

# **Charakterisierung der Verbrennung und des Klopfens in direktgezündeten Großmotoren im Sondergasbetrieb**

Dissertation

Harald Schlick

Ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen  
Grades eines Doktors der technischen Wissenschaften an der  
Technischen Universität Graz

Graz, März 2012

*Je mühsamer ein Weg ist,  
desto schöner ist das Gefühl  
am Ziel zu sein.*

## **Vorwort**

## **Kurzfassung**

## **Abstract**

## **Formelzeichen**

<b>1. Einleitung</b> .....	<b>1</b>
1.1. Aufgabenstellung und Zielsetzung .....	9
<b>2. Stand der Technik</b> .....	<b>10</b>
2.1. Nulldimensionale Verbrennungssimulation für direktgezündete Großgasmotoren	10
2.2. Klopfcharakterisierung .....	12
<b>3. Untersuchte Gase und wesentliche Gaseigenschaften</b> .....	<b>14</b>
Spezifische Wärme bei konstantem Druck .....	15
Laminare Flammgeschwindigkeit bei Standardbedingungen .....	16
Unterer Heizwert .....	17
Mindestluftbedarf .....	17
Adiabate Flammentemperatur .....	17
<b>4. Nulldimensionale Verbrennungssimulation mit Sondergasen</b> .....	<b>20</b>
4.1. Wandwärmeübergang .....	20
4.2. Zündverzug .....	28
4.3. Brennrate .....	37
Turbulente Flammgeschwindigkeit .....	38
Laminare Flammgeschwindigkeit .....	41
Turbulente kinetische Energie .....	52
Dynamische Viskosität .....	63
Flammenausbreitung .....	67
Vergleich Geometriefunktion und ideale Flammenausbreitung .....	68
Wandinteraktion .....	76
Verifikationsbeispiele der Brennrate .....	77
<b>5. Charakterisierung des Klopfverhaltens von Non-Natural-Gases</b> ...	<b>89</b>
5.1. Klopfkennungsalgorithmus .....	90
5.2. Definition einer neuen Klopfkennzahl .....	93
5.3. Ergebnisse aus den experimentellen Versuchen .....	94

<b>6.</b>	<b>Interpretation .....</b>	<b>106</b>
<b>7.</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick .....</b>	<b>108</b>
<b>8.</b>	<b>Abbildungsverzeichnis.....</b>	<b>111</b>
<b>9.</b>	<b>Tabellenverzeichnis.....</b>	<b>114</b>
<b>10.</b>	<b>Literaturverzeichnis .....</b>	<b>115</b>

## Vorwort

Diese Arbeit entstand während meiner Tätigkeit in Rahmen von sehr interessanten Projekten am Large Engines Competence Center Graz. Abgeschlossen wurde die Arbeit am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik. Herrn Professor Wimmer möchte ich besonders danken, einerseits für das entgegengebrachte Vertrauen vom Diplomstudium an bis zum Abschluss dieser Dissertation, andererseits auch für die Betreuung und Begutachtung dieser Arbeit.

Stellvertretend für das gesamte Institut mit allen Mitarbeitern bedanke ich mich auch bei Herrn Professor Eichlseder.

Ich danke auch für die angenehme und interessante Zusammenarbeit mit dem Projektpartner GE Jenbacher Gas Engines. Hier möchte ich namentlich die Herren Christian Trapp, Herbert Schaumberger und Jochen Fuchs stellvertretend für die Thermodynamik-Entwicklungsabteilung erwähnen.

Meinen Teamleitern bzw. Projektleitern, Dr. Gerhard Kogler, Dr. Wolfgang Fimml, Dr. Peter Christiner und Dr. Gerhard Pirker, danke ich für die Unterstützung in den vergangenen Jahren. Herrn Dr. Franz Chmela danke ich für die Begleitung dieser Dissertation und für wertvolle Vorschläge bei der schriftlichen Abfassung.

Besonderen Dank möchte ich den Kollegen von den Gasmotoren-Prüfständen und der Werkstätte aussprechen, die immer mit Rat und Tat zur Seite standen, wenn so manche Dinge nicht einwandfrei funktionierten. Erwähnen möchte ich dabei die Herren DI Jan Zelenka, Günther Wagner, Markus Krebs und Johannes Wrann. Stellvertretend für die Werkstätte danke ich Herrn Günter Rumpf.

Schlussendlich möchte ich meinen Eltern für die Unterstützung in jeglicher Hinsicht großen Dank aussprechen.

Harald Schlick

Graz, März 2012

## Kurzfassung

Großgasmotoren sind bereits hochentwickelt und erreichen sehr hohe Wirkungsgrade. Dies gilt auch für Großgasmotoren mit offenem Brennraum, welche ohne Vorkammer arbeiten. Diese Motoren werden zum großen Teil mit Erdgas betrieben und besitzen ein Hochdrallkonzept, um die Brenndauer kurz zu halten und somit den Wirkungsgrad auf hohes Niveau zu bringen. In der Vergangenheit und vermehrt in Zukunft werden Großgasmotoren auch mit sogenannten Non-Natural Gases (NNG; Sondergase) betrieben. Diese unterscheiden sich von Erdgas dadurch, dass nur noch geringe oder gar keine Anteile an Erdgas im Treibgas als brennbare Bestandteile vorhanden sind. Als brennbare Anteile kommen in diesen Gasen beispielsweise Propan, Wasserstoff sowie Kohlenmonoxid mit oder ohne Erdgas (Methan) zum Tragen. In den Bereich der Sondergase fallen beispielsweise Biogas, Klärgas, Holzgas, Reformergas und Prozessgase aus der Stahlerzeugung. Die vorliegende Arbeit widmet sich eben genau dieser interessanten Thematik.

Der Einleitungsteil befasst sich in kurzer Form mit den Anwendungsmöglichkeiten und spezifischen Herausforderungen beim Motorbetrieb mit Sondergasen.

Bevor die Hauptteile der Arbeit, die nulldimensionale Verbrennungssimulation und die Klopfcharakterisierung mit Sondergasen, diskutiert wird, wird ein Vergleich des verwendeten Verbrennungsmodells mit dem Entrainment-Modell hinsichtlich der Unterschiede und der Ergebnisqualität bei der Anwendung auf Erdgas beschrieben. Nach diesem Vergleich werden die wesentlichen Gaseigenschaften und -kenngrößen angeführt und in kompakten, übersichtlichen Unterkapiteln erklärt.

Speziell wurden für die nulldimensionale Simulation mit Sondergasen der Zündverzug, die laminare Flammengeschwindigkeit und die dynamische Viskosität angepasst. Hier wurde auch die Design of Experiments – Methode für die Ableitung von einfachen Funktionen verwendet. Ein Kapitel widmet sich der Fragestellung, ob eine Geometriefunktion einer sich ausbreitenden Flamme bessere Ergebnisse in der Simulation gegenüber einer idealen halbkugelförmigen Ausbreitung ergibt. Eine wesentliche Größe für die Simulation im Gasmotor stellt die turbulente kinetische Energie im Brennraum dar. Die Abschätzung dieser nicht direkt messbaren Größe wurde ebenfalls dargestellt. Ergebnisse hinsichtlich des simulierten Brennverlaufs und der Vergleich gegenüber der Messung (Analyse) wurden teilweise mit Erdgas gezeigt, aber auch bei drei ausgewählten Sondergaszusammensetzungen. Die Simulationen bei den gewählten Sondergasmesspunkten wurden mit den gleichen Modellparametern durchgeführt. Eine leichte Anpassung der allgemeinen Simulationskonstante musste bei einer wasserstoffhaltigen Treibgaszusammensetzung durchgeführt werden. Trotz alledem konnte gezeigt werden, dass mit den angepassten Untermodellen für Sondergase zufriedenstellende Verläufe simuliert werden konnten.

Ein sehr wichtiger Faktor bei der Analyse aber auch bei der Simulation stellt der Wandwärmeübergang von der Zylinderladung auf die Brennraumbegrenzungen dar. Bei Gasmotoren wird hauptsächlich der Ansatz von Woschni/Huber für die Bestimmung des Wandwärmeübergangskoeffizienten verwendet. Allgemein ist bekannt, dass bei Erdgasmesspunkten bei der Druckverlaufsanalyse und -simulation eine Skalierung mit 0.7 erforderlich ist, um eine entsprechend zufriedenstellende

Energiebilanz von 100 Prozent zu erreichen. Der Wert von 0.7 für Erdgasbetrieb konnte in dieser Arbeit bei zwei unterschiedlich großen Gasmotoren mit von einander abweichenden Verbrennungskonzepten bestätigt werden. Für fünf Sondergase wurden Skalierungsfaktoren für den Wandwärmeübergang vorgeschlagen. Mit diesen Werten wurden entsprechend gute Energiebilanzen über eine Vielzahl an Messpunkten erreicht. Auch die Übertragbarkeit auf einen größeren Gasmotor mit gasgespülter Vorkammer konnte bei Erdgas/Wasserstoff-Treibgaszusammensetzungen gezeigt werden.

Ein weiteres Kapitel widmet sich dem Thema des Klopfens im Betrieb mit Sondergas - Zusammensetzungen aus Erdgas, Propan, Stickstoff und Kohlendioxid. Aus den ausgewerteten Messdaten wurden unter Zuhilfenahme von Design of Experiments vier Funktionen zur Berechnung verschiedener Prozessgrößen, maximal mögliche Leistung, Zylinderspitzendruck, usw., abgeleitet. Es besteht nun die Möglichkeit, dass bei neu definierten Treibgaszusammensetzungen aus den genannten vier Reingasen bereits eine gute Einstellung für den Motorbetrieb abgeschätzt werden kann. Somit kann der Motor bereits ab Inbetriebnahme bei hoher Leistung und höchsten Wirkungsgraden arbeiten.

Schlussendlich konnte mit dieser Arbeit ein ausführlicher Überblick über die Sondergase mit spezifischen Fragestellungen bei der Simulation erarbeitet werden.

## **Abstract**

Large gas engines are highly sophisticated and reach very high efficiencies. This also applies to large open chamber gas engines without a pre-chamber. These engines are mostly operated by natural gas and use a high-swirl concept to shorten combustion duration in order to reach a higher level of efficiency. Large gas engines can also run on non-natural gases (NNG, special gases), and in the future, the use of this kind of fuel will continue to increase. These gases differ from natural gas in the low amount of methane in the mixture. Examples of combustible components in these mixtures are propane, hydrogen and carbon monoxide with or without natural gas (methane). Non-natural gases include biogas, sewage gas, wood gas, reformer gas and process gases from steel production. This dissertation examines the zero-dimensional simulation of combustion and the knock-characterization with non-natural gases.

The introduction briefly presents different applications and specific challenges during engine operation with non-natural gases. Next, the combustion model is compared with the entrainment model regarding the difference and the quality of the results with natural gas application. Fundamental gas properties and parameters are then described in compact, clearly structured chapters.

Ignition delay and laminar flame speed are adapted especially for zero-dimensional simulation using the Design of Experiments method. The dynamic viscosity is also adapted for non-natural gases. One chapter deals with the question of whether using a geometry function to determine the propagating flame front might lead to better simulation results than calculating ideal hemispherical propagation. An essential parameter for gas engine simulation is the turbulent kinetic energy in the combustion chamber. Since this parameter could not be measured directly, the estimate is given.

The results from simulating the rate of heat release and the comparison with measurements (analysis) are shown for natural gas as well as for three selected non-natural gas mixtures. In each case, the simulations of the three non-natural gas measurement points are calculated with the same constants in the simulation model. The general simulation constant had to be adjusted slightly in the gas mixture that included hydrogen. Nevertheless, it could be shown that adjusted sub-models for non-natural gases lead to satisfactory simulation results.

A very important factor during simulation as well as analysis is the wall heat flux between the combustion chamber and the combustion walls. The Woschni/Huber approach is often used to identify the heat transfer factor in gas engines. For adequate energy balance of approximately 100 percent, a scaling factor is required. The value of this factor is 0.7 with natural gas (methane) operation. Scaling factors are recommended for five different gas mixtures. Very good energy balances for a large number of operating points were able to be reached with these values. It was shown that these values could be transferred to a larger gas engine with a gas scavenging pre-chamber, especially when natural gas/hydrogen mixtures were used.

A further chapter gives an overview of knocking in operation with non-natural gases – fuel gas mixtures with natural gas (methane), propane, nitrogen and carbon dioxide. Four functions for calculating different process parameters, for example the maximum power or maximum cylinder pressure, are derived from the analysed measurements using Design of Experiments.

In conclusion, the thesis provides a detailed survey of non-natural gas applications and solves specific problems that arise during simulation.



## Formelzeichen

$L_{min..}$	Mindestluftbedarf [kg <sub>L</sub> /kg <sub>Br</sub> ]	$d_v..$	Ventildurchmesser [m]
$H_u..$	Unterer Heizwert [J/kg]	$h_v..$	max. Ventilhub [m]
$O_{2,min..}$	Mindestsauerstoffbedarf [kg <sub>O2</sub> /kg <sub>Br</sub> ]	$w..$	Charakteristische Geschwindigkeit [m/s]
$T..$	Temperatur [°C], [K]	$V_c..$	Kompressionsvolumen [m <sup>3</sup> ]
$D..$	Durchmesser [m]	$T_{3AV..}$	Abgastemperatur [°C]
$q..$	Wärmestrom [W/cm <sup>2</sup> ]	$p_0..$	Schleppdruck [bar]
$p..$	Druck [bar]	$p_{mi..}$	Indizierter Mitteldruck [bar]
$r..$	Reaktionsrate [kg/m <sup>3</sup> s]	$IMEP..$	Indizierter Mitteldruck [bar]
$u'..$	turbulente Schwankungsgeschwindigkeit [m/s]	$c_m..$	Mittlere Kolbengeschwindigkeit [m/s]
$CH_4..$	Methan (Erdgas) [vol%]	$KI..$	Klopfintensität (-integral) [-]
$C_3H_8..$	Propan [vol%]	$l..$	charakteristische Länge [m]
$H_2..$	Wasserstoff [vol%]	$dQ..$	Brennverlauf [J/°KW]; [1/°KW]
$CO..$	Kohlenmonoxid [vol%]	$Q..$	Summenbrennverlauf [J]; [-]
$CO_2..$	Kohlendioxid [vol%]	$m_B; m_K$	Kraftstoffmasse [kg]
$N_2..$	Stickstoff [vol%]	$m_G..$	Gemischmasse [kg]
$V..$	Volumen [m <sup>3</sup> ]	$v_{turb..}$	turbulente Flammengeschwindigkeit [m/s]
$H_G..$	Gemischheizwert [kJ/m <sup>3</sup> ]	$u..$	Spezifische innere Energie [J/kg K]
$F_{ij..}$	Gewichtungsfaktoren [-]	$c_{O_2..}$	Sauerstoffkonzentration [-]
$f_U..$	Übergangsfunktion [-]	$c_B..$	Brennstoffkonzentration [-]
$M..$	molare Masse [kg/mol]	$E_{Squish..}$	Squishenergie [J]
$c..$	Kohlenstoff im Brennstoff [-]	$E_{Drall..}$	Drallenergie [J]
$h..$	Wasserstoff im Brennstoff [-]	$D..$	Diffusionskoeffizient [cm <sup>2</sup> /s]
$o..$	Sauerstoff im Brennstoff [-]	$K_i..$	Konstanten [-]
$p_2'..$	Rel. Ladedruck nach Drosselklappe [bar(r)]	$a_i; b_i; c_i; d_i..$	Konstanten [-]
$T_2'..$	Gemischtemperatur nach Drosselklappe [°C]	$k..$	turbulente kinetische Energie [m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> ]
$n..$	Motordrehzahl [min <sup>-1</sup> ]	$R_1..$	Muldenradius [m]
$h..$	Motorhub [m]	$R_2..$	Bohrungsradius [m]

$V_{lam..}$	laminare Flammengeschwindigkeit [m/s]
$A_{FF..}$	Flammenfrontfläche [m <sup>2</sup> ]
$r_{FF..}$	Flammenfrontradius [m]
$V_{b..}$	Volumen der verbrannten Zone [m <sup>3</sup> ]

$J..$	Massenträgheitsmoment [kg m <sup>2</sup> ]
$V_{FF..}$	Flammenfrontvolumen [m <sup>3</sup> ]
$s..$	Flammendicke [m]

### Griechische Symbole

$\alpha..$	Temperaturexponent [-]
$\alpha..$	Winkel [°]
$\beta..$	Druckexponent [-]
$\varepsilon..$	Dissipationsrate [m <sup>2</sup> /s <sup>3</sup> ]
$\rho..$	Dichte [kg/m <sup>3</sup> ]
$\nu..$	Kinematische Viskosität [m <sup>2</sup> /s]
$\alpha..$	Ventilsitzwinkel [°]
$\lambda_l..$	Liefergrad [-]

$\varphi..$	Kurbelwinkel [°KW]
$\lambda..$	Luftverhältnis [-]
$\tau..$	charakteristische Zeit [s]
$\eta..$	Dynamische Viskosität [Pa s]
$\omega..$	Winkelgeschwindigkeit [rad/s]
$\varphi..$	Volumenanteil [vol%]
$\mu..$	Massenanteil [mass%]
$\Delta\varphi..$	Kurbelwinkelschritt [°KW]

### Indizes / Exponenten

$Arr..$	Arrhenius
$Mag..$	Magnussen
$lam..$	laminar
$turb..$	turbulent
$calc..$	calculated (gerechnet)
$l..$	Luft
$m; n..$	Exponenten (Wärmeübergang)

$RG..$	Restgas
$FF..$	Flammenfront
$Zyl..$	Zylinder
$HP..$	High Pressure (Hochdruckteil)
$MG..$	Mischgas (Treibgas)
$G..$	Gemisch

## Abkürzungen

<i>SCR..</i>	Selektive katalytische Reaktion	<i>COV..</i>	Coefficient of Variation [%]
<i>LNG..</i>	Liquefied Natural Gas	<i>EOC..</i>	End of Combustion [°KW]
<i>MZ..</i>	Methanzahl	<i>ZZP..</i>	Zündzeitpunkt [°KW]
<i>NNG..</i>	Non Natural Gas	<i>KB..</i>	Klopfbeginn [°KW]
<i>GPN..</i>	Gas Performance Number	<i>EG..</i>	Erdgas
<i>ZOT..</i>	Oberer Totpunkt Zündung	<i>ZV..</i>	Zündverzug [°KW]
<i>DoE..</i>	Design of Experiments	<i>MFB50.</i>	50%-Umsatzpunkt [°KW]
<i>R<sup>2</sup>..</i>	Bestimmtheitsmaß	<i>KW..</i>	Kurbelwinkel
<i>BH..</i>	Betriebsstunden [h]	<i>AGR..</i>	Abgasrückführung
<i>NG..</i>	Natural Gas	<i>KH..</i>	Klopfhäufigkeit [%]
<i>L<sub>min</sub>..</i>	Mindestluftbedarf [kg <sub>L</sub> /kg <sub>Br</sub> ]	<i>LFS..</i>	Laminar Flame Speed [cm/s]
<i>Re..</i>	Reynolds-Zahl [-]	<i>LIVC..</i>	Late Intake Valve Close
<i>Pr..</i>	Prandtl-Zahl [-]		

## 1. Einleitung

Gasmotoren erlebten in den letzten Jahrzehnten einen enormen Aufschwung hinsichtlich Mitteldrucksteigerung und Wirkungsgradanhebung durch Magerverbrennungskonzepte mit Abgasturboaufladung und werden in Zukunft weiter eine wichtige Rolle für die Energieerzeugung spielen. Die Motoren werden vor allem als Stationärmotoren für die Stromerzeugung, aber auch für die Abwärmenutzung in Blockheizkraftwerken, eingesetzt. Daneben kommen auch kleinere Gasmotoren von einigen Herstellern in Personkraftwagen zum Einsatz, wo der Betrieb wahlweise mit Erdgas oder Benzin erfolgt. Auch im Marinebereich kommen ebenfalls immer mehr Gasmotoren zum Einsatz. Besonders bei Fähren im küstennahen Bereich werden Gasmotoren als Schiffsantriebe vermehrt eingesetzt. Aber auch bei großen Liquefied Natural Gas (LNG) - Tankern kann das Boil-Off des verflüssigten Erdgases in einem oder mehreren Gasmotoren für den Hauptantrieb oder Hilfsantrieb genutzt werden [38].

Ein großer Vorteil bei der Anwendung von stationären Gasmotoren für die Energieerzeugung besteht darin, dass sie für die Abgasnachbehandlung zur Erreichung der geforderten Grenzwerte meist nur mit Oxidationskatalysator (für Kohlenmonoxid und unverbrannte Kohlenwasserstoffe) auskommen. Speziell die Stickoxide lassen sich innermotorisch bei Erdgasbetrieb unter  $500 \text{ mg/m}_n^3$  senken, wobei trotzdem ausreichende Verbrennungsstabilität bei hohem Wirkungsgrad gewährleistet ist. Der heutige Grenzwert für viele europäische Staaten der TA-Luft (Technische Anweisung zur Reinhaltung der Luft, [94]) von  $500 \text{ mg/m}_n^3$  bezogen auf 5% Sauerstoff im Abgas kann mit nur geringen Wirkungsgradeinbußen dargestellt werden. Ansonsten müsste zur Stickoxidsenkung eine teure SCR-Anlage (selektive katalytische Reduktion) installiert werden.

Vor der Diskussion von Aufgabenstellung und Zielsetzung dieser Arbeit soll in der Einleitung zunächst das Direktzündler-Verbrennungskonzept und die Einsatzgebiete mit möglichen auftretenden Problemen kurz angeführt und erläutert werden. Der Hauptteil dieser Arbeit beschäftigt sich danach mit der nulldimensionalen Verbrennungssimulation, einerseits bezogen auf die Anwendung für Erdgas, als auch andererseits auf spezielle Fragestellungen für die Simulation mit Sondergasen, sogenannte Non-Natural-Gases (NNG). Bevor die verwendeten Teilmodelle in Abschnitt 4 diskutiert werden, ist ein Kapitel den bereits bekannten nulldimensionalen Verbrennungsmodellen gewidmet. Abschließend wird das Klopfverhalten bei Erdgasanwendung und Sondergasen untersucht und die gewonnenen Erkenntnisse beschrieben.

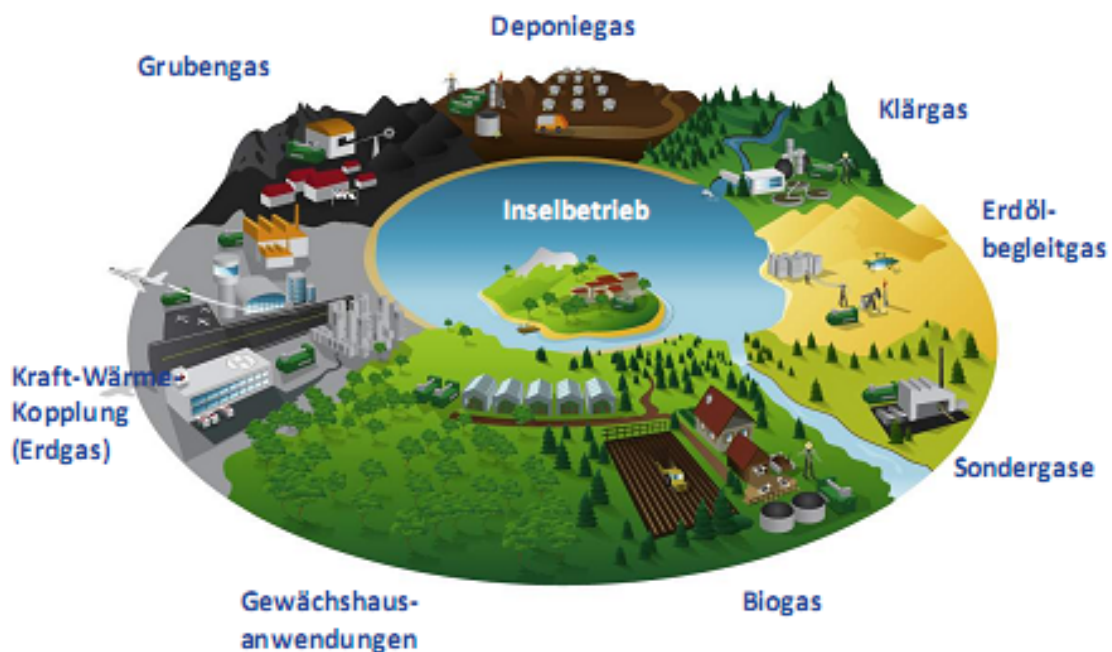
Die nachfolgenden Sätze beschreiben das Direktzündler - Verbrennungskonzept, welches großteils bei stationären Gasmotoren im Sondergasbetrieb in Verwendung ist. Alle in dieser Arbeit betrachteten Mess- und Simulationspunkte beziehen sich auf das Konzept des Direktzündlers, auch jene bei Erdgasbetrieb.

### Direktzündler – Verbrennungskonzept:

Das Konzept des Direktzündlers entspricht im Prinzip einem konventionellen Ottomotor. Der große den Wirkungsgrad erhöhende Unterschied zu beispielsweise Pkw-Ottomotoren liegt darin, dass das Luftverhältnis bei Großgasmotoren im

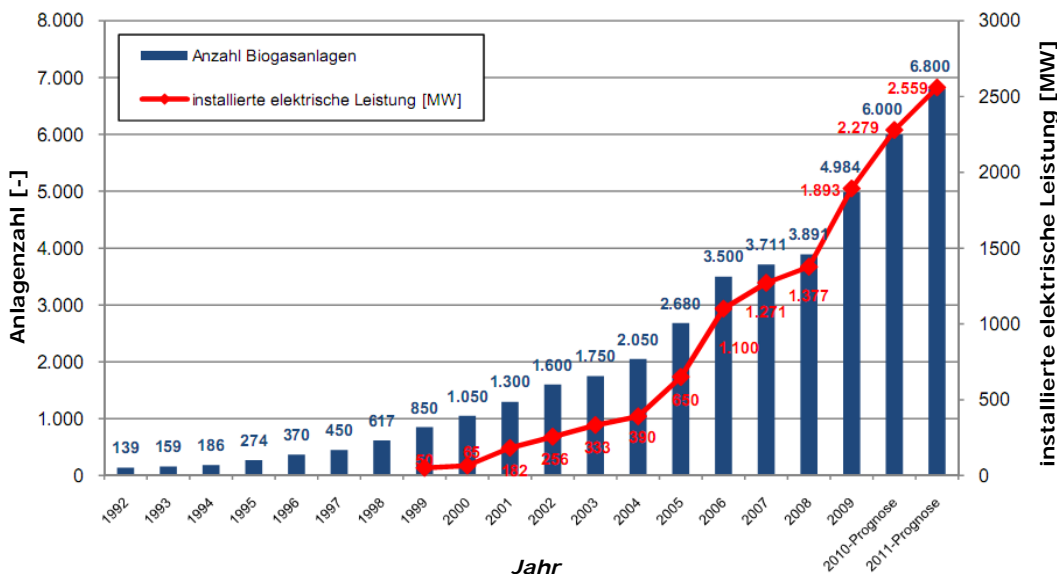
Erdgasbetrieb mit diesem Arbeitsverfahren bei Volllast im Bereich von 1.8 bis 1.9 liegt, wogegen bei Ottomotoren im Pkw-Bereich hauptsächlich  $\lambda=1$ -Konzepte mit Dreiwege-Katalysator eingesetzt werden. Der Vorteil der Direktzünder-Motoren gegenüber Vorkammervverbrennungskonzepten für Sondergasanwendungen besteht in der besseren Regelbarkeit. Dabei werden verschiedenste Gase verbrannt, das Luftverhältnisniveau kann dabei durchaus 1 werden (hoher Anteil von Inertgasen im Treibgas), aber bei wasserstoffreichen Verbrennungsgasen auch im Bereich von 2.5 oder mehr liegen. Direktzünder-Brennverfahren arbeiten im Allgemeinen mit einem Hochdrallkonzept, um die Verbrennung zu beschleunigen und mit einer konventionellen Einlassschluss-Steuerzeit bzw. Atkinson-Steuerzeit („später Miller“). Zur Erreichung hoher Mitteldrücke werden Magergasmotoren mit Direktzünder-Verbrennungskonzept mit Abgasturboaufladung betrieben. Die Ausführung des Aufladesystems ist meist noch einstufig, wird jedoch in Zukunft in Richtung zweistufiger Aufladung mit Zwischenkühlung gehen. Eventuell werden für innermotorische Ladungskühlung die Steuerzeiten weiter verschärft (noch frühere Miller- bzw. noch spätere Atkinson-Steuerzeiten), was wiederum eine Steigerung der Verdichterdruckverhältnisse mit Wirkungsgradsteigerung der Aufladegruppe bedeutet.

Eine Übersicht über die verschiedenen Gase und deren Einsatzmöglichkeiten zeigt Abbildung 1 [18]. Die Hauptanwendung von stationär betriebenen Großgasmotoren ist der Betrieb mit Erdgas in Blockheizkraftwerken, bei dem die Nutzung von elektrischer Energie und Abwärmeenergie erfolgt. Die Gesamtanlagenwirkungsgrade (elektrisch + thermisch) erreichen dabei Werte von über 90 %. Als Sondergase können hier beispielsweise Grubengas, Deponiegas, Konvertergas bzw. Koksgas aus der Stahlerzeugung oder Erdölbegleitgas genannt werden.



**Abbildung 1:** Anwendungsgebiete von Sondergasen [18]

In landwirtschaftlichen Großbetrieben ist die Nutzung von Biogas (Zusammensetzung von Methan und Kohlendioxid) für die private bzw. öffentliche Nutzung sehr gefragt. Die Zunahme der Anlagenzahl und der sich daraus ergebende installierte Leistung für die letzten Jahre in Deutschland zeigt Abbildung 2.



**Abbildung 2:** Entwicklung der Anzahl von Biogasanlagen in Deutschland (Fachverband Biogas e.V.; www.biogas.org)

Von den knapp 6000 Biogasanlagen in Deutschland im Jahr 2010 speisten insgesamt nur 50 Anlagen den erzeugten Strom wieder in das öffentliche Netz zurück. Der Großteil der Anlagen verwendete den erzeugten Strom und die Abwärme im Kühlwasser für den Eigengebrauch. In Österreich wurden laut „Statistik Austria“ im vierten Quartal 2010 ungefähr 300 Biogasanlagen und 45 Deponie- bzw. Klärgasanlagen betrieben.

Der Betrieb eines Großgasmotors mit abweichenden Zusammensetzungen gegenüber reinem Erdgas kann teilweise große Herausforderungen bei Feldmotoren nach sich ziehen. Allgemein kann die für die Auslegung relevante Gaszusammensetzung und daraus in weiterer Folge auch die Schwankung der Einzelkomponenten genannt werden. Speziell bei wasserstoffhaltigen Treibgaszusammensetzungen ist ein plötzlich auftretender Sprung hinsichtlich Klopfen als kritisch zu bewerten. Auch in die Gegenrichtung, also bei plötzlich auftretender größerer Menge an Inertgas, d.h. Neigung des Motors zum Aussetzen, muss eine Regelung sehr schnell erfolgen. Für die Motorregelung stellen Treibgasschwankungen eine besondere Herausforderung dar, kann aber mit den heutigen Algorithmen gut abgefangen werden [71]. Ein weiteres allgemeines Problem sind die teilweise auftretenden Begleitstoffe bei Sondergasen, welche in nachfolgender Tabelle 1 kurz mit ihren wesentlichen Eigenschaften und Charakteristiken zusammengefasst sind.

<i><b>Begleitstoff</b></i>	<i><b>Eigenschaften / Charakteristik</b></i>
Ethin (Acetylen) C <sub>2</sub> H <sub>2</sub>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- farbloses, geruchloses und brennbares Gas</li> <li>- hochentzündlich</li> <li>- kommt in der Natur nicht rein vor</li> <li>- die Herstellung erfolgt über die Erdgas- und Erdölpyrolyse</li> <li>- ist der Explosionsgruppe IIC mit der Temperaturklasse T2 zugeordnet</li> </ul>

Schwefeldioxid SO <sub>2</sub>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- farbloses, giftiges Gas</li> <li>- bildet mit Wasser ätzende Säuren</li> <li>- teilweise sehr starke Korrosion mit Wasser (feuchtes Abgas) bei Metallen</li> </ul>
Schwefelwasserstoff H <sub>2</sub> S	<ul style="list-style-type: none"> <li>- farbloses Gas; riecht stark nach faulen Eiern</li> <li>- sehr giftig und hochentzündlich (sehr brennbar)</li> <li>- kommt in geringsten bis großen Anteilen (ca. 80 vol%) in Erdgas und Erdöl bzw. auch in vulkanischen Gasen vor</li> <li>- Schwefelkorrosion</li> <li>- ist der Explosionsgruppe IIB mit der Temperaturklasse T3 zugeordnet</li> </ul>
Carbonylsulfid (Kohlenoxidsulfid) COS	<ul style="list-style-type: none"> <li>- farblos und sehr übelriechendes Gas</li> <li>- giftig und hochentzündlich</li> <li>- kommt in geringsten Mengen in Erdgas, Gasen bei Vulkanausbrüchen, Biogasen und in Nebenprodukten der chemischen Industrie vor</li> </ul>
Kohlenstoffdisulfid CS <sub>2</sub>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- farblose, leicht entzündliche Flüssigkeit</li> <li>- entsteht beispielsweise bei Faulprozessen oder aus der Kohleverbrennung</li> <li>- kann im Motor als Flüssigkeitstropfen in den Brennraum gelangen</li> </ul>
Teer	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Teerkondensation</li> <li>- Veränderung der Schmieröleigenschaften</li> </ul>
Phenole	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Reagieren mit Wasser zu schwachen Säuren</li> <li>- Veränderung der Schmieröleigenschaften</li> </ul>

**Tabelle 1:** Eigenschaften und Charakteristika von Gasbegleitstoffen

Die in Tabelle 1 angegebenen Schwefelverbindungen- SO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>S, COS und CS<sub>2</sub> – stellen in der Hinsicht ein Problem dar, dass diese im Brennraum und im Rohrsystem zu Schwefelablagerungen und -korrosionen führen und in weiterer Folge bei der Abgasnachbehandlung von Nachteil sind. Es ist zielführend, wenn sehr schwefelarmes Treibgas dem Brennraum zugeführt wird. Auch Teer kann zu massiven Problemen im Motorbetrieb führen [72].

Resultierend aus den teils sehr geringen Heizwerten von Sondergasen muss für den Motorbetrieb bei hohen Lasten entsprechend ein größerer Treibgas-Volumenstrom gegenüber Erdgasbetrieb zu Verfügung gestellt werden. In [72] wird von einem Faktor von 10 gegenüber Erdgas gesprochen. Bei einigen in dieser Arbeit untersuchten Sondergasen mit sehr niedrigem Heizwert, musste am 1-Zylinderforschungsmotor auch das 20- bis 25-fache gegenüber Erdgas am Motor für einen hohen indizierten Mitteldruck bereitgestellt werden. Dies bedeutet sowohl an Forschungsmotoren als auch bei Feldmotoren eine Herausforderung in der Gasinfrastruktur (Gasregelstrecken; Sicherheitseinbauten; usw.). Beim Betrieb mit Kohlenmonoxid müssen entsprechende Sicherheitsstandards eingehalten werden.

Ein immer wieder auftretendes Phänomön beim Motorbetrieb mit Sondergasen ist die Selbstzündung im Saugrohr bzw. im Brennraum bei offenen Einlassventilen. Hier soll nur erwähnt werden, dass am Vollmotor die möglichen auftretenden Schäden

durch Flammensperren im Gemischsammelrohr reduziert werden können. An den 1-Zylinderforschungsmotoren waren keine Flammensperren vorgesehen und es traten daher immer wieder leichte Bauteilschäden (Temperatur- oder Feuchtesensoren) bei Rückzündungen auf.

Nachfolgend sind ausgewählte Sondergase hinsichtlich ihrer Anwendung, Vorkommen und speziellen Problematiken beschrieben. Als Leitfaden zur Beschreibung diene Abbildung 1. Weitere Informationen sind in den Literaturstellen [3], [71], [72], [107], [108], [110] und [111] zu finden.

### Erdgas

Erdgas ist das am meist verwendete Treibgas im Gasmotor. Der Anteil an Methan variiert je nach Förderquelle. Die üblichen Werte für den europäischen Raum sind 80 bis 85 vol% CH<sub>4</sub> bei Nord-See-Erdgas und bis zu 98 vol% CH<sub>4</sub> bei russischem Erdgas. Durch den hohen Methananteil ist vor allem russisches Erdgas als sehr klopfunempfindlich einzustufen. Daraus resultiert auch eine Methanzahl [57] von knapp 100. Die restlichen Komponenten beim Nord-See-Erdgas sind höhere Kohlenwasserstoffverbindungen wie Ethan C<sub>2</sub>H<sub>6</sub>, Propan C<sub>3</sub>H<sub>8</sub> oder Butan C<sub>4</sub>H<sub>10</sub>. Diese höheren Kohlenwasserstoffverbindungen nehmen Einfluss auf die Klopfgrenze des Motors. Auch Inertgase – Stickstoff und Kohlendioxid – können in größeren Mengen vorkommen. Im Motorbetrieb treten generell keine Probleme, verursacht durch die Erdgaszusammensetzung, auf. Hinsichtlich des Vorkommens werden trockene (eigene Gasfelder) und nasse Gasfelder (Dome über Erdölfeldern) unterschieden.

### Grubengas

Grubengas wird industriell als Problemgas angesehen und ist eine Begleiterscheinung beim Steinkohleabbau. Es sind drei verschiedene Zusammensetzungen hinsichtlich der Anwendung zu unterscheiden. Die erste beschreibt die unproblematische Anwendung des Flözgases (CBM...Coal Bed Methane). Flözgas kann unabhängig vom Kohleabbau gewonnen werden. Der Methananteil ist größer 90 vol%. Die Zusammensetzung ist so stabil, dass es in das öffentliche Erdgasnetz oder direkt zum Motor eingespeist werden kann. Das bei aktivem Bergbau frei werdende Grubengas wird als Coal Mine Methane (CMM) bezeichnet und stellt die zweite mögliche Zusammensetzung dar. Wegen Sicherheitsfragen muss dieses Gas aus den Gruben entfernt werden, was mit Luftventilation geschieht. Der Sauerstoffanteil beträgt daher 5 bis 12 vol% bei einem Methangehalt von etwa 25 bis 60 vol%. In Realität sind sprunghafte Änderungen der Gaszusammensetzung möglich. Die sichere Regelung des Motors ist bei CMM von besonderer Bedeutung. Als dritte Variante ist eine Zusammensetzung bei stillgelegtem Bergbau möglich (AMM...Abandoned Mine Methane). Dabei ist der O<sub>2</sub>-Anteil verschwindend klein und der CH<sub>4</sub>-Anteil liegt zwischen 60 bis 80 vol%. Die Änderung der Gaszusammensetzung erfolgt auch hier sehr langsam. Die Motorregelung bezüglich sprunghafter Änderungen erscheint auch hier als unkritisch.

Der generelle Vorteil hinsichtlich einer Verbrennung dieses Problemgases ist die alternative Entsorgung bei gleichzeitiger Energiegewinnung. Weiters wird die Freisetzung von Methan in die Atmosphäre reduziert und der Treibhauseffekt eingedämmt. Laut [112] können Gasmotoren bei minimalen CH<sub>4</sub>-Anteilen (≈25 vol%) und sehr niedrigen Heizwerten noch an der Volllast sicher und stabil betrieben werden.



### Erdölbegleitgas

Erdölbegleitgas (Flare Gas) bzw. Associated Petroleum Gas (APG) kommt bei der Förderung von Erdöl zu Tage. Durch die hohen Schwankungen in der Treibgaszusammensetzung wurde diesem Gas in der Vergangenheit meist keine Beachtung geschenkt und über eine Flammenfackel direkt bei der Förderstätte ohne Energiegewinn verbrannt. Problematisch sind im Motorbetrieb einerseits die Treibgaschwankungen und andererseits die höheren Anteile an kloppfreudigen Bestandteilen (Ethan, Propan; Butan; u.a.). Die Schwankung der Methanzahl liegt zwischen 40 und 90. Auf die Motorregelung ist besonderes Augenmerk zu legen. Durch die kloppfreudigen Verbrennungsbestandteile können die Motoren nur bei reduzierter Last sicher betrieben werden.

Aus einer aktuellen Studie von General Electric [41] werden pro Jahr weltweit 150 Milliarden Kubikmeter Erdölbegleitgas (Flare Gas) bzw. Associated Petroleum Gas (APG) abgefackelt. Das wäre den folgenden Angaben äquivalent:

- Jährlicher Gasverbrauch in den nordamerikanischen Wohnungen
- 5% der weltweiten Erdgasproduktion
- 23% der Erdgasnutzung in den Vereinigten Staaten von Amerika
- 30% der Erdgasnutzung in der Europäischen Union
- 2.4 Millionen Barrel Erdöl-Äquivalent pro Tag

Diese Zahlen belegen auch wieder, dass die Nutzung von Sondergasen von großer Relevanz ist.

### Biogas/Deponiegas/Klärgas

Diese Gase entstehen durch Verwesung oder Vergärung von Abfällen, Pflanzen bzw. Abwässern. Die Hauptbestandteile sind Erdgas (Methan) und Kohlendioxid. Die volumetrischen Verhältnisse variieren von Anlage zu Anlage. Bestandteile, welche Probleme verursachen könnten und im Prozess der Verwesung oder Vergärung entstehen, sind Ammoniak  $\text{NH}_3$  [110], Schwefelwasserstoff  $\text{H}_2\text{S}$  oder auch hohe Wasseranteile in Form von Dampf [111]. Speziell hohe Feuchteanteile im Treibgas dürfen hinsichtlich der Zündung und daraus folgend dem Zündspannungsbedarf nicht vernachlässigt werden. Gegenüber Erdgas werden Biogase, Deponiegase und Klärgase aufgrund des hohen  $\text{CO}_2$ -Anteiles (kann bis zu 30 vol% oder mehr erreichen) fetter betrieben, um hohe Motorlasten zu erreichen. Sehr beliebt ist diese Anwendung bei landwirtschaftlichen Betrieben, in denen beispielsweise Mais, Grünschnitt und ähnliches in Fermentatoren zur gewünschten Zusammensetzung umgewandelt werden. Diese Anlagen werden vor allem zur Abdeckung des Eigenbedarfs an Strom und Warmwasser genützt. Große Biogasanlagen speisen den gewonnen elektrischen Strom sogar ins öffentliche Stromnetz ein und können über die Kraft-Wärme-Kopplung kleine Fernwärmenetze betreiben.

Bei Klär- und Deponiegas muss über dem Wartungsintervall eines Motors die Ablagerungsproblematik im Brennraum wegen der Silikate beachtet werden.

### Holzgas

Zur Erzeugung von Holzgas wird Luft mit/ohne Wasserdampf durch glühende, nicht entflammte, Schichten aus Holz/Holzkohle gesaugt. Dabei laufen chemische Prozesse ab, die als Produkte Kohlenmonoxid, Wasserstoff, Kohlendioxid, Stickstoff sowie Methan zur Folge haben. Weiters kann der Feuchteanteil sehr hoch ausfallen. Vorteilhaft bei der Holzgasanwendung ist, dass der Motor aufgrund des Wasserstoffanteils bei sehr hohem Luftverhältnis betrieben werden kann. Es können innermotorisch sehr niedrige Stickoxidniveaus erreicht werden.  $\text{NO}_x$ -Werte unter  $10 \text{ mg/m}_n^3$  können dargestellt werden, jedoch mit Einbußen hinsichtlich des Wirkungsgrades.

Nachteilig wirken sich die je nach Holzgas-Vergasereinstellung unterschiedlichen Anteile von Kohlendioxid und Stickstoff auf den Heizwert, die Brenngeschwindigkeit und die Zündungsanforderung aus. Im realen Motorbetrieb können Selbstzündungsphänomene auftreten. Wesentlich für die Reduktion der Selbstzündungsneigung von Holzgasen ist der Methananteil im Treibgas. Aus Erfahrung sollten mindestens 10 vol% Methan (Erdgas) vorhanden sein, um Selbstzündung im gesamten Betriebsbereich des Motors auszuschließen.

### Reformergas

Reformergase bestehen grundsätzlich aus den Komponenten Methan, Wasserstoff, Kohlenmonoxid, Kohlendioxid und Stickstoff. Der Methan-Anteil ist jedoch im Allgemeinen gleich Null oder sehr gering ( $\text{CH}_4 < 5\%$ ). Die Herstellung erfolgt synthetisch, basierend auf festen, flüssigen und gasförmigen Ausgangsstoffen. Bei Verwendung von gasförmigen Ausgangsstoffen wird vor allem Erdgas durch Dampfreformierungsverfahren oder partielle Oxidation in die brennbaren Anteile von Wasserstoff und Kohlenmonoxid umgewandelt.

Problematisch sind bei diesen Verbrennungsgasen die Selbstzündungsneigung bei hohen Wasserstoffanteilen und die sicherheitsrelevanten Fragen hinsichtlich des giftigen Kohlenmonoxids. Aus Prüfstandserfahrungen kann zusammengefasst werden, dass die Grenze des Wasserstoffanteils, wo noch keine Selbstzündung auftritt, bei etwa 30 bis 35 vol% liegt. Vorteilhaft im Motorbetrieb mit Reformergas sind die minimal innermotorisch erreichbaren Stickoxide. Die Verbrennung kann mit  $\text{NO}_x < 100 \text{ mg/m}_n^3$  sehr stabil und ohne Verbrennungsaussetzer dargestellt werden.

### Prozessgase/Sondergase

Diese beiden Begriffe – Prozessgase und Sondergase – sollen hier alle in der Industrie und in der Natur vorkommenden Gaszusammensetzungen abdecken. Prozessgase sind beispielsweise Gase, welche in der Stahlerzeugung (Hochofengas; Gichtgas; Konvertergas) [61], [71] und [72] auftreten oder Gase mit sehr hohem Kohlenmonoxidanteil ( $> 80 \text{ vol}\%$ ) aus der chemischen Industrie. Weiters können auch verschiedene Zusammensetzungen von  $\text{CH}_4/\text{C}_3\text{H}_8/\text{CO}_2/\text{N}_2$  zu den industriellen Gasen gerechnet werden. Zu dieser Gasklasse zählt auch ein Verbrennungsgas aus Wasserstoff/Kohlendioxid = 42.3/57.7 vol% welches in der Natur über Erdspalten an die Oberfläche kommt. Ein 1-Zylinder-Forschungsmotor wurde mit diesem Gas während einer Versuchsphase betrieben. Problematisch ist dabei die hohe Selbstzündungsneigung. Der Motorbetrieb konnte nur bei niedrigen indizierten

Mitteldrücken sicher dargestellt werden, die Abmagerbarkeit und damit Stickoxidreduzierung war durch den Wasserstoffanteil jedoch hervorragend ( $\lambda > 3$ ;  $\text{NO}_x < 20 \text{ mg/m}_n^3$  möglich).

### Schiefergas

Schiefergas ist prinzipiell der Erdgaszusammensetzung sehr ähnlich und ist in Gesteinen gespeichert. Der Methananteil ist sehr hoch. Die Gewinnung und Förderung ist technologisch sehr anspruchsvoll. Zur heutigen Zeit und naher Zukunft ist die Förderung noch als unrentabel zu bezeichnen. Vor allem von amerikanischen Forschungsstellen wird dieser Energieresource ein sehr großes Potential zugeschrieben [109].

Wie die vorigen Absätze zeigen, ist die Anwendung von Sondergasen im Verbrennungsmotor vielseitig und teils mit besonderen Herausforderungen versehen. Aufgrund dessen, dass sich in Zukunft die Zahl an Sondergasanlagen vergrößern wird, ist es von besonderer Wichtigkeit, dass für unterschiedliche Treibgase eine Vorauslegung der Verbrennung durchgeführt werden kann. Wünschenswert ist eine Anwendung, welche schnelle Ergebnisse bei unterschiedlichen Variationen liefert. Dafür ist die nulldimensionale Verbrennungssimulation sehr geeignet und wird auch in dieser Arbeit angewandt. Weiters muss bereits bei der simulatorischen Vorauslegung eine Aussage hinsichtlich Klopfen möglich sein.

Beim Betrieb mit stationären Gasmotoren ist es zielführend, dass die Anlagen bei hohen effektiven Mitteldrücken und höchsten Wirkungsgraden betrieben werden. Bei hohen Lasten tritt aber der Nachteil ein, dass der Bereich zwischen Aussetzen und Klopfen verringert wird (grauer Bereich in Abbildung 3). Eine zusätzliche Steigerung des Verdichtungsverhältnisses verschärft diese Problematik zusätzlich. Daher ist es für die Vorauslegung von besonderem Interesse, wenn durch nulldimensionale Simulationen einerseits die Verbrennung abgeschätzt und andererseits auch Aussagen über das Klopfverhalten gegeben werden kann.

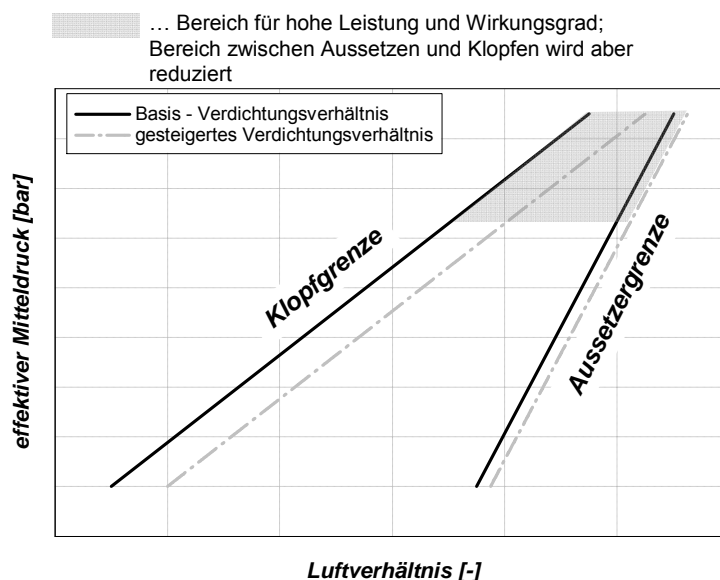


Abbildung 3: Veränderung des Betriebsbereiches eines Gasmotors

Diese Arbeit beschäftigt sich genau mit diesen beiden Themen, der nulldimensionalen Verbrennungssimulation, also der Vorhersage der Verbrennung im Betrieb mit Sondergas, und die Bewertung des Klopfens mit einer neuen Klopfkennzahl speziell für den Magergasbetrieb mit Sondergasen.

Dieser beschriebene Einleitungsteil sollte einen kurz gefassten Überblick über die Möglichkeiten der Sondergasnutzung im Verbrennungsmotor und den möglichen auftretenden Problemen geben.

Nachfolgend wird in diesem Kapitel kurz die Aufgabenstellung mit der grundsätzlichen Vorgehensweise und der Zielsetzung beschrieben.

### **1.1. Aufgabenstellung und Zielsetzung**

Resultierend aus den Erfordernissen gliedert sich diese Arbeit in zwei Teile. Der erste Teil befasst sich mit der nulldimensionalen Verbrennungssimulation und der zweite Teil über die Klopfcharakterisierung im Motorbetrieb mit Sondergasen.

Für die Modellbildung und Anpassung der wesentlichen gasabhängigen Größen sollten wenn nötig, und um die Komplexität nicht ins Unermessliche zu treiben, empirische Funktionen abgeleitet werden. Für Erstellung empirischer Funktion sollte das kommerzielle Design of Experiments Softwarepaket Modde [40] hinzugezogen werden. Ein weiteres unterstützendes Tool sollte mit Chemkin [96] seine Anwendung finden.

Im ersten Hauptteil der Arbeit sollte die Anpassung des nulldimensionalen Verbrennungsmodells auf Non-Natural-Gases mit möglichst vielen Informationen aus Messungen mit Sondergasen einfließen. Als Basis für die Weiterentwicklung sollte das am Large Engines Competence Center entwickelte LEC-Open-Chamber-Combustion-Model (LEC-OCM) dienen. Speziell sollten die wichtigen Größen Zündverzug, laminare Flammengeschwindigkeit oder auch die dynamische Viskosität in Abhängigkeit der Gaszusammensetzung angepasst werden. Als Abschluss der Brennratenmodellierung sollte eine kompakte Darstellung von ausgewählten Ergebnissen mit dem LEC-Open-Chamber-Combustion-Model (LEC-OCM) gegeben werden.

Der Gaseinfluss auf den Wandwärmeübergang sollte ebenfalls bearbeitet werden. Im speziellen sollten dabei durch experimentelle Untersuchungen Aussagen bezüglich notwendiger Skalierungsfaktoren für die Wärmeübergangsbeziehung nach Woschni/Huber angegeben werden.

Der abschließende zweite Teil dieser Arbeit sollte sich mit dem Klopfverhalten von Sondergasen beschäftigen. Es sollte eine neue Bewertungszahl ähnlich der Methanzahl abgeleitet werden. Diese neue Kennzahl soll das Klopfverhalten speziell für Magergasmotoren für Treibgase aus Erdgas/Propan/Kohlendioxid/Stickstoff beschreiben.

## 2. Stand der Technik

### 2.1. Nulldimensionale Verbrennungssimulation für direktgezündete Großgasmotoren

Der aktuelle Stand von existierenden nulldimensionalen Verbrennungsmodellen mit ihren spezifischen Eigenheiten wurde von Nefischer in seiner Dissertation [22] kompakt und übersichtlich zusammengestellt. Dieser Teil soll hier nicht wiederholt werden. Statt dessen wird nur ein grundsätzlicher Vergleich des am Large Engines Competence Center entwickelten nulldimensionalen Verbrennungsmodells (LEC-OCM) mit dem Entrainment-Modell, welches häufig verwendet wird, durchgeführt [7], [23], [24], [87]. Auf das LEC-OCM-Modell wird hier nicht detailliert eingegangen, da dieses Modell in weiterer Folge noch genauer beschrieben wird. Es werden nur die nötigen Gleichungen für den Vergleich mit dem Entrainment-Modell herangezogen. Für Details sei auf die Literaturquellen [12] und [22] verwiesen. Bezüglich der einfachen und oft verwendeten Vibe-Brennverlaufsrechnung sei auf [19] verwiesen.

Die beiden Grundgleichungen der Brennrate für LEC-OCM und Entrainment-Modell sind in Gleichung (2.1) und (2.2) angeschrieben. Hier ist bereits ein Unterscheidungsmerkmal erkennbar, nämlich dass sich das LEC-OCM auf den Kraftstoff (unterer Heizwert und Kraftstoffmasse) bezieht und das Vergleichsmodell – das Entrainment Modell – auf das Gemisch (Gemischheizwert und verfügbare Gemischmasse).

LEC-OCM-Modell:	Entrainment-Modell:
$\frac{dQ}{dt} = K_{Mag} c_P \frac{m_{K,ges}}{V_{Zyl}} V_{Gem,verf} H_u \frac{\sqrt{k}}{l} \quad (2.1)$	$\frac{dQ}{dt} = C_{Entr} \frac{m_{G,verf}}{\tau_L} H_G \quad (2.2)$

Der grundsätzliche Unterschied ist bei der Beschreibung der zu jedem Zeitpunkt verfügbaren Kraftstoffmasse für die Umsetzung zu finden. Beim Entrainment-Modell wird die Brennrate als Durchtritt von Kraftstoff durch die sich ausbreitende Flammenfläche beschrieben. Bei dem am LEC entwickelten Modell wird hingegen die Brennrate durch die momentan verfügbare Kraftstoffmenge in einem definierten Volumen und die treibenden Faktoren wie Turbulenzdichte und Temperatur beschrieben [12].

Die verwendeten Gleichungen bei den beiden Modellen für die verfügbare Kraftstoff- bzw. Gemischmasse sind in Gleichung (2.5) und (2.6) dargestellt.

LEC-OCM-Modell:	Entrainment-Modell:
$m_{K,verf} = f \left\{ V_{FF} \frac{m_{K,ges}}{V_{Zyl}}; m_{K,ges} \left( 1 - \frac{Q}{Q_{ges}} \right) \right\} \quad (2.3)$	$m_{G,verf} = m_{G,Entrainment} - m_{G,verbrannt} \quad (2.4)$

Der Ausdruck  $(1-Q/Q_{ges})$  in Gleichung (2.3) entspricht in etwa der verbrannten Gemischmasse in Gleichung (2.4).

Ein weiterer Unterschied ist hinsichtlich der Flammenfläche gegeben. Speziell in der Ausbrandphase treten differierende Beschreibungen auf. Im LEC-OCM-Modell wird ein zusätzlicher Expansionsterm wirksam, der die Volumen- und damit Flächenänderung durch den Dichteunterschied aufgrund der verbrannten Zone beschreibt (Gleichung (2.5)). Beim Entrainment-Modell wird eine zeitabhängige Geometriefunktion für die Flammenfläche verwendet, siehe Gleichung (2.6).

LEC-OCM-Modell:	Entrainment-Modell:
$A_{FF} = 2\pi v \int_{t_{VB}}^t (v_{turb} dt)^2 + Ex \quad (2.5)$	$A_{FF} = 2\pi v \int_{t_{VB}}^t (v_{turb} dt)^2 + f(Geo.;t) \quad (2.6)$

Im Fall der gasmotorischen Verbrennung wird im LEC-OCM-Modell die Flammenfront nicht als Fläche, sondern als Volumen mit einer endlichen Ausdehnung – der Flammendicke, modelliert. Dieses Volumen enthält die verfügbare Kraftstoffmasse, die für die Umsetzung zur Verfügung steht.

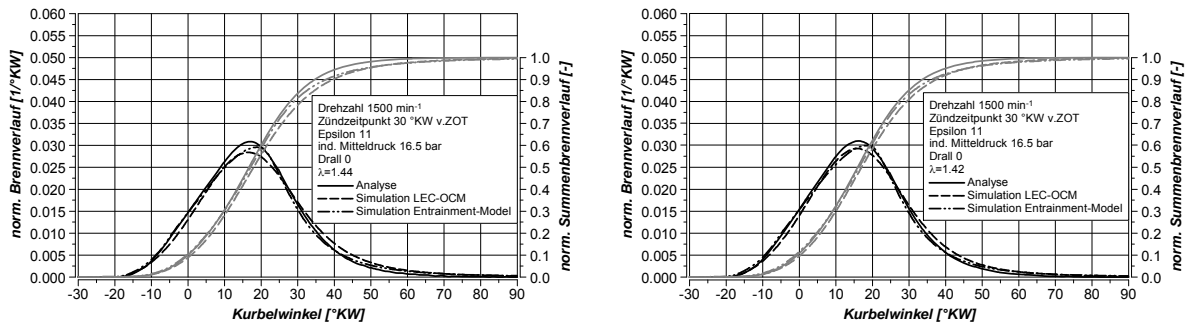
In Kapitel 4.3 wird nochmals auf die Modellierung der Flammenfläche durch eine Geometriefunktion im LEC-OCM-Modell eingegangen. Die Ergebnisse werden mit dem nulldimensional simulierten Brennverlauf bewertet.

Für die Umformungen und das komplette Formelwerk sei ebenfalls auf [12] verwiesen. Die schlussendlich erhaltenen Gleichungen nach den Umformungen sind in Gleichung (2.7) und (2.8) beschrieben und haben ähnliche Form.

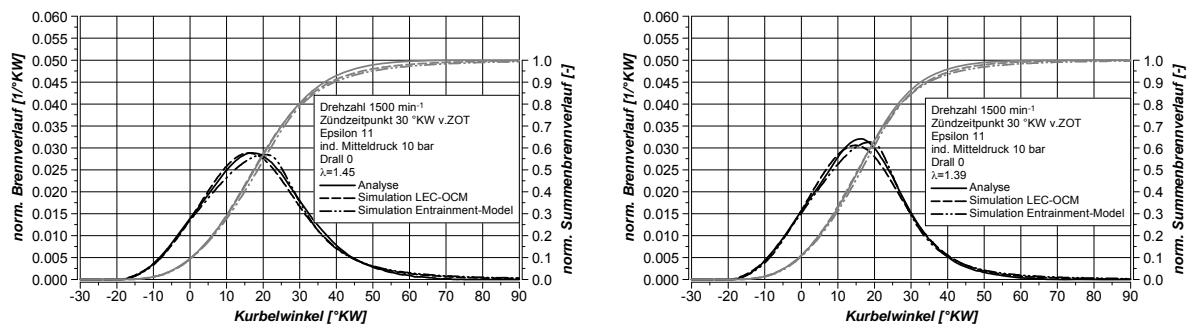
LEC-OCM-Modell:	Entrainment-Modell:
$\frac{dQ}{dt} = C_{Mod} \frac{m_{K,verf}}{\tau_L} H_u \quad (2.7)$	$\frac{dQ}{dt} = C_{Entr} \frac{m_{G,verf}}{\tau_L} H_G \quad (2.8)$

Zusammenfassend kann nun gesagt werden, dass beide Modellansätze strukturell grundsätzlich ähnlich funktionieren. Unterschiedlich ist hauptsächlich die Definition der momentan für die Umsetzung verfügbaren Kraftstoff- bzw. Gemischmasse.

In den Diagrammen in Abbildung 4 und Abbildung 5 sind bei unterschiedlicher Last (IMEP 16.5 bzw. 10.0 bar) und einer Luftverhältnis-Variation Vergleiche zwischen dem LEC-OCM-Modell bzw. dem Entrainment-Modell mit der Messung (Analyse) dargestellt.



**Abbildung 4:** Brennverlauf mit Flachkolben: Verifikation mit dem LEC-OCM und Entrainment Modell bei IMEP=16.5 bar und ZZZ 30 °KW v.ZOT



**Abbildung 5:** Brennverlauf mit Flachkolben: Verifikation mit dem LEC-OCM und Entrainment Modell bei IMEP=10.0 bar und ZZP 30 °KW v.ZOT

Die linken Diagramme in Abbildung 4 und Abbildung 5 beziehen sich jeweils auf einen mager eingestellten Betriebspunkt und die rechten Diagramme auf einen etwas fetteren.

Die Ergebnisse der Simulation sind ausreichend genau, um Abschätzungen zu treffen und somit eine Vorauswahl für Optimierungen am Prüfstand durchführen zu können.

Weiterführende Betrachtungen mit dem Entrainment-Modell hinsichtlich Sondergasanwendung werden in dieser Arbeit nicht durchgeführt. Grundsätzlich könnte auch dieses Verbrennungsmodell auf Sondergase erweitert werden. Auch in diesem Modell müssten alle gasabhängige Einflussgrößen (Zündverzug, usw.) angepasst werden. In dieser Arbeit sollte aber das LEC-OCM hinsichtlich der Anwendung für Sondergase weiterentwickelt werden. Der Grund liegt darin, dass alle Modelle am Large Engine Competence Center die gleichen physikalischen Modellansätze verwenden und somit eine durchgängige einheitliche Modellierung verfügbar ist.

Basierend auf dem bestehenden Modell für Erdgassimulationen sollten Weiterentwicklungen hinsichtlich der Sondergastauglichkeit durchgeführt werden.

## 2.2. Klopfcharakterisierung

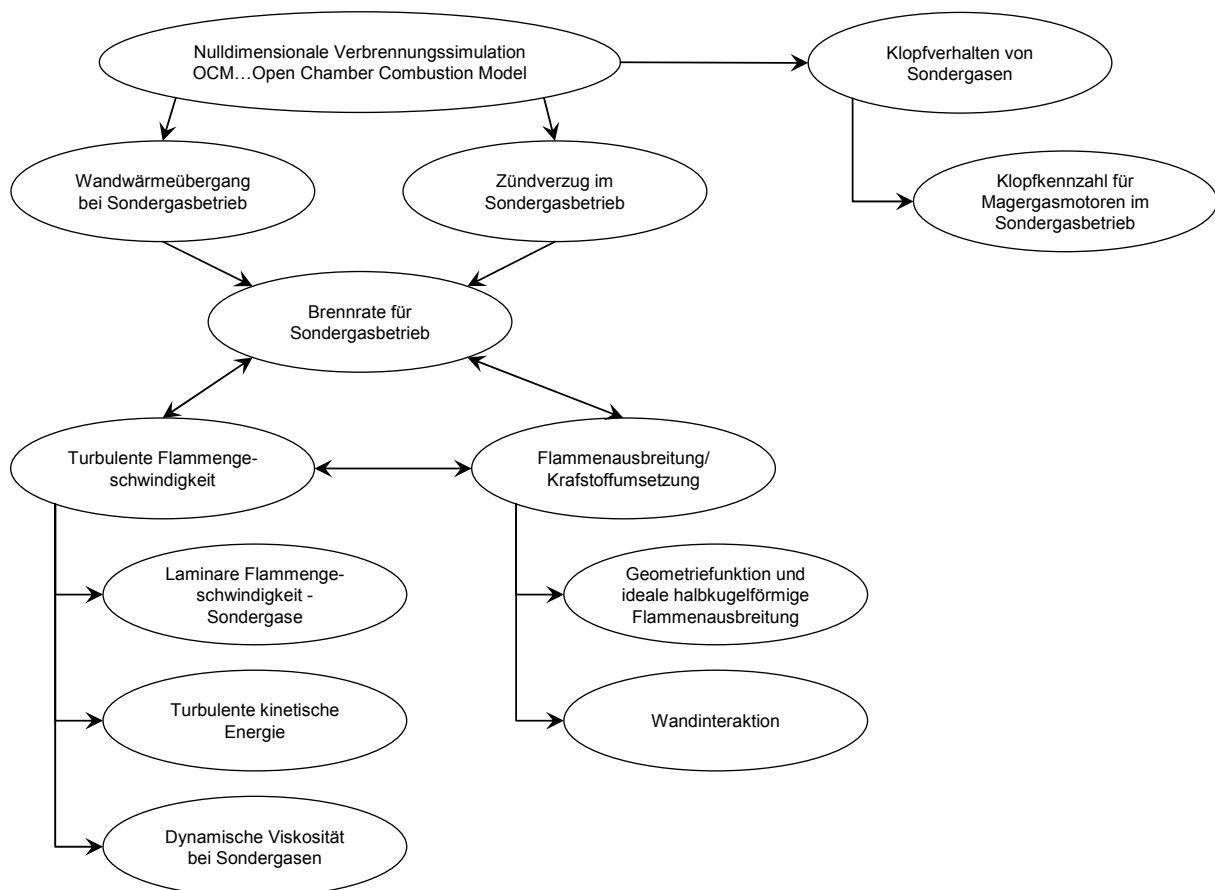
Die Bestimmung der Klopfgrenze bei Gasmotoren erfolgt über die Methanzahl [57]. Nachteilig bei der Verwendung dieser Kennzahl ist, dass sie nur bei Methan (Erdgas), Propan und Wasserstoff vertrauenswürdige Werte liefert. Bei einem Gemisch aus den drei genannten Gaskomponenten treten bereits Unsicherheiten auf. Nachteilig für eine korrekte Wiedergabe der Methanzahl sind Anteile von Inertgasen oder Kohlenmonoxid. Dabei wird bereits in [57] angegeben, dass es von Vorteil ist, solch ein Mehrkomponentengemisch direkt an einem Versuchsmotor zu testen. Problematisch für belastbare Aussagen hinsichtlich der Methanzahl ist auch, dass die Methanzahlberechnung nur für ein Luftverhältnis von eins erstellt worden ist. Gasmotoren werden, bis auf wenige Ausnahmen, als Magermotoren betrieben ( $\lambda > 1.7$  bei Erdgasbetrieb und Direktzündler-Verbrennungskonzept).

Speziell bei Kohlendioxid im Treibgas tritt eine nicht zufriedenstellende Berechnung der Methanzahl auf. Hierbei wird der volumetrische Anteil von  $\text{CO}_2$  zur Methanzahl der brennbaren Anteile hinzu gezählt. Resultierend daraus, wird eine ungenaue

Methanzahl bestimmt und in weiterer Folge eine unzulässige Motoreinstellung hinsichtlich Lastniveau gewählt.

Um belastbare Aussagen hinsichtlich der Klopfgrenze bei Sondergasen geben zu können, wurden Messkampagnen mit unterschiedlichsten Sondergasen durchgeführt. Aus diesen experimentell bestimmten Daten sollte eine neue Klopfkennzahl ähnlich der Methanzahl bestimmt werden. Der Vorteil dieser Kennzahl ist, dass sie für einen weiten Variationsbereich an Gasgemischen und vor allem für die Magerverbrennung gültig ist. Die Ergebnisse aus den experimentell bestimmten Daten werden in Kapitel 5 ausführlich beschrieben.

Das Schema der Vorgehensweise der Arbeit wird in Abbildung 6 gezeigt und soll die Arbeitsschritte verdeutlichen. Der strukturelle Aufbau der Arbeit hält sich an diese Grafik. Die spezifischen Fragestellungen für Sondergase werden dabei ausführlich diskutiert.



**Abbildung 6:** Gliederung der Arbeit

Bevor der erste Teil der Arbeit beschrieben wird, werden im nächsten Kapitel die untersuchten Sondergase mit einigen Eigenschaften beschrieben.



### 3. Untersuchte Gase und wesentliche Gaseigenschaften

In diesem Kapitel werden einige Eigenschaften und charakteristische Größen von Gasen erläutert, welche für die Anpassung des nulldimensionalen Verbrennungsmodelles als auch bei Definition einer neuen Klopfkennzahl ihre Anwendung fanden. In der folgenden Tabelle 2 sind die untersuchten Treibgase, eingeteilt in entsprechende Gasklassen, zusammengefasst, die auch als Datenbasis für die Weiterentwicklung des nulldimensionalen Verbrennungsmodells für Non-Natural Gases und deren Klopfcharakterisierung ihre Anwendung fanden. Dies vor allem für die Bestimmung einer empirischen Gleichung für den Zündverzug bzw. die laminare Flammengeschwindigkeit als auch zur Abschätzung unterschiedlicher Prozessgrößen an der Klopfgrenze. Die Gaszusammensetzungen deckten dabei einen Bereich von sehr gut brennbaren Gasen – Starkgasen – und Gasen mit sehr schlechtem Heizwert – Schwachgasen – ab. Die Größen von adiabater Flammentemperatur und laminarer Flammgeschwindigkeit in Tabelle 2 beziehen sich auf Standardbedingungen bei einem Druck von 1 bar, einer Temperatur von 298 K und einem Luftverhältnis von 1.

Die Zahlenangaben in der ersten Zeile für Erdgas in Tabelle 2 beziehen sich dabei auf reines Methan und sollten an dieser Stelle nur als Vergleich gegenüber dem angeführten Variationsbereich der Sondergase dienen. Bei den Sondergasen mit Erdgasanteil wurde die reale Zusammensetzung des Erdgases mit ca. 97-98 vol% Methan und den restlichen Anteilen berücksichtigt.

Treibgas	CH <sub>4</sub> [vol%]	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> [vol%]	H <sub>2</sub> [vol%]	CO [vol%]	CO <sub>2</sub> [vol%]	N <sub>2</sub> [vol%]	L <sub>min</sub> [kg <sub>f</sub> /kg <sub>g</sub> ]	H <sub>u</sub> [kJ/kg]	Dichte [kg/m <sup>3</sup> ]	T <sub>Adiabot</sub> <sup>2)</sup> [°C]	LFS <sup>3)</sup> [cm/s]
Erdgas (Methan) <sup>1)</sup>	100	--	--	--	--	--	17.25	50126	0.716	2056	39.8
Holzgase	1 - 11	--	17 - 48	12 - 28	12 - 26	0 - 55	1.0 - 4.2	3566 - 14378	0.787 - 1.142	1440 - 2036	33.5 - 106.7
Reformergase	--	--	25 - 40	6 - 18	6 - 15	36 - 51	1.0 - 2.2	3/43 - 7965	0.829 - 1.060	1463 - 1881	51.9 - 117.8
Schwachgase	0 - 5	--	8 - 20	5 - 20	12 - 22.5	45 - 53	0.7 - 1.4	2372 - 4681	1.125 - 1.307	1175 - 1592	11.2 - 46.0
Erdgas/CO <sub>2</sub>	40 - 90	--	--	--	10 - 60	--	3.1 - 13.2	9800 - 38416	0.841 - 1.464	1738 - 2028	6.1 - 36.7
Erdgas/N <sub>2</sub>	40 - 90	--	--	--	--	10 - 60	4.8 - 14.4	13850 - 41981	0.769 - 1.036	1848 - 2039	20.9 - 38.4
Erdgas/Propan/CO <sub>2</sub> /N <sub>2</sub>	10 - 32	10 - 32	--	--	24 - 26	28 - 32	5.3 - 7.1	15372 - 20717	1.336 - 1.612	1912 - 2019	24.5 - 32.6
Erdgas/Propan/CO <sub>2</sub>	10 - 93	2.8 - 70	--	--	0 - 90	--	3.6 - 17.0	10593 - 49427	0.803 - 1.842	1777 - 2123	10.4 - 41.3
Erdgas/Propan/N <sub>2</sub>	10 - 73	0 - 66.7	--	--	--	0 - 70	4.6 - 16.5	13365 - 48070	0.965 - 1.675	1695 - 2130	7.7 - 42.1
Erdgas/Propan	0 - 95	5 - 100	--	--	--	--	15.7 - 17.1	46049 - 49610	0.778 - 1.967	2067 - 2158	40.1 - 43.9
Erdgas/H <sub>2</sub>	50 - 95	--	5 - 50	--	--	--	17.4 - 19.2	50586 - 57953	0.403 - 0.684	2058 - 2091	39.2 - 74.1
Spezialgase	Propan/CO <sub>2</sub>	--	60	--	40	--	9.4	27651	1.966	2088	37.2
	H <sub>2</sub> /CO <sub>2</sub>	--	--	57.7	42.3	--	2.0	7071	0.883	1677	95.6
	Starkgas	20	--	70	10	--	14.9	48356	0.331	2154	141.6
	CH <sub>4</sub> /CO-Variation	5 - 80	--	--	20 - 95	--	12.6 - 2.9	11284 - 37977	0.823 - 1.223	2079 - 2339	26.6 - 39.0

1) Die Zahlenangaben beziehen sich hier nur auf Methan  
 2) Adiabate Flammentemperatur  
 3) Laminare Flammgeschwindigkeit (laminar flame speed)

**Tabelle 2:** Eigenschaften der untersuchten Sondergase

Alle in dieser Arbeit betrachteten Sondergase bzw. Sondergasklassen (Tabelle 2) wurden an zwei Einzylinder-Forschungsmotoren unterschiedlicher Baugröße vermessen. Die Daten der beiden Einzylinder-Forschungsmotoren sind in Tabelle 3 zusammengefasst.



**Baureihe 4 (FM145) [66]**



**Baureihe 6 (FM190) [67]**

<i>Bohrung [mm]</i>	145	190
<i>Hub [mm]</i>	185	220
<i>Hubvolumen [dm<sup>3</sup>]</i>	3.05	6.3
<i>Ventile [-]</i>	2 Einlass / 2 Auslass	2 Einlass / 2 Auslass
<i>Drehzahl [1/min]</i>	1500	1500

**Tabelle 3:** Motorkenngrößen

In Abbildung 7 sind die Variationsbereiche, ausgedrückt durch den Maximal- und Minimalwert, der untersuchten Treibgase für den unteren Heizwert, die Dichte des Treibgases, den Mindestluftbedarf und die spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck des Treibgases angeführt.

	<i>min.</i>	<i>max.</i>
Unt. Heizwert [kJ/kg]	2452	57625
Dichte Treibgas [kg/m <sup>3</sup> ]	0.3319	1.9982
Spez. Wärme bei konst. Druck [J/kg K]	456.5	4111.1
Mindestluftbedarf [kg <sub>L</sub> /kg <sub>Bt</sub> ]	0.526	19.172

**Abbildung 7:** Variationsbreite aller untersuchten Treibgaszusammensetzungen

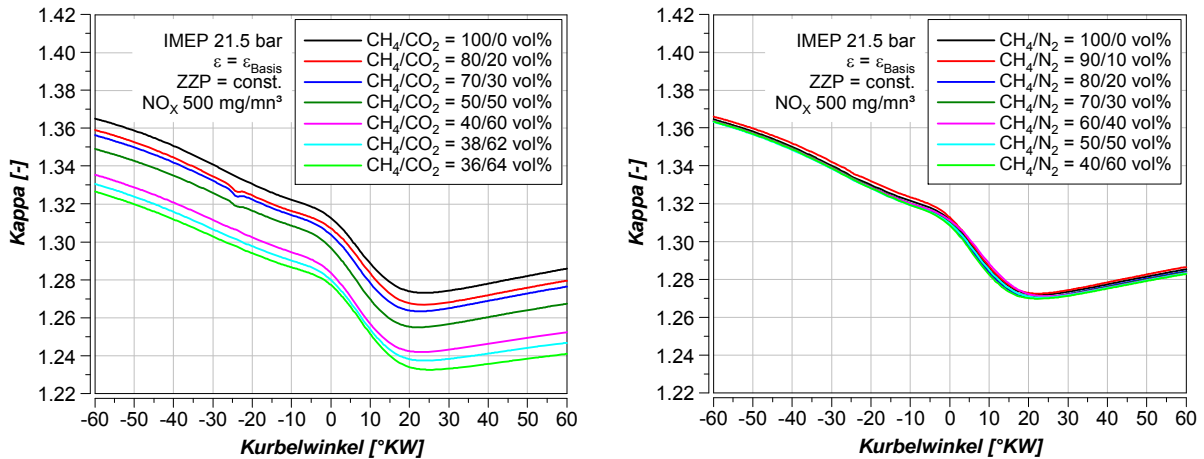
Wird in Abbildung 7 der untere Heizwert betrachtet, ist bereits eine sehr große Variationsbreite der untersuchten Treibgase zu erkennen. Auf diese wichtige Größe bei Gasmotorenanwendungen wird nachfolgend nochmals näher eingegangen. Es soll an dieser Stelle nur ein Vergleich mit dem meist verwendeten Verbrennungsgas Erdgas angeführt werden. Erdgas aus den russischen Förderquellen besitzt ungefähr den unteren Heizwert von 49000 kJ/kg, was einen Methangehalt von etwa 97-98 vol% entspricht. Teilweise wurden also Gase mit einem zwanzigstel des Heizwertes von russischem Erdgas vermessen und erfolgreich bei hohen Lasten und wirkungsgradoptimal betrieben.

In den folgenden Unterkapiteln werden die wesentlichen Gaseigenschaften, welche teilweise auch in Tabelle 2 angeführt sind, beschrieben.

### Spezifische Wärme bei konstantem Druck

Diese physikalische Größe ist für die angeführten Treibgaszusammensetzungen nicht unwesentlich, da sie zusammen mit der Gaskonstante den Isentropenexponenten

beschreibt. Dieser beeinflusst die Druckverlaufsanalyse bzw. -simulation, vor allem die Temperaturen in der verbrannten und unverbrannten Zone. In Abbildung 8 sind als Beispiel die Verläufe des Isentropenexponenten von einer Erdgas/CO<sub>2</sub>- und einer Erdgas/N<sub>2</sub>-Variation dargestellt. Diese Diagramme sollen den Einfluss der Stoffeigenschaften auf die Verbrennung verdeutlichen.



**Abbildung 8:** Verlauf des Isentropenexponenten über dem Kurbelwinkel

### Laminare Flammgeschwindigkeit bei Standardbedingungen

Für Vergleichszwecke und Abschätzung einer motorischen Anwendbarkeit einer Treibgaszusammensetzung wird häufig die laminare Flammgeschwindigkeit bei Standardbedingungen angegeben (Druck  $p=1$  bar; Temperatur  $T=298$  K und Luftverhältnis  $\lambda=1.0$ ).

Für einzelne Reingase, wie Methan, Propan oder Wasserstoff, lassen sich sehr genaue Angaben über die laminare Flammgeschwindigkeit bei Standardbedingungen machen, da Messungen meist mit den genannten Reingasen durchgeführt werden. Die Angabe der Geschwindigkeit in einer laminaren Ausbreitung der hier betrachteten Sondergase ist bereits schwierig, da es kaum Messungen gibt und diese selbst nicht immer mit hoher Genauigkeit angegeben werden können.

Eine allgemeingültige Gleichung zur Bestimmung der laminaren Flammgeschwindigkeit bei Standardbedingungen wurde in [48] recherchiert und ist in Gleichung (3.1) angegeben.

$$v_{lam,0} = \frac{\sum_i \left[ \varphi_i \left( 1 + \frac{\rho_i}{\rho_l} L_{min,i} \right) v_{lam,0,i} \right]}{1 + \frac{\rho_G}{\rho_l} \lambda L_{min,G} + 5 \sum_j \varphi_j} \quad (3.1)$$

Hierbei ist es erforderlich, dass die laminaren Flammgeschwindigkeiten der Einzelgase bekannt sein müssen.

Für Reingase ergeben sich beispielsweise Werte für Methan von etwa 40 cm/s oder für Wasserstoff ungefähr 300 cm/s. Dabei ist auch bereits ableitbar, dass Motoren mit

reinem Wasserstoffbetrieb bzw. hohen volumetrischen Anteil an Wasserstoff durch die hohe laminare Flammgeschwindigkeit sehr weit abgemagert werden können, um eine stabile Verbrennung aufrecht zu erhalten.

Auf eine ausführliche Diskussion dieser sehr wichtigen Kenngröße eines Gases bzw. eines Gemisches unter motorischen Bedingungen wird unter Kapitel 4.3 „Laminare Flammgeschwindigkeit“ verwiesen.

### Unterer Heizwert

Der untere Heizwert gibt den Energieinhalt des Treibgases bezogen auf 1 Kilogramm oder einem Normkubikmeter an. Ein hoher unterer Heizwert wird beispielsweise durch Zumischung von Wasserstoff zu Erdgas erreicht. Bei Zumischung anderer brennbarer Komponenten wie Propan oder Kohlenmonoxid bzw. nicht-brennbarer Anteile (Inertgase wie Kohlendioxid, Stickstoff oder Sauerstoff) reduziert sich der Energieinhalt. Es soll hier auch angeführt werden, dass ein hoher unterer Heizwert einen hohen Mindestluftbedarf und ein niedriger Heizwert einen niedrigen Mindestluftbedarf erfordert. Bei Treibgasen mit einem sehr niedrigen Heizwert, sogenannte Schwachgasen (zum Beispiel Gase aus der Stahlerzeugung mit Inertgasanteilen größer 75 vol%), kann es durchaus vorkommen, dass massebezogen weniger Luft als Gas für das Gemisch benötigt wird. Der Heizwert wird aus den Massenanteilen der brennbaren Komponenten, wie in Gleichung (3.2) dargestellt, berechnet.

$$H_U = \sum_i \mu_i H_{Ui} \quad (3.2)$$

### Mindestluftbedarf

Der Mindestluftbedarf gibt an, wie viel Luft für die vollständige Verbrennung des hier betrachteten gasförmigen Kraftstoffes benötigt wird. Die Angabe erfolgt gravimetrisch oder volumetrisch. Bei den in dieser Arbeit betrachteten Treibgaszusammensetzungen variiert der Mindestluftbedarf in einem sehr großen Bereich. Bei den untersuchten wasserstoffreichen Treibgasen mit Erdgas erreicht dieser Wert etwa 19.2 kg<sub>L</sub>/kg<sub>Br</sub>, bei Treibgasen mit sehr hohem Inertgasanteil (Schwachgasen) werden hingegen Werte im Bereich 0.6 kg<sub>L</sub>/kg<sub>Br</sub> erreicht. Zur Berechnung wird die folgende Formel verwendet.

$$L_{min} = 137.8 \left( \frac{c}{12.01} + \frac{h}{4.032} - \frac{o}{32.00} \right) \quad (3.3)$$

### Adiabate Flammentemperatur

Die adiabate Flammentemperatur gibt die maximal mögliche Prozesstemperatur bei der Verbrennung ohne Wärmezufuhr bzw. -abfuhr (adiabat) an.

Die Bestimmungsgleichung zur Abschätzung der adiabaten Flammentemperatur ist in Gleichung (3.4) angeschrieben und hängt einerseits von der Treibgaszusammen-

setzung, dem unteren Heizwert und dem Mindestluftbedarf, sowie andererseits vom erwartetem Luftverhältnis und der spezifischen Wärmekapazität bei konstantem Volumen ab. Als weitere Eingabegröße ist die Temperatur anzugeben, ab wann die Verbrennung erfolgt. Bei theoretischen Vergleichen wird meist 300 K verwendet.

$$T_b = T_u + \frac{H_u}{\frac{\partial u}{\partial T} (1 + \lambda L_{min})} \tag{3.4}$$

Werden beispielsweise unterschiedliche Zumischungen zu Erdgas bei Variation der volumetrischen Zusammensetzung verglichen, ist die Aussage erlaubt, dass Inertgase (CO<sub>2</sub> und N<sub>2</sub>) die adiabate Flammentemperatur senken und beispielsweise Wasserstoff, Kohlenmonoxid oder Propan diese gegenüber reinem Erdgas erhöhen. In Abbildung 9 sind für Variationen von Erdgas mit Kohlendioxid, Stickstoff und Wasserstoff die Verläufe über dem Luftverhältnis dargestellt. Weiters ist ein Diagramm eingefügt, welches die Verläufe bei Variation von Wasserstoff und Kohlenmonoxid zeigen. Bei diesen werden die höchsten Werte der adiabaten Flammentemperatur erreicht.

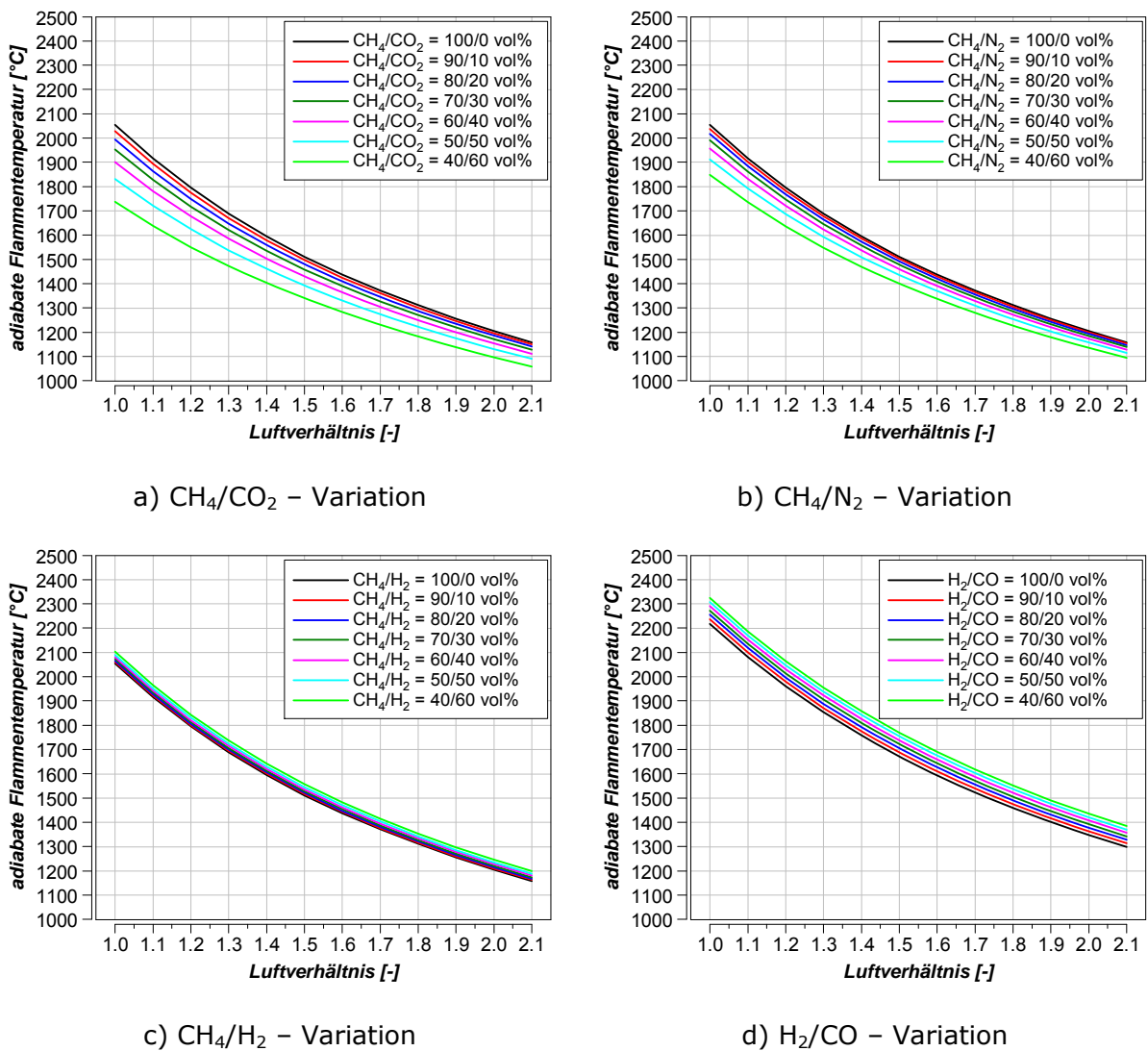


Abbildung 9: Adiabate Flammentemperatur von unterschiedlichen Treibgasvariationen

Mit diesen Unterkapiteln sind die Definitionen und Vergleiche von Gaseigenschaften abgeschlossen.

Das nächste Kapitel beschreibt nun den ersten Hauptteil der Arbeit, die nulldimensionale Verbrennungssimulation für direktgezündete Gasmotoren im Sondergasbetrieb.

## 4. Nulldimensionale Verbrennungssimulation mit Sondergasen

Das in diesem Kapitel vorgestellte nulldimensionale Brennratenmodell gilt für direktgezündete Großgasmotoren. Für die Entwicklung und Verifikation des Modells wurden Messdaten von zwei unterschiedlichen Großgasmotoren im Betrieb mit Erdgasen und Sondergasen verwendet, siehe Tabelle 3.

Die hier beschriebenen Unterkapitel werden in der gleichen Reihenfolge wie aus der Grafik in Abbildung 6 durchgeführt.

### 4.1. Wandwärmeübergang

Für eine genaue Analyse eines Messpunktes bzw. Simulation und damit Bewertung des nulldimensionalen Verbrennungsprozesses ist die Kenntnis des Wandwärmeüberganges von Bedeutung und soll deshalb hier als erste wichtige Größe beschrieben werden. In der Literatur gibt es verschiedene Ansätze von Autoren, die je nach Motortyp zu bevorzugen sind, [15] und [19]. Im Magergas-Ottomotor wird hauptsächlich die Beziehung nach Woschni/Huber verwendet. Das Ergebnis wird je nach verwendetem Treibgas mit einem unterschiedlichen Skalierungsfaktor bewertet. Für den Betrieb mit Erdgas wurde dafür ein Wert von 0.7 ermittelt. Dieser Faktor wurde bereits mehrmals durch Messungen bestätigt und ergibt auch bei Druckverlaufsanalysen meist eine korrekte Energiebilanz nahe 100 % ([53] und [54]), sofern die Kraftstoffmessung, die Druckindizierung, die Abgasemissionsmessung und die Bestimmung des unteren Heizwertes genau genug durchgeführt wurden. Der Wert von 0.7 für Erdgasbetrieb konnte auch in dieser Arbeit durch Wärmestrommessungen bestätigt werden (siehe Abbildung 12). Die Definition der hier verwendeten globalen Bilanzierung der Energie ist in Gleichung (4.1) angeführt. Die berechnete Wandwärme nimmt Einfluss auf den Zähler der dargestellten Gleichung und reduziert oder erhöht somit die umgesetzte Energie, ausgedrückt durch den Maximalwert des Summenbrennverlaufes.

$$\text{Energiebilanz} = \frac{Q_{\max}}{m_B H_U - Q_{\text{unverbrannt}}} \quad (4.1)$$

Der verwendete Wandwärmeübergangsansatz nach Woschni/Huber baut auf drei dimensionslosen Größen auf, nämlich der Nusselt-, Reynolds- und Prandtl-Zahl (Gleichung (4.2), (4.3) und (4.4)).

$$Nu = \frac{\alpha d}{\lambda} = \frac{\text{tatsächliche Wärmeleitung}}{\text{Wärmeleitung bei ruhendem Fluid}} \quad (4.2)$$

$$Re = \frac{w d \rho}{\eta} = \frac{\text{Trägheitskräfte}}{\text{Zähigkeitskräfte}} \quad (4.3)$$

$$Pr = \frac{v}{a} = \frac{\eta c_p}{\lambda} = \frac{\text{kinematische Viskosität}}{\text{Temperaturleitfähigkeit}} \quad (4.4)$$

Der allgemeine Ansatz zur Berechnung der Wärmeübergangszahl im motorischen Betrieb ist schließlich in Gleichung (4.5) angeschrieben. Der Faktor  $(d/l)^p$  beschreibt dabei eine voll ausgebildete Strömung.

$$Nu = C Re^m Pr^n \left( \frac{d}{l} \right)^p \quad (4.5)$$

Aus Gleichung (4.5) wird der Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha$  bestimmt.

Durch Zusammenführen der Gleichungen (4.2) bis (4.4) kann eine allgemeine Gleichung für die Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten angeschrieben werden. Wird dabei noch angenommen, so wie bei Woschni in seiner Veröffentlichung [31], dass die Prandtl-Zahl im Mittel 0.71 ist, und die Dichte über die Gasgleichung ausgedrückt ( $\rho = p/RT$ ) werden kann, wird Gleichung (4.6) erhalten. Weiters hat Woschni für das Verhältnis  $d/l$  den mittleren Wert von 0.8 angenommen [31]. Die Prandtl-Zahl und das  $d/l$ -Verhältnis kann dadurch in der neuen Konstanten  $C_k$  berücksichtigt werden.

$$\alpha = C_k \frac{\lambda}{d} \left( \frac{w d p}{\eta R T} \right)^m \quad (4.6)$$

Auf die komplette Ausführung der Woschni/Huber – Wärmeübergangsbeziehung sei an dieser Stelle auf [2], [15] und [31] verwiesen. Nachfolgend soll nur die Endgleichung zur Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten angegeben werden, siehe Gleichung (4.7). Die Konstanten  $C_1$  und  $C_2$  sind konzeptabhängig.

$$\alpha = 130 d^{-0.2} p^{0.8} T^{-0.53} (C_1 w)^{0.8} \quad (4.7)$$

mit  $w = c_m + \frac{C_2 V_h T}{C_1 p V} (p - p_0)$

Für die charakteristische Geschwindigkeit erfolgte von Woschni und Huber [15] nochmals eine Modifikation zu Gleichung (4.8).

$$w = c_m \left[ 1 + 2 \left( \frac{V_c}{V} \right)^2 IMEP^{-0.2} \right] \quad (4.8)$$

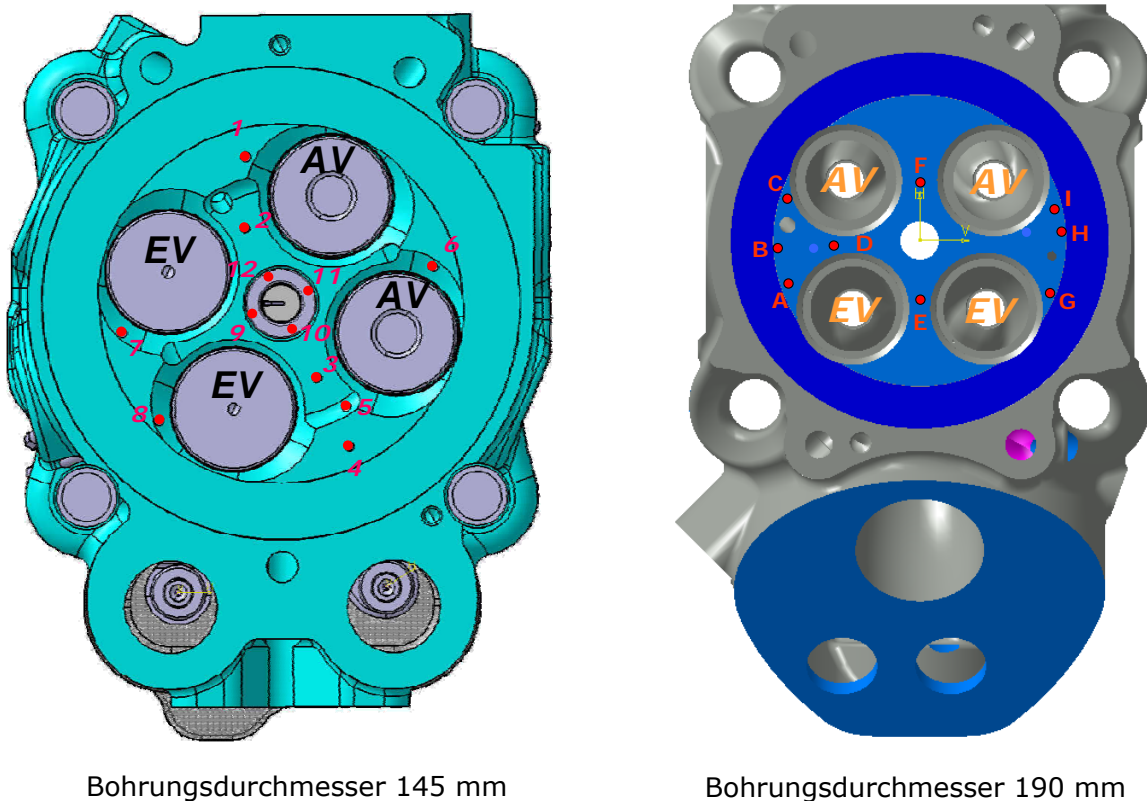
In der nulldimensionalen Prozessrechnung – Analyse als auch Simulation – ist jeweils der größere Wert der charakteristischen Geschwindigkeit aus Gleichung (4.7) bzw. (4.8) zu verwenden.

Bei der Anwendung von Sondergasen tritt die Frage auf, welcher Skalierungsfaktor für die Wärmeübergangsbeziehung bei welchem Treibgas zu verwenden ist. Aus diesem Grund wurden an beiden obengenannten Einzylinder-Forschungsmotoren Bauteiltemperatur- bzw. Wärmestrommessungen durchgeführt. Die Applikation der Thermolemente bzw. Wärmestromsonden wurde nur am Zylinderkopf, der Zündkerzenhülse, der Zündkerze und, wenn vorhanden, in der Vorkammer durchgeführt. Auf das Messprinzip, die Applikation und dergleichen soll an dieser Stelle nicht weiter eingegangen werden, da in dieser Arbeit nur die Aussage über den benötigten Skalierungsfaktor für verschiedene Treibgaszusammensetzungen von



Interesse war. Ergebnisse von früheren Arbeiten mit teils ausführlicher Applikationsbeschreibung finden sich in [16], [53], [54] und [84].

Die Positionen der Wärmestromsonden im Zylinderkopf bei den zwei betrachteten Gasmotoren mit unterschiedlichem Bohrungsdurchmesser und Verbrennungskonzept sind nachfolgend in Abbildung 10 dargestellt. In Abbildung 11 sind die an den einzelnen Positionen gemessenen Wandwärmeströme am Zylinderkopf bei den zwei betrachteten Motoren gezeigt. Beim Motor mit 145 mm Bohrungsdurchmesser wurde der Sensor an der Position 6 von den Auswertungen ausgeschlossen, da dieser bereits nach kurzer Messzeit beschädigt wurde. Aus der Betrachtung der Einzelverläufe in Abbildung 11 kann die Schlussfolgerung gezogen werden, dass die höchsten Wandwärmeströme zwischen den Einlass- und Auslassventilen bzw. auf der Auslassseite auftreten. Generell sind die Bereiche zwischen den Ventilen einer hohen Wärmebelastung ausgesetzt.



**Abbildung 10:** CAD-Modelle mit Positionen der Wärmestromsonden

Aus den in Abbildung 11 dargestellten Einzelverläufen wurde durch arithmetische Mittelung ein mittlerer Wandwärmestrom im Zylinderkopf berechnet und dieser der Woschni/Huber – Wärmeübergangsbeziehung gegenübergestellt. Dabei erfolgten jeweils immer zwei Analysen des gemessenen Betriebspunktes. Die erste Analyse wurde mit dem Skalierungsfaktor von 1 durchgeführt, die zweite Rechnung mit jenem Faktor, wo die beste Übereinstimmung mit der Messung erreicht wurde. Pro betrachtete Gaszusammensetzung wurde jedoch immer der gleiche Skalierungsfaktor gewählt. Es wurde bei keiner Gaszusammensetzung der Faktor betriebspunktabhängig bestimmt. Ansonsten würden wieder alle anderen Messfehler (Druckindizierung,

Kraftstoffmassenmessung, usw.) auf den Wandwärmübergang geschoben werden. Die Vorgehensweise war unabhängig vom verwendeten Treibgas.

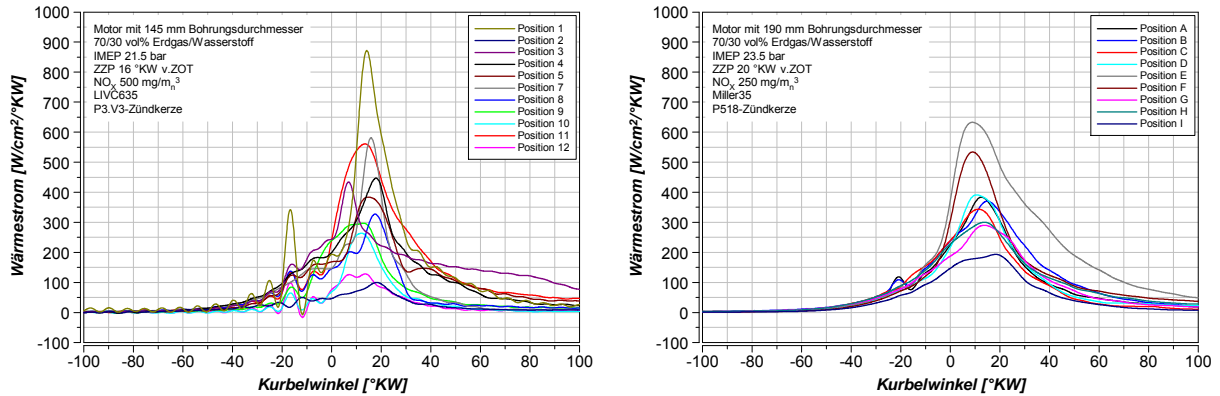


Abbildung 11: Wärmestromverläufe; Beispiel bei Volllast und CH<sub>4</sub>/H<sub>2</sub>=70/30 vol%

Für zwei Erdgasmesspunkte bei konstanter Last aber unterschiedlichem Zündzeitpunkt sind die Vergleiche der gemessenen Wandwärmeströme und der analysierten im Zylinderkopf in Abbildung 12 gezeigt.

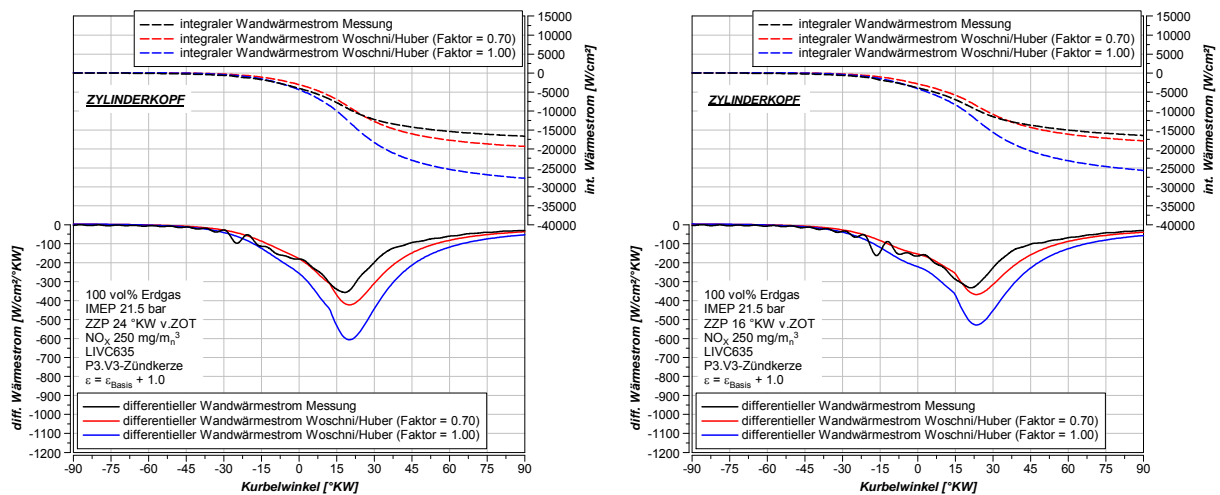
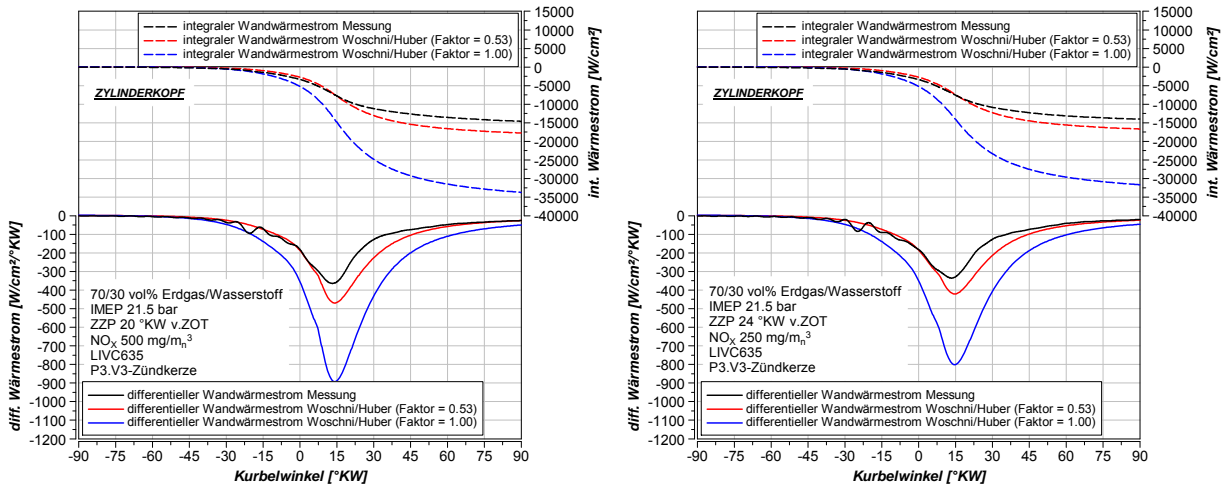


Abbildung 12: Zylinderkopf-Wärmeströme bei Erdgas (2 verschiedene Zündzeitpunkte)

Durch diese Messungen konnte der Skalierungsfaktor von 0.7 für Erdgas bestätigt werden und in weiterer Folge konnte davon ausgegangen werden, dass die Messung und somit Applizierung und Auswertung richtig sind. Aus den Diagrammen ist eindeutig erkennbar, dass eine Analyse bzw. Simulation mit dem Faktor 1.0 falsche Ergebnisse, das heißt zu hohe Wärmeströme und somit Energiebilanzen, liefert.

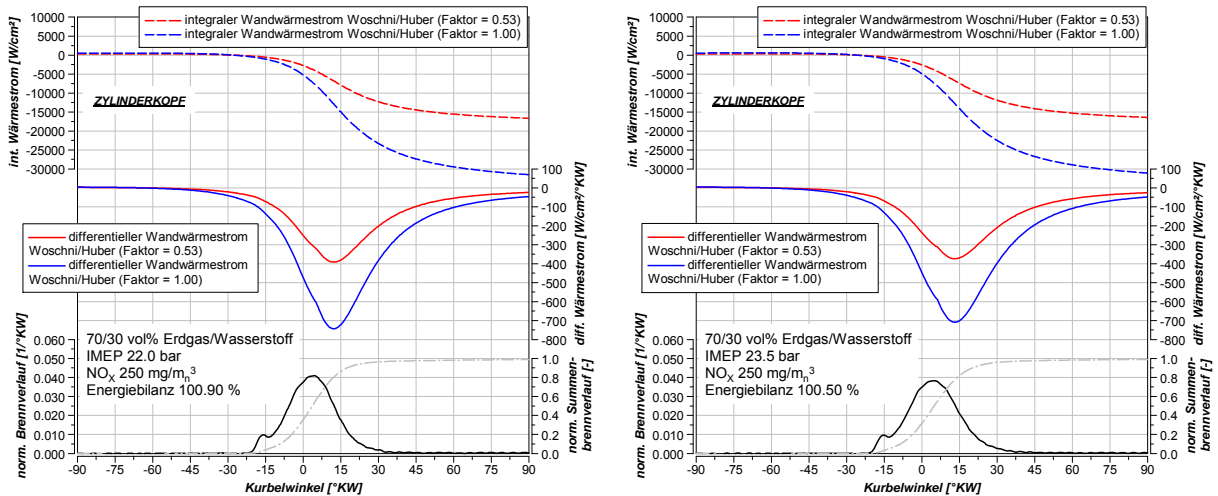
Ein Beispiel für eine Auswertung einer Sondergasmessreihe soll nachfolgend beschrieben werden. Es handelt sich um die Treibgaszusammensetzung von Erdgas/Wasserstoff=70/30 vol%. Die Bauteiltemperatur- und Wärmestrommessungen wurden am Motor mit 145 mm Bohrungsdurchmesser durchgeführt. Die Vorgehensweise der Auswertung war dieselbe wie bei Erdgas. Für zwei unterschiedliche Zündzeitpunkte und konstante Last sind die Ergebnisse in Abbildung 13 a) und b) gezeigt. Auch hierbei würden Analysen mit dem Skalierungsfaktor mit 1 zu hohe Wandwärmeströme bedeuten. Für diese Treibgaszusammensetzung erwies sich der Wert von 0.53 als sehr geeignet. Des Weiteren sind in den Diagrammen zwei

Ergebnisse vom Gasmotor mit größerem Bohrungsdurchmesser – 190 mm – und gleicher Treibgaszusammensetzung angeführt (siehe Abbildung 13 c) und d)). Hier standen keine Wärmestrommessungen zu Verfügung. Bei diesen Messpunkten wurde speziell auf die Energiebilanz und den Verlauf des Brennverlaufes und Summenbrennverlaufes geachtet. Auch bei diesen und weiteren hier nicht dargestellten Messpunkten mit dem Verbrennungsgas Erdgas/H<sub>2</sub>=70/30 vol% wurden mit dem Faktor 0.53 die besten Ergebnisse erzielt.



a) Direktzylinder bei ZZZP 20 °KW v.ZOT

b) Direktzylinder bei ZZZP 24 °KW v.ZOT

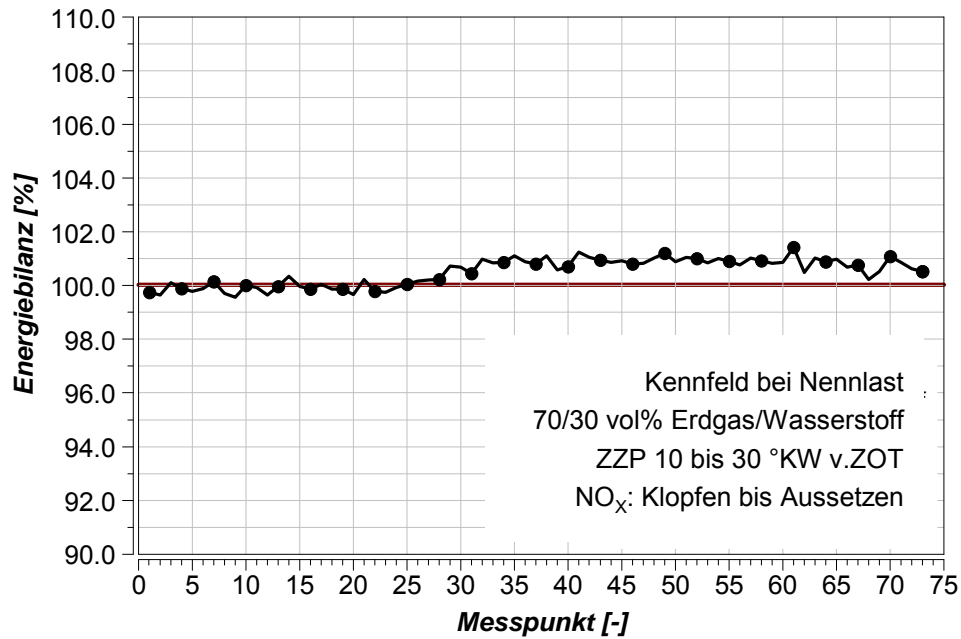


c) gasesp. Vorkammer bei ZZZP 25 °KW v.ZOT

d) gasesp. Vorkammer bei ZZZP 25 °KW v.ZOT

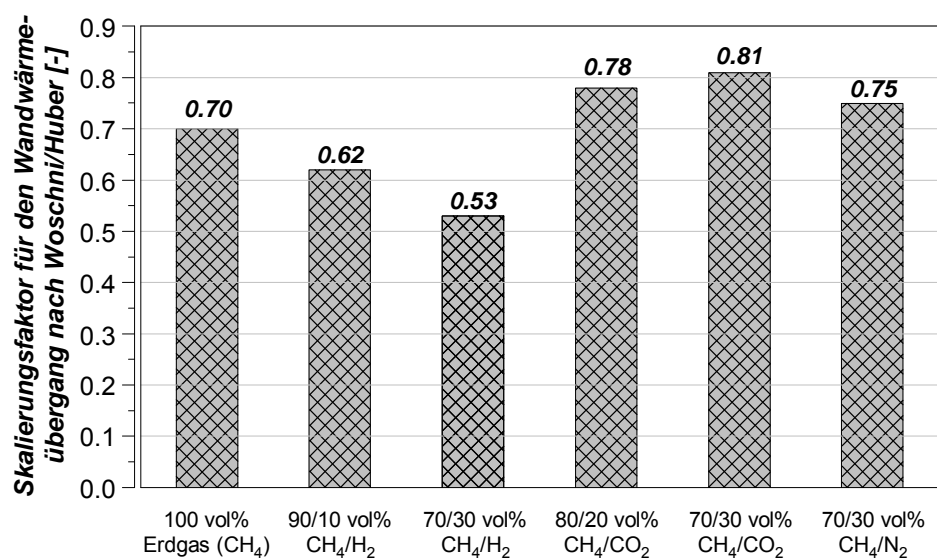
**Abbildung 13:** Zylinderkopf-Wärmeströme bei Erdgas/Wasserstoff=70/30 vol% und zwei unterschiedlichen Verbrennungskonzepten

Mit dem bestimmten Faktor, hier beispielsweise für Erdgas/Wasserstoff=70/30 vol%, wurde ein komplettes Kennfeld analysiert und die Energiebilanz betrachtet. Das Ergebnis ist in Abbildung 14 dargestellt und zeigt eine sehr gute globale Bilanzierung des Verbrennungsprozesses. Die Schwankungsbreite liegt unter ±1.5 % in der Energiebilanz.



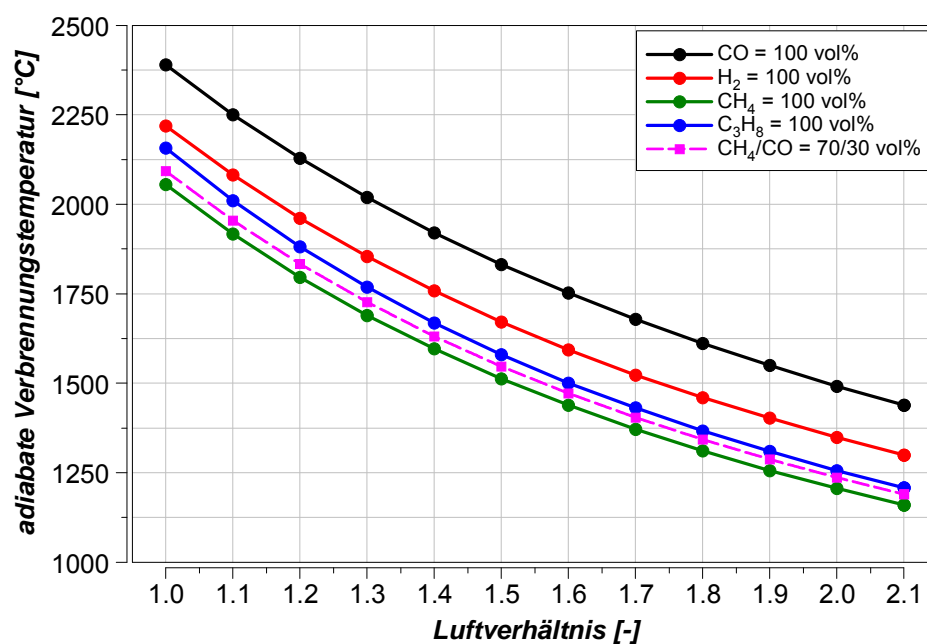
**Abbildung 14:** Energiebilanz aller Kennfeldmesspunkte (CH<sub>4</sub>/H<sub>2</sub>=70/30 vol%)

Im nachfolgenden Balkendiagramm sind die vorgeschlagenen Faktoren zur Skalierung des Wandwurmeuberganges bei der Druckverlaufsanalyse bzw. der nulldimensionalen Simulation für verschiedene Sondergase bzw. auch Erdgas angeführt. Mit diesen Faktoren konnte beim angegebenen Sondergas eine zufriedenstellende Übereinstimmung zwischen Messung und Analyse (hier nur Zylinderkopf) erreicht werden. Weiters wurde durch Anwendung dieser Faktoren auf alle vorhandenen Messungen eine recht gute Energiebilanz (100 % ± 1.5 %) erreicht. Für eine Erweiterung der Datenbasis mit Wurmestrommessungen im Zylinderkopf müssten weitere Messkampagnen mit unterschiedlichsten Treibgaszusammensetzungen erfolgen.



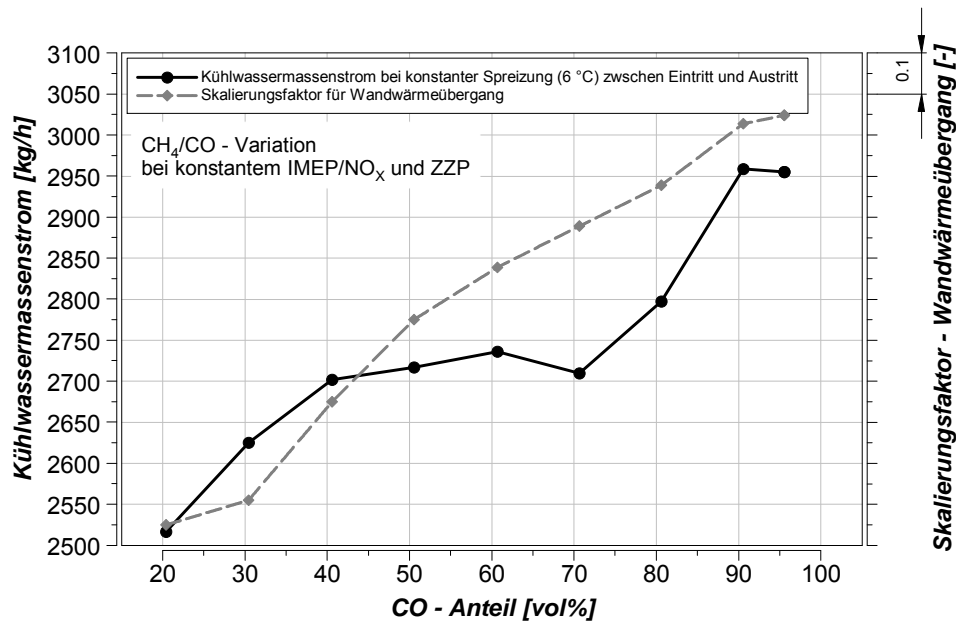
**Abbildung 15:** Skalierungsfaktoren für den Wandwurmeubergang bei unterschiedlichen Sondergasen

Weitere interessante Ergebnisse konnten auch bei Wärmestrommessungen mit verschiedenen Verhältnissen von Erdgas und Kohlenmonoxid gefunden werden. Dabei stellte sich die Frage, ob das giftige Kohlenmonoxid die Wärmebelastung der Bauteile steigen lässt. Wird von verschiedenen Reingasen die adiabate Verbrennungstemperatur über dem Luftverhältnis aufgetragen, wird ersichtlich, dass das Kohlenmonoxid die höchsten Temperaturen erreicht, Abbildung 16. Damit wird auch die Wärmebelastung der Bauteile größer. Beispielhaft ist im Diagramm auch bei einem volumetrischen Mischungsverhältnis von Erdgas (Methan) zu Kohlenmonoxid von 70 zu 30 die adiabate Flammentemperatur eingetragen. Hierbei ist bereits eine deutliche Zunahme gegenüber reinem Erdgas (Methan) erkennbar. Die Differenz beträgt in etwa 30 °C. Erstaunlich ist auch, dass das Niveau der adiabaten Verbrennungstemperatur von reinem Kohlenmonoxid deutlich über jenem von reinem Wasserstoff liegt.



**Abbildung 16:** Adiabate Flammentemperatur von Gasen

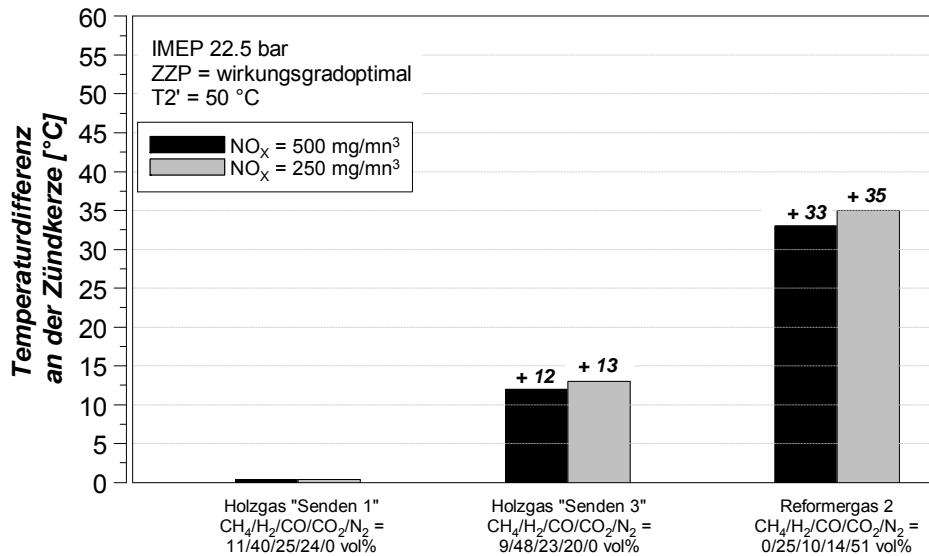
In Abbildung 17 ist die Auswertung des Kühlwassermassenstromes bei konstanter Spreizung zwischen Eintritt und Austritt von 6 °C, mit der auf die Bauteilbelastung geschlossen werden kann, und des erforderlichen Skalierungsfaktors bei einer Erdgas/Kohlenmonoxid – Variation gezeigt. Daraus kann abgeleitet werden, dass mit zunehmendem CO-Anteil im Treibgas die Wärmebelastung steigt, erkennbar am höheren Kühlwassermassenstrom. Für die Erreichung der Energiebilanz von ca. 100 % musste der Faktor für den Wandwärmeübergang entsprechend erhöht werden (Skalierungsfaktoren größer 1). Auf die Angabe der Absolutwerte der Skalierungsfaktoren wird in diesem Diagramm verzichtet, da Messfehler bei der CO-Abgasanalyse vorlagen, das heißt, dass die unverbrannte Energie nicht richtig abgespeichert wurde. Trotzdem kann aus der Erfahrung mit dem Betrieb von kohlenmonoxidhaltigen Treibgasen gesagt werden, dass eine Erhöhung des Skalierungsfaktors für den Wandwärmeübergang nach Woschni/Huber erforderlich ist, um eine Energiebilanz von ca. 100 % zu erreichen. Eine Erhöhung des Skalierungsfaktors größer als eins, scheint gerechtfertigt.



**Abbildung 17:** Zunahme des Kühlwassermassenstromes bei hohen Anteilen von CO

Bei einer Messreihe von Sondergasen bestand auch die Möglichkeit, die Elektroden-temperatur der Zündkerze bei unterschiedlichen Sondergasen zu untersuchen und damit Rückschlüsse auf eine Erhöhung des Wärmeüberganges bei CO-haltigen Treibgasen zu ziehen. Ein Auszug der Ergebnisse ist in Abbildung 18 für zwei Holzgase und ein Reformergas dargestellt. Die Last wurde in diesem Fall mit einem indizierten Mitteldruck von 22.5 bar konstant gehalten. Der Zündzeitpunkt wurde für optimalen Wirkungsgrad eingestellt, was einen 50%-Umsatzpunkt im Bereich von 5.5 bis 7 °KW n.ZOT nach sich zog. Diese Zündkerzentemperaturmessungen wurden weiters bei konstanter Gemischtemperatur (50°C) und bei zwei unterschiedlichen Stickoxidniveaus (TA-Luft-Wert [94]: 500 mg/m<sub>n</sub><sup>3</sup>@5%O<sub>2</sub> und halben TA-Luft-Wert: 250 mg/m<sub>n</sub><sup>3</sup>@5%O<sub>2</sub>) durchgeführt. Für die nachfolgenden Aussagen wurden Temperaturdifferenzen verwendet. Als Referenzgas wurde das Holzgas „Senden 1“ gewählt und dabei die gemessenen Elektroden-temperaturen auf Null gesetzt und als Basis herangezogen. Die Temperaturdifferenzen der beiden anderen Treibgase wurden ebenfalls auf das Holzgas „Senden 1“ bezogen. Die Änderung der Elektroden-temperatur bei den drei genannten Gaszusammensetzungen ist in Abbildung 18 gezeigt.

Aus den Temperaturmessungen an der Zündkerzenelektrode kann eindeutig abgeleitet werden, dass eine Reduktion des Methananteiles und Erhöhung der Summe von Wasserstoff und Kohlenmonoxid eine höhere Bauteiltemperaturbelastung nach sich zieht. Diesen Effekt soll der Vergleich zwischen den beiden Holzgasen Senden 1 und 3 verdeutlichen. Ist kein Erdgas (Methan) als brennbare Komponente enthalten, siehe Reformergas 2 mit Wasserstoff und Kohlenmonoxid als brennbare Bestandteile, ist eine nochmalige Zunahme der Temperaturbelastung erkennbar.



**Abbildung 18:** Zunahme der Bauteiltemperatur (Zündkerze) bei CO-haltigen Treibgasen

Schlussfolgernd kann die Aussage getroffen werden, dass bei kohlenmonoxidhaltigen Verbrennungsgasen (Holzgase, Reformergase, Spezialgase) eine erhöhte Verbrennungstemperatur auftreten kann, die in weiterer Folge die Bauteilbelastung und somit den Wandwärmeübergang beeinflusst. Aus den durchgeführten Messungen ist daher eine Erhöhung des Skalierungsfaktors für die Wandwärmeübergangsbeziehung nach Woschni/Huber gerechtfertigt. Diese Rechtfertigung konnte auch durch den erhöhten Kühlwassermassenstrom und die Zunahme der Zündkerzenelektroden­temperatur bestätigt werden.

Die bestimmten Skalierungsfaktoren für die Wandwärmeübergangsbeziehung nach Woschni/Huber für die angeführten Treibgase in Abbildung 15 können in Zukunft für Analysen und Simulationen angewandt werden. Unsicherheiten in den Faktoren bei kohlenmonoxidhaltigen Treibgasen sind noch vorhanden. Zumindest kann aus den Kühlwassermassenstrom und den absoluten Niveaus der Bauteiltemperaturen darauf geschlossen werden, dass CO-Anteile im Treibgas die Wärmebelastung steigen lässt.

Im nachfolgenden Kapitel zur Beschreibung des Zündverzuges wird der Wandwärmeübergang zwischen Ladung und Brennraumwandungen benötigt. Für die korrekte Bestimmung des Zündverzuges aus der Messung ist diese Größe nicht von unwesentlicher Bedeutung.

#### 4.2. Zündverzug

Der Zündverzug gibt bei der vorgemischten ottomotorischen Verbrennung die Zeitspanne zwischen der Einleitung der Zündung durch einen Zündfunken und den Brennbeginn, hier mit 1% der Energieumsetzung definiert, an. Je nach verwendetem Treibgas kann dieser teils sehr unterschiedliche Dauern einnehmen. So liegen die üblichen Zündverzugszeiten bei Erdgasbetrieb mit Direktzünderkonzept im Bereich von 10 bis 18 °KW und können bei Gasen mit hohem Wasserstoffanteil und geringen Erdgasanteilen auf unter 3 °KW gesenkt werden.

Im Modell wird üblicherweise ein kombinierter Arrhenius- und Magnussen-Ansatz für Simulationen mit Erdgas verwendet. Dieser soll in folgenden kurz mit einigen Formeln beschrieben werden.

Der Arrhenius-Term, Gleichung (4.9), beschreibt dabei den Anstieg der Radikalkonzentration und der Magnussen-Term den turbulenzkontrollierten Prozess, Gleichung (4.10). Durch frühere Arbeiten wurde ersichtlich, dass die Turbulenz ebenfalls maßgeblich für die Simulation des Zündverzuges ausschlaggebend ist [8], daher die Berücksichtigung der Turbulenz für die Simulation der Reaktionsrate.

$$r_{Arr} = K_{Arr} c_{O_2}^x c_B^y p^a e^{-\frac{T_a}{T}} \quad (4.9)$$

$$r_{Mag} = K_{Mag} c \frac{\varepsilon}{k} \quad (4.10)$$

Für die Erdgasverbrennung können die Konstanten in Gleichung (4.9) angegeben werden und sind in Tabelle 4 zusammengefasst [8].

<b>Kraftstoff</b>	<b>x [-]</b>	<b>y [-]</b>	<b>a [-]</b>	<b>T<sub>a</sub> [K]</b>
Methan CH <sub>4</sub>	-2.1	1.7	0.2	3000

**Tabelle 4:** Konstanten - Reaktionsrate nach Arrhenius

Bei Simulationen mit anderen Gaszusammensetzungen müssten diese Konstanten entsprechend angepasst werden, was jedoch einen hohen Aufwand bedeutet und es müssen genügend Messdaten mit großer Variationsbreite vorhanden sein.

Durch weitere Umformung von Gleichung (4.10) erhält man die turbulenzgesteuerte Reaktionsrate nach Magnussen wie sie im Verbrennungsmodell verwendet wird, Gleichung (4.11). Dabei wird die Dissipation  $\varepsilon$  durch die Taylor'sche Approximation (Gleichung (4.12)) ersetzt [100] bzw. [101], das Reaktionsprodukt  $c$  wird durch das Verhältnis der Brennstoffmasse zu Zylindervolumen ausgedrückt.

$$r_{Mag} = K_{Mag} \frac{m_B \sqrt{k}}{2V_{Zyl}^{4/3}} \quad (4.11)$$

$$\varepsilon = \frac{k^{3/2}}{2l} \quad \text{mit } l = \sqrt[3]{V_{Zyl}} \quad (4.12)$$

Die kombinierte Reaktionsrate ist in Gleichung (4.13) dargestellt. Die Konstante  $K$  in Gleichung (4.13) muss im Verbrennungsmodell in Abhängigkeit des Motors bzw. je nach verwendetem Treibgas angepasst werden.

$$r_{ges} = \frac{I}{\tau} = \frac{K}{\frac{I}{r_{Arr}} + \frac{I}{r_{Mag}}} \quad (4.13)$$

Diese Konstante  $K$  wird so eingestellt, dass das Integral der Reaktionsrate, Gleichung (4.14), bei Verbrennungsbeginn den Wert 1 besitzt.



$$\int_{ZZP}^{VB} r_{ges} dt = I \quad (4.14)$$

Diese vorgestellte physikalische Beschreibung des Zündverzuges gilt nur für Erdgas, maximal für Gasgemische mit sehr hohem Erdgasanteil und geringen Anteilen von inerten Begleitstoffen (Stickstoff, Kohlendioxid) oder brennbaren Anteilen (Propan, Wasserstoff, usw.). Für geänderte Gaszusammensetzungen müssten die benötigten Konstanten in der Beschreibung mit einer Vielzahl von Messungen kalibriert werden. Das ist problematisch, da für die Vorausberechnung grundsätzlich keine bzw. wenige Messpunkte zu Verfügung stehen.

Optional ist es im nulldimensionalen Verbrennungsmodell möglich, dass entweder der oben beschriebene physikalische Ansatz zur Berechnung des Zündverzuges herangezogen wird oder das folgend vorgestellte empirische Modell. Für eine Gaszusammensetzungsvariation ist es für die Ergebnisqualität von Bedeutung, wenn die empirische Gleichung verwendet wird (z. B. Variation von 100 vol% Erdgas bis 100 vol% Propan oder Zumischung von Kohlendioxid zu Erdgas).

Durch die Tatsache der wenig zu Verfügung stehenden Literatur für den Zündverzug, wurden Überlegungen angestellt, den Zündverzug aus einer großen Datenmenge an Messpunkten mit reinem Erdgas und nicht- bzw. wenig methanhaltigen Gasen durch einen empirischen Ansatz zu beschreiben. Der Vorteil dabei ist, dass aus wenigen, relevanten Eingangsgrößen der Zündverzug sehr einfach mit einer Summenfunktion berechnet werden kann. Eine physikalische Ableitung des Zündverzuges aus der genannten großen Anzahl an Messpunkten und Variationen erschien sehr komplex und wurde nicht weiter verfolgt. Die empirische Beschreibung des Zündverzuges wird in den nachfolgenden Seiten beschrieben.

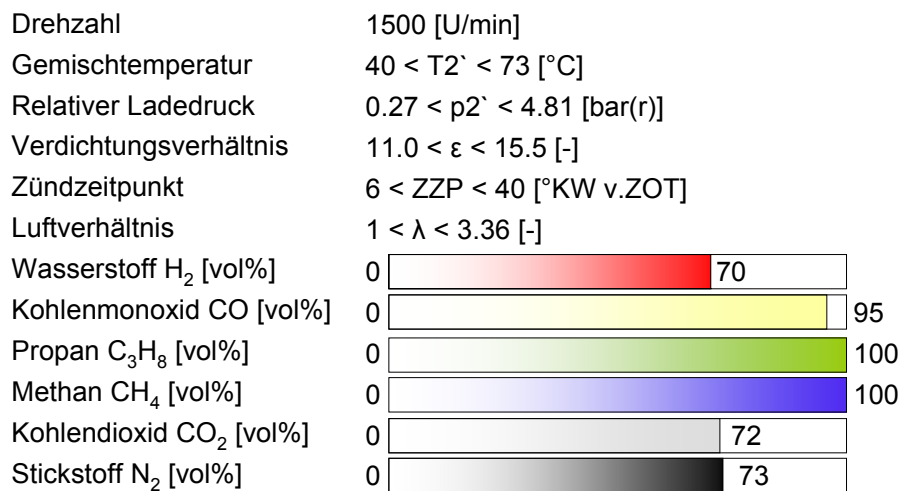
Für die empirische Beschreibung standen insgesamt über 2150 Non-Natural Gases - Messpunkte an zwei unterschiedlich großen 1-Zylinder-Großgasmotoren zu Verfügung, siehe Tabelle 3. Für die Beschreibung wurde die in Gleichung (4.15) angeschriebene Funktion gewählt. Die Berechnung, und somit die Erstellung eines empirischen Zusammenhanges, soll durch Vorgabe von bekannten Werten aus Messungen erfolgen. Hierbei wurden alle wesentlichen Einflussgrößen, die den Zündverzug in der Realität beschreiben, gewählt. Dies sind die Bedingungen im Einlasskanal, ausgedrückt durch die Gemischtemperatur und den relativen Ladedruck, und den Bedingungen im Hauptbrennraum. Im Hauptbrennraum ist das globale Luftverhältnis, das Verdichtungsverhältnis und die Gaszusammensetzung gewählt worden. Der Zündzeitpunkt, also Einleitung des Verbrennungsablaufes, wurde ebenfalls berücksichtigt. Für die Gaszusammensetzung wurden nur die 6 Hauptkomponenten ( $\text{CH}_4$ ,  $\text{C}_3\text{H}_8$ ,  $\text{H}_2$ ,  $\text{CO}$ ,  $\text{CO}_2$ ,  $\text{N}_2$ ) in den empirischen Ansatz aufgenommen, da die höherwertigen Kohlenwasserstoffe, außer Propan  $\text{C}_3\text{H}_8$ , nur in sehr geringen Mengen in den Gasmischungen vorkamen.

Für die Erstellung der Funktion, Gleichung (4.15), wurde die Software MODDE [40] herangezogen. Mit diesem Design of Experiments Tool (DoE-Software) wurden die Ergebnisse aus den analysierten Non-Natural Gases - Messpunkten vorgegeben und daraus eine empirische Gleichung für den Zündverzug über eine große Variationsbreite abgeleitet.

$$ZV = f(p_2', T_2', ZZZ, \lambda, \varepsilon, H_2, C_3H_8, CH_4, CO_2, N_2, CO) \quad (4.15)$$

Die Gemischfeuchte wurde nicht berücksichtigt, da diese meist mit 8 g/kg<sub>Gemisch</sub> bei den Messungen eingestellt war.

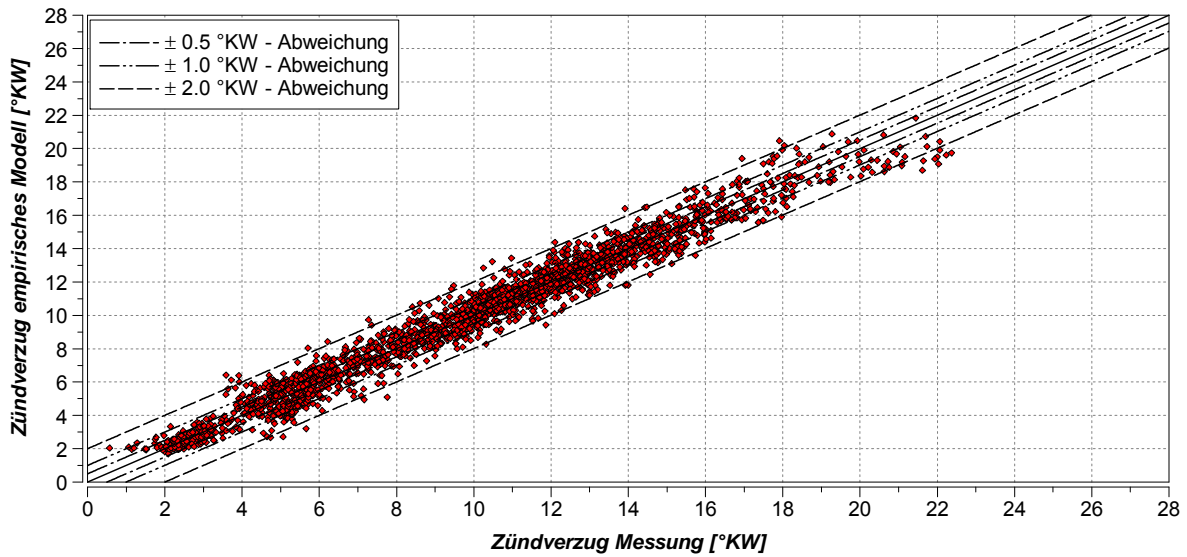
Die gültige Variationsbreite der gewählten Faktoren für das Funktional aus dem DoE-Modell ist in Abbildung 19 zu sehen. Weiters werden dabei zwei 1-Zylinder Großgasmotoren hinsichtlich der Berechnung des Zündverzuges abgedeckt (Bohrungsdurchmesser 145 und 190 mm, siehe auch Tabelle 3). Es werden dabei vier unterschiedliche Einlassschluss-Steuerzeiten, ausgedrückt durch den erforderlichen relativen Ladedruck, berücksichtigt.



**Abbildung 19:** Variationsbreite für den Zündverzug

In der vorangegangenen Grafik fällt der hohe maximale Wert 3.36 im Luftverhältnis auf. Dieses war bei einer Treibgaszusammensetzung mit sehr hohem Wasserstoffanteil (H<sub>2</sub>/CO<sub>2</sub>=53.7/42.3 vol%) möglich. Dabei konnte soweit abgemagert werden, dass ein Stickoxidniveau unter 10 mg/m<sub>n</sub><sup>3</sup> erreicht werden konnte, bei gleichzeitig aufrechterhaltener Verbrennungsstabilität, jedoch mit nicht zu vernachlässigten Wirkungsgrad-einbußen.

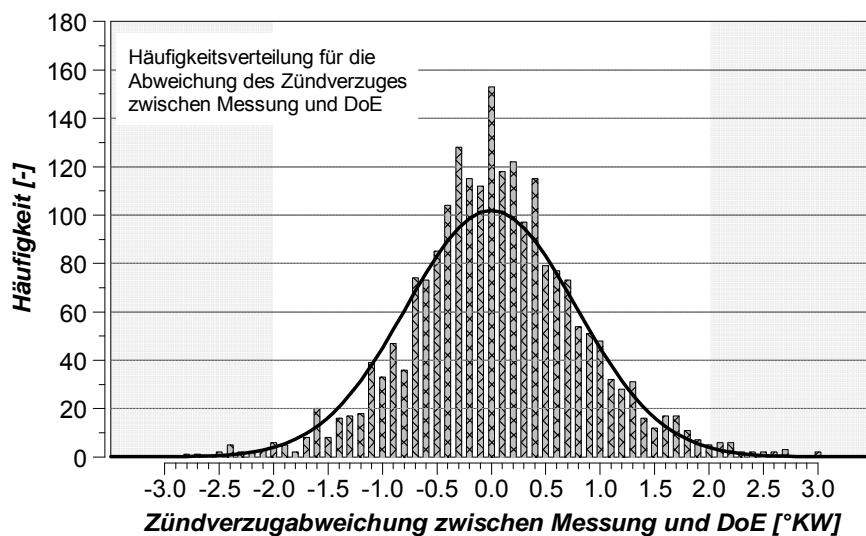
Das Diagramm mit allen berücksichtigten Messpunkten und Variationen ist in Abbildung 20 zu sehen. Dabei wird der analysierte Zündverzug aus der Druckverlaufsanalyse mit dem Ergebnis der empirischen Funktion verglichen. Der Zündverzug aus der Analyse wurde zwischen Zündzeitpunkt und einprozentiger Massenumsetzung definiert. Weiters sind dabei Toleranzbänder eingezeichnet, hier mit ±0.5/1.0/2.0 °KW gewählt.



**Abbildung 20:** Zündverzug aller berücksichtigten Messpunkte

In Abbildung 20 sind dabei insgesamt 2150 analysierte Betriebspunkte mit verschiedensten Gaszusammensetzungen und unterschiedlichsten Variationsbreiten von zwei Motoren, ausgeführt als Direktzünderkonzept, dargestellt. Reine Erdgasmesspunkte bei unterschiedlichen Verdichtungsverhältnissen wurden ebenfalls berücksichtigt. Es ist eine sehr gute und ausreichende Übereinstimmung des empirischen Modells mit der Messung zu erkennen. Das Bestimmtheitsmaß  $R^2$  liegt dabei über 97 %. Der Zündverzug aus der Messung wurde mit der Dauer zwischen Zündzeitpunkt und der einprozentigen Energieumsetzung definiert. Der einprozentige Energieumsatz ist gleichzeitig der identifizierte Verbrennungsbeginn.

Aus den Daten von Abbildung 20 wurde eine Häufigkeitsverteilung bezüglich Abweichung des Zündverzuges von Messung gegenüber empirischer Gleichung durchgeführt, siehe Abbildung 21, um auch die angenommenen Toleranzbänder für in Ordnung zu befinden.



**Abbildung 21:** Häufigkeitsverteilung Zündverzug

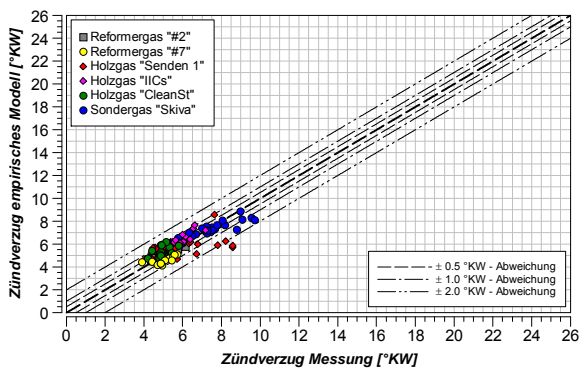
Aus der Häufigkeitsverteilung aus Abbildung 21 kann Tabelle 5 abgeleitet werden, welche die Qualität des empirischen Ansatzes zeigt. Dabei werden die prozentuellen Anteile der Genauigkeit des Modells aufgezeigt, wie viele Messpunkte außerhalb einer bestimmten Grenze zur Messung liegen.

Grenze	Prozentuelle Zahl an Messpunkten, die außerhalb der Grenze liegen
$\pm 0.5 \text{ °KW}$	46.8 %
$\pm 1.0 \text{ °KW}$	18.0 %
$\pm 1.5 \text{ °KW}$	6.8 %
$\pm 2.0 \text{ °KW}$	2.2 %

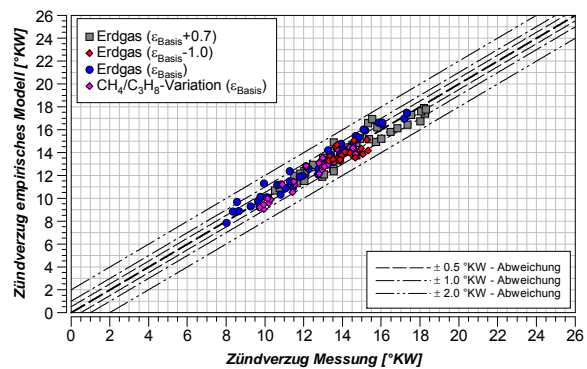
**Tabelle 5:** Qualität der Übereinstimmung zwischen Messung und empirischem Modell

Das heißt, dass beispielsweise 82 % aller Messpunkte (ca. 1800) eine Abweichung von weniger als  $\pm 1 \text{ °KW}$  gegenüber der Messung aufweisen.

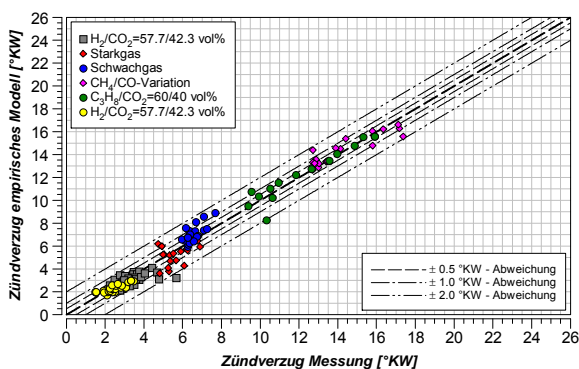
Um aus Abbildung 20 einen besseren Überblick bezüglich der Übereinstimmung zu erhalten, wurden daraus sieben Gasklassen herausgenommen und in separaten Diagrammen (Abbildung 22) zusammengefasst.



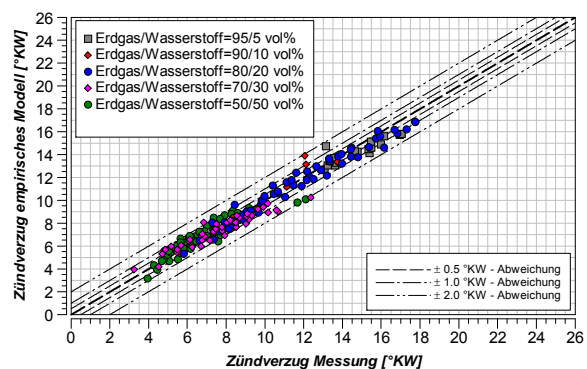
Holzgas/Reformergase



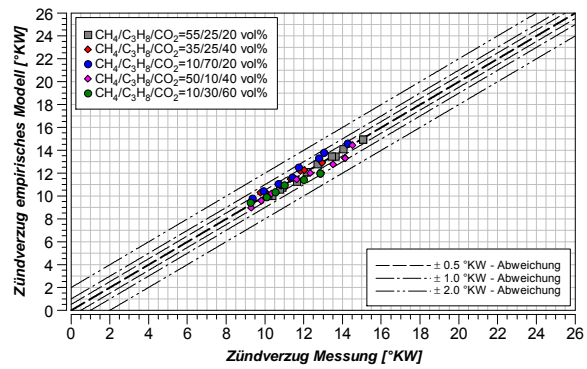
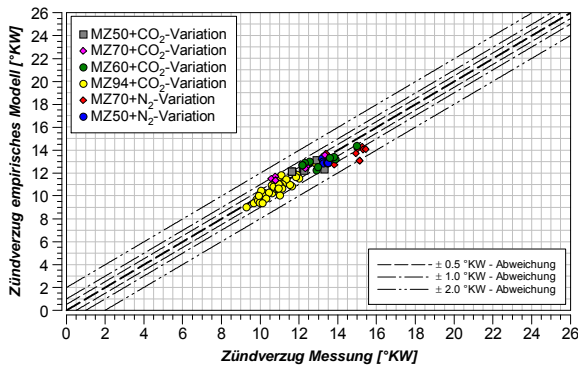
Erdgas & Erdgas/Propan-Variation



Verschiedenste Spezialgase

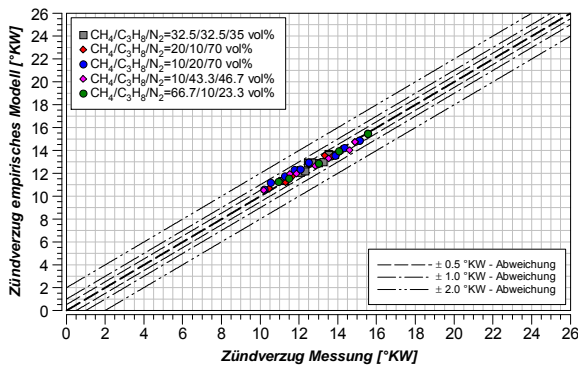


Erdgas/Wasserstoff-Variation



Methanzahl-Variation mit Zumischung von CO<sub>2</sub> und N<sub>2</sub>

Unterschiedliche Erdgas/Propan/CO<sub>2</sub>-Gemische



Unterschiedliche Erdgas/Propan/N<sub>2</sub>-Gemische

**Abbildung 22:** Zündverzugs: 7 Gasklassen in separaten Darstellungen

Aus diesen Einzeldiagrammen kann sehr gut der Einfluss von verschiedenen Gas-komponenten auf den Zündverzugs abgeleitet werden. So können mit Holz- und Reformergasen (geringer Methananteil aber hohe Anteile von Wasserstoff bzw. Kohlenmonoxid) sehr kurze Zündverzugs erreicht werden, wohingegen beispielsweise verschiedene Variationen von Erdgas, Propan und Stickstoff bzw. Kohlendioxid keine wesentlichen Verkürzungen oder Verlängerungen des Zündverzuges hervorrufen. Bei der Erdgas-Wasserstoff-Variation ist der zunehmend kürzer werdende Zündverzugs mit höherem Anteil an Wasserstoff gut erkennbar.

Für die Modellbildung wurden wie bereits vorhin erwähnt nur die sechs wichtigsten und am häufigsten auftretenden Einzelgaskomponenten berücksichtigt. Diese sechs Anteile wurden auf 1 normiert und müssen bzw. sollten so vorgegeben werden, da die aus Messdaten erstellte empirische Gleichung teils sehr sensibel auf nur geringste Änderungen in der Gaszusammensetzung reagiert. Der Zündverzugs kann somit für die beiden Motoren als Summenfunktion, wie in Gleichung (4.16), beschrieben, berechnet werden.

$$ZV = \sum_i Term_i \cdot Koeffizient_i \tag{4.16}$$

Die vollständige Funktion für die gesamte verwendete Datenbasis ist in Gleichung (4.17) angeschrieben und beinhaltet insgesamt 78 Konstanten.

$$\begin{aligned}
 ZV = & a_0 + a_1 T_2' + a_2 p_2' + a_3 \varepsilon + a_4 ZZP + a_5 \lambda + a_6 H_2 + a_7 CO + a_8 C_3H_8 + \\
 & a_9 CH_4 + a_{10} CO_2 + a_{11} N_2 + a_{12} T_2' T_2' + a_{13} p_2' p_2' + a_{14} \varepsilon \varepsilon + a_{15} ZZP ZZP + \\
 & a_{16} \lambda \lambda + a_{17} H_2 H_2 + a_{18} CO CO + a_{19} C_3H_8 C_3H_8 + a_{20} CH_4 CH_4 + \\
 & a_{21} CO_2 CO_2 + a_{22} N_2 N_2 + a_{23} T_2' p_2' + a_{24} T_2' \varepsilon + a_{25} T_2' ZZP + a_{26} T_2' \lambda + \\
 & a_{27} T_2' H_2 + a_{28} T_2' CO + a_{29} T_2' C_3H_8 + a_{30} T_2' CH_4 + a_{31} T_2' CO_2 + \\
 & a_{32} T_2' N_2 + a_{33} p_2' \varepsilon + a_{34} p_2' ZZP + a_{35} p_2' \lambda + a_{36} p_2' H_2 + \\
 & a_{37} p_2' CO + a_{38} p_2' C_3H_8 + a_{39} p_2' CH_4 + a_{40} p_2' CO_2 + a_{41} p_2' N_2 + \\
 & a_{42} \varepsilon ZZP + a_{43} \varepsilon \lambda + a_{44} \varepsilon H_2 + a_{45} \varepsilon CO + a_{46} \varepsilon C_3H_8 + \\
 & a_{47} \varepsilon CH_4 + a_{48} \varepsilon CO_2 + a_{49} \varepsilon N_2 + a_{50} ZZP \lambda + a_{51} ZZP H_2 + \\
 & a_{52} ZZP CO + a_{53} ZZP C_3H_8 + a_{54} ZZP CH_4 + a_{55} ZZP CO_2 + a_{56} ZZP N_2 + \\
 & a_{57} \lambda H_2 + a_{58} \lambda CO + a_{59} \lambda C_3H_8 + a_{60} \lambda CH_4 + a_{61} \lambda CO_2 + a_{62} \lambda N_2 + \\
 & a_{63} H_2 CO + a_{64} H_2 C_3H_8 + a_{65} H_2 CH_4 + a_{66} H_2 CO_2 + a_{67} H_2 N_2 + \\
 & a_{68} CO C_3H_8 + a_{69} CO CH_4 + a_{70} CO CO_2 + a_{71} CO N_2 + a_{72} C_3H_8 CH_4 + \\
 & a_{73} C_3H_8 CO_2 + a_{74} C_3H_8 N_2 + a_{75} CH_4 CO_2 + a_{76} CH_4 N_2 + a_{77} CO_2 N_2
 \end{aligned}
 \tag{4.17}$$

Des Weiteren wurde auch eine empirische Formel für die Berechnung des Zündverzuges für reine Erdgaspunkte für den Motor mit 145 mm Bohrungsdurchmesser abgeleitet. Das dazugehörige Diagramm ist in Abbildung 23 dargestellt. Dabei wurden wieder die selben Eingangsgrößen wie in Gleichung (4.15) herangezogen. Die volumetrischen Anteile von Wasserstoff und Kohlenmonoxid wurden hier nicht berücksichtigt, da im Erdgas sehr wenig bis keine Anteile von diesen vorkamen (bestimmt aus der Gaschromatographie). Großteils der Abweichungen zwischen empirischen Modell und Messung liegen unter 1 °KW in positiver und negativer Richtung.

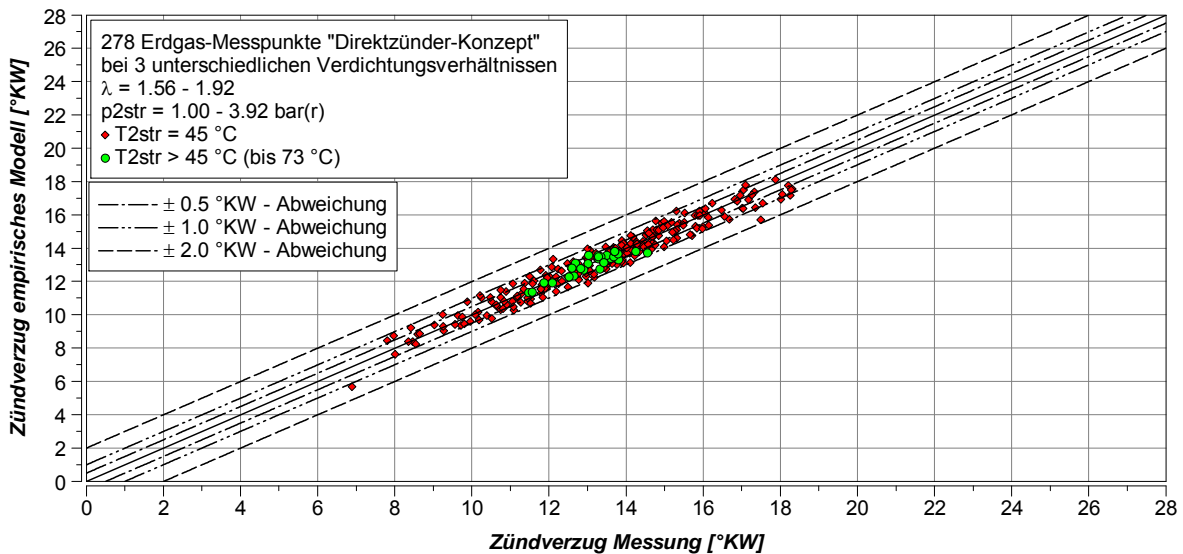
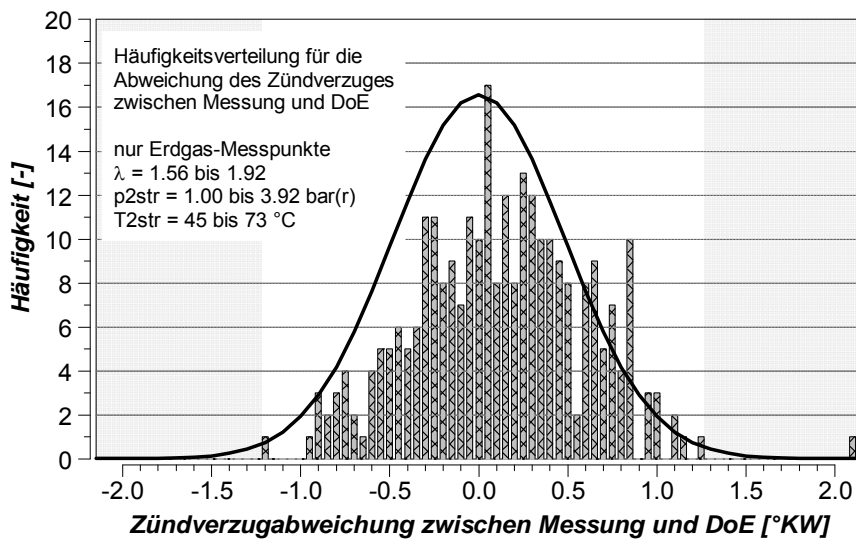


Abbildung 23: Zündverzug; Erdgas; Motor mit Bohrungsdurchmesser 145 mm

Für die verwendeten 268 Messpunkte mit Erdgas, wobei auch zwei Gemischtemperaturniveaus berücksichtigt wurden, konnte ebenfalls eine sehr zufriedenstellende Übereinstimmung mit der Messung gefunden werden. Um die Genauigkeit zu erhöhen müssten noch weitere Messpunkte mit verschiedenen Steuerzeiten und Gemischtemperaturen in den DoE-Plan einfließen. Diese standen aber bei der Erstellung der Arbeit nicht zu Verfügung. Das Bestimmtheitsmaß für die Erdgasmesspunkte beträgt  $R^2=95\%$ .

Auch bei dieser Datenbasis wurde eine Häufigkeitsverteilung abgeleitet. Diese bestätigt die Aussage der guten Modellqualität, d.h. die geringe Abweichung von  $\pm 1^\circ\text{KW}$  gegenüber der Messung. Das Diagramm mit den absoluten Häufigkeiten ist in Abbildung 24 gezeigt.



**Abbildung 24:** Häufigkeitsverteilung Erdgasmesspunkte

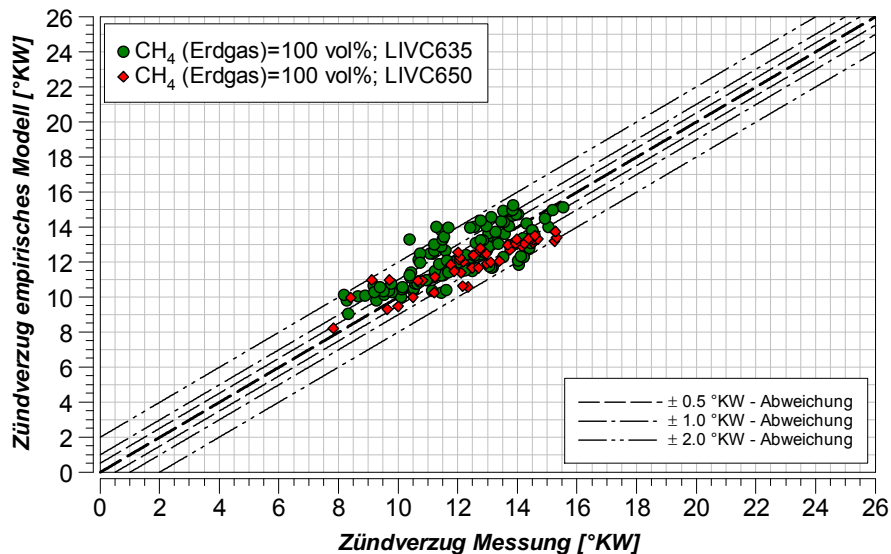
Die vollständige Summenfunktion für Erdgas-Messpunkte beim Forschungsmotor mit 145 mm Bohrungsdurchmesser ist ähnlich wie Gleichung (4.17). Aufgrund der nichtberücksichtigten Anteile von Wasserstoff und Kohlenmonoxid jedoch mit einer geringeren Anzahl an Konstanten. Auf die komplette Darstellung der Funktion wird an dieser Stelle verzichtet, es wird in Gleichung (4.18) nur die gewählte Funktion mit den abhängigen Parametern gezeigt.

$$ZV = f(p_2', T_2', ZZP, \lambda, \varepsilon, C_3H_8, CH_4, CO_2, N_2) \tag{4.18}$$

Im nulldimensionalen Verbrennungsmodell erfolgt nach dem Einlesen der Randbedingungen die Entscheidung, ob der Zündverzug mit der physikalischen oder empirischen Beschreibung simuliert wird. Bei der empirischen Gleichung wird noch weiter zwischen den beiden betrachteten 1-Zylinder Großgasmotoren und der Gaszusammensetzung unterschieden. Wird in der Eingabe ein volumetrischer Erdgasanteil von mehr als 95 vol% vorgegeben, wird mit der reinen Erdgas-Funktion der Zündverzug simuliert. Ansonsten erfolgt die Simulation mit der umfangreicheren Funktion für Non-Natural Gases, siehe Gleichung (4.17).

Es wird nochmals angeführt, dass die in diesem Kapitel dargestellten Ergebnisse nur für die beiden in Abschnitt 3 - Tabelle 3 - beschriebenen Motoren und der Variationsbreite aus Abbildung 19 gelten.

Um auch eine Verifikation des Zündverzugsfunktionales bei Non-Natural Gases durchführen zu können, müssten weitere Messkampagnen durchgeführt werden, welche aber bei Erstellung der Arbeit nicht zu Verfügung standen. Zumindest bei 100 vol% Erdgas und zwei Steuerzeiten konnten Verifikationen erstellt werden, welche in Abbildung 25 im Diagramm dargestellt ist. Diese Daten waren bei der Erstellung der empirischen Zündverzugsfunktion, Gleichung (4.17), nicht berücksichtigt.



**Abbildung 25:** Verifikation des Zündverzugsfunktionals bei 2 Steuerzeiten

Die Modellqualität konnte damit zumindest für Erdgasmesspunkte bestätigt werden. Weiters ist eine Erweiterung des Zündverzugsmodells hinsichtlich AGR-Anteil (rückgeführtes Abgas) bei Erdgasbetrieb möglich und denkbar. Während der Verfassung dieser Arbeit stand keine ausreichende Datenbasis mit Erdgasbetrieb und AGR (Abgasrückführung) bei Direktzündler-Verbrennungskonzept zu Verfügung.

Durch die Erstellung eines empirischen Zündverzugsfunktionals ist es nun möglich, den Verbrennungsbeginn bei Sondergasen zu simulieren. Somit kann in weiterer Folge die Brennrate simuliert werden, welche mit den benötigten Teilmodellen und Verifikationsbeispielen auf den nächsten Seiten beschrieben wird.

### 4.3. Brennrate

In diesem Kapitel werden alle zur Beschreibung der Brennrate benötigten Teilmodelle erarbeitet und diskutiert. Aus der Brennrate werden wiederum der Zylinderdruck und Gastemperaturen bzw. weitere wesentliche Größen für Optimierungen (50%-Umsatzpunkt; Zylinderspitzenenddruck, usw.) berechnet. Die Grundgleichung ist in Gleichung (4.19) dargestellt und basiert auf einer Reaktionsrate nach Magnussen – einem turbulenzkontrollierten Prozess, dem unteren Heizwert und dem verfügbaren Gemischvolumen [86].



$$\frac{dQ}{dt} = r_{Mag} H_u V_{Gem.,verf.} \quad (4.19)$$

Die mit allen Teiltermen, welche nachfolgend Schritt für Schritt beschrieben werden, umgeformte Brennratengleichung ist in Gleichung (4.20) zu sehen. Eine ausführliche Herleitung findet sich in [8], [9], [10], [11] und [12].

$$\frac{dQ}{dt} = K_{Mag} c_p \frac{m_B}{V_{Zyl}} \frac{\sqrt{k}}{2\sqrt[3]{V_{Zyl}}} H_u 2\pi r_{FF}^2 s \quad (4.20)$$

Dabei kommen die für Non-Natural-Gases wesentlichen Variablen vor. Der untere Heizwert ist dabei direkt in Gleichung (4.20) beinhaltet, die dynamische Viskosität und laminare Flammgeschwindigkeit wird durch den Flammenfrontradius ausgedrückt, welcher vor allem durch die Modellierung der turbulenten Flammgeschwindigkeit geprägt wird.

Mit  $c_p$  in Gleichung (4.20) wird die Konzentration der Verbrennungsprodukte bezeichnet, die sich mit Gleichung (4.21) errechnen lässt. Hierbei werden mit  $c$ ,  $h$  und  $o$  die Anteile von Kohlenstoff, Wasserstoff und Sauerstoff im Kraftstoff bezeichnet.

$$c_p = \frac{3.6c + 9h}{1 + \underbrace{2.6c + 8h - o}_{O_{2,min}}} \quad (4.21)$$

Weiters ist in Gleichung (4.20) die Taylor'sche Approximation berücksichtigt [100] und [101] bzw. Gleichung (4.12).

In den Literaturstellen [8], [9], [10], [11], [12], [88] und [89] finden sich weitere ausführlichere Darstellungen der Brennratengleichung mit den daraus erhaltenen Ergebnissen, speziell mit Erdgas (Methan). Eine Vertiefung wird an dieser Stelle nicht durchgeführt.

### Turbulente Flammgeschwindigkeit

Für die vorgemischte ottomotorische Verbrennung ist die turbulente Flammgeschwindigkeit eine wesentliche Größe. Sie wird aus der turbulenten kinetischen Energie, der laminaren Flammgeschwindigkeit und aus der dynamischen Viskosität berechnet. Diese werden nachfolgend in Unterkapiteln beschrieben, wobei bei den beiden letzt genannten Einflussgrößen speziell auf den Sondergaseinfluss hingewiesen wird.

Aus der turbulenten Flammgeschwindigkeit wird der Flammenfrontradius berechnet, welcher wiederum die ideale halbkugelförmige Flammenausbreitung beschreibt. Bereits in Vorarbeiten wurde gesehen, dass die turbulente Flammgeschwindigkeit und auch die turbulente kinetische Energie zu niedrig berechnet wurden, [8] und [10]. Die Korrelationen, das heißt auch die Bestimmung des absoluten Niveaus der Flammgeschwindigkeit, wurden in den vorangegangenen Arbeiten mit den Ergebnissen aus den tomographischen Messungen an einem 1-Zylinder-Forschungs-

motor erarbeitet. Auf die Details der optischen Messtechnik und der daraus erhaltenen Ergebnisse soll in dieser Arbeit nicht weiter eingegangen werden, sondern auf [10], [11], [12], [16] und [93] verwiesen werden.

Der allgemeine Zusammenhang zwischen laminarer Flammgeschwindigkeit und Turbulenzdichte (TKE) ist in Gleichung (4.22) angeführt, welche auch bereits Damköhler im Jahre 1940 [21] vorgeschlagen hatte.

$$v_{turb} = v_{lam} + C u' \quad (4.22)$$

Mit  $u'$  wird dabei die turbulente Schwankungsgeschwindigkeit bezeichnet und diese ist bekannterweise von der turbulenten kinetischen Energiedichte im Brennraum abhängig.  $C$  ist eine zu bestimmende Konstante.

In dieser Arbeit wird die Gleichung nach Gülder für die Bestimmung der turbulenten Flammgeschwindigkeit verwendet [98], siehe Gleichung (4.23).

$$v_{turb} = v_{lam}^{0.5} \left( \frac{2}{3} k \right)^{0.75} \left( \frac{l}{v} \right)^{0.25} \quad \text{mit } l = \sqrt[3]{V_{Zyl}} \quad (4.23)$$

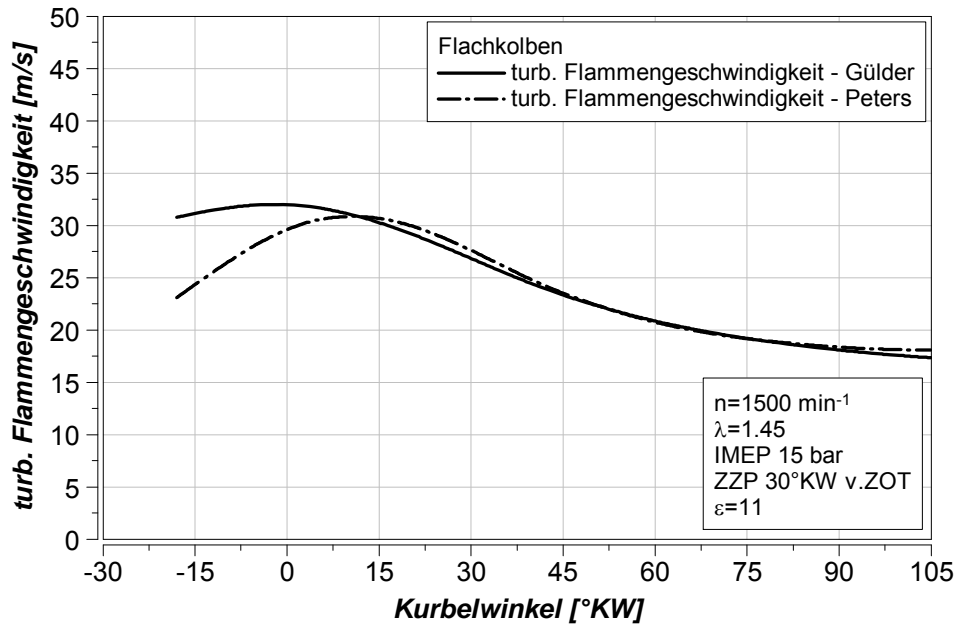
Ein weiterer Ansatz zur Formulierung der turbulenten Flammgeschwindigkeit basierend auf Arbeiten von Peters findet sich in [37]. Problematisch bei der Peters-Formulierung ist, dass ebenfalls eine Konstante für den jeweilig betrachteten Motor bzw. Verbrennungskonzept bestimmt werden muss. Die Gleichung (4.24) beschreibt den Vorschlag von Peters. Hierbei stellt die Konstante  $a_1$  den anzupassenden Parameter für den jeweiligen Motor dar. Ein Vergleich der Kurvenverläufe der turbulenten Flammgeschwindigkeit über dem Kurbelwinkel mit der Definition nach Gülder, Gleichung (4.23), und Peters, Gleichung (4.24), ist in Abbildung 26 zu sehen.

$$v_{Turb} = -v_{lam} \frac{a_1 a_2}{2} + \left[ \left( \frac{a_1}{2} a_2 \right)^2 + a_1 a_2 \frac{u'}{v_{lam}} + a_1 + l \right]^{0.5}$$

$a_1 = \text{motorabhängig}$

$$a_2 = \frac{Re_t v_{lam}}{u'} + l = \frac{u' l v_{lam}}{u' v} + l = \frac{l v_{lam}}{v} + l \quad (4.24)$$

$$Re_t = \frac{u' l}{v}; u' = \sqrt{\frac{2k}{3}}$$



**Abbildung 26:** Vergleich der turbulenten Flammengeschwindigkeit [10]

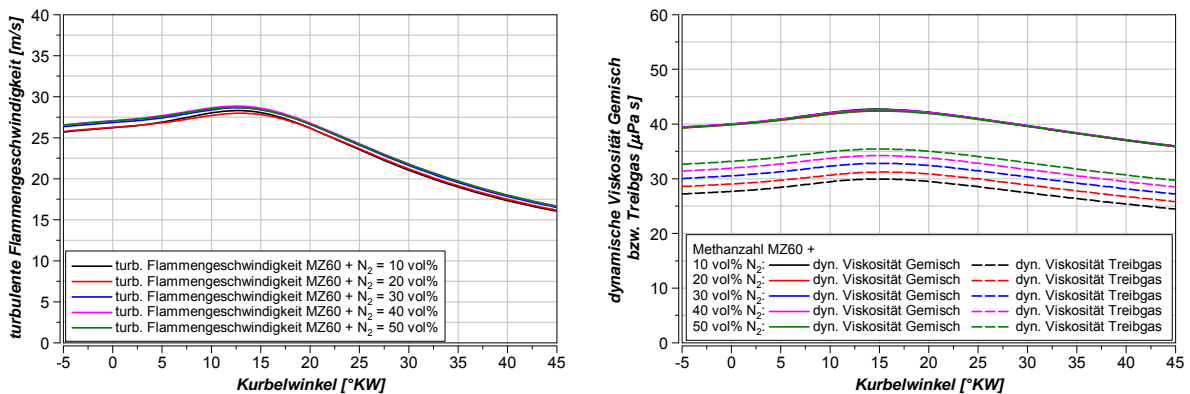
Etwas größere Unterschiede treten in der ersten Phase der Verbrennung auf. Ab dem oberen Totpunkt bis Verbrennungsende sind die Unterschiede zwischen den beiden Definitionen vernachlässigbar klein. Definitionsunabhängig muss gewährleistet sein, dass die turbulente Flammenausbreitung sehr schnell ablaufen muss.

In Gleichung (4.23) und (4.24) ist die dynamische Viskosität beinhaltet, welche dabei in Kombination mit der Dichte die kinematische Viskosität beschreibt. Hier ist die Rechtfertigung erlaubt, dass eine möglichst genaue Abbildung der Viskosität von Sondergas-Gemischen durchgeführt werden sollte. Wie bei allen Definitionen der turbulenten Flammengeschwindigkeit spielt die turbulente kinetische Energie eine tragende Rolle bei deren Berechnung. Diese ist in den genannten Gleichungen in Form der turbulenten Schwankungsgeschwindigkeit berücksichtigt. Als charakteristische Länge wird in Gleichung (4.23) sowie in Gleichung (4.24) die Kubikwurzel aus dem momentanen Zylindervolumen verwendet.

Durch Anpassung der turbulenten kinetischen Energie im Brennraum konnte die turbulente Flammengeschwindigkeit auf ein Niveau gebracht werden, wie sie aus durchgeführten optischen Messungen ausgewertet wurde (siehe Abbildung 64 in Form des Flammenfrontradius, welcher durch die turbulente Flammengeschwindigkeit sehr beeinflusst wird).

Ein Beispiel für das Niveau der turbulenten Flammengeschwindigkeit für eine Stickstoffvariation bei konstanter Methanzahl MZ60 der brennbaren Komponenten und konstanter Last zeigt Abbildung 27. Zusätzlich sind im rechten Diagramm die Verläufe der dynamischen Viskositäten des Treibgases und des Gemisches (Treibgas mit Luft) gezeigt. Eine gleiche turbulente Flammengeschwindigkeit bei annähernd gleicher Verbrennung, muss auch die gleiche dynamische Viskosität des Gemisches (siehe Gleichung (4.23)) ergeben. Obwohl die Viskositäten des Treibgases unterschiedlich sind (strichlierte Linien im rechten Diagramm in Abbildung 27), werden in Kombination mit Luftverhältnis und Mindestluftbedarf gleiche dynamische

Viskositäten des Gemisches erreicht, was eine Voraussetzung für gleiche turbulente Flammgeschwindigkeit und gleichen Verbrennungsablauf ist.



**Abbildung 27:** Niveau der turb. Flammgeschwindigkeit und Gemischviskosität

Die schlussendlich berechnete turbulente Flammgeschwindigkeit aus der null-dimensionalen Simulation liegt auf einem Niveau wie sie aus tomographischen Messungen aus Versuchen an einem 1-Zylinder-Forschungsmotor bestimmt wurde, [11] und [12].

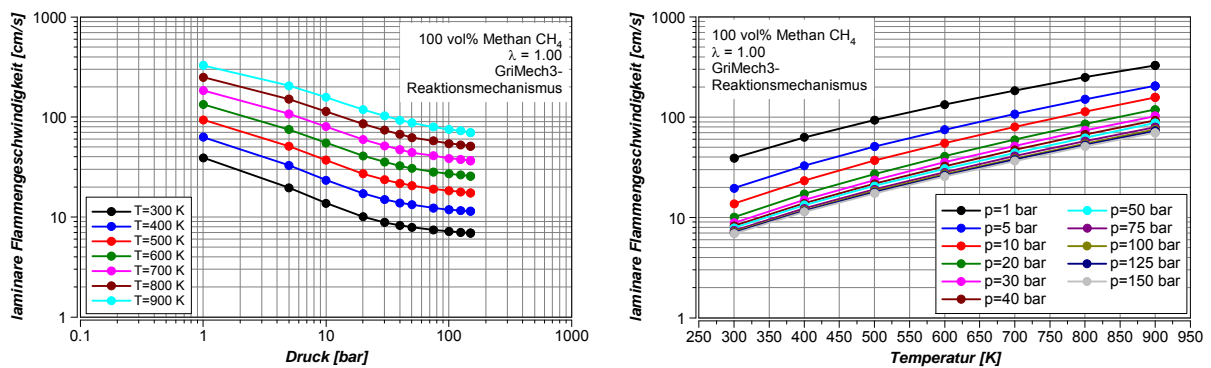
In den nachfolgenden Unterkapiteln werden die laminare Flammgeschwindigkeit, die turbulente kinetische Energie und die dynamische Viskosität, welche in Kombination die turbulente Flammgeschwindigkeit ergeben, beschrieben.

### Laminare Flammgeschwindigkeit

Die laminare Flammgeschwindigkeit ist eine der wichtigsten Größen zur Beschreibung der vorgemischten ottomotorischen Verbrennung im Gasmotor. Die Kenntnis des Verlaufes und des absoluten Niveaus ist für Simulationen wesentlich. Für den Vergleich verschiedener Gaszusammensetzungen ist diese Größe ebenfalls interessant und kann Aufschluss über die Verwendbarkeit des Treibgases im Motor geben. Wenn der Wert der laminaren Flammgeschwindigkeit nämlich unter einen bestimmten aus der Erfahrung abgeleiteten Grenzwert sinkt, wird sich die Flamme nicht mehr ausbreiten und erlöschen.

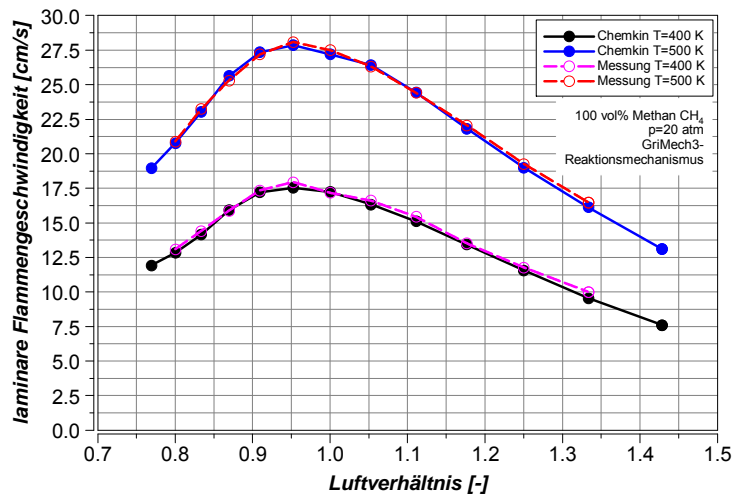
Die bekannte Abhängigkeit der laminaren Flammgeschwindigkeit von Druck und Temperatur ist für Methan bei einem Luftverhältnis von 1 in Abbildung 28 in zwei Diagrammen zusammengefasst. Bei hohen Drücken und konstanter Temperatur ist die Änderung der laminaren Flammgeschwindigkeit nur noch gering. Hingegen bei zunehmender Temperatur und konstantem Druck nimmt die Flammgeschwindigkeit noch stark zu. Eine Erhöhung des Luftverhältnisses kann auch eine Reduktion der laminaren Flammgeschwindigkeit zu Folge haben. Die Abhängigkeit vom Luftverhältnis lässt sich aus den Diagrammen aus Abbildung 29 und Abbildung 30 herauslesen. Simuliert wurden diese Kurven mit dem Softwaretool Chemkin [96]. Als Reaktionsmechanismus wurde dabei GriMech3 [42] verwendet, der für diesen Anwendungsfall einer der meist verwendeten ist.

Weitere grundsätzliche Zusammenhänge können wie folgt beschrieben werden. Inertgase, Stickstoff und Kohlendioxid, reduzieren die absoluten Werte der laminaren Flammgeschwindigkeit und erfordern daher im Vergleich zu einem Erdgasbasispunkt ein fetteres Gemisch. Bei sehr hoher Zumischung von Kohlendioxid zu Erdgas wird durchaus auch ein Luftverhältnis von 1 erreicht. Umgekehrt erhöht beispielsweise die Zumischung von Wasserstoff, welcher die höchsten laminaren Flammgeschwindigkeiten erreicht, zu Erdgas die absoluten Werte der laminaren Flammgeschwindigkeit. Diese Treibgase können bzw. müssen dadurch mit einem mageren Gemisch betrieben werden. Hierbei sind im Motor stabile Betriebsbereiche mit  $\lambda > 2$  bei einem Direktzünderverbrennungskonzept möglich.

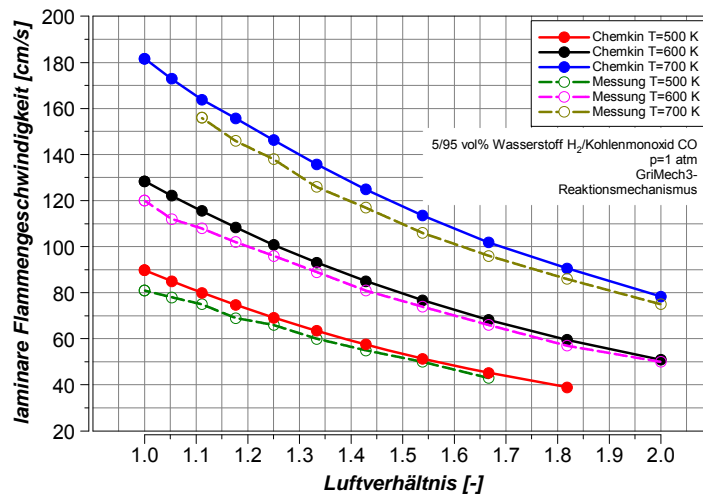


**Abbildung 28:** Allgemeine Abhängigkeiten der lam. Flammgeschwindigkeit

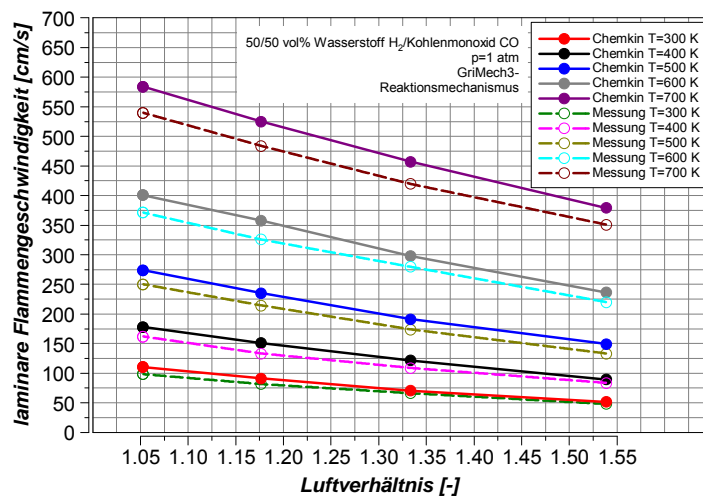
Die Einflüsse des Luftverhältnisses sind für drei verschiedene Gaszusammensetzungen in den Diagrammen in Abbildung 29 zusammengefasst. Diese Simulationen wurden mit Messergebnissen aus der Literatur [68] und [69] verglichen. Speziell bei Erdgas kann eine sehr gute Übereinstimmung mit der Messung bzw. Literaturangaben erzielt werden. Bei den Zusammensetzungen aus Wasserstoff und Kohlenmonoxid sind Abweichungen gegenüber der Messung – entnommen aus der Literatur – erkennbar. Die Ursache liegt darin, dass die Messung mit Erdgas leichter zu handhaben ist und der GriMech3-Reaktionsmechanismus sehr gut für Methan (Erdgas) verifiziert ist. Messungen und in weiterer Folge auch Simulationen mit Kohlenmonoxid sind in Gegenwart und Zukunft noch als kritisch zu betrachten.



a) CH<sub>4</sub>=100 vol% [69]



b) H<sub>2</sub>/CO=5/95 vol% [68]



c) H<sub>2</sub>/CO=50/50 vol% [68]

Abbildung 29: Vergleiche mit Literatur

Weiters sind beispielhaft in den Diagrammen in Abbildung 30 die Vergleiche zwischen reaktionskinetischen Simulationsergebnissen mit Messdaten aus der Literatur bzw. mit dem bekannten Ansatz von Witt und Griebel [69] für Methan dargestellt. Die einfache Formulierung nach [69] wurde grundsätzlich für Gasturbinen entwickelt, wird aber auch teilweise von verschiedenen Autoren in der vorgemischten ottomotorischen Verbrennungssimulation eingesetzt [7]. Der Ansatz ist bezüglich der Ergebnisqualität mit der Formulierung nach Peters [37], [81] zu vergleichen.

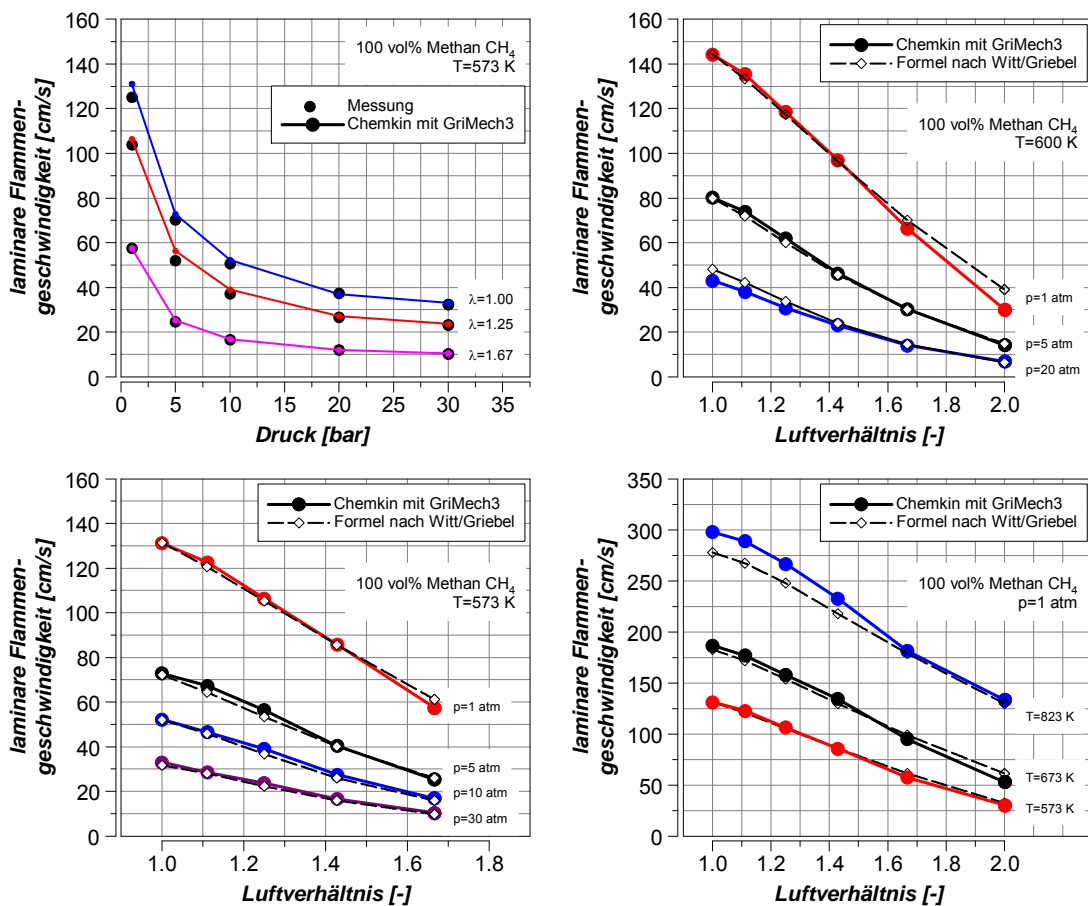


Abbildung 30: Vergleich der simulierten lam. Flammgeschwindigkeit mit [69]

Ansätze aus der Literatur zur mathematischen Beschreibung der laminaren Flammgeschwindigkeit sind nur für Reingase, d.h. Methan, Propan, Wasserstoff oder höherwertige Kohlenwasserstoffe, verfügbar [20], [21], [68], [69], [81] und [103]. Teilweise findet man auch Formulierungen für Mischgase in einem sehr eingeschränkten Druck-, Temperatur- und Luftverhältnisbereich [68]. Diese mathematischen Formalismen sind für die vorhin angeführten Reingase auch durch Messungen bestätigt.

Die in dieser Arbeit betrachteten Treibgase weichen jedoch sehr von Reingasen ab. Für die Simulation mit Erdgas hat sich die Formulierung nach Peters [37] bzw. [81] als geeignet erwiesen und wird im nulldimensionalen Verbrennungsmodell für Erdgaspunkte angewandt. Diese aber unter der Voraussetzung, dass Erdgas als 100 vol% Methan betrachtet werden kann. In der Literatur [48] wurde nur ein Ansatz

gefunden, der die laminare Flammgeschwindigkeit bei Standardbedingungen für beliebige Gase beschreibt, siehe Gleichung (4.25).

$$v_{lam,0} = \frac{\sum_i \left[ \varphi_i \left( 1 + \frac{\rho_i}{\rho_l} L_{min,i} \right) v_{lam,0,i} \right]}{1 + \frac{\rho_G}{\rho_l} \lambda L_{min,G} + 5 \sum_j \varphi_j} \quad (4.25)$$

Die Umrechnung auf motorischen Bedingungen (hoher Druck und hohe Temperatur) erscheint schwierig und müsste mit einer Vielzahl an Messungen verifiziert werden. Ein möglicher Weg zur Umrechnung wären dabei ähnliche Ansätze wie Gülder [97], Metghalchi und Keck [103], usw. mit exponentiellen Abhängigkeiten von den Verhältnissen des auftretenden Druckes zum Umgebungsdruck und der auftretenden Temperatur zur Temperatur bei Standardbedingungen ( $T_0=298$  K).

Um für die hier betrachteten Mischgase eine einfache Gleichung zur Berechnung der laminaren Flammgeschwindigkeit zu erhalten, wurde der gleiche Weg wie beim Zündverzug gegangen. Mithilfe von Design of Experiments – DoE – wurde eine Funktion der laminaren Flammgeschwindigkeit durch eine Regressionsanalyse abgeleitet. Die Funktion beinhaltet alle wesentlichen Einflussgrößen zur Bestimmung der laminaren Flammgeschwindigkeit, siehe Gleichung (4.26).

$$v_{lam} = f(p_{Zyl}, T_{unverbr.}, \lambda, H_2, C_3H_8, CH_4, CO_2, N_2, CO) \quad (4.26)$$

Auch hier wurden nur die sechs wichtigsten Gaskomponenten ( $CH_4$ ,  $C_3H_8$ ,  $H_2$ ,  $CO$ ,  $CO_2$ , und  $N_2$ ) berücksichtigt, da höherwertige Kohlenwasserstoffe oder Sauerstoff sehr geringe bzw. keine Anteile aufwiesen. Für die Simulation der laminaren Flammgeschwindigkeit wurde wiederum die Software Chemkin [96] angewandt. Um den vorzugebenden Verlauf der Temperatur der unverbrannten Zone zu bestimmen, wurde vor den Chemkin-Simulationen eine 2-Zonen-Druckverlaufsanalyse (Unterteilung in ein verbranntes und unverbranntes Volumen im Zylinder) der jeweils betrachteten Messpunkte durchgeführt.

Bevor für die untersuchten Treibgaszusammensetzungen reaktionskinetische Simulationen mit Chemkin [96] durchgeführt wurden, wurden zunächst verschiedene Reaktionsmechanismen bzw. die simulierten Ergebnisse mit Literaturstellen verglichen. Die Reaktionsmechanismen mit der dazugehörigen Anzahl an berücksichtigten Spezies sind in Tabelle 6 angeschrieben.

<b>Mechanismus</b>	<b>Anzahl Spezies</b>	<b>Beschreibung</b>
GriMech3 [42]	53	Am meist verwendete Mechanismus; kurze Rechenzeit
Konnov [43]	127	Liefert gleich gute Ergebnisse wie GriMech3, aber aufgrund der großen Anzahl an Spezies ist auch eine längere Rechenzeit nötig

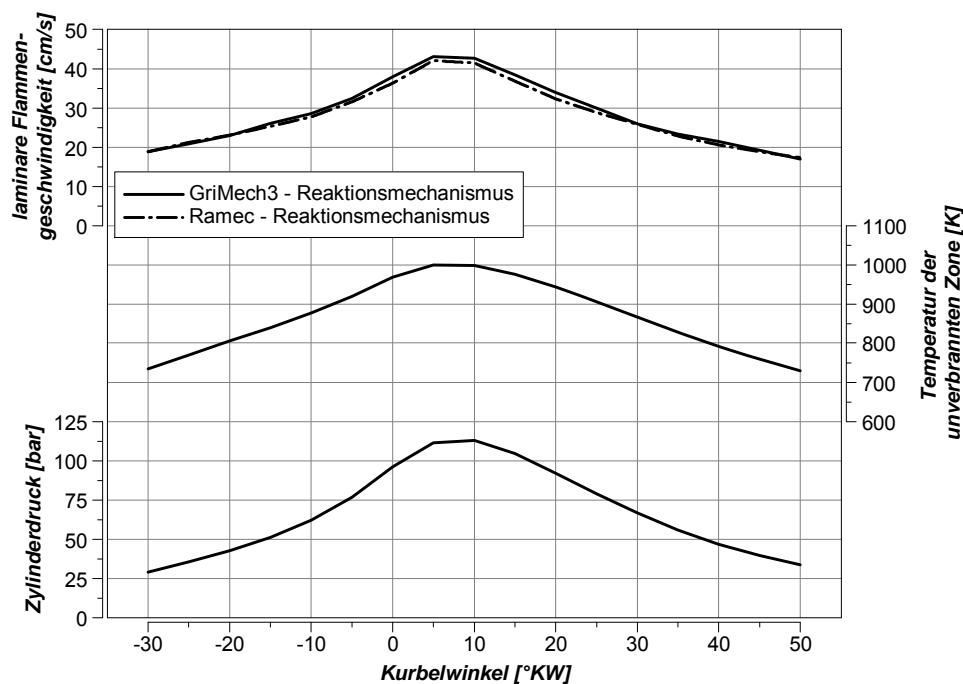


Leeds [44]	37	Ist eher für Standardbedingungen bei Methan zu bevorzugen; bei hohen Drücken und Temperaturen sind die Abweichungen zu GriMech3 teils sehr groß
Ramec [45]	58	Wird in Kombination mit GriMech3 für CO-haltige Gase verwendet
CER [46]	46	Spezieller Mechanismus für Propan

**Tabelle 6:** Reaktionsmechanismen

Aufgrund der Vergleiche der einzelnen Reaktionsmechanismen und dem Vergleich mit den vorhin beschriebenen Literaturstellen wurde GriMech3 für die Simulationen verwendet.

Der in Tabelle 6 angeführte „Ramec – Mechanismus“ basiert auf GriMech3, beinhaltet aber noch einen Untermechanismus, der Spezies für die Kohlenmonoxid-Verbrennung berücksichtigen soll. Die Ergebnisse eines mit zwei unterschiedlichen Reaktionsmechanismen ausgewerteten Betriebspunktes mit Holzgas – kohlenmonoxidhaltiges Gas - ist im Diagramm in Abbildung 31 gezeigt. Der Vergleich bezieht sich auf die Mechanismen GriMech3 und der aus der Literatur vorgeschlagene Mechanismus Ramec.



**Abbildung 31:** Vergleich von zwei Reaktionsmechanismen bei CO-haltigem Gas

Es ist zu sehen, dass dabei der Unterschied im Verlauf der laminaren Flammengeschwindigkeit über dem Kurbelwinkel minimal ist. Nur bei den Spitzenwerten im Bereich -5 bis 20 °KW n.ZOT sind leichte Differenzen erkennbar. Sehr gut ist auch der Einfluss der Temperatur zu sehen, welche die treibende Kraft der laminaren Flammengeschwindigkeit ist. Das heißt, dass der Verlauf der Flammengeschwindigkeit sehr ähnlich dem Verlauf der Temperatur der unverbrannten Zone ist.

Nachfolgend wird die laminare Flammgeschwindigkeit bei einer Lastvariation mit Erdgas diskutiert. Die Randbedingungen waren gleicher Zündzeitpunkt und gleiche Stickoxide ( $\text{NO}_x=500 \text{ mg/m}_n^3$ , eingestellt über das Luftverhältnis). Die Gemischtemperatur war mit  $45 \text{ }^\circ\text{C}$  ebenfalls konstant. Da die normierten Brennverläufe bei einer Lastvariation unter den beschriebenen Randbedingungen nahezu gleich sind, müssen auch die Verläufe der laminaren Flammgeschwindigkeit wenig unterschiedlich sein. Das Ergebnis ist in Abbildung 32 dargestellt. Dabei sind die Verläufe von Zylinderdruck und der Temperatur der unverbrannten Zone und der laminaren Flammgeschwindigkeit sowie die normierten Brennverläufe zu sehen.

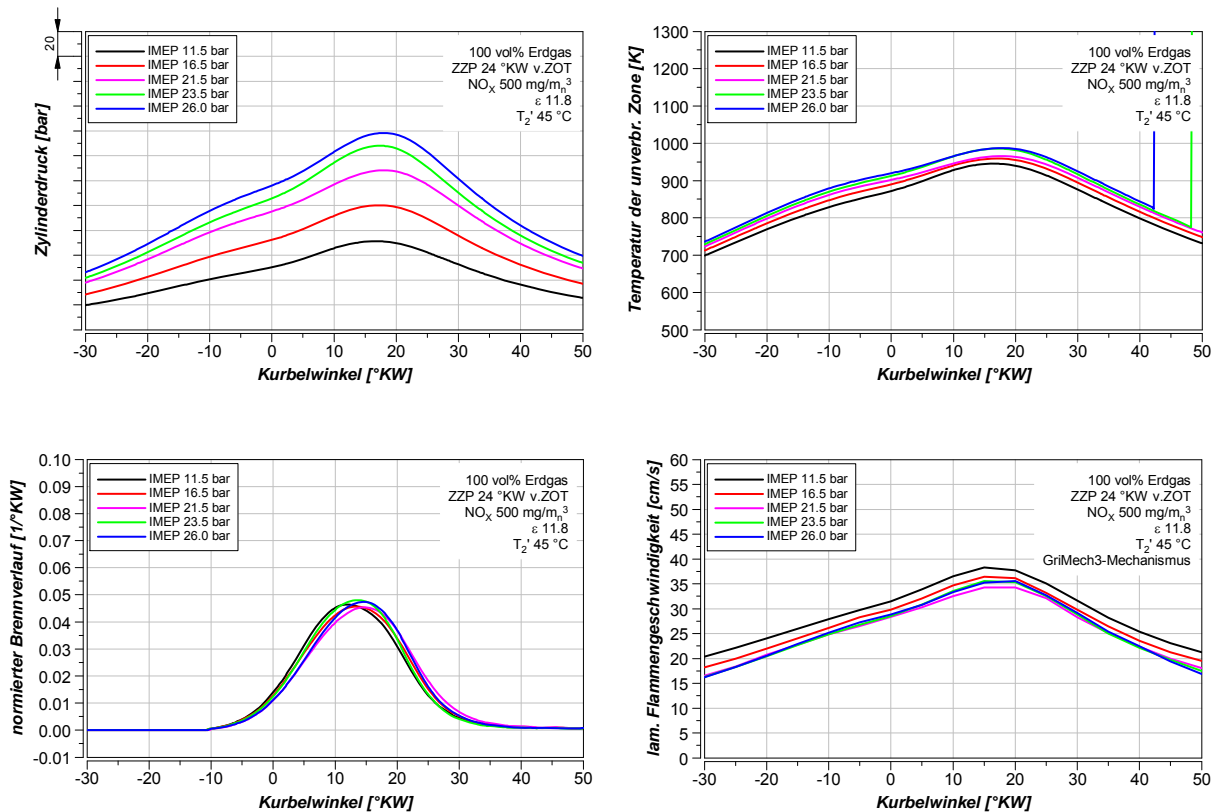
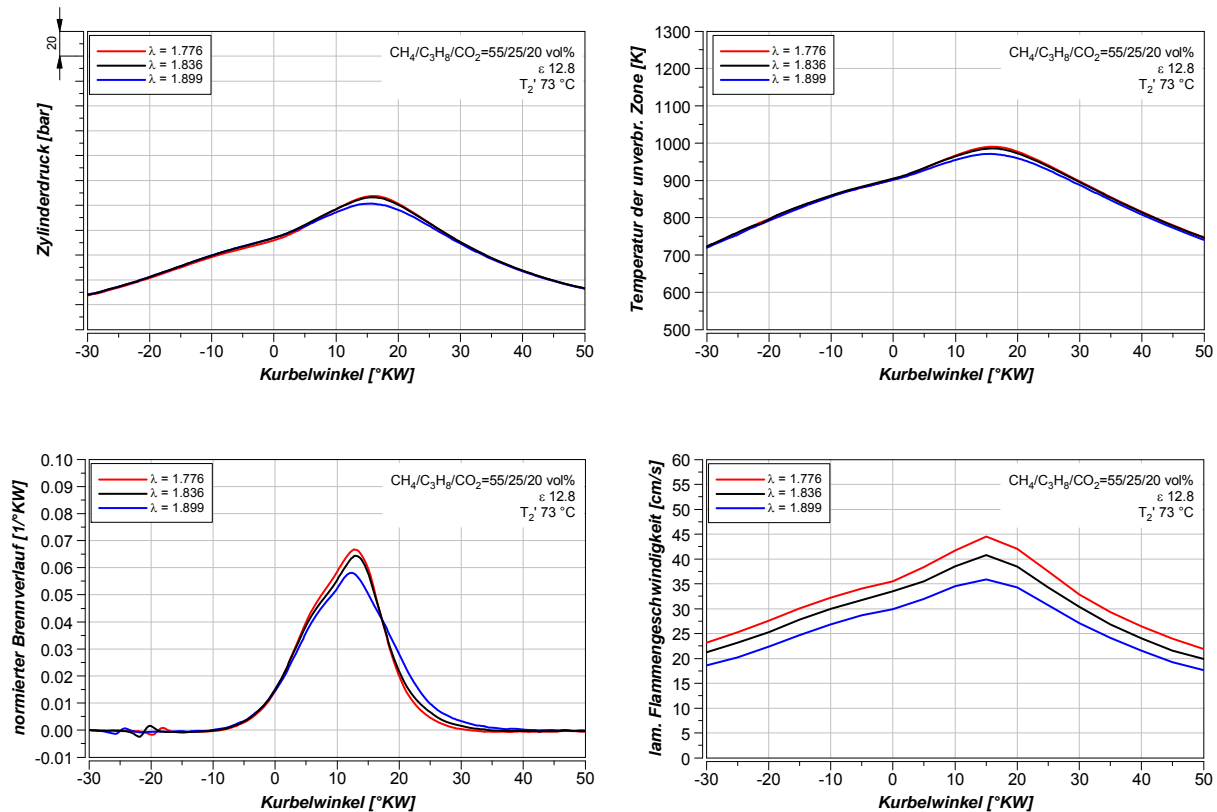


Abbildung 32: Last-Variation bei Erdgas

Aus diesem Simulationsergebnis bei einer Lastvariation mit Erdgas konnte bestätigt werden, dass die laminare Flammgeschwindigkeit wenig unterschiedlich ist.

Die nächsten Diagramme zeigen eine leichte Luftverhältnisvariation bei  $\text{CH}_4/\text{C}_3\text{H}_8/\text{CO}_2=55/25/20 \text{ vol}\%$  und annähernd gleichen normierten Brennverlauf. Dabei kann durch die reaktionskinetische Simulation mit Chemkin einerseits sehr gut der Einfluss der Temperatur in der Frischgaszone und andererseits des Luftverhältnisses abgebildet werden. Die höchste laminare Flammgeschwindigkeit wird mit fettem Gemisch ( $\lambda = 1.776$ ) und hoher Temperatur erreicht, die niedrigste mit magerem Gemisch ( $\lambda \approx 1.90$ ) und niedriger Temperatur. Zwar sind die Unterschiede im Niveau nicht sehr groß, trotzdem kann die die Simulation diese nachbilden.



**Abbildung 33:** Luftverhältnis-Variation bei annähernd gleichem Brennverlauf

Aus den vorangegangenen Abbildungen kann allgemein abgeleitet werden, dass die wichtigen Einflüsse auf die laminare Flammgeschwindigkeit mit dem Softwarepaket Chemkin richtig wiedergegeben werden kann. Wesentlichen Einfluss auf das Ergebnis der reaktionskinetischen Simulationen besitzen die Temperatur der unverbrannten Zone und das Luftverhältnis. Einschränkend muss hier angemerkt werden, dass ein Großteil der Rechenergebnisse mit den hier betrachteten mageren Gasmischungen nicht mit Messungen verifiziert werden konnten.

Aufgrund der guten Übereinstimmungen der zuvor beschriebenen reaktionskinetischen Simulationen mit Literaturangaben wurde nachfolgend eine Vielzahl an Betriebspunkten mit unterschiedlichsten Gaszusammensetzungen mit Chemkin [96] bezüglich der laminaren Flammgeschwindigkeit ausgewertet. Als Reaktionsmechanismus wurde GriMech3 verwendet, bei CO-haltigen Gemischen auch die Erweiterung um den Ramec-Mechanismus.

Der Gültigkeitsbereich für die empirische Bestimmung der laminaren Flammgeschwindigkeit ist in Abbildung 34 grafisch dargestellt.

Zylinderdruck	19.5 < p <sub>Zyl</sub> < 188 [bar]	
Max. Temperatur der unverbr. Zone	681 < T <sub>unverbr.; max</sub> < 1060 [K]	
Luftverhältnis	1.0 < λ < 2.2 [-]	
Wasserstoff H <sub>2</sub> [vol%]	0	70
Kohlenmonoxid CO [vol%]	0	95
Propan C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> [vol%]	0	100
Methan CH <sub>4</sub> [vol%]	0	100
Kohlendioxid CO <sub>2</sub> [vol%]	0	72
Stickstoff N <sub>2</sub> [vol%]	0	73

**Abbildung 34:** Gültigkeitsbereich der laminaren Flammgeschwindigkeit

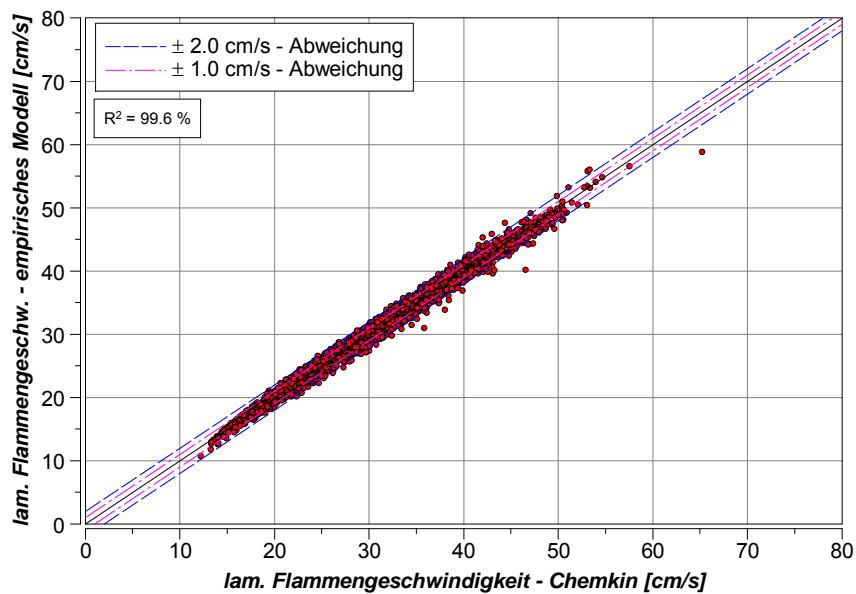
Die schlussendlich aus einer Regressionsanalyse bestimmte und verwendete empirische Gleichung zur Berechnung der laminaren Flammgeschwindigkeit unter motorischen Bedingungen und einem großen Variationsbereich an Treibgaszusammensetzungen ist in Gleichung (4.27) vollständig angeschrieben.

$$\begin{aligned}
 v_{lam} = & k_0 + k_1 p_{Zyl} + k_2 T_{unv.} + k_3 \lambda + k_4 H_2 + k_5 CO + k_6 C_3H_8 + \\
 & k_7 CH_4 + k_8 CO_2 + k_9 N_2 + k_{10} p_{Zyl} p_{Zyl} + k_{11} T_{unv.} T_{unv.} + k_{12} \lambda \lambda + \\
 & k_{13} H_2 H_2 + k_{14} CO CO + k_{15} C_3H_8 C_3H_8 + k_{16} CH_4 CH_4 + \\
 & k_{17} CO_2 CO_2 + k_{18} N_2 N_2 + k_{19} p_{Zyl} T_{unv.} + k_{20} p_{Zyl} \lambda + k_{21} p_{Zyl} H_2 + \\
 & k_{22} p_{Zyl} CO + k_{23} p_{Zyl} C_3H_8 + k_{24} p_{Zyl} CH_4 + k_{25} p_{Zyl} CO_2 + \\
 & k_{26} p_{Zyl} N_2 + k_{27} T_{unv.} \lambda + k_{28} T_{unv.} H_2 + k_{29} T_{unv.} CO + \\
 & k_{30} T_{unv.} C_3H_8 + k_{31} T_{unv.} CH_4 + k_{32} T_{unv.} CO_2 + k_{33} T_{unv.} N_2 + \\
 & k_{34} \lambda H_2 + k_{35} \lambda CO + k_{36} \lambda C_3H_8 + k_{37} \lambda CH_4 + k_{38} \lambda CO_2 + \\
 & k_{39} \lambda N_2 + k_{40} H_2 CO + k_{41} H_2 C_3H_8 + k_{42} H_2 CH_4 + \\
 & k_{43} H_2 CO_2 + k_{44} H_2 N_2 + k_{45} CO C_3H_8 + k_{46} CO CH_4 + \\
 & k_{47} CO CO_2 + k_{48} CO N_2 + k_{49} C_3H_8 CH_4 + k_{50} C_3H_8 CO_2 + \\
 & k_{51} C_3H_8 N_2 + k_{52} CH_4 CO_2 + k_{53} CH_4 N_2 + k_{54} CO_2 N_2 + \\
 & k_{55} p_{Zyl} T_{unv.} \lambda + k_{56} p_{Zyl} H_2 H_2 + k_{57} p_{Zyl} CO CO + \\
 & k_{58} T_{unv.} \lambda H_2 + k_{59} T_{unv.} H_2 CO + k_{60} T_{unv.} H_2 C_3H_8 + \\
 & k_{61} T_{unv.} CO_2 N_2 + k_{62} \lambda H_2 H_2 + k_{63} \lambda H_2 CO + k_{64} \lambda C_3H_8 CH_4 \\
 & k_{65} \lambda CH_4 CO_2 + k_{66} \lambda CH_4 N_2 + k_{67} \lambda CO_2 N_2 + k_{68} H_2 H_2 CO \\
 & k_{69} H_2 CO CO + k_{70} H_2 CO C_3H_8 + k_{71} H_2 C_3H_8 CO_2 + \\
 & k_{72} CO C_3H_8 C_3H_8 + k_{73} CO C_3H_8 CH_4 + k_{74} C_3H_8 C_3H_8 CH_4 + \\
 & k_{75} C_3H_8 CH_4 CH_4 + k_{76} C_3H_8 CH_4 CO_2 + k_{77} CH_4 CO_2 N_2 + \\
 & k_{78} CO_2 N_2 N_2
 \end{aligned} \tag{4.27}$$

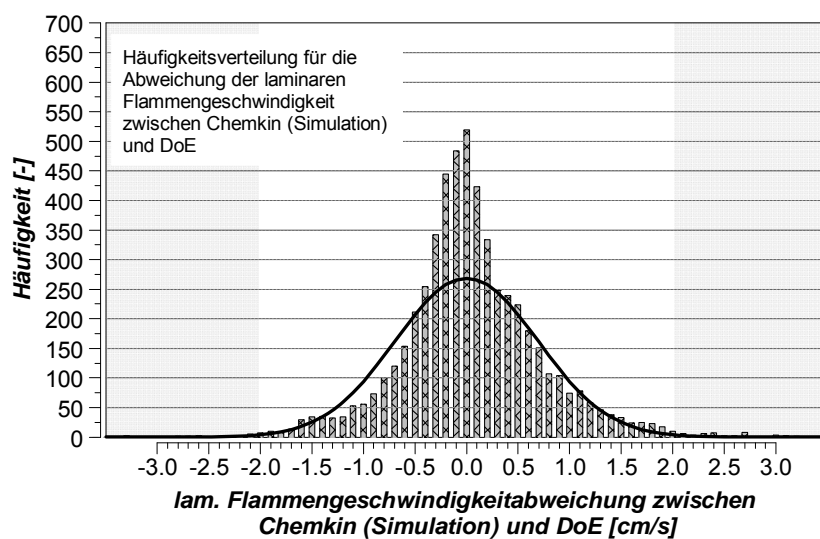
Wie in Gleichung (4.27) ersichtlich, wurden auch kubische Terme (z.B. p<sub>Zyl</sub>, T<sub>unv.</sub>, λ) berücksichtigt. Der Grund liegt darin, dass damit das Bestimmtheitsmaß (entspricht

der Übereinstimmung) von  $R^2=98.8\%$  auf  $R^2=99.6\%$  gesteigert werden konnte. Auf die Rechenzeit im nulldimensionalen Verbrennungsmodell haben diese zusätzlichen Terme keine negativen Auswirkungen.

Der Vergleich der mit Design of Experiments bestimmten einfachen mathematischen Funktion mit den Simulationsergebnissen aus Chemkin ist in Abbildung 35 dargestellt. Die Übereinstimmung ( $R^2$ ) ist hervorragend. Bis auf wenige Punkte, meist bei CO-haltigem Treibgas, ist die Abweichung weniger als 2 cm/s, welche schlussendlich keine signifikanten Auswirkungen auf die simulieren Brennraten zeigen. Eine Verteilung der absoluten Häufigkeiten von den Abweichungen zwischen DoE und Chemkin ist weiters in Abbildung 36 gezeigt. Dieses Diagramm soll im gleichen Schritt die gewählten Grenzen von  $\pm 2$  cm/s rechtfertigen. Der Verlauf gleicht einer Normalverteilung.



**Abbildung 35:** Ergebnis der Regressionsanalyse für die lam. Flammgeschwindigkeit



**Abbildung 36:** Häufigkeitsverteilung der absoluten Abweichung der laminaren Flammgeschwindigkeit zwischen Chemkin und DoE

Vier Beispiele für den Verlauf der laminaren Flammgeschwindigkeit über dem Kurbelwinkel sind in den Diagrammen in Abbildung 37 zu sehen. Erkennbar ist wiederum der starke Einfluss der Temperatur der unverbrannten Zone. Bei diesen ausgewählten Betriebspunkten ist das Stickoxidniveau als gleich anzusehen ( $\approx 500 \text{ mg/m}_n^3$ ), die Heizverläufe sind ebenfalls wenig unterschiedlich, siehe Abbildung 38. Durch den annähernd gleichen Verbrennungsablauf ist bei gleichem Turbulenzniveau die gleiche laminare Flammgeschwindigkeit erforderlich. Um dies zu erreichen, muss das Luftverhältnis in Abhängigkeit der Treibgaszusammensetzung angepasst werden. Beispielsweise kann bei Erdgas/ $\text{CO}_2=40/60 \text{ vol\%}$  kein Betriebspunkt mit hohem Luftverhältnis (zum Beispiel  $\lambda=1.80$ ) dargestellt werden. Erst durch an fetten des Gemisches auf  $\lambda=1.2$  kann ein stabiler Betriebspunkt mit einer schnellen Verbrennung erreicht werden. Die Unterschiede in den Maximalwerten bei den hier dargestellten vier ausgewerteten Betriebspunkten sind als klein anzusehen.

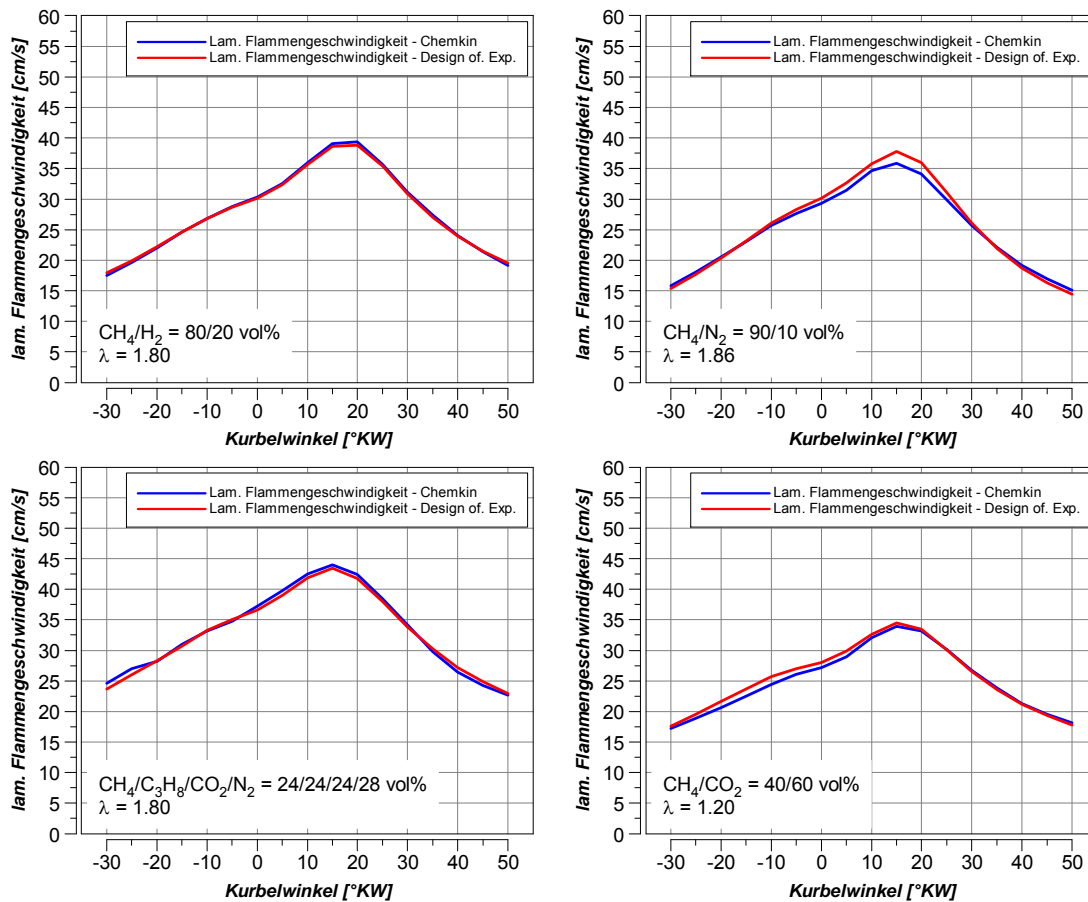
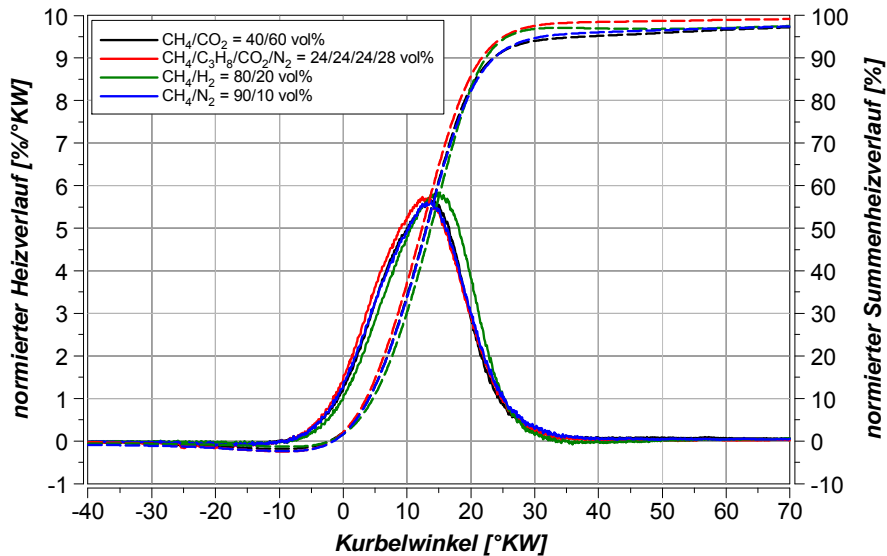


Abbildung 37: Laminare Flammgeschwindigkeit über dem Kurbelwinkel



**Abbildung 38:** Heizverläufe bei einer Treibgasvariation

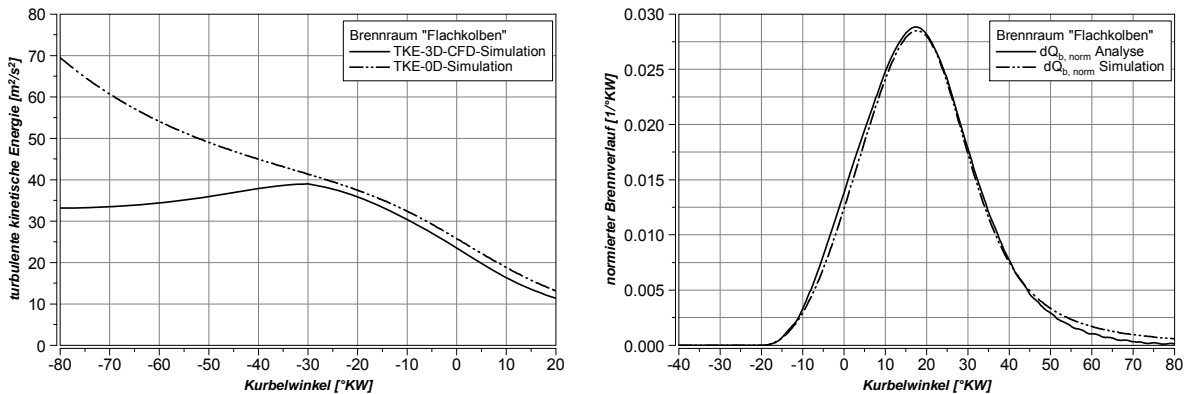
Schlussfolgernd kann gesagt werden, dass unter Verwendung von umfangreichen reaktionskinetischen Simulationen mit Chemkin und der Anwendung einer Design of Experiments-Software für eine Regressionsanalyse, eine einfache mathematische Gleichung zur Berechnung der laminaren Flammgeschwindigkeit für Sondergase unter motorischen Bedingungen abgeleitet werden konnte.

### Turbulente kinetische Energie

Eine der schwierigsten Aufgaben in der nulldimensionalen Verbrennungssimulation ist die Beschreibung der turbulenten kinetischen Energiedichte (TKE). In der Literatur finden sich unterschiedliche Ansätze zur Beschreibung, die von einfachen bis zu komplexen Formalismen führen, [23] oder [105]. Meist werden diese mit Ergebnissen aus der 3D-CFD-Simulation verglichen und dementsprechend angepasst. Eine Vorausberechnung der Turbulenz im Brennraum erscheint auch noch in heutiger Zeit für einen neu gestalteten Brennraum nulldimensional als sehr schwer realisierbar. Ein aktuelles Projekt wird von der Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V. hinsichtlich der Turbulenzmodellierung bearbeitet [106]. In heutiger Zeit wird meist der Weg der dreidimensionalen Strömungsrechnung gewählt, um die turbulente kinetische Energie unterschiedlicher Brennräume zu vergleichen und damit eine Vorauswahl von möglichen Versuchsträgern zu treffen.

Ein Beispiel für die Anpassung der nulldimensional simulierten Turbulenzdichte gegenüber dem Ergebnis aus der 3D-CFD-Rechnung ist im linken Diagramm in Abbildung 39 gezeigt. Es werden dabei zwar unterschiedliche Steuerzeiten verglichen, der für die Verbrennung relevante Kurbelwinkelbereich stimmt jedoch gut überein. Im rechten Diagramm ist auch der Vergleich der normierten Brennverläufe zwischen Analyse (Messung) und Simulation dargestellt. Durch diese Abstimmung des TKE-Verlaufs aus der nulldimensionalen Simulation gegenüber dem Ergebnis aus der 3D-CFD-Simulation werden grundsätzlich ausreichend gute Ergebnisse über eine Vielzahl

an Messpunkten erreicht, wobei immer auf eine ausreichend schnelle Flammenausbreitung geachtet werden muss.



**Abbildung 39:** TKE-Vergleich (3D & 0D) und Brennverlauf mit Brennraum „Flachkolben“

In dieser Arbeit wurde die TKE-Formulierung basierend auf den Arbeiten von [8], [9] [10], [88] und [89] angewandt und mit den benötigten Konstanten entsprechend den unterschiedlichen Motoren angepasst.

Die Gesamtturbulenzdichte  $k$  setzt sich aus den Anteilen der Squishströmung, der Drallströmung, der Turbulenzgenerierung aufgrund Dichteänderung und dem Verfall der Turbulenz – der Dissipation – zusammen. Gleichung (4.28) beschreibt diese Terme.

$$\frac{dk}{d\varphi} = \frac{dE_{Squish}}{d\varphi} \frac{1}{m} + \frac{dE_{Drall}}{d\varphi} \frac{1}{m} + C_{Dichte} \frac{2}{3} \frac{k}{\rho_{Zyl}} \frac{d\rho}{d\varphi} - C_{Dissipation} \frac{k^{3/2}}{l} \quad (4.28)$$

Eine Tumbleströmung wird bei den in dieser Arbeit betrachteten Fällen nicht berücksichtigt, weil basierend auf 3D-CFD-Simulationen keine oder nur eine minimal auftretende Tumblewalze gebildet wird. Nachfolgend werden die einzelnen Anteile kurz beschrieben. Bezüglich vertiefender Ausführungen soll auf [8] und [10] verwiesen werden. Bevor die Anteile aus Gleichung (4.28) beschrieben werden, muss noch ein Startwert für die turbulente kinetische Energiedichte bei Einlassschluss für die nulldimensionale Verbrennungssimulation festgelegt werden. Diese wird basierend auf einer Kontinuitätsbeziehung beschrieben und ist in Gleichung (4.29) dargestellt.

$$k_E = \frac{C_{ES}}{2} \left[ \frac{nh}{30} \frac{D^2 \lambda_l \sqrt{2}}{4 n_v d_v h_v \cos\alpha} \right]^2 \quad (4.29)$$

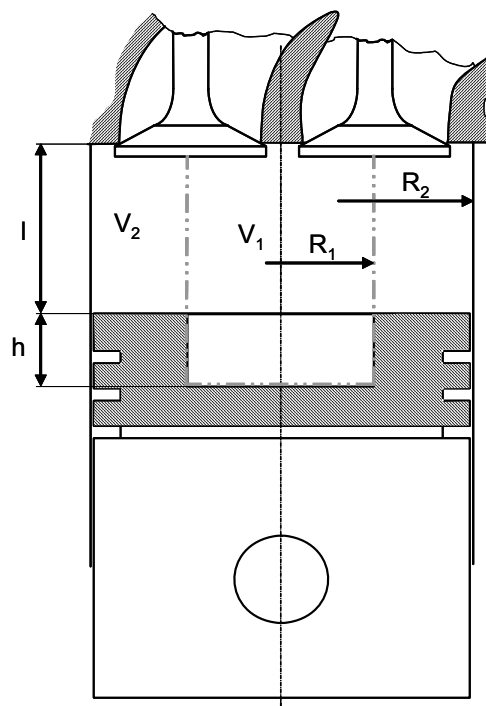
Das Startniveau der turbulenten kinetischen Energiedichte wird im Wesentlichen von den Geometrieparametern des Motors und des Einlassventils beeinflusst. Grundsätzlich ist auch ein Drehzahleinfluss über die mittlere Kolbengeschwindigkeit gegeben, spielt aber in dieser Arbeit keine Rolle, weil die hier betrachteten Motoren überwiegend bei  $1500 \text{ min}^{-1}$  betrieben werden und keine Drehzahlvariationen bei Messungen oder auch Simulationen durchgeführt wurden.

Die Konstante  $C_{ES}$  in Gleichung (4.29) wird so angepasst, dass ungefähr der gleiche Turbulenzwert wie bei der 3D-CFD-Simulation bei Einlassschluss erreicht wird. Weiters hängt der Wert der Konstanten auch davon ab, wie schnell sich die Flamme ausbreiten



soll. In [10] wurde gezeigt, dass der Turbulenzverlauf zu niedrig simuliert worden ist und somit alle „Fehler“ in den Teilmodellen auf die allgemeine Modellkonstante geschoben wurde. Mit der turbulenten kinetischen Energiedichte wird rückwirkend auch das Niveau der turbulenten Flammengeschwindigkeit und somit die Schnelligkeit der Flammenausbreitung und auch die Energieumsetzung in der Flamme beschrieben. Die beiden hier betrachteten Motoren arbeiten bei Verwendung als Direktzünderverbrennungskonzept mit einem Hochdrallverfahren, welches sehr schnelle Flammenausbreitungen und entsprechend kurze Verbrennungsdauern ergibt.

Bevor in weiterer Folge die einzelnen Terme bei der Turbulenzberechnung angeführt werden, muss vorab noch die zugrundeliegende Skizze der Brennraumaufteilung, Abbildung 40, beschrieben werden.

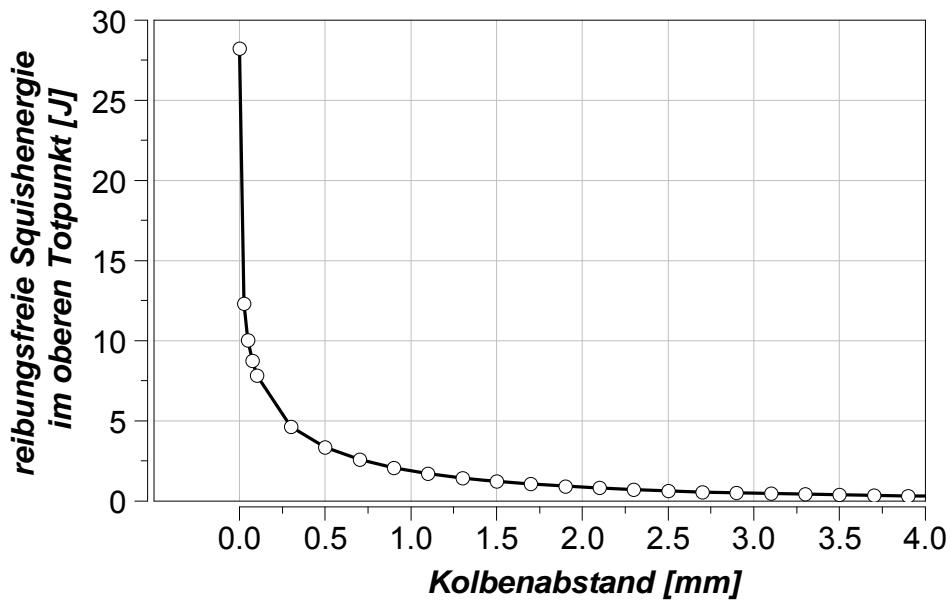


**Abbildung 40:** Brennraumaufteilung in zwei Volumina [10]

Der Brennraum wird in zwei Volumina unterteilt, wobei das Muldenvolumen mit dem über der Mulde liegenden Volumen von größerer Bedeutung ( $V_1$ ) ist, als das restliche Volumen  $V_2$  im äußeren Bereich. In der Skizze ist bereits ableitbar, dass in der nulldimensionalen Turbulenzmodellierung nur eine einfache rotationssymmetrische Pleelmulde ohne Verrundung beschrieben werden kann (Muldenradius  $R_1$  mit -tiefe  $h$ ). Eine abweichende Muldenkontur gegenüber einer kreisrunden ist nur mit hohem Aufwand realisierbar. Eine weitere Einschränkung ist, dass die Pleelplatte immer als komplett eben betrachtet wird. Es werden beispielsweise keine Materialrückversetzungen in die Modellierung mit aufgenommen oder auch keine rückversetzten Ventile. Es soll auch darauf hingewiesen werden, dass diese Unterteilung des Brennraumes in zwei Volumina keine Aufteilung in verbrannte und unverbrannte Zone entspricht.

*TKE durch Squishströmung*

Dieser Anteil tritt nur bei Brennräumen mit Muldenkolben auf. Der Term kann auch vernachlässigt werden, wenn zwar ein Muldenkolben betrachtet wird, aber ein großer Kolbenabstand im oberen Totpunkt zwischen Kolbenoberkante und Zylinderkopf-Feuerplatte auftritt. Die vorhandene reibungsfreie kinetische Energie bei großen Kolbenabständen nähert sich dem Wert Null, siehe im Beispiel in Abbildung 41. Dadurch ist der Anteil an der turbulenten kinetischen Energiedichte ebenfalls vernachlässigbar, außer es wird eine sehr hohe Konstante für den Squishanteil gewählt, was der Realität aber nicht entsprechen kann.



**Abbildung 41:** Spaltmaßeinfluss auf die reibungsfreie Squishenergie

Die für die Formulierung des Squishanteiles relevante Masse ist jene in Volumen 1, also die vorhandene Masse in der Kolbenmulde und dem Volumen über der Mulde, siehe Abbildung 40. Bei angenommener konstanter Dichte kann die Aufteilung der Masse in Volumen 1 und der Gesamtmasse wie nach Gleichung (4.30) durchgeführt werden.

$$m_1 = m \frac{V_1}{V} \tag{4.30}$$

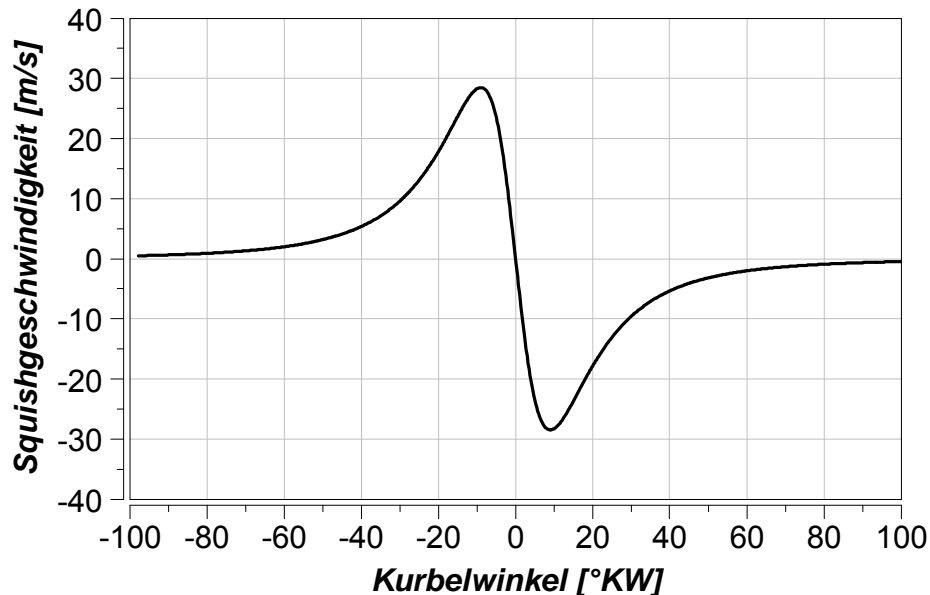
Werden in Gleichung (4.30) die Volumina mit den bekannten Radien und Abständen ausgedrückt und diese mit der veränderlichen Länge l nach der Quotientenregel differenziert, ergibt sich die im Volumen 1 veränderliche Masse. Die Endgleichung ist in Gleichung (4.31) angeschrieben.

$$\frac{dm_1}{dl} = m \frac{R_1^2 h (R_1^2 - R_2^2)}{(R_1^2 h + R_2^2 l)^2} \tag{4.31}$$

Die Squishgeschwindigkeit errechnet sich nach Gleichung (4.32) und ist wiederum abhängig von der sich ändernden Masse im Volumen 1 und der Squishfläche mit dem variablen Abstand durch die Kolbenbewegung. Für die daraus erhaltende zylindrische Mantelfläche kann ebenfalls nur ein Idealfall modelliert werden (Durchmesser x Höhe).

$$v_{Sq} = \frac{dm_1}{\rho} \frac{l}{A_{Sq}} \quad \text{mit } A_{Sq} = (2R_1)\pi l \quad (4.32)$$

Ein typischer Verlauf der Squishgeschwindigkeit in Abhängigkeit des Kurbelwinkels aus der nulldimensionalen Simulation ist in Abbildung 42 gezeigt. Wobei ein positives und negatives Maximum kurz vor und nach dem oberen Totpunkt auftritt.



**Abbildung 42:** Typischer Verlauf der Squishgeschwindigkeit

Die schlussendlich verwendete differentielle Änderung der Squishenergie wird mit Gleichung (4.33) beschrieben. Zusätzlich wird eine Konstante für die Modellierung berücksichtigt. Ansonsten wird der Verlauf durch die Massenänderung im Volumen 1 (Bereich in und über der Mulde) und der Squishgeschwindigkeit beeinflusst.

$$dE_{Squish} = C_{Squish} \frac{dm_1 v_{Sq}^2}{2} \quad (4.33)$$

Die Masse im äußeren Volumen wird bei diesem Turbulenzanteil nicht berücksichtigt. Die Squishenergie wird in der ausgeführten Arbeit sowohl in der Kompressions- als auch in der Expansionsphase berücksichtigt. In [8] wurde dieser Turbulenzanteil nur in der Kompressionsphase modelliert.

#### *TKE durch Drallströmung*

Die Turbulenzgenerierung im Brennraum durch Drall wird im Wesentlichen durch die Winkelgeschwindigkeit der drehenden Masse, dem Massenträgheitsmoment und in Realität durch die Muldenkontur des Kolbens bestimmt. Die Muldenkontur kann im Verbrennungsmodell wie bereits erwähnt nur als kreisrund beschrieben werden, um die Einfachheit der nulldimensionalen Simulation zu erhalten.

Die kinetische Drallenergie im inneren Volumen 1 wird mit dem Massenträgheitsmoment und der Winkelgeschwindigkeit der Masse beschrieben, siehe Gleichung (4.34), und dient gleichzeitig als Startwert.

$$E_{Drall,kin,1} = \frac{I_1 \varpi_1^2}{2} \quad (4.34)$$

Gleichung (4.34) kann nach der Produktregel differenziert werden, wobei sich dadurch Gleichung (4.35) ergibt. Diese Gleichung beschreibt die differentielle Änderung der kinetischen Drallenergie.

$$\frac{dE_{Drall,kin,1}}{d\varphi} = \frac{I}{2} \left( \varpi_1^2 \frac{dI_1}{d\varphi} + I_1 2\varpi_1 \frac{d\varpi_1}{d\varphi} \right) \quad (4.35)$$

Die Änderung der Drallenergie aus Gleichung (4.35) wird mit einer Konstanten für den Drall bewertet, siehe Gleichung (4.36).

Der in Gleichung (4.28) schlussendlich verwendete Drallanteil zum Beitrag der turbulenten kinetischen Energie ist in Gleichung (4.36) formuliert. Dabei wird angenommen, dass die Bildungsrate der turbulenten kinetischen Energie proportional dem momentanen Niveau der kinetischen Energie ist, welcher über Gleichung (4.35) beschrieben wird.

$$\frac{dE_{Drall}}{d\varphi} = C_{Drall} E_{Drall,kin,1} \quad (4.36)$$

So wie bei der Turbulenz muss auch beim Drallanteil der turbulenten kinetischen Energie ein Startwert für die Drehbewegung der Masse im Zylinder nach Einlassschluss festgelegt werden. Diese ist in Gleichung (4.37) näherungsweise angeschrieben und ist von der Motordrehzahl und dem Maximalwert des Dralls, also normalerweise bei maximalem Ventilhub, abhängig.

$$\varpi_{Start} = \frac{n_{Motor} \pi Drall}{30} \quad (4.37)$$

Wesentlich ist die Drehgeschwindigkeit der Masse im Volumen in bzw. über der Kolbenmulde. Der Außenbereich besitzt nur eher einen geringen Anteil bei der Generierung von turbulenter kinetischer Energie durch die Drallströmung.

#### *TKE aufgrund Dichteänderung*

Die Turbulenzgenerierung aufgrund der Dichteänderung, verursacht durch die Kolbenbewegung (Volumenänderung) wird mit Gleichung (4.38) beschrieben.

$$\frac{dk_{Dichte}}{d\varphi} = -C_{Dichte} \frac{2}{3} \frac{k}{V_{Zyl}} \frac{dV_{Zyl}}{d\varphi} \equiv C_{Dichte} \frac{2}{3} \frac{k}{\rho_{Zyl}} \frac{d\rho}{d\varphi} \quad (4.38)$$

Diese Teilkomponente trägt zwar am wenigsten zu der Gesamtturbulenz bei, muss jedoch speziell bei der Simulation mit Flachkolben und drallfreier Einströmung berücksichtigt werden, um vor dem Zünd-OT einen Anstieg der Turbulenzdichte zu

erreichen. Bei einem Brennraum mit Flachkolben und drallfreier Einlassströmung sind keine Anteile der Turbulenz aufgrund der Drall- und Squishströmung, siehe Gleichung (4.28), vorhanden. Die Turbulenz ist dabei nur von der Einlassströmung und dem Anteil durch Dichteänderung abhängig. Die Dissipation wirkt wieder turbulenzmindernd über den Kurbelwinkel.

#### *TKE – Reduktion aufgrund Dissipation*

Für die Dissipation der turbulenten kinetischen Energie wird der einfache Ansatz nach Gleichung (4.39) gewählt. Dieser wird auch von mehreren Autoren (Grill [23], Noske [87], Stiesch [105]) in den jeweiligen Turbulenzformulierungen verwendet. Unterschiede zwischen den Autoren werden meist in der Definition der charakteristischen Länge gefunden.

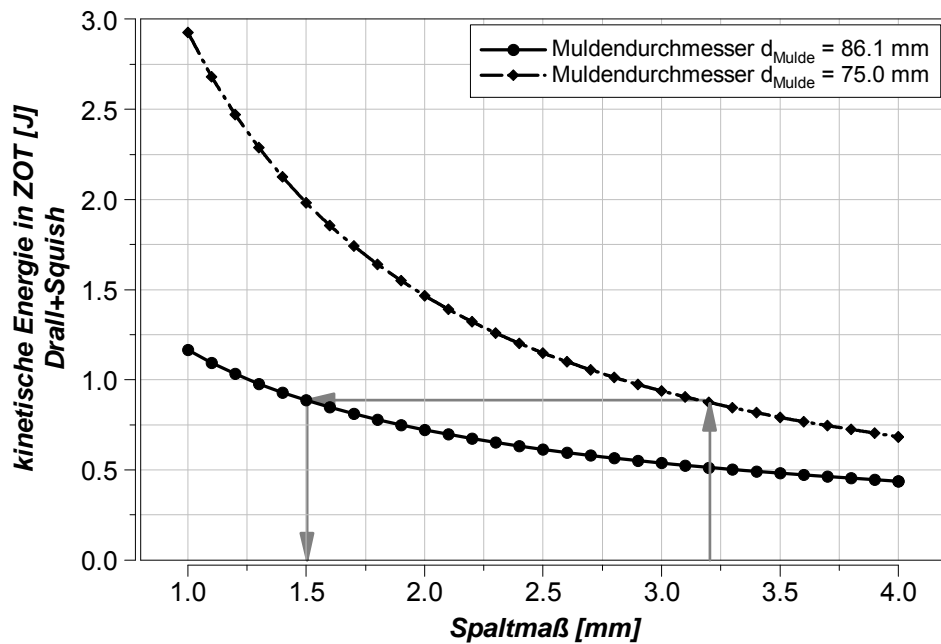
$$\frac{dk_{Dissipation}}{d\varphi} = C_{Dissipation} \frac{k^{3/2}}{l} \quad (4.39)$$

In dieser Arbeit wird auch bei der Dissipation die Kubikwurzel aus dem momentanen Zylindervolumen als charakteristische Länge gewählt.

Die beiden wichtigsten Einflüsse, welche auf die Turbulenz im Gasmotor wirken, sind die Drallströmung und die Squishströmung. Ein bestimmtes TKE-Niveau kann durch unterschiedliche Anteile von Squish- und Drallenergie erzeugt werden.

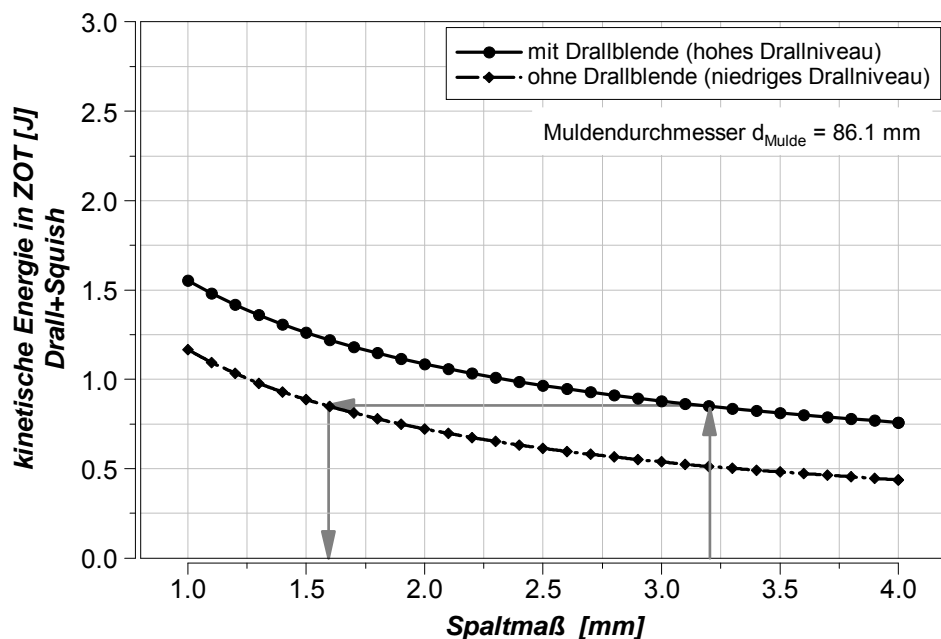
Die Drallströmung wird im Wesentlichen durch die Gestaltung der Einlasskanäle geprägt und in weiterer Folge von der Kontur der Brennraummulde. Der Anteil der Squishströmung an der Brennraumturbulenz wird im speziellen von der Muldenform (Durchmesser und Tiefe), aber auch durch den Kolbenabstand zur Zylinderkopffeuherplatte im oberen Totpunkt, bestimmt. Bei Betrachtungen mit Flachkolben kann die Turbulenz durch die Squishströmung vernachlässigt werden.

Zwei theoretische Beispiele bezüglich unterschiedlicher Turbulenzanteile sind in Abbildung 43 und Abbildung 44 gezeigt. Abbildung 43 beschreibt die Erhöhung der Squishströmung, verkleinerter Kolbenabstand, und die Erhöhung der Drallströmung durch eine kleiner werdende Mulde. Der Vergleich wird dabei mit der kinetischen Energie zum Zeitpunkt des oberen Totpunktes nach Zündung (ZOT) gewählt. Die gleiche kinetische Energie könnte dabei theoretisch mit zwei unterschiedlichen Brennräumen realisiert werden, wobei jedes seine Vor- und Nachteile hätte. Ein reduzierter Kolbenabstand wirkt zum Beispiel sensibler auf Brennraumablagerungen, ein reduzierter Drall durch die Gestaltung der Einlasskanalgeometrie würde sich positiv auf die Durchflusskoeffizienten auswirken.



**Abbildung 43:** Kinetische Energie aus Drall- und Squishströmung in ZOT

Das zweite Beispiel in Abbildung 44 zeigt die Änderung der kinetischen Energie bei konstantem Muldendurchmesser. Hier wird ausgehend von hohem Drall (beispielsweise mit einer Drallblende im Einlasskanal) und niedriger Squishströmung (großer Kolbenabstand im oberen Totpunkt) eine Verlagerung zu niedrigerem Drallniveau mit reduziertem Kolbenabstand gezeigt.



**Abbildung 44:** Kinetische Energie aus Drall- und Squishströmung in ZOT bei unterschiedlichen Drallniveaus

Problematisch bei reduziertem Drall ist, dass das Spaltmaß (Kolbenabstand) bereits stark gesenkt werden muss, um eine gleiche kinetische Energie wie bei hohem

Drallniveau einzustellen. Bezüglich Brennraumablagerungen ist ein reduziertes Spaltmaß über die Betriebsdauer eines Motors, also von Wartungsintervall zu Wartungsintervall, als sehr problematisch anzusehen. Der Wert von 1.5 mm stellt bereits einen Grenzwert für Serienmotoren dieser Größenordnung dar.

Ausgehend von den oben beschriebenen theoretischen Betrachtungen wurde eine Messkampagne mit vier unterschiedlichen Kolben bei gleichbleibendem Verdichtungsverhältnis durchgeführt, um derartige Turbulenzverlagerungen im Versuch und auch mit der Simulation zu zeigen.

Die Geometrieänderungen an den Kolben, ausgehend vom Serienkolben, sind in Tabelle 7 zusammengefasst. Gleichzeitig ist in dieser Tabelle der verwendete Zylinderkopf aufgelistet. Absolutwerte über Muldendurchmesser und dergleichen können aus Gründen der Geheimhaltung nicht angeführt werden. Mit der Muldentiefe wurde das Verdichtungsverhältnis konstant gehalten.

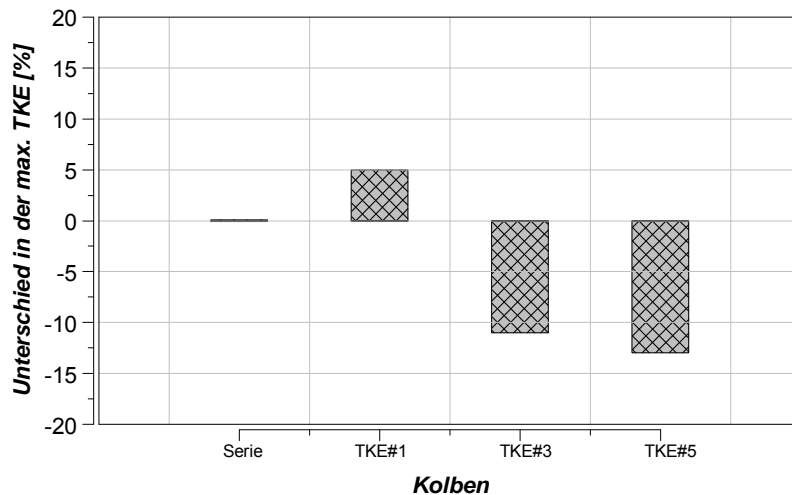
	<i>Zylinderkopf</i>	<i>Drallniveau</i>	<i>Squishfläche</i>	<i>Kolbenabstand</i>	<i>Kolbenhöhe</i>	<i>Muldendurchmesser</i>	<i>Muldentiefe</i>
<b>Serienkolben</b>	Serie	reduziert	Basis	Basis	Basis	Basis	Basis
<b>Kolben 1</b>	Serie modifiziert	reduziert	Basis	Basis	Basis	Basis	Basis + 2.9mm
<b>Kolben 3</b>	Serie modifiziert	reduziert	Basis	Basis + 2.0mm	Basis - 2.0mm	Basis	Basis - 5.6mm
<b>Kolben 5</b>	Serie modifiziert	reduziert	Basis + 10%	Basis + 2.9mm	Basis - 2.9mm	Basis - 11.0mm	Basis + 1.6 mm

**Tabelle 7:** Kolbenvariation zur turbulenten kinetischen Energie

Eine Anpassung des Serienzylinderkopfes erfolgte in der Weise, dass die Feuerplatte und die Ventile vorgezogen wurden, sodass diese in einer Ebene abschließen (in Tabelle 7 wird dieser mit „Serie modifiziert“ beschrieben). Es sollte dadurch die Squishwirkung weiter verbessert werden und im speziellen bei Kolben 1 eine große Wirkung zeigen.

Aus den geometrischen Änderungen am Kolben bzw. durch Verwendung eines modifizierten Zylinderkopfes (Verstärkung des Squishanteiles) wurde basierend auf 3D-CFD-Simulationen eine Bewertung der turbulenten kinetischen Energie durchgeführt. Diese Änderung solle auch in der Verbrennung ersichtlich sein. 3D-Simulationsergebnisse wurden dabei dankenswerter Weise von Herrn Dr. Christiner zu Verfügung gestellt.

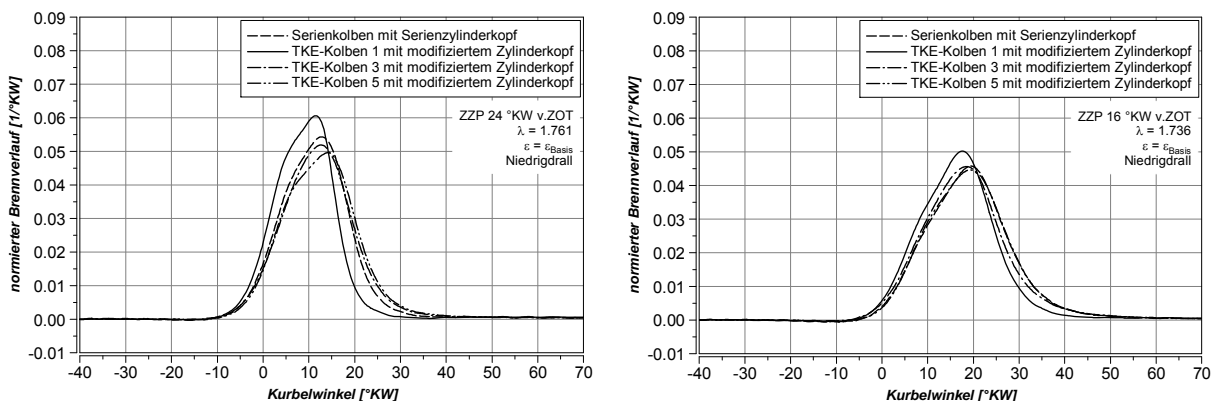
Im Diagramm von Abbildung 45 ist zu erkennen, dass der Unterschied, beispielsweise von TKE-Kolben 3 und 5, nur sehr gering ist, die Verbrennung sollte dabei sehr ähnlich sein. Dies ist auch beim simulierten Turbulenzverlauf in Abhängigkeit des Kurbelwinkels und aus der nulldimensionalen Simulation bestätigt worden.



**Abbildung 45:** Unterschied in der maximalen turbulenten kinetischen Energie

Aus Abbildung 45 kann weiters abgeleitet werden, dass die TKE-Kolbenvariante 1 am schnellsten brennt, Variante 3 sollte langsamer brennen und Kolben 5 sollte zumindest gleich oder noch etwas langsamer wie Variante 3 sein. Anzumerken ist, dass der Serienkolben und die TKE-Kolbenvariante 1 geometrisch sehr ähnlich sind. Bei der TKE-Variante 1 tritt nur eine etwas vergrößerte Muldentiefe auf. Der Squishanteil an der turbulenten kinetischen Energie konnte mit dem modifizierten Zylinderkopf bei gleichbleibendem Kolbenabstand im oberen Totpunkt gesteigert werden.

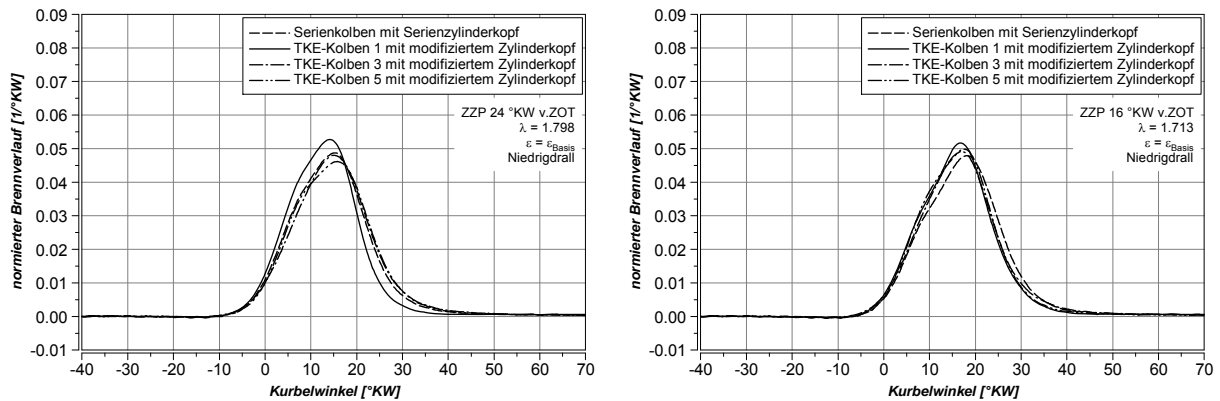
Je ein Beispiel bei Zündzeitpunkt 24 und 16 °KW v.ZOT ist in Abbildung 46 gezeigt. Daraus ist ableitbar, dass die Messung meist dem richtigen Trend der turbulenten kinetischen Energie folgt, obwohl die Geometrieunterschiede sehr eingeschränkt realisierbar waren (es wären Geometrievariationen in einem größeren Bereich erwünscht gewesen). Zumindest war es sehr positiv, dass die TKE-Kolbenvariante 1 den frühesten Umsatzverlauf zeigt. Der Serienkolben und die beiden weiteren TKE-Kolbenvarianten 3 und 5 zeigten sehr ähnliche Verbrennungsabläufe. Die Geometrieunterschiede kamen nur in geringem Maße zum Tragen, es wurden größere Unterschiede erwartet.



**Abbildung 46:** Brennverlauf-Vergleich bei unterschiedlichen TKE-Niveaus – korrekte Wiedergabe der Theorie



Es sind auch Vergleiche zustande gekommen, bei denen die Messung die Theorie nicht widerspiegelt, siehe Abbildung 47. Dabei kann maximal die Behauptung aufgestellt werden, dass der Einfluss des Squishanteiles durch den modifizierten Zylinderkopf (Feuerplatte) durch Messungen abgebildet werden kann, das heißt, dass die TKE-Kolbenvariante 1 den schnellsten Verbrennungsablauf erzeugen kann.

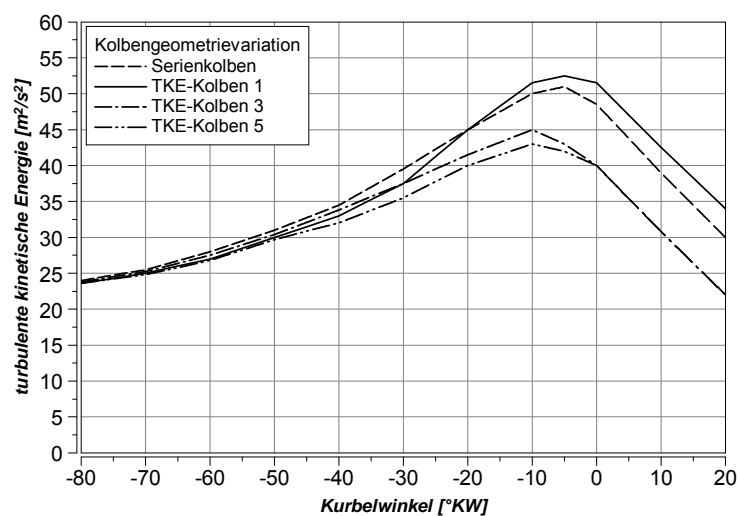


**Abbildung 47:** Brennverlauf-Vergleich bei unterschiedlichen TKE-Niveaus – nicht-korrekte Wiedergabe der Theorie

Das rechte Diagramm in Abbildung 47 zeigt ein besonders unerwartetes Ergebnis. Hierbei ist sogar bei TKE-Kolbenvariante 1 kein Vorteil in der Verbrennungslage (50%-Umsatzpunkt) gegenüber dem Serienkolben mit Serienzylinderkopf erkennbar.

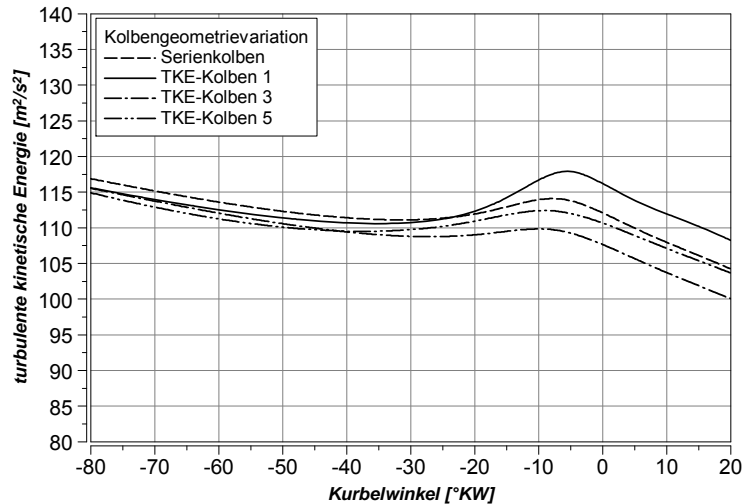
Die Brennratenverläufe aus Abbildung 46 bzw. auch aus Abbildung 47 könnten als normale Schwankungsbreite bei einem Direktzündler-Verbrennungskonzept interpretiert werden. Aus den Messungen vom 1-Zylinder-Forschungsmotor lassen sich nur bedingt Aussagen über die Änderungseinflüsse auf die Turbulenz durch die getätigten Geometrieänderungen ableiten.

Der simulierte Turbulenzverlauf aus der 3D-CFD-Rechnung bei vergleichbaren Betriebspunkten zeigt Abbildung 48. Auch hier sind keine großen Unterschiede im verbrennungsrelevanten Kurbelwinkelbereich zwischen Serienkolben und TKE-Kolben 1 bzw. zwischen den beiden TKE-Kolben 3 und 5 erkennbar.



**Abbildung 48:** TKE-Verläufe bei unterschiedlichen Kolbenvarianten (3D-CFD-Ergebnis)

Ein Ergebnis von der nulldimensionalen Simulation bei gleicher Änderung der Geometrieparameter des Brennraumes (Muldendurchmesser und -tiefe, Kolbenabstand) ist im nachfolgenden Diagramm in Abbildung 49 gezeigt. Auch hier sind nur geringe Unterschiede erkennbar.



**Abbildung 49:** TKE-Verläufe bei unterschiedlichen Kolbenvarianten (0D-Simulation)

Werden die Diagramme in Abbildung 48 und Abbildung 49 verglichen, fällt doch noch der große Unterschied in der Berechnung der turbulenten kinetischen Energie auf. Erkennbar an den Absolutwerten. Erklärbar ist das dadurch, dass in der 3D-CFD-Simulation eine sehr feine orts aufgelöste und zeitabhängige Turbulenzberechnung erfolgt. Es werden auch alle Geometriedetails, Verrundungen, Muldenkontur usw., berücksichtigt. In der nulldimensionalen Simulation können nur einfache Geometrien beschrieben werden und die Ortsauflösung erfolgt nur auf zwei Volumina, wobei das Muldenvolumen und das darüberliegende Volumen von größter Bedeutung sind.

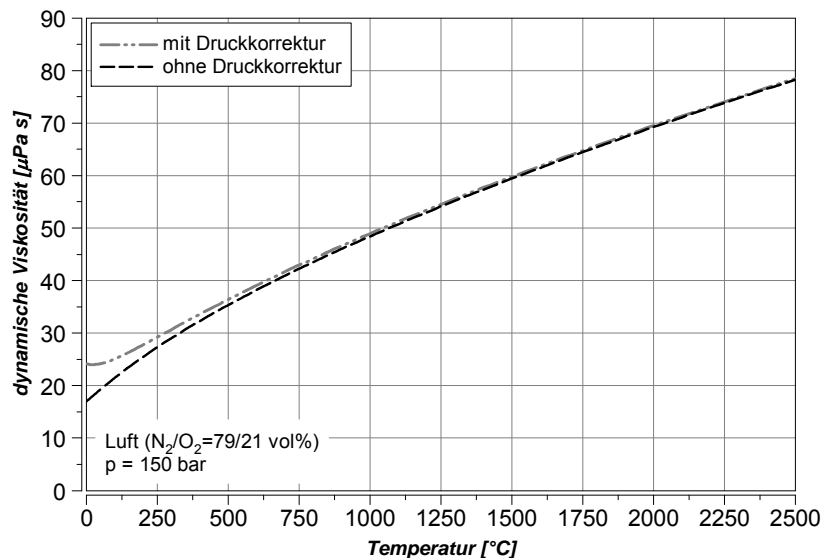
Aufgrund der geringen Aussagekraft der durchgeführten Geometrieänderungen wurde die Turbulenzformulierung unverändert belassen. Die Anpassung des Niveaus erfolgte so, dass eine schnelle Flammenausbreitung, ähnlich den tomographischen Messungen (siehe [11], [12]), erreicht wurde. Mit diesem Vorgang werden großteils ausreichend gute Ergebnisse bzw. Übereinstimmungen mit Messungen produziert.

Zusammenfassend kann zum Thema der turbulenten kinetischen Energie festgestellt werden, dass die nulldimensionale Modellierung immer noch schwierig und es für neue konzipierte Brennräume von Vorteil ist, vorab eine 3D-CFD-Simulation zur Bewertung dieser wichtigen Größe für die vorgemischte Verbrennung durchzuführen. Vorteil der dreidimensionalen Bewertung der turbulenten kinetischen Energie ist, dass auch komplexe Muldengeometrien abgebildet werden können. In der nulldimensionalen Simulation kann im Prinzip nur eine drehsymmetrische Topfmulde modelliert werden. Gerade die Muldenform wirkt aber sehr stark auf das Turbulenzniveau.

### Dynamische Viskosität

Die Viskosität ist ein Maß für die Zähigkeit eines Fluids, in diesem Fall eines Gases, welche proportional zu einem Geschwindigkeitsgradienten ist. Die dynamische

Viskosität ist bei einem idealen Gas, was hier vorausgesetzt wird, unabhängig von der Dichte. Dagegen ist bei dieser physikalischen Größe eine starke Temperaturabhängigkeit gegeben. Eine ausgeprägte Druckabhängigkeit tritt nur bei mäßigen Temperaturen auf (Abbildung 50), die in der motorischen Verbrennung nicht relevant sind. Wird ein reales Gas betrachtet, muss zusätzlich noch die Dichte bei der Formulierung der dynamischen Viskosität berücksichtigt werden. Beispielsweise sind in Abbildung 50 die Kurvenverläufe für Luft mit und ohne Druckkorrektur angeführt. Der Einfluss des Druckes wurde hier bei 150 bar berücksichtigt.



**Abbildung 50:** Druckabhängigkeit der dynamischen Viskosität

Im nulldimensionalen Verbrennungsmodell wird die Viskosität des Gemisches, also Treibgas mit Luft, bei der Berechnung der turbulenten Flammgeschwindigkeit benötigt (siehe Kapitel 4.3 „Turbulente Flammgeschwindigkeit“).

In dieser Arbeit wird eine genaue und umfangreiche Berechnung der dynamischen Zähigkeit von Gasgemischen (Luft mit Treibgas) verwendet, die basierend auf Arbeiten von Lucas aus dem VDI-Wärmeatlas [39] stammt. Die für die verschiedenen Spezies benötigten Konstanten stammen ebenfalls aus dem VDI-Wärmeatlas [39]. Für die verwendeten Gleichungen und den Rechenablauf wird auf [39] verwiesen. Hier sollen nur die wichtigsten Gleichungen, (4.40) und (4.41) dargestellt werden. Obwohl nicht zwingend nötig, wird in der Berechnung eine Druckkorrektur berücksichtigt.

Die Berechnung der dynamischen Viskosität von Einzelkomponenten kann mit den in [39] beschriebenen Formeln sehr gut abgebildet werden. Für die wirkliche Viskosität des Gemisches aus Luft und Treibgas wurde in dieser Arbeit die Formulierung nach Wilke [26] bzw. auch in [39] herangezogen. Dabei wird die dynamische Viskosität aus den Viskositäten der Einzelkomponenten in Abhängigkeit der Volumenanteile  $\varphi$  und der Gewichtungsfaktoren  $F_{i,j}$  berechnet. Die dynamischen Viskositäten der Einzelkomponenten werden dabei temperatur- und druckabhängig berechnet.

Gleichung (4.40) zeigt die vollständig angeschriebene Summenformel. Im Modell wurden bei Erstellung dieser Arbeit 15 Einzelkomponenten berücksichtigt, die Erweiterung auf eine größere Anzahl ist mit geringem Aufwand möglich.

$$\begin{aligned}
 \eta_{Gem} = & \frac{\varphi_1 \eta_1}{\varphi_1 \underbrace{F_{1,1}}_I + \varphi_2 F_{1,2} + \varphi_3 F_{1,3} + \dots + \varphi_{15} F_{1,15}} + \\
 & \frac{\varphi_2 \eta_2}{\varphi_1 F_{2,1} + \varphi_2 \underbrace{F_{2,2}}_I + \varphi_3 F_{2,3} + \dots + \varphi_{15} F_{2,15}} + \\
 & \frac{\varphi_3 \eta_3}{\varphi_1 F_{3,1} + \varphi_2 F_{3,2} + \varphi_3 \underbrace{F_{3,3}}_I + \dots + \varphi_{15} F_{3,15}} + \dots + \\
 & \frac{\varphi_{14} \eta_{14}}{\varphi_1 F_{14,1} + \varphi_2 F_{14,2} + \varphi_3 F_{14,3} + \dots + \varphi_{14} \underbrace{F_{14,14}}_I + \varphi_{15} F_{14,15}} + \\
 & \frac{\varphi_{15} \eta_{15}}{\varphi_1 F_{15,1} + \varphi_2 F_{15,2} + \varphi_3 F_{15,3} + \dots + \varphi_{14} F_{15,14} + \varphi_{15} \underbrace{F_{15,15}}_I}
 \end{aligned} \tag{4.40}$$

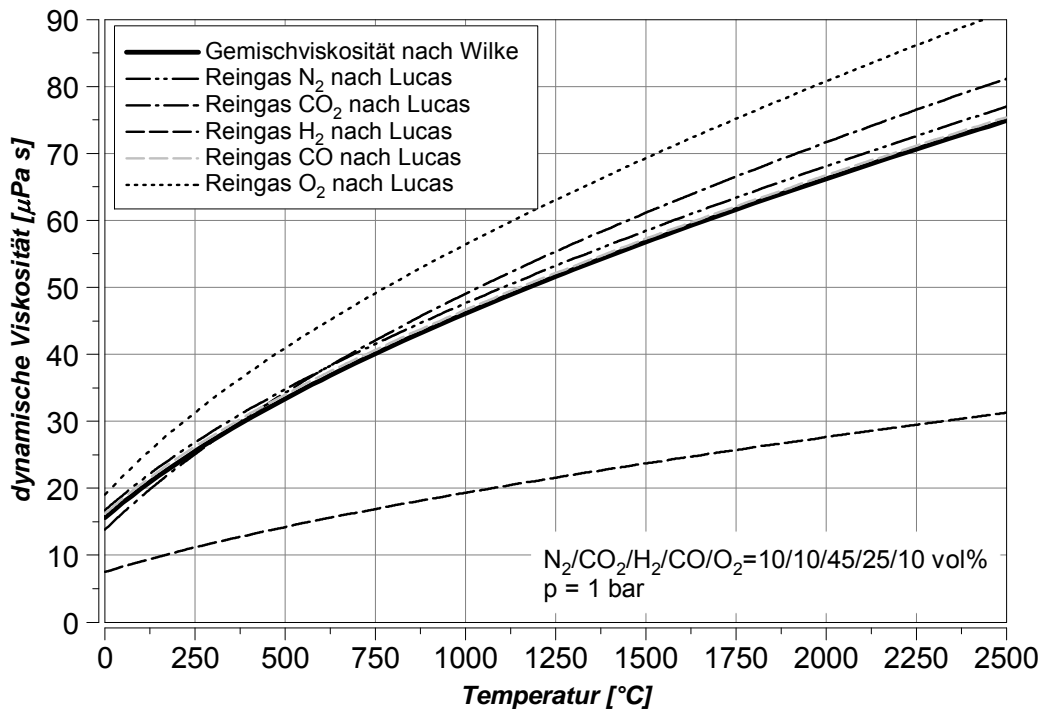
Das Formelwerk zur Berechnung der Gewichtungsfaktoren ist beispielhaft in Gleichung (4.41) für drei Komponenten angeschrieben, nämlich Stickstoff N<sub>2</sub> (Index 1), Acetylen C<sub>2</sub>H<sub>2</sub> (Index 14) und Wasserdampf H<sub>2</sub>O (Index 15). Das Schema für die restlichen Komponenten ist identisch. Die Bestimmung der Gewichtungsfaktoren ist entsprechend aufwändig.

<p><i>Stickstoff N<sub>2</sub> :</i></p> <p><math>F_{1,1} = 1.0</math></p> $F_{1,2} = \frac{\left[ 1 + \left( \frac{\eta_1}{\eta_2} \right)^{1/2} \left( \frac{M_2}{M_1} \right)^{1/4} \right]^2}{\sqrt{8 \left( 1 + \frac{M_1}{M_2} \right)}}$ $F_{1,3} = \frac{\left[ 1 + \left( \frac{\eta_1}{\eta_3} \right)^{1/2} \left( \frac{M_3}{M_1} \right)^{1/4} \right]^2}{\sqrt{8 \left( 1 + \frac{M_1}{M_3} \right)}}$ $F_{1,4} = \frac{\left[ 1 + \left( \frac{\eta_1}{\eta_4} \right)^{1/2} \left( \frac{M_4}{M_1} \right)^{1/4} \right]^2}{\sqrt{8 \left( 1 + \frac{M_1}{M_4} \right)}}$ <p>...</p> $F_{1,14} = \frac{\left[ 1 + \left( \frac{\eta_1}{\eta_{14}} \right)^{1/2} \left( \frac{M_{14}}{M_1} \right)^{1/4} \right]^2}{\sqrt{8 \left( 1 + \frac{M_1}{M_{14}} \right)}}$ $F_{1,15} = \frac{\left[ 1 + \left( \frac{\eta_1}{\eta_{15}} \right)^{1/2} \left( \frac{M_{15}}{M_1} \right)^{1/4} \right]^2}{\sqrt{8 \left( 1 + \frac{M_1}{M_{15}} \right)}}$	<p><i>Acetylen C<sub>2</sub>H<sub>2</sub> :</i></p> $F_{14,1} = \frac{\left[ 1 + \left( \frac{\eta_{14}}{\eta_1} \right)^{1/2} \left( \frac{M_1}{M_{14}} \right)^{1/4} \right]^2}{\sqrt{8 \left( 1 + \frac{M_{14}}{M_1} \right)}}$ $F_{14,2} = \frac{\left[ 1 + \left( \frac{\eta_{14}}{\eta_2} \right)^{1/2} \left( \frac{M_2}{M_{14}} \right)^{1/4} \right]^2}{\sqrt{8 \left( 1 + \frac{M_{14}}{M_2} \right)}}$ $F_{14,3} = \frac{\left[ 1 + \left( \frac{\eta_{14}}{\eta_3} \right)^{1/2} \left( \frac{M_3}{M_{14}} \right)^{1/4} \right]^2}{\sqrt{8 \left( 1 + \frac{M_{14}}{M_3} \right)}}$ $F_{14,4} = \frac{\left[ 1 + \left( \frac{\eta_{14}}{\eta_4} \right)^{1/2} \left( \frac{M_4}{M_{14}} \right)^{1/4} \right]^2}{\sqrt{8 \left( 1 + \frac{M_{14}}{M_4} \right)}}$ <p>...</p> <p><math>F_{14,14} = 1.0</math></p> $F_{14,15} = \frac{\left[ 1 + \left( \frac{\eta_{14}}{\eta_{15}} \right)^{1/2} \left( \frac{M_{15}}{M_{14}} \right)^{1/4} \right]^2}{\sqrt{8 \left( 1 + \frac{M_{14}}{M_{15}} \right)}}$	<p><i>Wasserdampf H<sub>2</sub>O :</i></p> $F_{15,1} = \frac{\left[ 1 + \left( \frac{\eta_{15}}{\eta_1} \right)^{1/2} \left( \frac{M_1}{M_{15}} \right)^{1/4} \right]^2}{\sqrt{8 \left( 1 + \frac{M_{15}}{M_1} \right)}}$ $F_{15,2} = \frac{\left[ 1 + \left( \frac{\eta_{15}}{\eta_2} \right)^{1/2} \left( \frac{M_2}{M_{15}} \right)^{1/4} \right]^2}{\sqrt{8 \left( 1 + \frac{M_{15}}{M_2} \right)}}$ $F_{15,3} = \frac{\left[ 1 + \left( \frac{\eta_{15}}{\eta_3} \right)^{1/2} \left( \frac{M_3}{M_{15}} \right)^{1/4} \right]^2}{\sqrt{8 \left( 1 + \frac{M_{15}}{M_3} \right)}}$ $F_{15,4} = \frac{\left[ 1 + \left( \frac{\eta_{15}}{\eta_4} \right)^{1/2} \left( \frac{M_4}{M_{15}} \right)^{1/4} \right]^2}{\sqrt{8 \left( 1 + \frac{M_{15}}{M_4} \right)}}$ <p>...</p> $F_{15,14} = \frac{\left[ 1 + \left( \frac{\eta_{15}}{\eta_{14}} \right)^{1/2} \left( \frac{M_{14}}{M_{15}} \right)^{1/4} \right]^2}{\sqrt{8 \left( 1 + \frac{M_{15}}{M_{14}} \right)}}$ <p><math>F_{15,15} = 1.0</math></p>
--	---	--

(4.41)

Die Genauigkeit wird in [39] mit etwa 10% gegenüber Messungen angegeben. Bei genauerer Berechnung der dynamischen Viskosität muss ein höherer Rechenaufwand in Kauf genommen werden [1].

Um die Unterschiede zwischen Viskositäten von Reingasen und einer Gemischviskosität aufzuzeigen, wurde von einer beliebig gewählten Zusammensetzung, der Verlauf in Abhängigkeit der Temperatur berechnet. Das dazugehörige Diagramm ist in Abbildung 51 dargestellt.



**Abbildung 51:** Vergleich zwischen der dynamischen Viskosität von Einzelkomponenten und dem Gemisch

Für die nulldimensionale Verbrennungssimulation wurde der umfangreiche Berechnungsansatz nach dem VDI-Wärmeatlas/Lucas [39] bzw. Wilke [26] verwendet. Dabei werden die einzelnen dynamischen Viskositäten druckabhängig nach Lucas [39] und die Gemischviskosität – Treibgas mit Luft – nach der Berechnungsvorschrift nach Wilke, [26] bzw. [39], berechnet.

### Flammenausbreitung

Die Flammenausbreitung (Flammenfrontfläche) beschreibt mit der hier angenommenen konstanten Flammenfrontdicke das Volumen für die Kraftstoffumsetzung in der sich ausbreitenden Flamme, siehe Gleichung (4.42).

$$m_{K,verf.} = m_{K,ges} \frac{V_{FF}}{V_{Zyl}} \quad \text{mit } V_{FF} = A_{FF} \cdot s \quad (4.42)$$

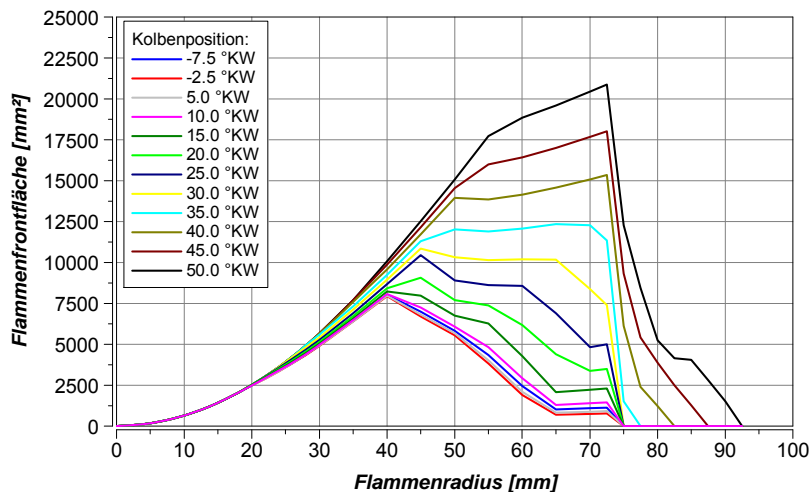
Es wird zunächst in diesem Kapitel ein Vergleich einer Geometriefunktion der Flammenausbreitung mit einer idealen, ungestörten halbkugelförmigen Flammenfrontflächenvergleich gezeigt. Die Darstellungen erfolgen für zwei unterschiedliche Brennräume.

Im zweiten Teil dieses Kapitels wird rein die ideale halbkugelförmige Flammenausbreitung betrachtet und die Modellierung der Kraftstoffumsetzung nach Erreichen der Zylinderwand diskutiert.

Vergleich Geometriefunktion und ideale Flammenausbreitung

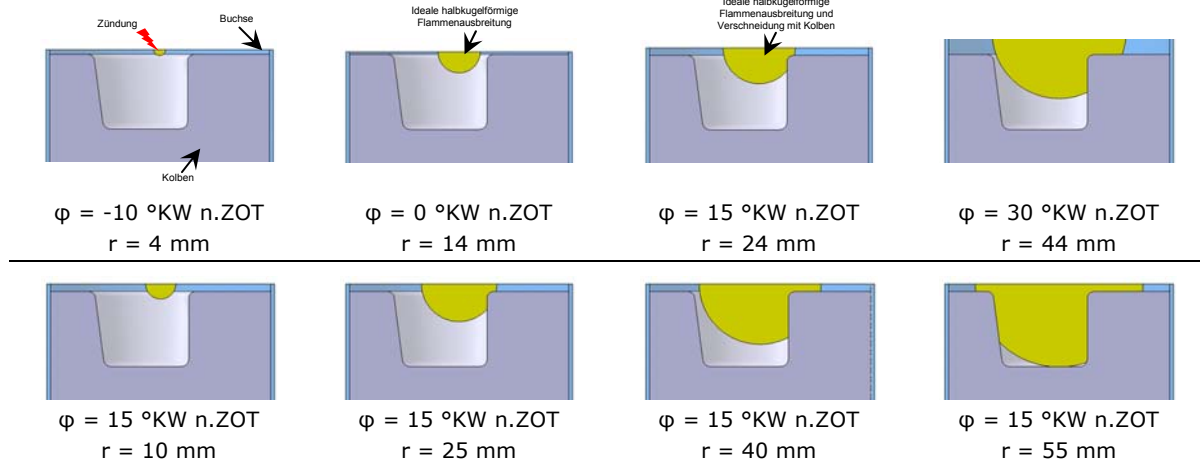
In dieser Arbeit wurde untersucht, wie sich die Ergebnisse durch Anwendung eines geometrischen Modells ändern. Für die Anwendung eines geometrischen Modells, d.h. Verschneidung einer idealen halbkugelförmigen Flammenausbreitung mit dem Brennraum bestehend aus Kolben und Buchse, muss vorab eine dreidimensionale Matrix aus Kurbelwinkel, Flammenfrontradius und Flammenfrontfläche erstellt werden. Aus dieser Matrix erfolgt durch zweidimensionale Interpolation zu jeder Kurbelwinkelstellung bei aktuellem Flammenfrontradius die Bestimmung der jeweiligen Flammenfrontfläche. Es wurde für beide Motoren eine Interpolationsmatrix erstellt. Die Erstellung erfolgte mit dem 3D-CAD-Programm CATIA V5 von Dassault Systèmes. Grundsätzlich kann die Verschneidung mit jedem kommerziellen 3D-CAD-Software durchgeführt werden (beispielsweise auch mit ProEngineer von PTC - Parametric Technology Corporation). Nachfolgend werden die Ergebnisse der beiden unterschiedlichen Motorbaugrößen bei Anwendung eines geometrischen Modells diskutiert.

Die grafische Darstellung der Interpolationsmatrix für den Motor mit 145 mm Bohrungsdurchmesser und zentrischer Zündkerzenposition ist in Abbildung 52 zu sehen. Auf die Darstellung aller betrachteten Kurbelwinkel wird in dieser Grafik hinsichtlich der Übersichtlichkeit halber verzichtet. Die Erstellung erfolgte grundsätzlich alle 2.5 °kW, was für die Interpolation auch ausreichend ist. Für eine automatisierte Matrixerstellung aus einem CAD-Programm könnten die Schrittweiten auch reduziert werden.



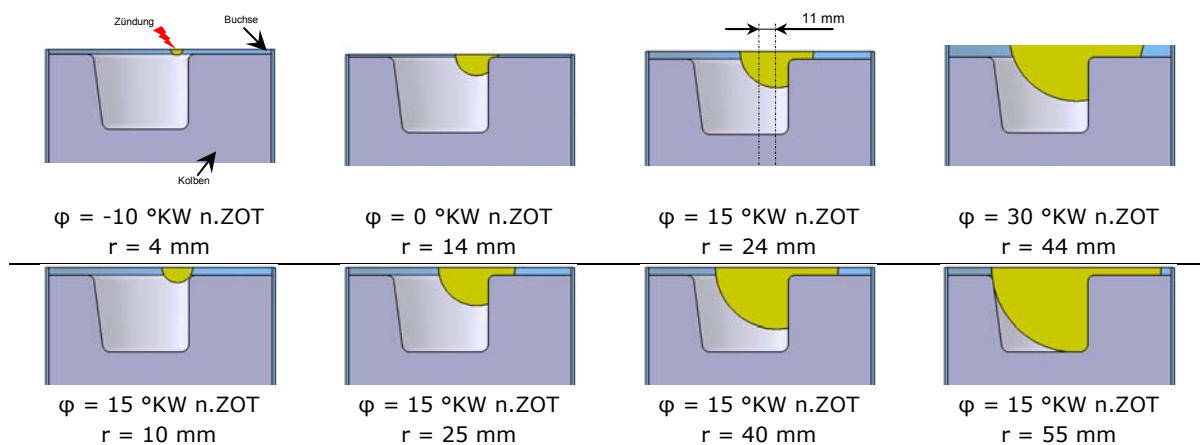
**Abbildung 52:** Flammenfrontfläche "Motor mit 145 mm Bohrungsdurchmesser" und zentrischer Zündkerzenposition

Einzelbilder von der geometrischen Verschneidung sind für die zentrische Zündkerzenposition in Abbildung 53 einerseits bei unterschiedlichen Kurbelwinkelpositionen und Flammenfrontradien und andererseits bei konstantem Kurbelwinkel aber variablen Flammenradius dargestellt.



**Abbildung 53:** Flammenausbreitung "Muldenkolben"

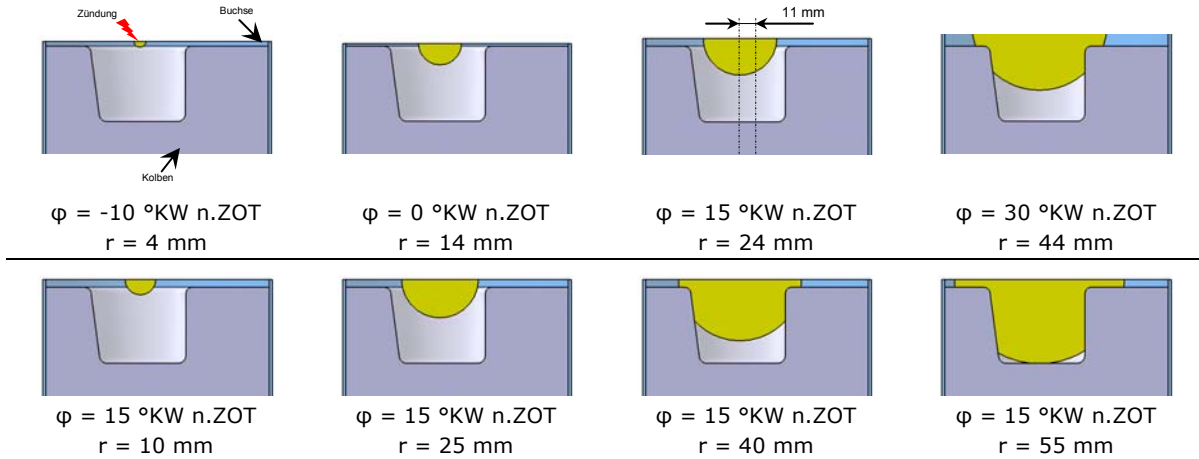
Um den Einfluss einer exzentrischen Zündkerzenposition und damit Flammenausbreitung bewerten zu können wurden zwei weitere Interpolationstabellen erstellt. Beim Motor mit 145 mm Bohrungsdurchmesser wurden eine positive und eine negative Verschiebung um 11 mm des Zündkerzenmittelpunktes gegenüber der Zylinderachse gewählt. Einzelbilder bei negativer Exzentrizität der Zündkerze sind in Abbildung 54 zu sehen. Die Darstellung von Kurbelwinkel und Flammenradien entsprechen wieder jenen aus Abbildung 53.



**Abbildung 54:** Flammenausbreitung "Muldenkolben" -11 mm Exzentrizität

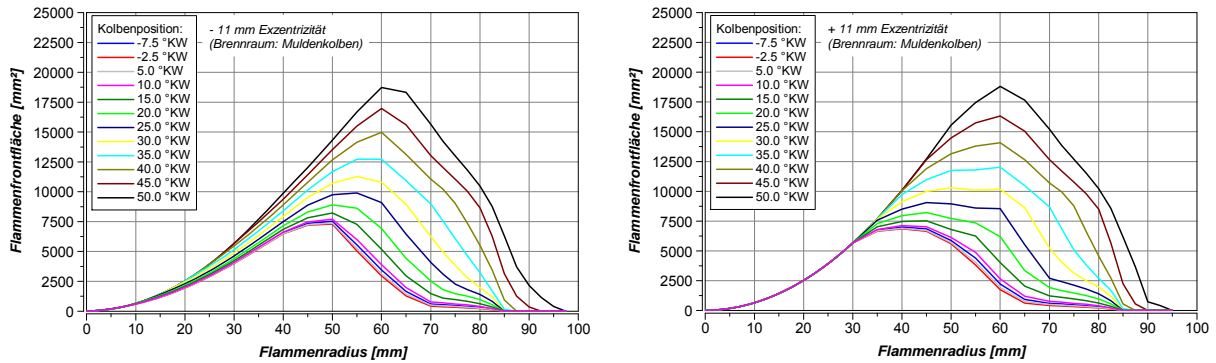
Bei positiver Exzentrizität sind die Einzelbilder in Abbildung 55 zusammengefasst. Die angegebenen Kurbelwinkel und Flammenfrontradien entsprechen für einen direkten Vergleich wieder jenen aus Abbildung 53 bzw. Abbildung 54.





**Abbildung 55:** Flammenausbreitung "Muldenkolben" +11 mm Exzentrizität

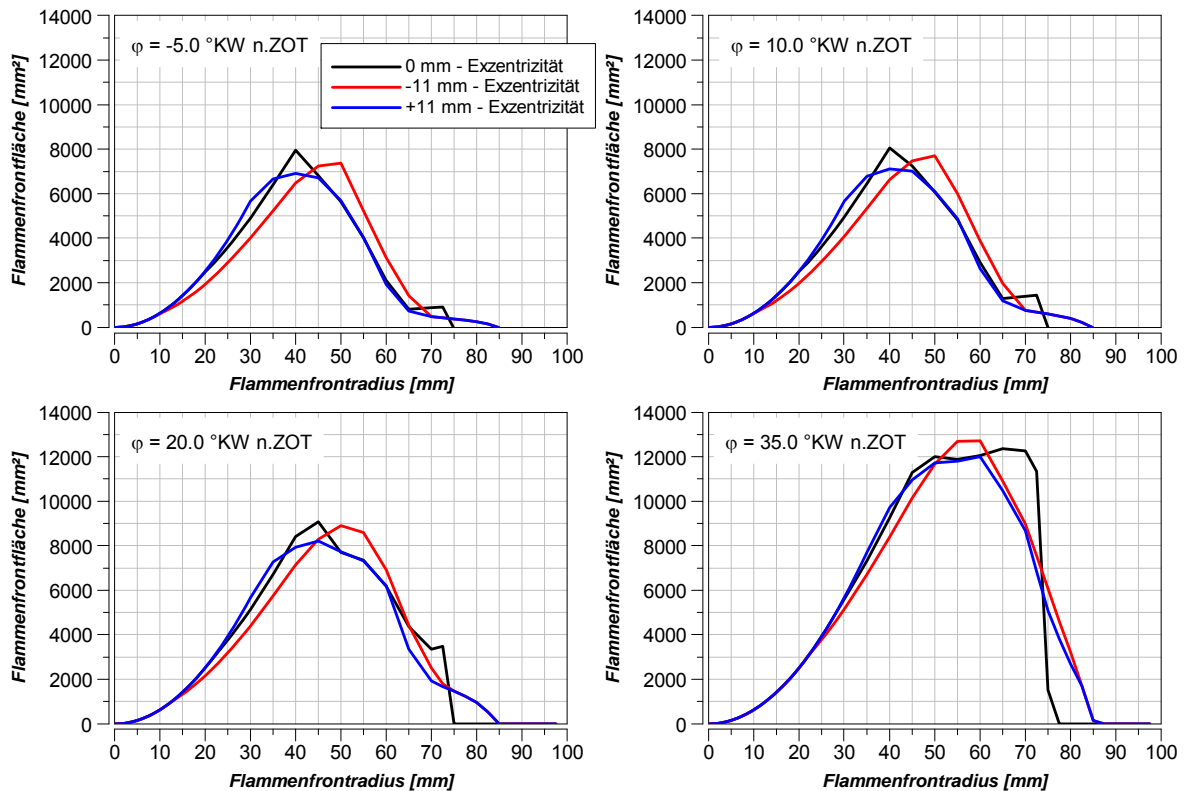
Die dazugehörigen Verläufe bei unterschiedlichen Kurbelwinkeln bzw. den gewählten Exzentrizitäten sind in Abbildung 56 dargestellt.



**Abbildung 56:** Interpolationsfelder bei  $\pm 11$  mm Zündkerzenexzentrizität

Aus Abbildung 56 ist erkennbar, dass sich eine ideale halbkugelförmige Flammenausbreitung bei angenommener positiver Verschiebung der Zündkerzenlage länger ungestört ausbreiten kann. Ab etwa einem Flammenradius von 30 mm tritt ein Kontakt der Flamme mit dem Muldenrand auf und es erfolgt eine Reduzierung der Fläche. Beim Fall mit negativer Verschiebung der Zündkerzenposition kann eine ungestörte ideale halbkugelförmige Flammenausbreitung bis etwa 15 mm erfolgen.

Die Vergleiche der Flammenfrontflächen hinsichtlich unterschiedlicher Zündkerzenposition und somit Flammeninitialisierung bei vier unterschiedlichen Kurbelwinkelpositionen sind in Abbildung 57 für zentrische und zwei exzentrische Kerzenpositionen ersichtlich. Gerade in der ersten Phase der Flammenausbreitung bis etwa 15 mm Flammenfrontradius treten bei zentrischer und exzentrischer Zündkerzenpositionierung keine großen Unterschiede auf. Im Bereich von 30 bis 75 mm der idealen halbkugelförmigen Flammenausbreitung treten je nach Kurbelwinkelposition etwas größere Unterschiede in der geometrisch bestimmten Flammenfrontoberfläche auf.

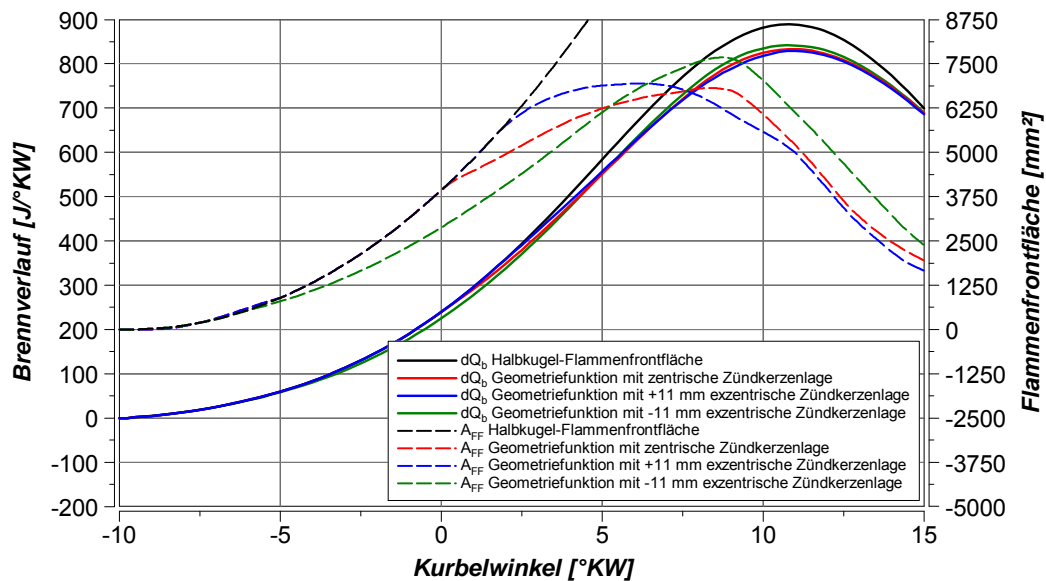


**Abbildung 57:** Flammenfrontfläche bei unterschiedlichen Kurbelwinkelpositionen und Zündkerzenexzentrizitäten - Muldenkolben

Die aus den drei unterschiedlichen Exzentrizitäten simulierten Brennverläufe sind in Abbildung 58 dargestellt. Die Vorgehensweise wurde so gewählt, dass die Variante mit zentrischer Zündkerzenposition auf einen Messpunkt so gut wie möglich abgestimmt wurde und danach die Varianten mit exzentrischen Zündkerzenlagen mit denselben Modellparametern simuliert wurden.

Weiters sind in demselben Diagramm in Abbildung 58 die Flammenfrontflächen aus der Interpolation in Abhängigkeit des Kurbelwinkels und des simulierten Flammenfrontradius bei den betrachteten unterschiedlichen Varianten dargestellt. Die minimalen Unterschiede aus der geometrischen Verschneidung einer Halbkugel mit den Brennraumbegrenzungen werden im simulierten Brennverlauf nur in geringem Maße wiedergegeben. Bei Verwendung der reinen idealen halbkugelförmigen Flammenausbreitung ist ein deutlicherer Unterschied und Einfluss im Brennverlauf ab etwa 3 °KW n.ZOT erkennbar.

Für eine verbesserte Übereinstimmung der Simulationsergebnisse mit Messungen müssten je nach angewandter Beschreibung der Flammenausbreitung (rein ideal halbkugelförmig oder mit Interpolationsmatrix) leicht unterschiedliche Modellparameter gewählt werden.



**Abbildung 58:** Simulierte Brennverläufe mit unterschiedlichen Zündkerzenexzentrizitäten (Flammenfrontflächen) - Muldenkolben

Der Grund für die eher geringe Wirkung der exzentrischen Zündkerzenposition in der Simulation ist der Verlauf der verfügbaren Kraftstoffmasse. Diese setzt sich im nulldimensionalen Verbrennungsmodell aus einer kombinierten Umsetzung in der Flammenfront und global im Brennraum zusammen. Vereint werden die beiden Kraftstoffumsetzungen durch eine exponentielle Übergangsfunktion.

Der über die Verbrennungsdauer verfügbare Kraftstoff ist in Abbildung 59 für die unterschiedlichen Varianten zusammengefasst. Farblich hinterlegt sind auch die Bereiche, in denen die jeweiligen Kraftstoffumsetzungen vorwiegend wirken. Grundsätzlich tritt ab Verbrennungsbeginn eine kombinierte Umsetzung in der Flammenfront und global im Brennraum auf. Im ersten Bereich wirkt verstärkt die Kraftstoffumsetzung in der Flammenfront mit untergeordneter Umsetzung global im Brennraum. Nach dem oberen Totpunkt wird eine Kombination der Umsetzung modelliert, wo die Anteile in der Flammenfront und global im Brennraum als gleich anzusehen sind. In der Ausbrandphase bzw. nach Ankunft der Flammenfront an den Brennraumbegrenzungen wird nur noch die globale Abnahme des Kraftstoffes im Brennraum berücksichtigt.

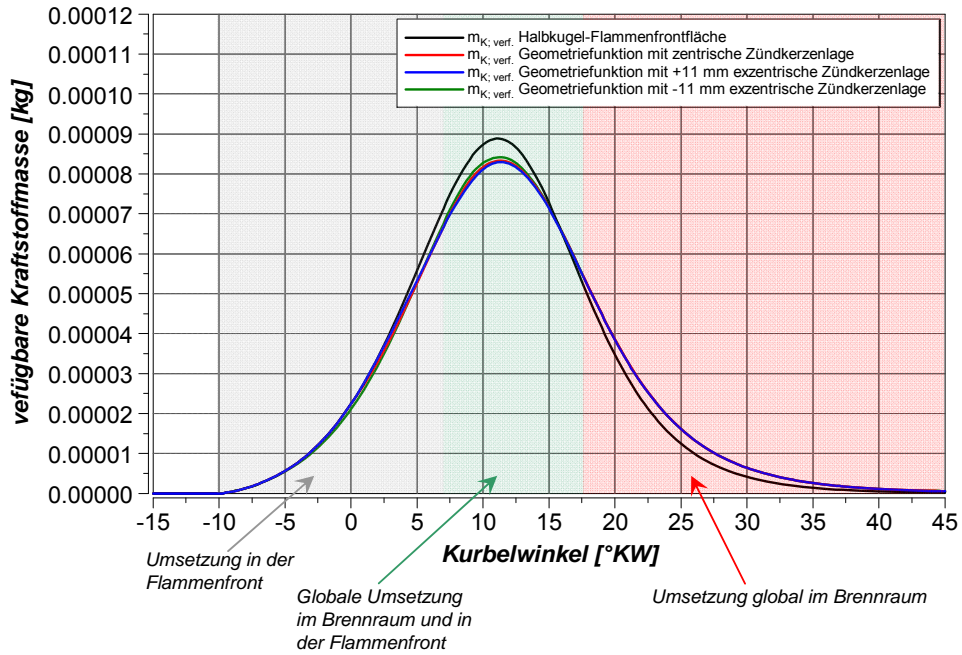


Abbildung 59: verfügbare Kraftstoffmasse – Muldenkolben

Eine gleichartige Untersuchung wurde beim Motor mit 190 mm Bohrungsdurchmesser durchgeführt. Hier wurde ein Brennraum mit Flachkolben gewählt. Um die Exzentrizität und den Einfluss auf die Verbrennung bewerten zu können, wurden ebenfalls zwei Stufen einer exzentrischen Zündkerzenlage durch eine Interpolations-tabelle beschrieben. Es wurde als erste Variante eine 11 mm- und als zweite eine 22 mm-Exzentrizität angenommen. Auf eine mögliche reale Ausführung wurde bei diesen Annahmen keine Rücksicht genommen. Die Untersuchungen sollten sich rein auf die Simulation beschränken.

Die erhaltenen Interpolationsmatrizen – grafisch dargestellt – ist für zentrische Zündkerzenlage und der Exzentrizität von 22 mm grafisch in Abbildung 60 aufbereitet. Auf die Darstellung aller Kurbelwinkel wurde für eine bessere Übersicht bewusst verzichtet. Grundsätzlich erfolgte auch hier die Erstellung alle 2.5 °KW bis maximal 50 °KW n.ZOT beginnend bei Verbrennungsbeginn.

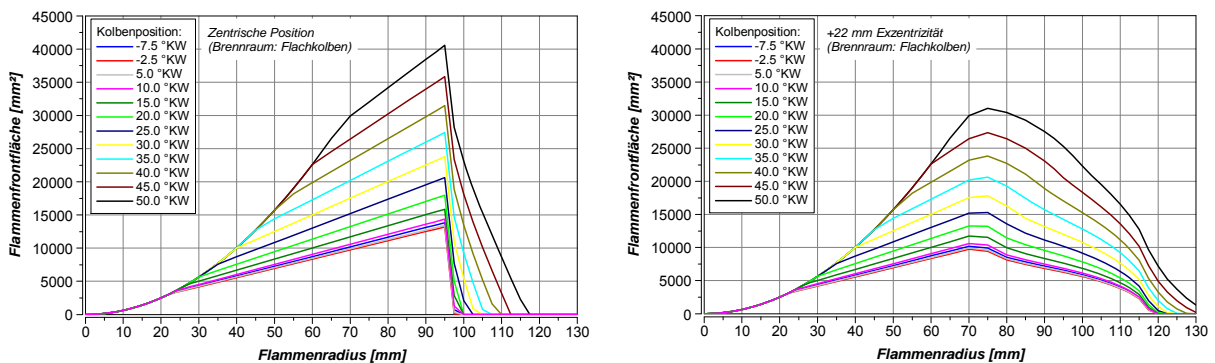
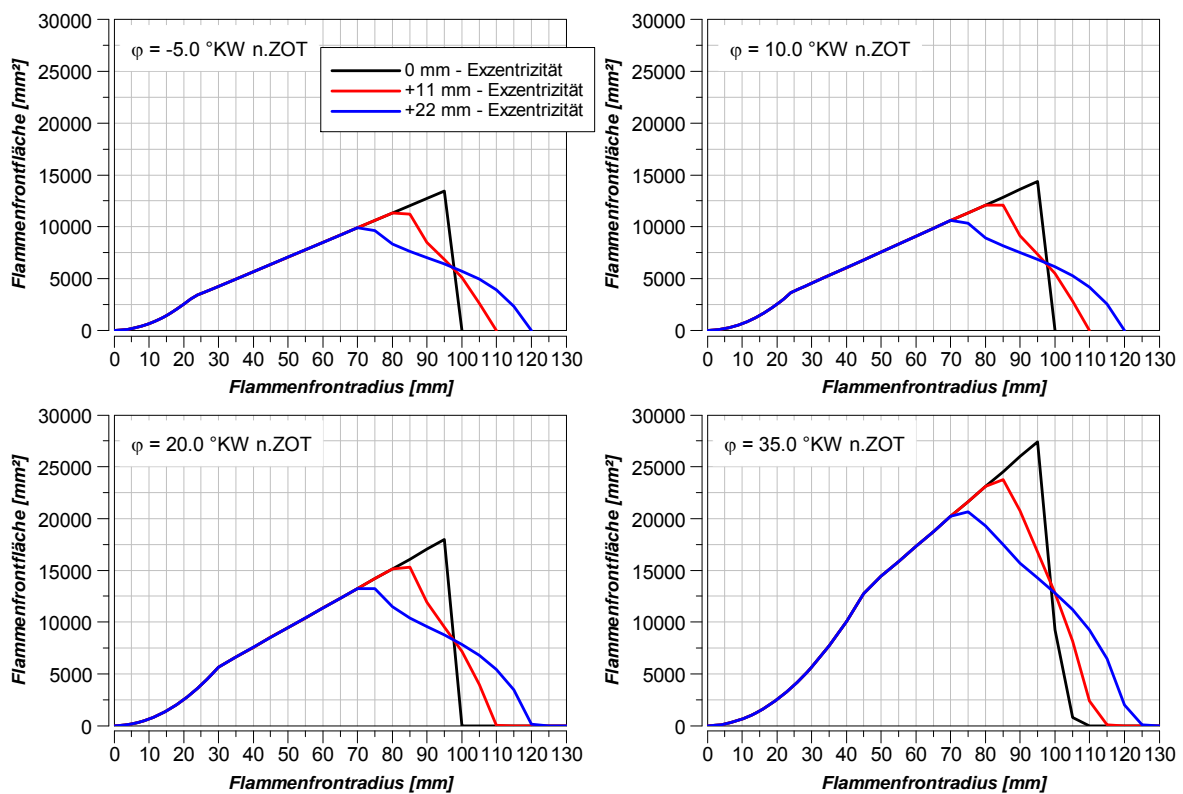


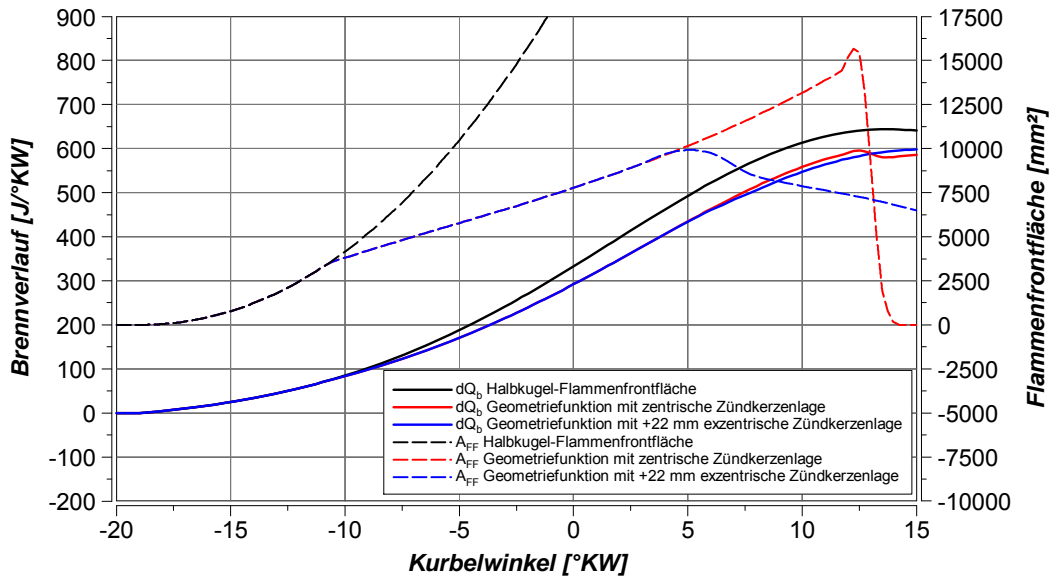
Abbildung 60: Flammenfrontfläche "Motor mit 190 mm Bohrungsdurchmesser"; zentrische und 22 mm exzentrische Zündkerzenposition

Die Vergleiche der Flammenfrontflächen bei vier unterschiedlichen Kurbelwinkelpositionen sind in Abbildung 61 für drei Kerzenpositionen ersichtlich. Beim Brennraum mit Flachkolben tritt der Fall ein, dass bis etwa einem Flammenradius von 70 mm keine Änderung der Flammenfrontfläche aufgrund der Exzentrizität auftritt. Hier ist aber nach der Modellvorstellung die Kraftstoffumsetzung in der Flammenfront bereits sehr weit fortgeschritten und es erfolgt zum großen Teil nur noch eine globale Umsetzung hinter der Flammenfront, also eine globale Abnahme des Kraftstoffes im Brennraum. Der Anteil der Umsetzung in der Flammenfront wird so gering, dass dieser bei der Berechnung der verfügbaren Kraftstoffmasse nicht mehr wesentlich zum Tragen kommt.



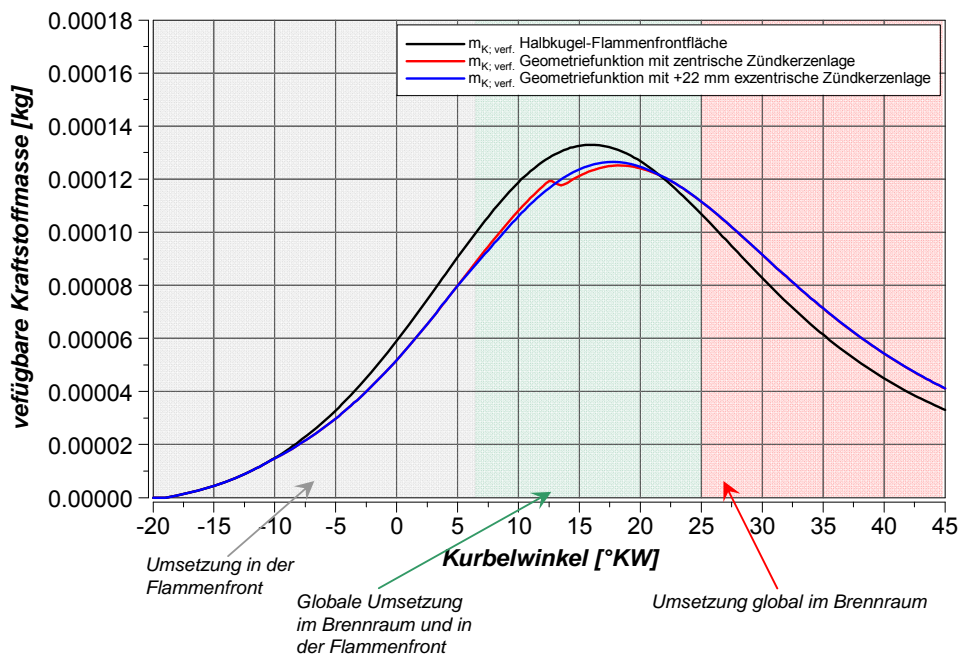
**Abbildung 61:** Flammenfrontfläche bei unterschiedlichen Kurbelwinkelpositionen und Zündkerzenexzentrizitäten – Flachkolben

Die simulierten Brennverläufe sind in Abbildung 62 für die zentrische Zündkerzenposition und die um 22 mm exzentrische Position dargestellt. Ebenfalls eingezeichnet ist der Verlauf der Flammenfrontfläche bei idealer halbkugelförmiger Ausbreitung mit dem dazugehörigen Brennverlauf. Bei Verwendung dieser Variante sind die größten Unterschiede erkennbar, liefern aber auch gute Ergebnisse bei entsprechender Modellabstimmung [10], [11] und [12].



**Abbildung 62:** Simulierte Brennverläufe mit unterschiedlichen Zündkerzenexzentrizitäten - Flachkolben

Weiters ist in Abbildung 63 gezeigt, dass nur geringfügige Unterschiede in der verfügbaren Kraftstoffmasse bei zentrischer und exzentrischer Zündkerzenposition auftreten. Die Ergebnisse sind dem mit Muldenkolben sehr ähnlich. Der größte Unterschied ist wieder in der Verwendung der ideal halbkugelförmigen Flammenausbreitung erkennbar, welcher verstärkt auch im simulierten Brennverlauf ersichtlich wird.



**Abbildung 63:** verfügbare Kraftstoffmasse - Flachkolben

Bei den in dieser Arbeit betrachteten 1-Zylinder-Forschungsmotoren mit den jeweiligen Brennräumen mit Mulden- bzw. Flachkolben kann für das Ergebnis festgehalten werden, dass eine Hinterlegung einer Flammenfrontflächen-Tabelle keine zwingend erforderliche Maßnahme ist, um die Ergebnisqualität zu verbessern. Eventuell könnten Tabellen mit Flammenfrontflächen in der Simulation eine Verbesserung bringen, wenn beispielsweise Brennräume betrachtet werden, wenn zwei oder mehr Zündpositionen gewählt werden.

Für weitere nulldimensionale Simulationen wurde auf die bewährte ideale halbkugelförmige Flammenausbreitung zurückgegriffen.

### Wandinteraktion

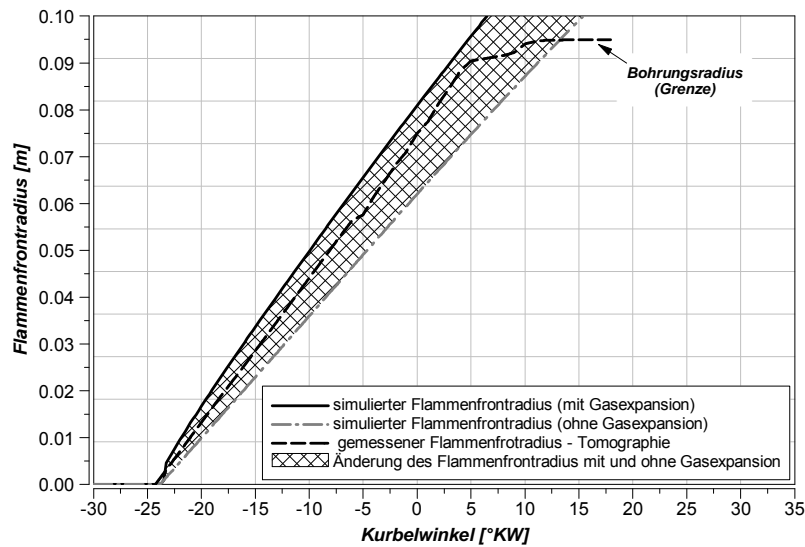
Bei den beiden betrachteten Gasmotoren sitzt die Zündkerze zentral im Zylinderkopf, d.h. es tritt keine Schiefstellung oder Exzentrizität der Zündkerze auf. Die Flammenausbreitung wird als ideal halbkugelförmig modelliert. Diese ideale halbkugelförmige Flammenausbreitung ergibt grundsätzlich zufriedenstellende Ergebnisse bei der nulldimensionalen Simulation [10], [11] und [12].

Die Berechnung des Flammenfrontvolumen und des Flammenfrontradius ist in Gleichung (4.43) dargestellt. Hier ist im Differential des Flammenradius auch die Zunahme durch die verbrannte Zone zu sehen.

$$V_{FF} = 2\pi s r_{FF}(t)^2 \quad \text{mit} \quad \frac{dr_{FF}(t)}{d\varphi} = \frac{v_{turb}}{6 n_{Motor}} + \underbrace{\frac{dV_b}{d\varphi} \frac{1}{2\pi r_{FF}(\varphi)^2}}_{\text{Gasexpansion der verbrannten Zone}} \quad (4.43)$$

Ein Beispiel wie dieser Sachverhalt in Realität – also Messung gegenüber Simulation – zu verstehen ist, zeigt Abbildung 64. Dabei sind einerseits der mittels tomographischer Messtechnik gemessene Flammenfrontradius eingezeichnet ([16] und [93]) und andererseits die simulierten nulldimensionalen Flammenfrontradien mit bzw. ohne Gasexpansion (mit oder ohne den zweiten Term aus Gleichung (4.43)). Eingestellt wurde diese schnelle Flammenausbreitung durch entsprechend hohe turbulente kinetische Energie.

Ausführliche Ergebnisdarstellungen, auch mit Muldenkolben, finden sich in [11] und [12].



**Abbildung 64:** Flammenfrontradius – Vergleich bei einem Flachkolben

Durch die Modellierung der schnellen Flammenausbreitung, erreicht die Flamme etwa 5 bis 15 °KW nach dem oberen Totpunkt die Zylinderbuchse. Zu diesem Zeitpunkt ist aber noch ausreichend Verbrennungsgas zur Umsetzung im Brennraum vorhanden. Aufgrund dessen, dass sich eine ideale halbkugelförmige Flamme auch nur bis zu den Brennraumbegrenzungen ausbreiten kann, wurde eine zweistufige Kraftstoffumsetzung definiert. Der Ansatz ist in Gleichung (4.44) gezeigt. Grafische Darstellungen wurden bereits im vorigen Teilkapitel, Abbildung 59 und Abbildung 63, gezeigt.

$$m_{K,verf} = \underbrace{f_{\dot{U}} V_{FF} \frac{m_{K,ges}}{V_{Zyl}}}_{\text{Kraftstoffumsetzung in der Flammenfront}} + \underbrace{(1-f_{\dot{U}}) m_{K,ges} \left(1 - \frac{Q}{Q_{ges}}\right)}_{\text{globale Umsetzung des Kraftstoffes im Brennraum}} \quad (4.44)$$

Diese schnelle Flammenausbreitung soll auch rechtfertigen, dass es erlaubt ist, eine kombinierte Massenumsetzung in der Flammenfront und global im Brennraum zu verwenden.

### Verifikationsbeispiele der Brennrate

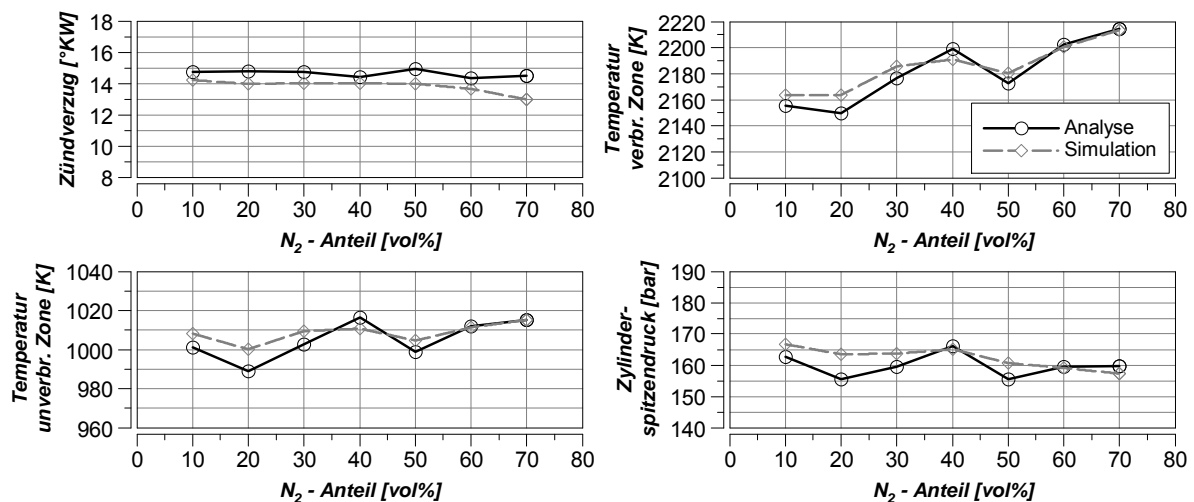
Nachfolgend sind ausgewählte Vergleiche bezüglich der Druckverlaufsanalyse (Messung) und nulldimensionaler Simulation gezeigt. Ergebnisse mit Erdgas (Methan) wurden bereits kurz in Kapitel 2.1 dargestellt und finden sich auch in der Literatur wieder, siehe [8], [9], [10], [11], [12], [88] und [89].

Auf den nächsten Seiten werden nun Simulationsergebnisse hinsichtlich der Anwendung des in den vorangegangenen Kapiteln vorgestellten nulldimensionalen Verbrennungsmodells auf ausgewählte Sondergase diskutiert. Die ersten Diagramme in Abbildung 65 und Abbildung 66 zeigen Ergebnisse bei einer Variation von Erdgas/Propan/Stickstoff bei konstant bleibendem indiziertem Mitteldruck. Dabei erfolgte eine Stickstoffvariation bei gleichbleibender Methanzahl der brennbaren Anteile von Erdgas und Propan. In diesem Beispiel wurde die Methanzahl mit MZ60



konstant gehalten (bei stickstofffreiem Treibgas entspricht dies etwa einer Zusammensetzung von 86 vol% Erdgas und 14 vol% Propan, was eine Methanzahl von 60 ergibt).

Wichtige Vergleiche zwischen Analyse- und Simulationsergebnissen in Form von globalen Ergebnisdaten – langsame Analyse- und Simulationsdaten – sind in Abbildung 65 zusammengefasst. Hierbei handelt es sich um die Größen Zündverzug, Zylinderspitzenndruck und den Maximaltemperaturen in unverbrannter und verbrannter Zone. Die Temperaturen aus den beiden Zonen können bei Vorooptimierungen hinsichtlich Klopfen oder Stickoxidbildung von Bedeutung sein.

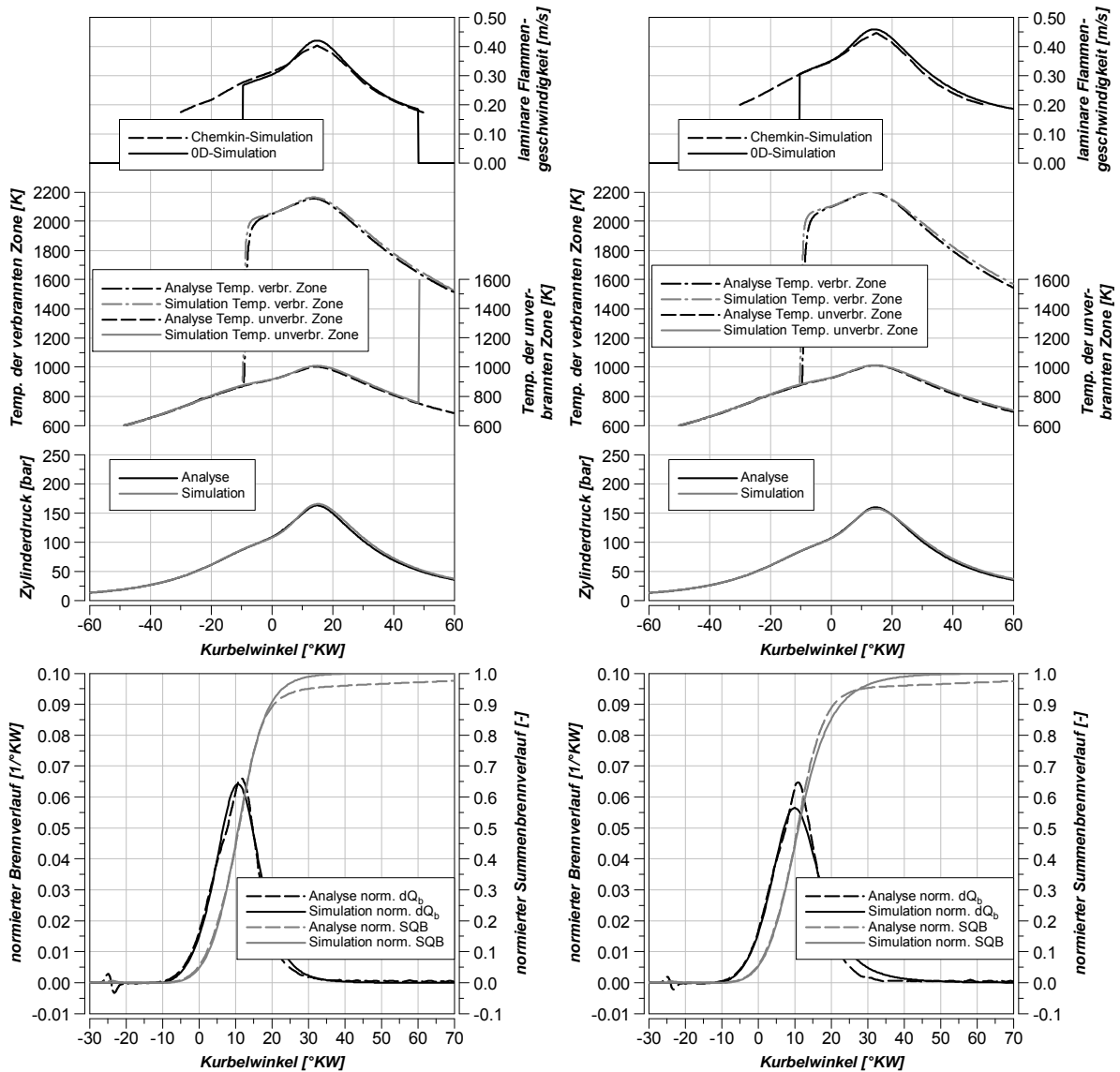


**Abbildung 65:** Methanzahl 60 mit Stickstoffvariation – globale Ergebnisgrößen

Die Anwendung der empirischen Zündverzugsfunktion für Sondergase liefert im Vergleich zur Messung ein sehr gutes Ergebnis. Die absolute Abweichung beträgt maximal 1  $^{\circ}$ KW, was für eine Vorausberechnung tolerierbar ist. Auch der Vergleich von Zylinderspitzenndruck und den Temperaturmaxima der unverbrannten und verbrannten Zone liefern gute und ausreichend genaue Ergebnisse.

Die Last, ausgedrückt durch den indizierten Mitteldruck, wurde bei dieser Messreihe wie der Zündzeitpunkt und das Stickoxidniveau konstant gehalten. Unter diesen Randbedingungen erfolge eine zunehmende Anfechtung des Gemisches bei steigendem Stickstoffgehalt, um die Leistung des Motors auf einen konstanten Wert zu halten.

Ergebnisse in Abhängigkeit des Kurbelwinkels sind in Abbildung 66 dargestellt und beziehen sich auf den Brennverlauf, dem Verlauf des Zylinderdruckes sowie auf die Verläufe der Temperaturen in der verbrannten und unverbrannten Zone. Weiters ist ein Vergleich miteinbezogen, der die laminare Flammgeschwindigkeit, simuliert mit Chemkin [96] und der verwendeten empirischen Funktion, gegenüberstellt.



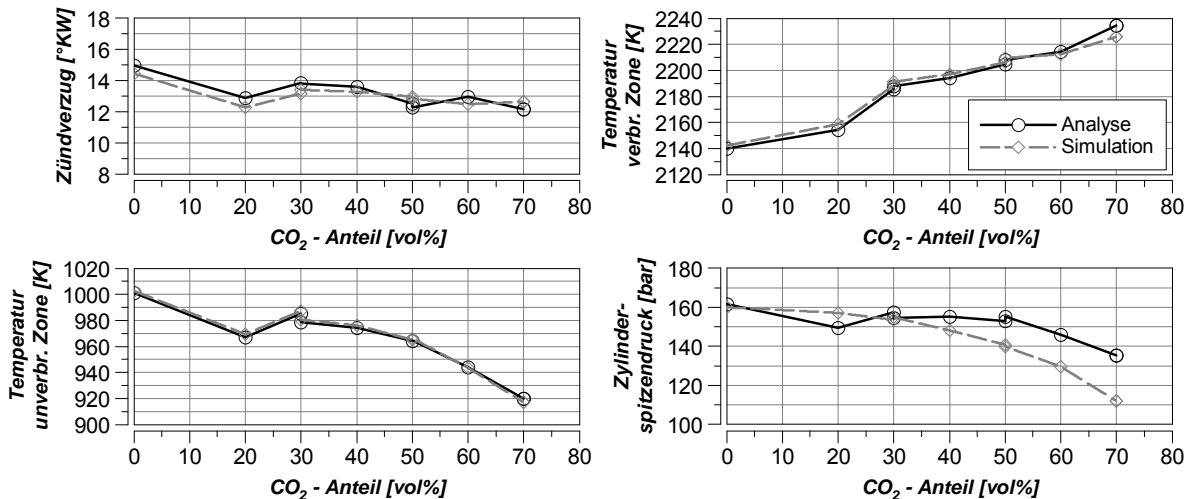
10 vol% N<sub>2</sub> mit MZ60

60 vol% N<sub>2</sub> mit MZ60

Abbildung 66: Methanzahl 60 mit Stickstoffvariation

Die Messdaten bzw. die Ergebnisse der Analyse lassen sich mit der Simulation ausreichend genau nachbilden.

Um einen direkten Vergleich zu den Stickstoffvariationen bei Methanzahl MZ60 zu erhalten, wurde als nächste Treibgaszusammensetzung die selbige mit einer Kohlendioxidvariation ausgewählt. Die Ergebnisse sind in Abbildung 67 und Abbildung 68 zusammengefasst. Die ersten Diagramme in Abbildung 67 beziehen sich wieder auf globale Vergleiche (Zündverzug, Zylinderspitzenruck und Maximalwerte der Temperaturen in der unverbrannten und verbrannten Zone).



**Abbildung 67:** Methanzahl 60 mit Kohlendioxidvariation – globale Ergebnisgrößen

Bei der Kohlendioxidvariation bei konstanter Methanzahl der brennbaren Komponenten treten überwiegend sehr gute Übereinstimmungen zwischen Messung und Simulation auf. Etwas größere Abweichungen bei hohen volumetrischen Anteilen an Kohlendioxid treten beim Zylinderspitzenndruck und den Temperaturmaxima auf. Obwohl der Zylinderspitzenndruck bei hohen Kohlendioxidanteilen nicht genau simuliert werden kann, tritt nur ein geringer Unterschied in den Maximalwerten der Temperatur in der verbrannten Zone auf. Das Muster der Temperaturen stimmt dennoch gut überein. Auch bei dieser Treibgaszusammensetzung kann das empirische Zündverzugsmodell sehr gut die Messungen wiedergeben

Weiters sind in Abbildung 68 die kurbelwinkelabhängigen Vergleiche bei 20 vol% CO<sub>2</sub> (links) und 60 vol% CO<sub>2</sub> (rechts) dargestellt.

Der Vergleich bei 20 vol% Kohlendioxid im Treibgas kann noch als gut bezeichnet werden. Die Abweichung bei 60 vol% ist doch als sehr groß gegenüber der Messung anzusehen. Es muss aber angeführt werden, dass die Simulationen mit Stickstoffvariation als auch mit Kohlendioxidvariation bei konstanter Methanzahl mit den gleichen Modellparametern durchgeführt wurde. Das heißt, dass alle Simulationsergebnisse aus den Diagrammen von Abbildung 66 bis Abbildung 68 mit den gleichen Parametern (allgemeine Konstante, Konstanten zur Turbulenzberechnung) berechnet wurden. Es muss davon ausgegangen werden, dass mit der Anpassung der Modellparameter bei der Messreihe „Kohlendioxidvariation mit MZ60“ eine bessere Übereinstimmung mit der Messung erreicht werden kann, speziell bei höheren Anteilen von Kohlendioxid. Ziel ist aber bei der nulldimensionalen Simulation doch, dass für eine Vielzahl an Variationen die gleichen Modellparameter verwendet werden können, deshalb erfolgte keine Anpassung.

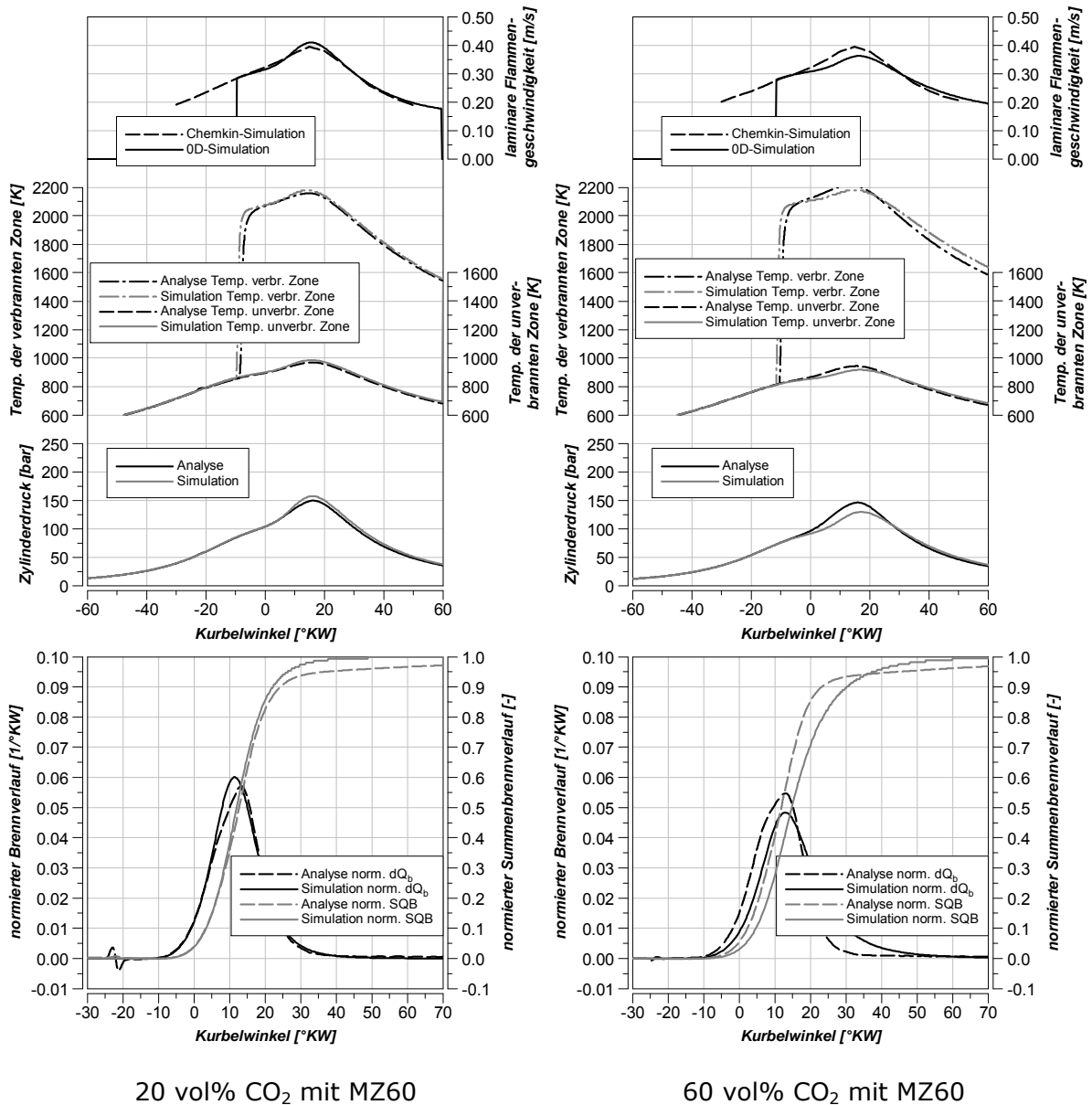
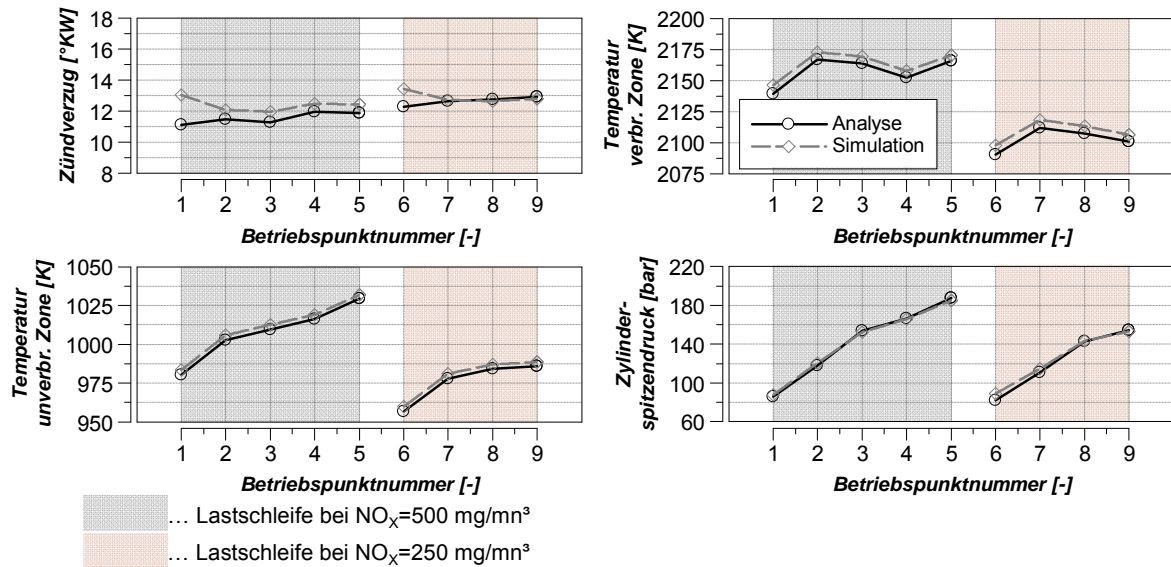


Abbildung 68: Methanzahl 60 mit Kohlendioxidvariation

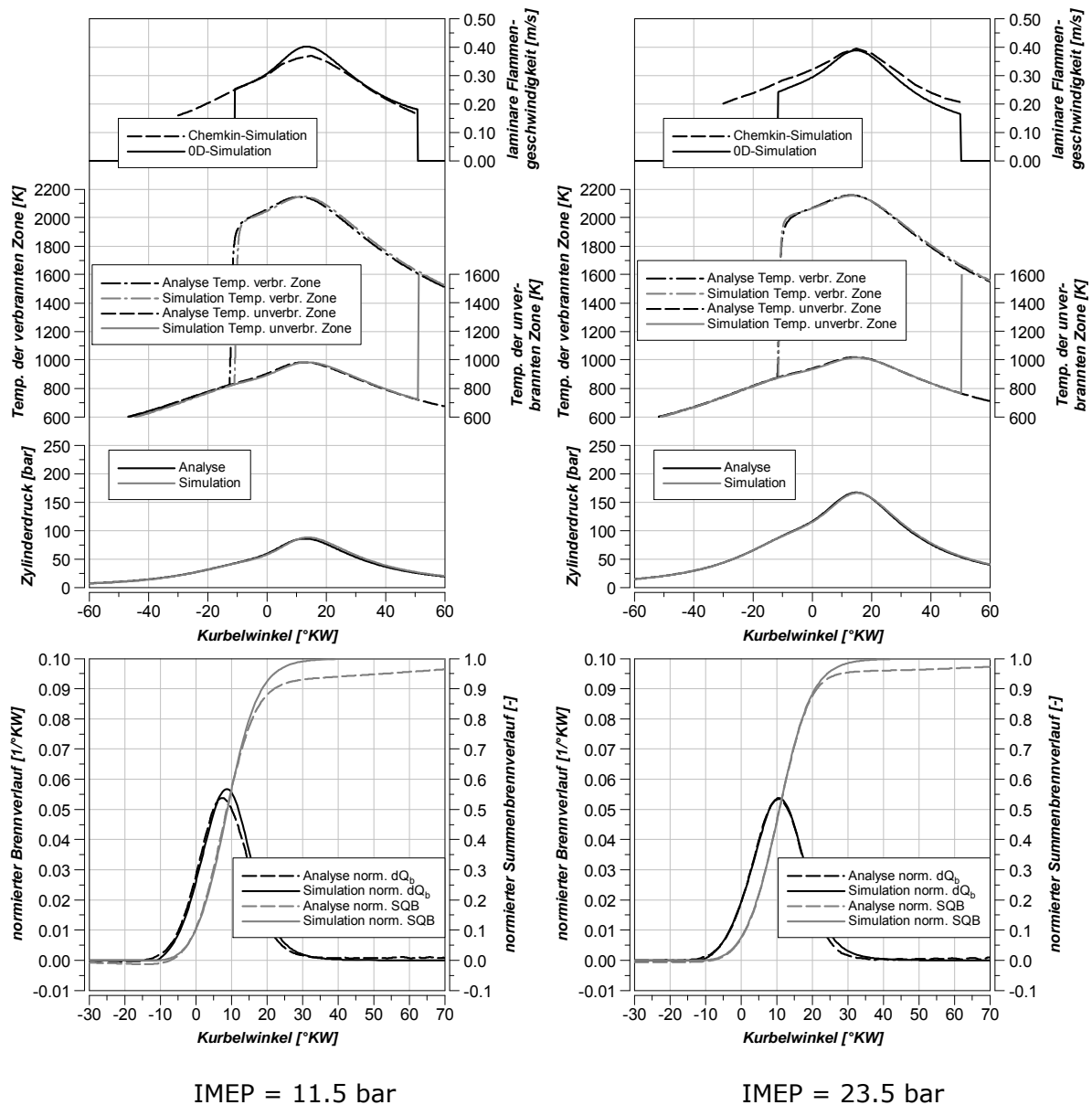
Die nächsten Ergebnisse in den folgenden Abbildungen beziehen sich auf die Treibgaszusammensetzung Erdgas/Wasserstoff=80/20 vol%. In Abbildung 69 sind die Vergleiche von zwei Lastschleifen bei einem Stickoxidniveau von 500 und 250 mg/m<sub>n</sub><sup>3</sup> bei einem konstanten Zündzeitpunkt von 24 °KW v.ZOT dargestellt. Die Diagramme darin zeigen wiederum den Zündverzug, den Zylinderspitzendruck und die Maximalwerte der Temperaturen in der unverbrannten und verbrannten Zone. Bei diesen simulierten Messpunkten konnte über einen größeren Variationsbereich eine ausreichend gute Übereinstimmung gefunden werden. Eine Voraussetzung für eine gute Abstimmung des Simulationsmodelles sind dementsprechend gut durchgeführte Messungen, was in diesem Fall vorhanden ist.



**Abbildung 69:** Erdgas/Wasserstoff=80/20 vol% – Lastschleifen

Die Auswertungen in den Diagrammen in Abbildung 70 und Abbildung 71 vergleichen die Analyse- und Simulationsergebnisse von unterschiedlichen Lasten (indizierter Mitteldruck) bei zwei Stickoxidniveaus (TA-Luft: NO<sub>x</sub>=500 mg/m<sub>n</sub><sup>3</sup> und TA-Luft-Halbe: NO<sub>x</sub>=250 mg/m<sub>n</sub><sup>3</sup>). Die Darstellung in Abbildung 70 bezieht sich auf ein Stickoxidniveau von 500 mg/m<sub>n</sub><sup>3</sup>. Dabei beschreibt die linke Diagrammspalte das Ergebnis bei einem indizierten Mitteldruck von 11.5 bar und die rechte Diagrammspalte bei 23.5 bar.

Abbildung 71 stellt dieselben Ergebnisse bei einem Stickoxidniveau von 250 mg/m<sub>n</sub><sup>3</sup> dar. Bei dieser Messreihe wurden ebenfalls über alle betrachteten Messpunkte (Simulationenpunkte) die gleichen Modellparameter wie bei der N<sub>2</sub>- und CO<sub>2</sub>-Variation bei Methanzahl 60 verwendet. Eine leichte Anpassung der allgemeinen Modellkonstanten, siehe Gleichung (4.20), musste jedoch durchgeführt werden.

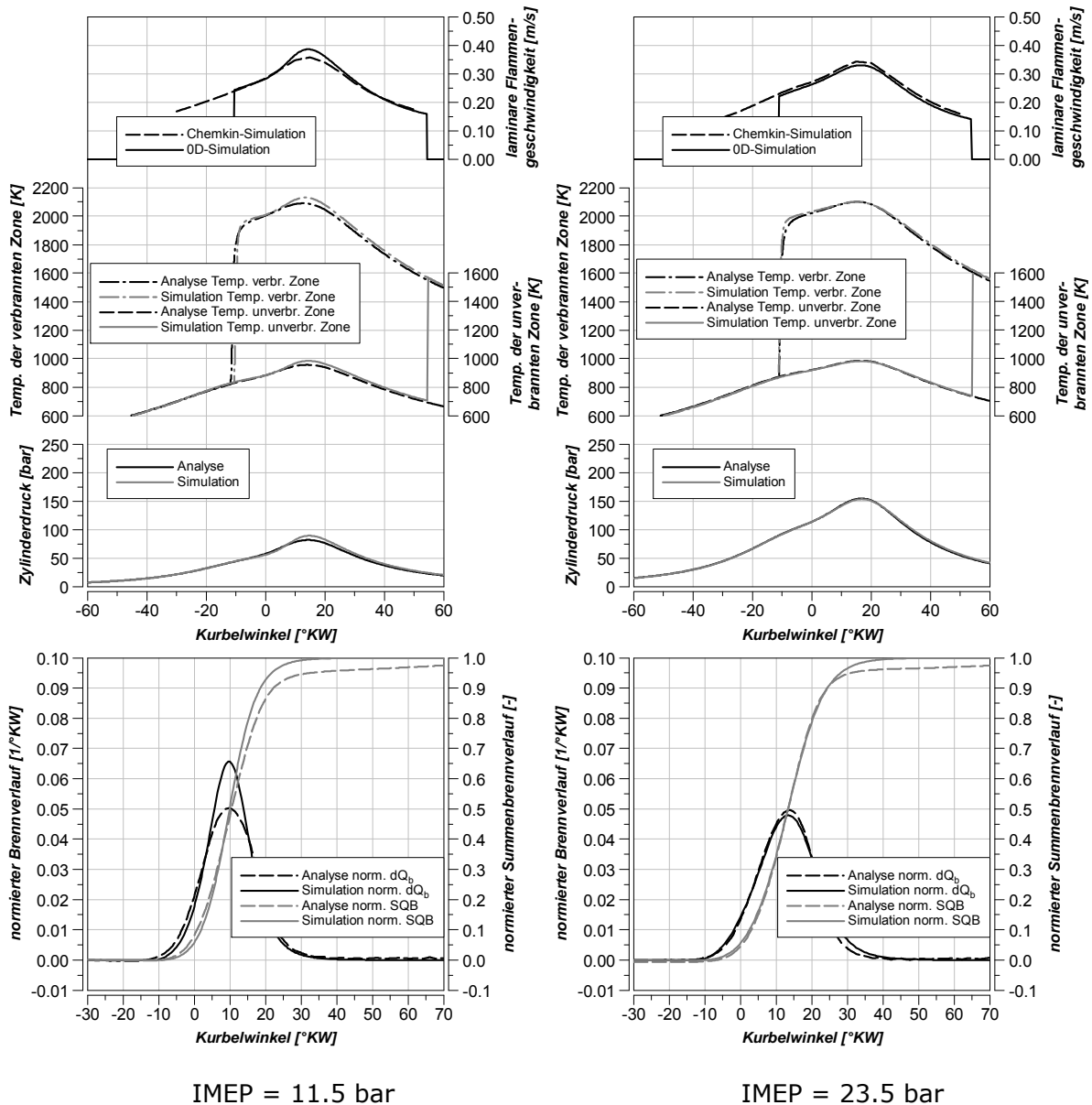


IMEP = 11.5 bar

IMEP = 23.5 bar

Abbildung 70: Erdgas/Wasserstoff=80/20 vol% – Lastvariation  $\text{NO}_x=500 \text{ mg/m}_n^3$

Aus den Diagrammen aus Abbildung 70 ist ableitbar, dass das nulldimensionale Verbrennungsmodell die Messung sehr gut wiedergeben kann. Eine etwas größere Abweichung lässt sich bei niedriger Last im Brennverlauf erkennen. Bei der Simulation wurde für eine gute Übereinstimmung mehr auf den Bereich mit hohem Mitteldruck geachtet. Die Vergleiche der laminaren Flammgeschwindigkeit ergaben zwangsläufig gute Übereinstimmungen, weil die empirische Funktion im nulldimensionalen Verbrennungsmodell auf den Simulationsdaten aus Chemkin [96] basiert.



IMEP = 11.5 bar

IMEP = 23.5 bar

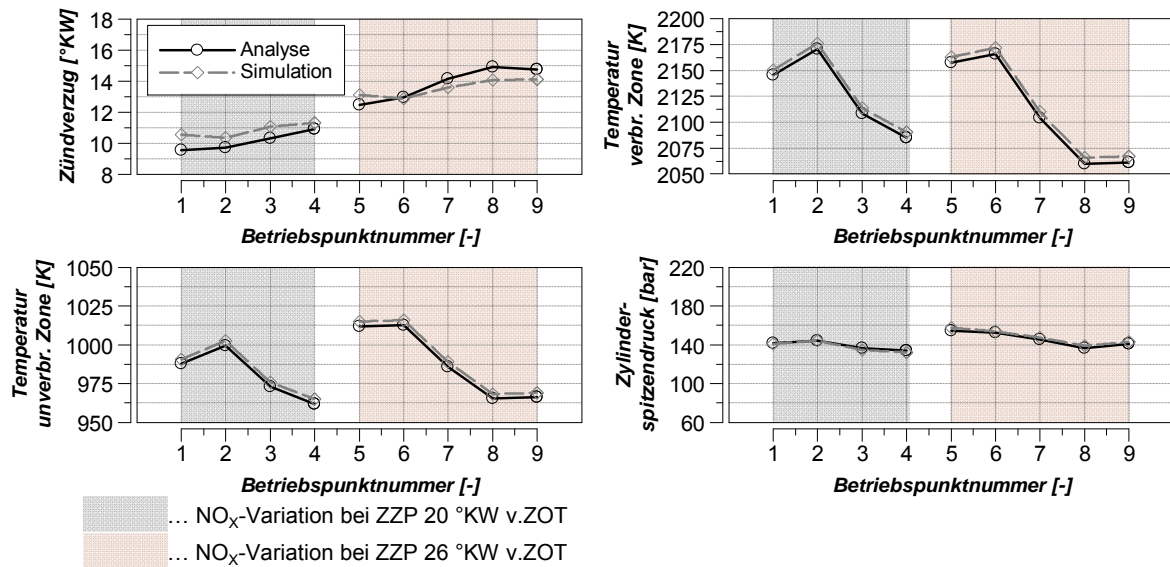
Abbildung 71: Erdgas/Wasserstoff=80/20 vol% – Lastvariation  $\text{NO}_x=250 \text{ mg/m}_n^3$

Auch bei der Ergebnisdarstellung in Abbildung 71 tritt der Fall ein, dass bei geringem indiziertem Mitteldruck eine etwas größere Abweichung im simulierten Brennverlauf gegenüber der Messung (Analyse) zu erkennen ist. Bei hoher Last ist die Übereinstimmung wieder sehr gut, weil eben auf die Übereinstimmung bei hohen Lasten Wert gelegt wurde.

Abbildung 72 und Abbildung 73 zeigen weiters noch ausgewählte Beispiele bezüglich einer Stickoxidvariation bei konstantem Zündzeitpunkt und indiziertem Mitteldruck. Die Diagramme in Abbildung 72 zeigen wieder die gewohnten Vergleiche von Zündverzug, Zylinderspitzenndruck und den Maximalwerten der Temperatur in der unverbrannten und verbrannten Zone. Auch diese gewählten Messpunkte wurden mit denselben Modellparametern – bis auf die globale Modellkonstante – simuliert.

Sehr deutlich ist die Zunahme des Zündverzuges aufgrund eines höheren Luftverhältnisses erkennbar. Die Zylinderspitzenndrücke und die Maximalwerte der

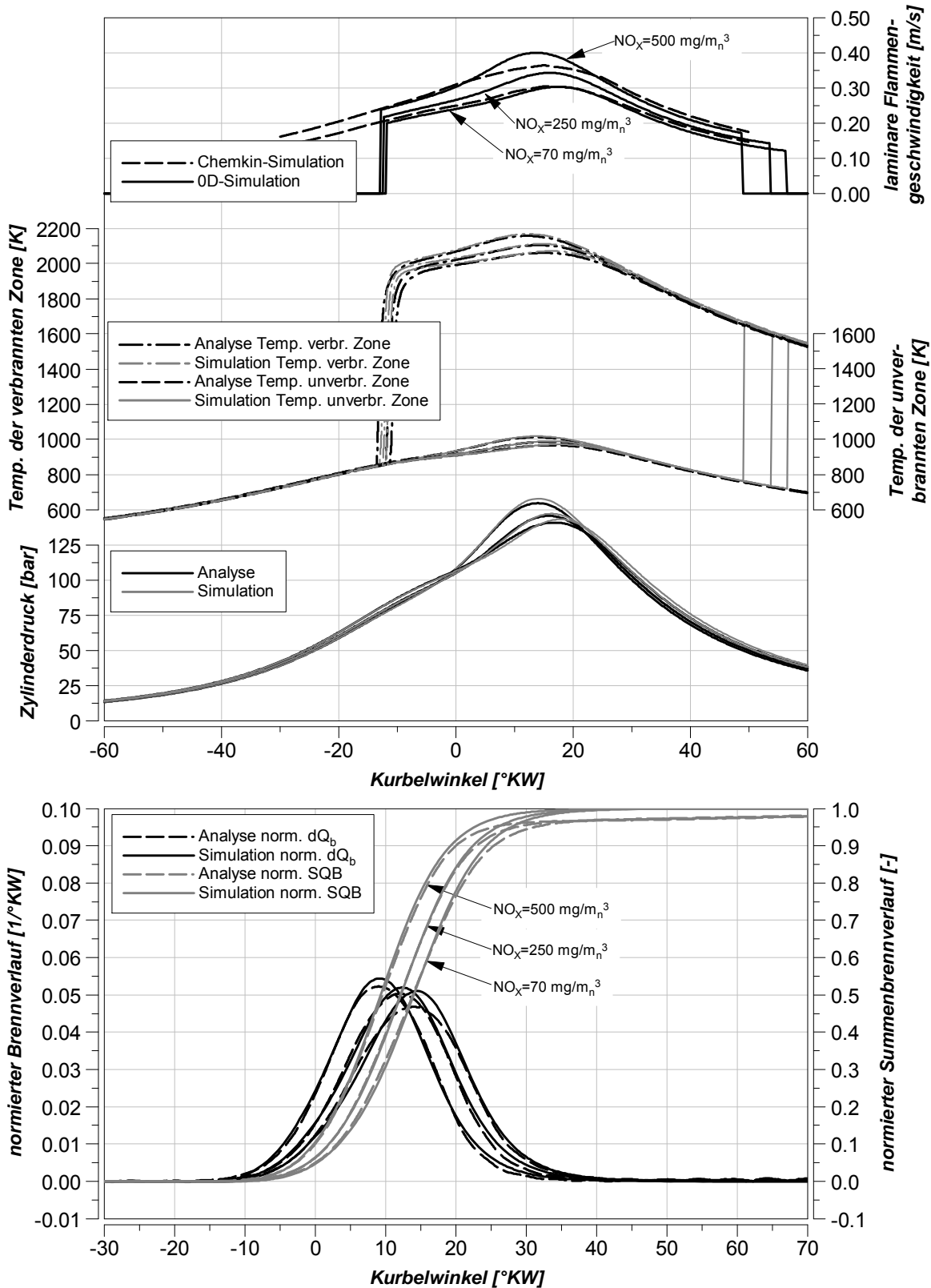
Temperaturen in der verbrannten und unverbrannten Zone konnten von der Simulation sehr gut wiedergegeben werden. Für eine entsprechend gute und ausreichend genaue Simulation, sind wie bereits vorhin erwähnt, vertrauenswürdige und korrekt durchgeführte Messungen nötig. Speziell auftretende Indizierprobleme können die Messung und dadurch den analysierten Brennverlauf sehr leicht verfälschen und eine Simulation mit gleichen Modellkonstanten erschweren.



**Abbildung 72:** Erdgas/Wasserstoff=80/20 vol% – Stickoxidvariation

In Abbildung 73 sind Vergleiche in Abhängigkeit des Kurbelwinkels bei einer Stickoxidvariation bei konstanter Last und konstantem Zündzeitpunkt gezeigt. Sehr deutlich ist die Reduzierung der laminaren Flammgeschwindigkeit mit magerem Luftverhältnis erkennbar. Die Abmagerbarkeit dieser Treibgaszusammensetzung, Erdgas/Wasserstoff=80/20 vol%, lässt bereits das Potential ahnen, dass dadurch innermotorisch sehr geringe Stickoxidemissionen erreicht werden können. Im gezeigten Beispiel wären das beispielsweise nur  $70 \text{ mg/m}_n^3 \text{ NO}_x$  im Abgas. Die Übereinstimmung zwischen dem Ergebnis aus der Druckverlaufsanalyse und der nulldimensionalen Simulation ist für Vorausberechnungen als gut zu bezeichnen.



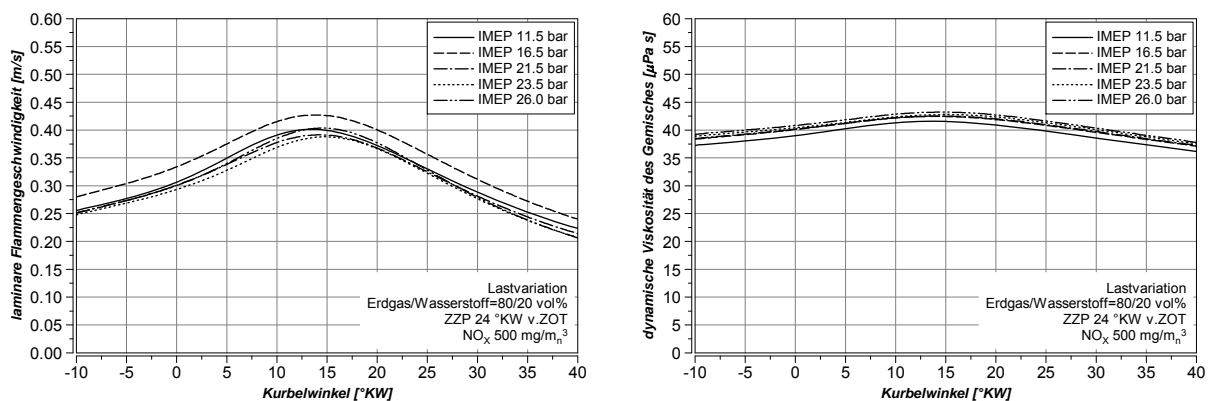


**Abbildung 73:** Erdgas/Wasserstoff=80/20 vol% – Stickoxidvariation

Als Kriterium für eine korrekte Modellierung und Simulation soll nochmals auf die laminare Flammengeschwindigkeit und die dynamische Viskosität bei einer Lastschleife

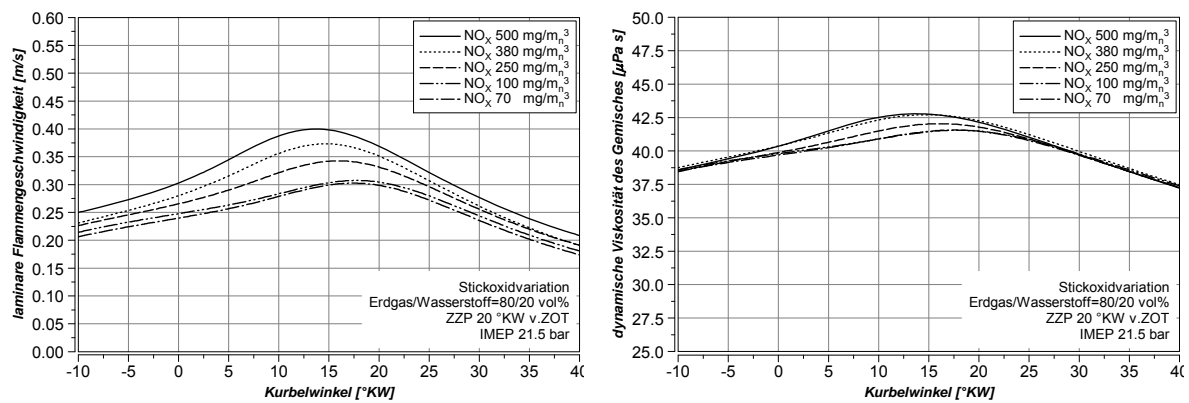
und in weiterer Folge auch bei einer Stickoxidvariation bei konstantem Zündzeitpunkt hingewiesen werden.

Bei einer Lastvariation sind die normierten Brennverläufe in der Form und Lage sehr ähnlich, zumindest bei den hier betrachteten Motoren mit Direktzündverbrennungskonzept. Dadurch müssen die laminare Flammgeschwindigkeit und die dynamische Viskosität in einem sehr geringen Schwankungsbereich über dem Kurbelwinkel liegen. Diese Größen wirken wieder in der turbulenten Flammgeschwindigkeit und in weiterer Folge in der Flammenausbreitung. Für eine Lastvariation ist dieser Sachverhalt in Abbildung 74 dargestellt. Der indizierte Mitteldruck reicht von 11.5 bar bis 26.0 bar bei konstantem Zündzeitpunkt und Stickoxidniveau. Einzig der Verlauf von IMEP=16.5 bar zeigt in der laminaren Flammgeschwindigkeit eine etwas größere Abweichung gegenüber den Verläufen mit variierenden Mitteldrücken. Die Schwankung in der dynamischen Viskosität ist bei einer Lastvariation nicht von großer Bedeutung. Es soll auch nochmals darauf hingewiesen werden, dass dabei die Viskosität des Gemisches betrachtet wird. Wird die dynamische Viskosität des Treibgases betrachtet, sind deutlichere Unterschiede erkennbar. In der Gemischviskosität wird das erforderliche höhere Luftverhältnis mit zunehmender Last in der Berechnung berücksichtigt, welches zusammen mit dem Mindestluftbedarf einen annähernd konstanten Verlauf bei unterschiedlichen indizierten Mitteldrücken ergibt.



**Abbildung 74:** Lam. Flammgeschwindigkeit und dyn. Viskosität - Lastvariation

Eine ähnliche Diagrammdarstellung für laminare Flammgeschwindigkeit und dynamische Viskosität für eine Stickoxidvariation zeigen die Diagramme in Abbildung 75. Hier muss natürlich durch das steigende Luftverhältnis die laminare Flammgeschwindigkeit und dadurch auch die Flammenausbreitung verlangsamt werden. Auch dieses Ergebnis wird durch das Modell bei einer Stickoxidvariation richtig wiedergegeben. Die dynamische Viskosität des Gemisches, im rechten Diagramm in Abbildung 75 gezeigt, sinkt mit steigendem Luftverhältnis und das Maximum wird zu späteren Kurbelwinkeln verschoben. Der Unterschied im Maximalwert der laminaren Flammgeschwindigkeit beträgt zwischen NO<sub>x</sub>=500 mg/m<sup>3</sup> und der Aussetzergrenze bei 70 mg/m<sup>3</sup> etwa 10 cm/s. Zwischen NO<sub>x</sub>=100 mg/m<sup>3</sup> und der Aussetzergrenze zeigt sich nur noch ein minimaler Unterschied.



**Abbildung 75:** Lam. Flammgeschwindigkeit und dyn. Viskosität - Stickoxidvariation

Die Vergleiche zwischen Messung (Analyse) und Simulation zeigen, dass wie bei den Simulationen mit Erdgas auch hier zufriedenstellende Ergebnisse erreicht werden konnten. Die Übereinstimmungen wurden wesentlich durch die Erweiterung des nulldimensionalen Verbrennungsmodells für Non-Natural-Gases erreicht. Großen Einfluss auf die Verbesserung des Modells hatte auch die Datenbasis mit unterschiedlichsten Variationen an Motoreinstellungen (Zündzeitpunkt, Stickoxidniveaus, usw.) und vor allem Treibgaszusammensetzungen.

## 5. Charakterisierung des Klopfverhaltens von Non-Natural-Gases

Stationäre Großgasmotoren werden nahe an der Klopfgrenze betrieben, um den Wirkungsgrad und auch die Motorleistung so hoch wie möglich zu halten. Damit wird eine Reduzierung des Gasverbrauchs erreicht und die Umweltbelastung gesenkt. Der Abstand zur Klopfgrenze des Motors ist nur noch gering, da dieser auch mit maximal möglicher Motorleistung betrieben wird. Für den Betrieb mit Erdgas können die Einstellparameter für die Anlage sehr gut auf der Grundlage der Erfahrung angegeben werden. Bei Mischgasen von Erdgas/Propan/Kohlendioxid/Stickstoff, wie sie in diesem Kapitel betrachtet werden, kann teilweise auf Erfahrungen von bestehenden Anlagen zurückgegriffen werden oder es muss zunächst eine sehr „gutmütige“ Einstellung des Motors vorgenommen werden. In weiterer Folge werden die Parameter nach und nach so geändert, dass der Motor nahe an der Klopfgrenze betrieben wird und somit den höchsten Wirkungsgrad bei maximaler Leistung erzielen kann.

Ziel dieser Untersuchungen war es, die maximale Last, ausgedrückt durch den indizierten Mitteldruck, an der Klopfgrenze bei verschiedensten Zusammensetzungen von Treibgasen aus  $\text{CH}_4/\text{C}_3\text{H}_8/\text{CO}_2/\text{N}_2$  zu finden. Mit dieser Basis an Messdaten wurden Funktionen für verschiedene Prozessgrößen mit einer Design of Experiments (DoE) Software [40] abgeleitet. Gewählt wurden die Größen indizierter Mitteldruck, Luftverhältnis, Abgastemperatur und Zylinderspitzenendruck.

Die Messungen wurden an einem Forschungsmotor mit 145 mm Bohrungsdurchmesser, ausgeführt als Einzylinder-Motor mit Direktzünd-Verbrennungskonzept, durchgeführt. Die Konfiguration des Motors entsprach dem Serienstand des Typs Baureihe 4 von General Electrics. Insgesamt wurden 51 verschiedene Gaszusammensetzungen definiert. Die Bestimmung der Mischungsverhältnisse erfolgte durch Design of Experiments (DoE [17] und [85], Software MODDE [40]). Weiters wurden noch eigene bzw. vom Projektpartner vorgeschlagene Zusammensetzungen in das Messprogramm mit aufgenommen.

Die verschiedenen Verhältnisse der Einzelgase wurden über einen 6-Komponenten-Gasmischer definiert eingestellt und dem Verbrennungsmotor zugeführt.

Die für die Untersuchung definierten Gasklassen mit den Variationsbreiten sind in Tabelle 8 zusammengefasst. In dieser Tabelle sind auch wichtige Gaskenngrößen angeführt. Hier ist bereits die große Variationsbreite ersichtlich, sei es bezüglich des unteren Heizwerts, der Normdichte oder des Mindestluftbedarfs. Angeführt sind auch die Werte der adiabaten Flammentemperatur  $T_{\text{Adiabat}}$  und der laminaren Flammgeschwindigkeit  $v_{\text{lam},0}$  bei Standardbedingungen ( $p=1$  bar;  $T=298$  K;  $\lambda=1.0$ ). Die Variation reichte hier von reinem Erdgas (klopfest), bis reines Propan (sehr klopfreudig). Aufgrund von Prioritätsgründen in der Projektabwicklung konnten keine Gaszusammensetzungen mit Wasserstoff oder auch Kohlenmonoxid mit einbezogen werden. Die aus den Prüfstandsuntersuchungen gewonnenen Ergebnisse decken somit nur einen Bereich an Sondergasen ab. Es können keine Aussagen für Treibgasgemische mit Wasserstoff oder Kohlenmonoxid getätigt werden.

Diese Gase wurden auch in der Modellweiterentwicklung, beispielsweise beim Zündverzöger, aber auch bei der laminaren Flammgeschwindigkeit, verwendet. Diese Gasklassen finden sich auch in Tabelle 2 wieder.

Treibgas	CH <sub>4</sub> [vol%]	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> [vol%]	CO <sub>2</sub> [vol%]	N <sub>2</sub> [vol%]	L <sub>min</sub> [kg <sub>L</sub> /kg <sub>Br</sub> ]	H <sub>o</sub> [kJ/kg]	Dichte [kg/mm <sup>3</sup> ]	T <sub>Adiabat</sub> <sup>2)</sup> [°C]	LFS <sup>3)</sup> [cm/s]
Erdgas (Methan) <sup>1)</sup>	100	--	--	--	17.25	50176	0.716	2056	39.8
Erdgas/CO <sub>2</sub>	40 - 90	--	10 - 60	--	12.5 - 3.0	36370 - 8833	1.520 - 0.884	2028 - 1738	36.7 - 6.3
Erdgas/N <sub>2</sub>	40 90	--	--	10 60	14.0 - 4.3	40672 - 12492	1.064 - 0.796	2039 - 1848	38.4 - 20.9
Erdgas/C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> /CO <sub>2</sub> /N <sub>2</sub>	10 32	10 32	24 26	28 32	7.0 - 5.6	20532 - 16480	1.639 - 1.316	2019 - 1912	32.6 - 24.5
C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> /CO <sub>2</sub>	--	60	40	--	9.3	27555	1.991	2088	37.2
Erdgas/C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> /CO <sub>2</sub>	10 - 70	10 - 70	20 - 60	--	12.2 - 4.4	36129 - 12871	1.886 - 1.099	2123 - 1853	40.7 - 16.9
Erdgas/C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> /N <sub>2</sub>	10 - 66.7	10 - 66.7	--	10 - 70	14.6 - 4.5	42838 - 13137	1.722 - 1.006	2130 - 1890	42.1 - 23.5
Erdgas/CO <sub>2</sub> /N <sub>2</sub>	33	--	23.7 - 43.3	23.7 - 43.3	3.0 2.6	8609 7673	1.423 1.271	1734 1695	12.6 7.7
Erdgas/C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	0 - 95	5 - 100	--	--	16.7 15.6	48634 46263	1.997 0.800	2158 2067	43.9 40.1

1) Die Zahlenangaben beziehen sich hier nur auf Methan  
 2) Adiabate Flammentemperatur  
 3) Laminare Flammgeschwindigkeit (laminar flame speed) bei Standardbedingungen

Tabelle 8: Untersuchte Treibgase hinsichtlich Klopfen

### 5.1. Klopfkennungsalgorithmus

Die nachfolgend beschriebene Erkennung eines klopfenden Zyklus am Prüfstand basiert auf dem am Large Engine Competence Center entwickelten Klopfmodell [65].

In Abbildung 76 soll gezeigt werden, welche Anforderungen an die Klopfkennung von Einzelzyklen gestellt werden muss. Dabei sind zwei klopfende Zyklen eingetragen, die auf jedem Fall detektiert werden müssen, und ein nicht klopfender Zyklus, der vom Klopfkennungsalgorithmus nicht erfasst werden sollte. Weiters ist eine Kurve eines gerade nicht klopfenden Einzelzyklus eingezeichnet. Auch diese Zyklen müssen vom Algorithmus als klopfrei erkannt werden. Als weitere Information ist der Mittelzyklus aus 60 einzelnen Zyklen im Diagramm dargestellt, wobei dieser für die Klopfkennung keine Rolle spielt.

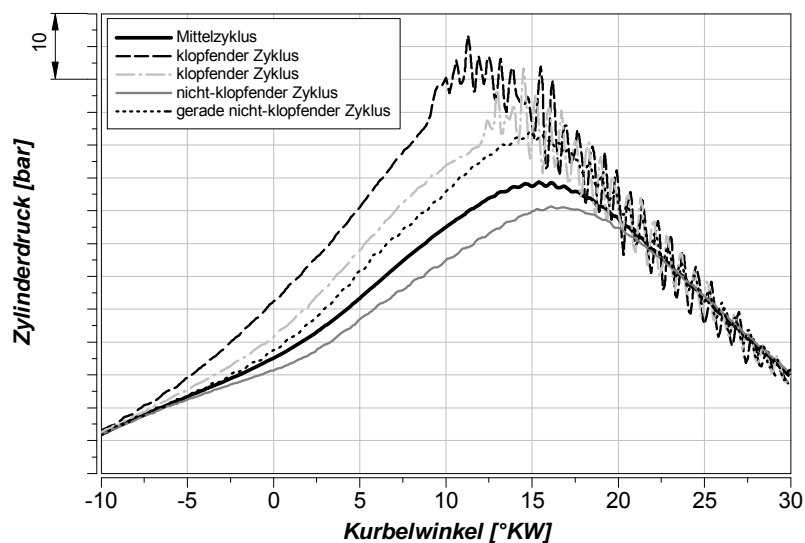
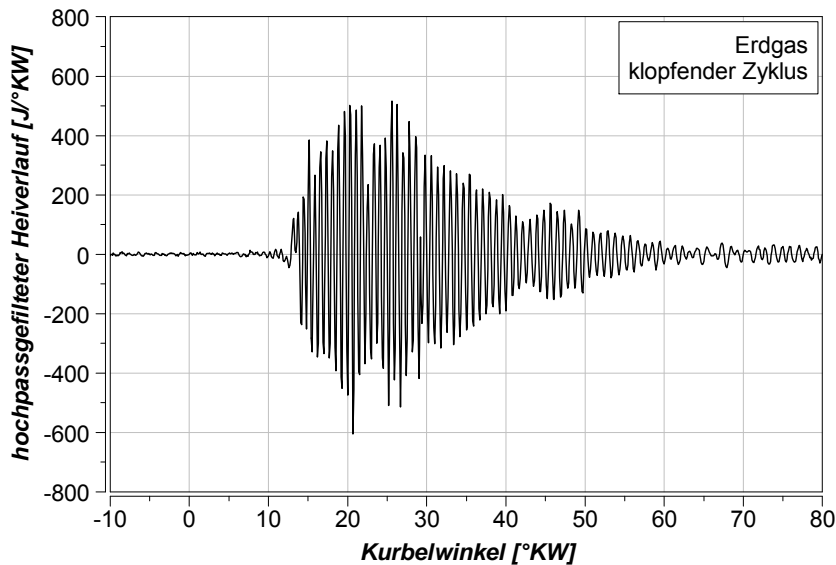


Abbildung 76: Mittelzyklus; klopfende Zyklen; nicht bzw. gerade nicht klopfende Zyklen

Für die automatisierte Online-Erkennung klopfender Einzelzyklen am Prüfstand ist es wichtig, den Klopfbeginn und die Klopfhärte möglichst genau zu bestimmen. Als Basis dient der indizierte zyklus aufgelöste Zylinderdruckverlauf. Eine Sensitivität gegenüber schwach klopfenden Zyklen muss gegeben sein.

Mit Hilfe des ersten Hauptsatzes der Thermodynamik wird aus dem Zylinderdruckverlauf der Heizverlauf berechnet und anschließend mit einem Hochpass gefiltert. Aus dem hochpassgefilterten Heizverlauf wird der Klopfbeginn, sofern es sich um ein klopfendes Arbeitsspiel handelt, ermittelt. Ein Beispiel eines gefilterten Heizverlaufes von einem klopfenden Zyklus bei Erdgasbetrieb ist in Abbildung 77 gezeigt.



**Abbildung 77:** Hochpassgefilterter Heizverlauf eines klopfenden Zyklus

Aus dem hochpassgefilterten Heizverlauf wird im ersten Schritt die maximale Amplitude bestimmt. Als zweiter Schritt wird dieser Wert mit einem konstanten Faktor kleiner 1 multipliziert. Bei Schritt drei wird die erste positive Halbwelle gesucht, welche den eingestellten Schwellwert überschreitet. Wird diese gefunden, wird der erste Nulldurchgang dieser Halbwelle bestimmt. Dies stellt den Klopfbeginn dar. Aus dem gezeigten Beispiel würde ein Klopfbeginn von ca. 15 °KW n.ZOT ermittelt werden.

Nach Ermittlung des Klopfbeginns werden die Klopfintensitäten 7 °KW vor und 7 °KW nach Klopfbeginn berechnet. Die Grenzen 7 °KW vor und nach Klopfbeginn wurden aus Erfahrungen abgeleitet. Der Bereich ist ausreichend, um die Klopfintensitäten zu bestimmen. Der angewandte Formalismus ist in Gleichung (5.1) bis (5.3) dargestellt.

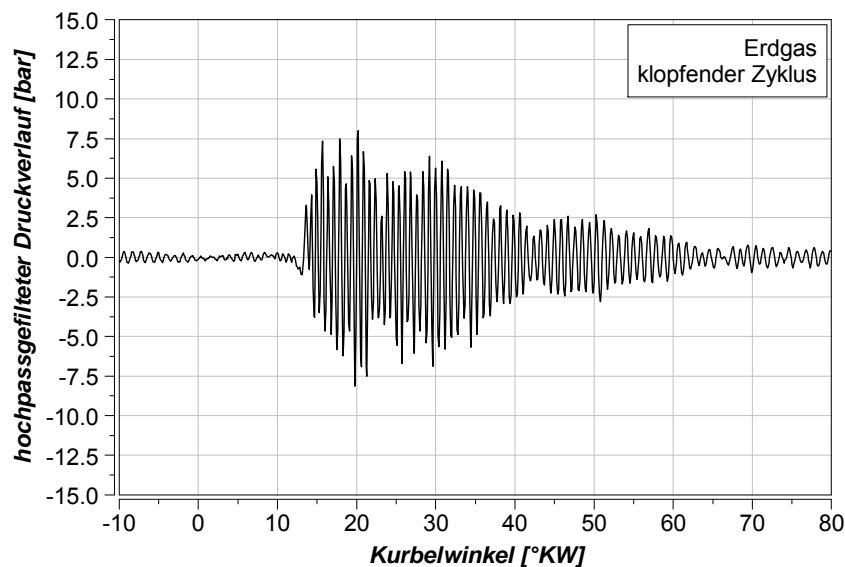
$$KI\ n.KB_{gemessen} = \sum_{\varphi_{KB}}^{\varphi_{KB}+7^{\circ}KW} [dQH_{HP,gef}(\varphi)]^2 \Delta\varphi \quad (5.1)$$

$$KI\ v.KB_{gemessen} = \sum_{\varphi_{KB}-7^{\circ}KW}^{\varphi_{KB}} [dQH_{HP,gef}(\varphi)]^2 \Delta\varphi \quad (5.2)$$

$$K_{gemessen} = \frac{KI_{n.KB_{gemessen}}}{KI_{v.KB_{gemessen}}} \quad (5.3)$$

Überschreitet das gemessene Klopfintensitätsverhältnis einen für den Motor und Verbrennungskonzept definierten Grenzwert, dann wird der Zyklus als klopfend identifiziert. Der Grenzwert wurde basierend auf den ersten Messungen von unterschiedlichen Bewertern von klopfenden Zyklen festgelegt.

Für die Verbesserung der Erkennung klopfender Zyklen wurde in weiterer Folge ein zusätzliches Kriterium hinsichtlich der Klopfhärte eingeführt. Diese Klopfhärte ist definiert als die maximale Amplitude des hochpassgefilterten Zylinderdruckverlaufes. Ein Beispiel eines hochpassgefilterten Einzelzylinderdruckverlaufes von einem klopfenden Messpunkt ist in Abbildung 78 dargestellt. Dieser klopfende Zyklus entspricht dem gleichen wie in Abbildung 77.



**Abbildung 78:** Hochpassgefilterter Druckverlauf eines klopfenden Zyklus

Die Klopfhärte aus dem hochpassgefilterten Druckverlauf in Abbildung 78 würde in diesem Fall 8 bar ergeben.

Ein online bzw. offline hinsichtlich Klopfen analysierter Zyklus wird als klopfend bewertet, wenn das Klopfintensitätsverhältnis einen bestimmten Grenzwert und die Klopfhärte eine festgelegte Schwelle überschreitet. Als Klopfgrenze wurde eine Klopfhäufigkeit von größer 10 % aus 60 gemessenen Einzelzyklen definiert.

Zusammenfassend wird nochmals festgehalten, dass der Algorithmus für die Klopferkennung auf dem hochpassgefilterten Heizverlauf (Klopfintensität) und dem Druckverlauf (Klopfhärte) basiert und auf jeden Zyklus on- oder offline angewandt wird.

Als wichtige Information ist anzumerken, dass der Schwellwert zur Detektion klopfender Zyklen vom betrachteten Motor und dem jeweiligen Verbrennungskonzept abhängig ist. Weitere Ausführungen zum verwendeten Klopfkriterium finden sich in [62], [63] und [65]. Nachfolgend wird eine neue Klopfkennzahl und die

experimentellen Ergebnisse mit dem verwendeten Klopfkennungsalgorithmus beschrieben.

## 5.2. Definition einer neuen Klopfkennzahl

Für die Bewertung des Klopfens wurde eine neue Kennzahl, die „Gas Performance Number“ (GPN), für Mischgase definiert, siehe Gleichung (5.4). Die Gas Performance Number (GPN) wird aus dem Verhältnis der erreichbaren Lasten im Sondergasbetrieb zur Leistung im Erdgasbasispunkt beschrieben.

$$GPN = \frac{IMEP_{Sondergas}}{IMEP_{Basispunkt(Erdgas)}} 100 [\%] \quad (5.4)$$

Diese ist ähnlich der bekannten Methanzahl zu verstehen. Die Methanzahl versagt jedoch bei den hier betrachteten Treibgasen was anhand einer Erdgas/Kohlendioxid-Variation gezeigt werden soll, siehe Abbildung 79. Wird beispielsweise der CO<sub>2</sub>-Anteil von 60 vol% betrachtet, ergab die Messung, dass etwa eine 20- bis 30-prozentige Leistungssteigerung an der Klopfgrenze möglich wäre. Würde der mit dem für die Bestimmung der Methanzahl herangezogenen Rechenprogramm „Methane“ der AVL errechnete Wert zur Abschätzung der möglichen Leistung herangezogen werden, würde eine 60-prozentige Leistungssteigerung herauskommen, was der Realität aber nicht entspricht. Bei Mischgasen aus drei, vier oder mehr Hauptkomponenten (CH<sub>4</sub>, C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>, H<sub>2</sub>, CO, CO<sub>2</sub>, N<sub>2</sub>) wird der Vergleich mit der Methanzahl noch schwieriger und die Ergebnisse zunehmend verfälscht. Ein Problem der Methanzahl ist auch, dass diese bei einem Luftverhältnis von 1 bestimmt wurde. Der in dieser Versuchsreihe verwendete Gasmotor wird aber standardmäßig als Magermotor mit Erdgas ( $\lambda > 1.7$ ) betrieben. Das Luftverhältnis bei den hier betrachteten 51 Gasen lag in einem Bereich von 1.2 bis 2.0.

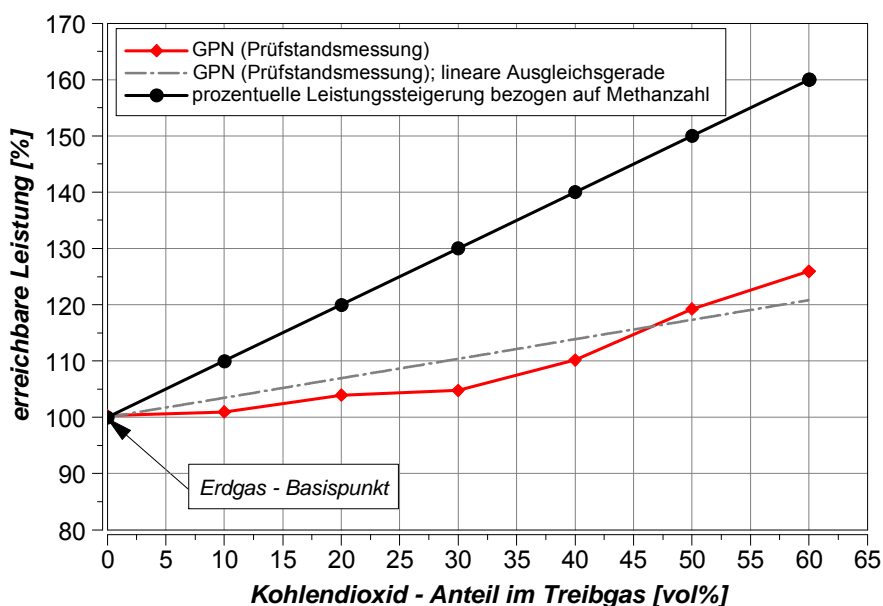






Abbildung 79: Vergleich der erreichbaren Leistung mit GPN und Methanzahl



Der Gültigkeitsbereich für die beschriebenen Ergebnisse in Kapitel 5.3 ist in Abbildung 80 angegeben.

Indizierter Mitteldruck	11.4 < IMEP < 30.5 bar]
Relativer Ladedruck	1.28 < $p_2'$ < 4.46 [bar(r)]
Zylinderspitzenenddruck	85.5 < $p_{max}$ < 214.0 [bar]
Abgastemperatur	460 < $T_{3AV}$ < 600 [°C]
Luftverhältnis	1.23 < $\lambda$ < 2.00 [-]
Propan C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> [vol%]	0  100
Methan CH <sub>4</sub> [vol%]	0  100
Kohlendioxid CO <sub>2</sub> [vol%]	0  60
Stickstoff N <sub>2</sub> [vol%]	0  70

**Abbildung 80:** Gültigkeitsbereich zur Vorhersage der max. Leistung an der Klopfgrenze

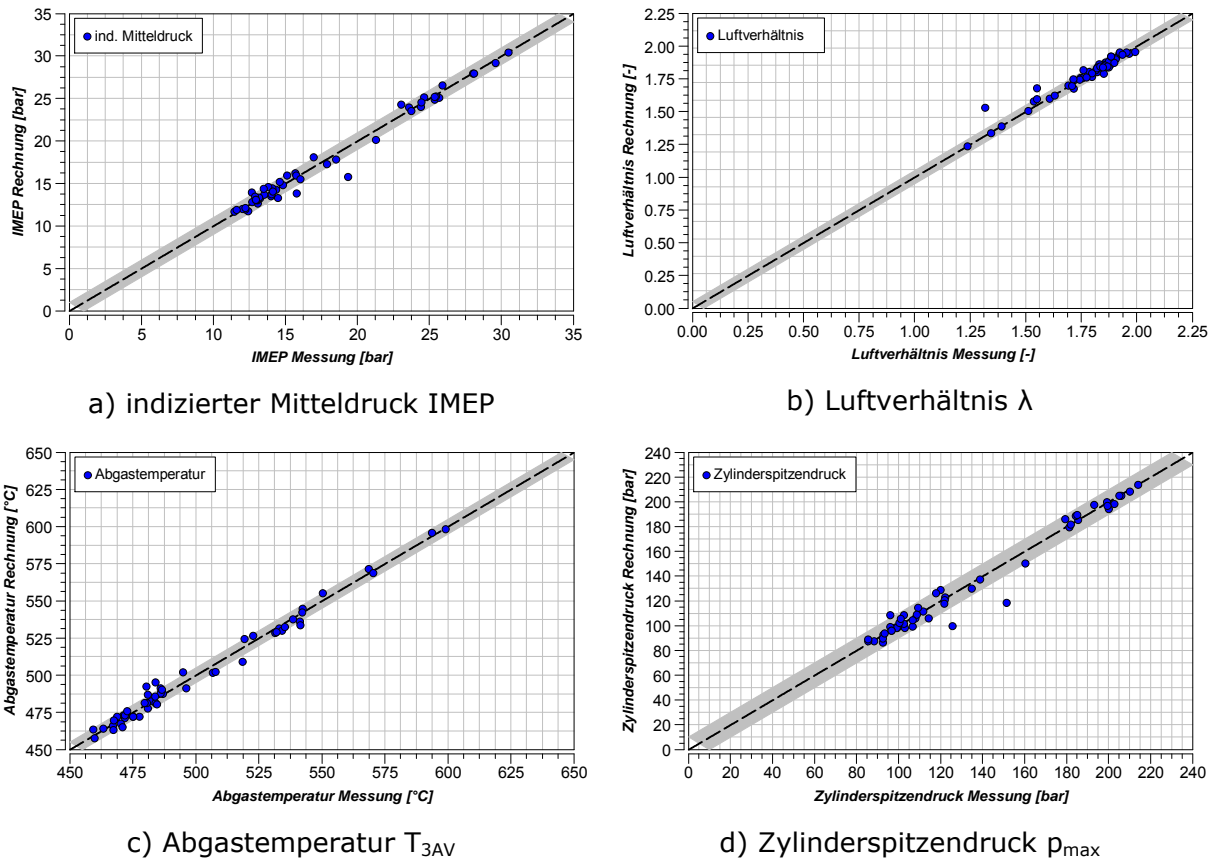
Die in Abbildung 80 angegebene Variationsbreite der Einzelgasanteile entspricht bei den Treibgasgemischen einer Variation der Methanzahl von 34 (reines Propan, sehr klopfreudig) bis 94 (reines russisches Erdgas mit einem volumetrischen Methananteil von knapp 98 Prozent, klopfest). Der untere Heizwert variiert bei den untersuchten Treibgasen von 7673 bis 48890 kJ/kg. Sämtliche Messungen wurden bei gleicher Gemischtemperatur (73 °C) und gleichbleibendem Verdichtungsverhältnis am Einzylinder-Forschungsmotor-Prüfstand durchgeführt. Die Gemischtemperatur von 73 °C wurde mit reinem Erdgas bei 10-prozentiger Überlast ausgehend von Nennlast, einem Zündzeitpunkt von 24 °KW v.ZOT und einem Stickoxidniveau von 500 mg/m<sub>n</sub><sup>3</sup> bestimmt. Bei dieser Motoreinstellung ist 73 °C die kritische Temperatur für das Auftreten erster klopfender Zyklen (ungefähr 10 % Klopfhäufigkeit bei 60 Zyklen). Der normierte Heizverlauf von diesem Basismesspunkt wurde in weiterer Folge für Vergleiche mit anderen Verbrennungsgasen herangezogen. Der Zündzeitpunkt und das Luftverhältnis wurden bei den Messungen mit Sondergasen so eingestellt, dass erstens der normierte Heizverlauf mit dem des Erdgas-Basispunktes übereinstimmt und zweitens sinnvolle in der Realität fahrbare Zündzeitpunkte bei einem Stickoxidniveau im Bereich von 500 mg/m<sub>n</sub><sup>3</sup> erreicht wurden. Es wurden auch einzelne Versuche gefahren, bei denen die gemessenen Stickoxide im Bereich von mehreren Tausend Milligramm lagen. Es war klar und auch die Meinung des Projektpartners, dass solche Messungen keine Aussagen für einen realen Motorbetrieb in einer Feldanlage ermöglichen und dadurch nur die abgeleiteten Funktionen verfälschen.

Zusätzliche Erweiterungen, beispielsweise durch die Beimischung von Wasserstoff oder Kohlenmonoxid, oder geändertes Verdichtungsverhältnis oder Nockenwellen wären wünschenswert gewesen, konnten aber aus Prioritätsgründen nicht durchgeführt werden.

### 5.3. Ergebnisse aus den experimentellen Versuchen

In diesem Abschnitt werden aus der oben beschriebenen Methodik zur Klopfkennung nachfolgend vier Messgrößen bezüglich der Vorhersagemöglichkeit durch eine DoE-Funktion, basierend auf den Messdaten, diskutiert. Es wurden der indizierte Mitteldruck, das erforderliche Luftverhältnis, der Zylinderspitzenenddruck und die Abgastemperatur, welche die Abgasturboladerauslegung bei Vollmotoren stark

beeinflusst, gewählt. Die mit dem Design of Experiments – Modell erstellten Funktionen für die vier angegebenen Messgrößen sind in Abbildung 81 zusammengefasst. Grau eingezeichnet sind die festgelegten absoluten Toleranzbereiche, welche auch in Tabelle 9 angeschrieben sind.

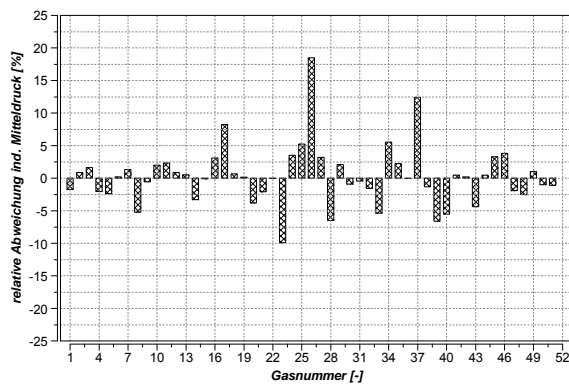


**Abbildung 81:** Gegenüberstellung von Messgrößen mit Werten aus empirischer Funktion

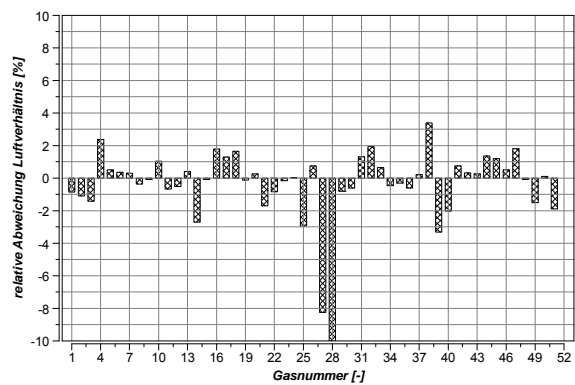
Sehr gut kann die empirisch bestimmte Funktion die Abgastemperatur abbilden. Bei den Größen indizierter Mitteldruck, Luftverhältnis und Zylinderspitzenndruck ist die Korrelation mit der Messung meist ebenfalls als gut und ausreichend zu bezeichnen. Einige wenige Messpunkte zeigen jedoch größere Abweichungen. Für eine Abschätzung dieser Größen reicht die Genauigkeit jedoch aus.

Für Aussagen bei von den betrachteten Versuchen abweichenden Gaszusammensetzungen sollten auf jeden Fall die Mitteldrücke für den ersten Motorversuch sicherheitshalber etwas abgesenkt werden. Eine Verifikation der gewonnenen Erkenntnisse konnte aus Prioritätsgründen seitens des Projektpartners noch nicht durchgeführt werden.

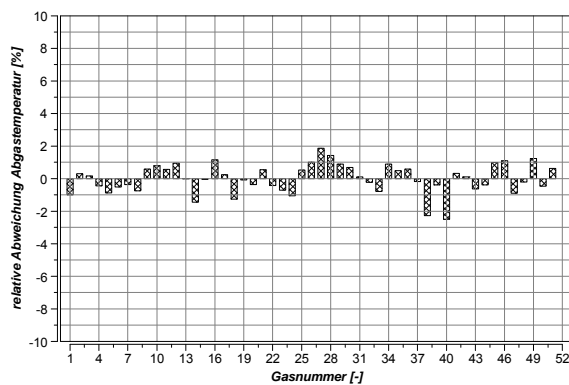
Die relativen Abweichungen zur Messung für indizierten Mitteldruck, Luftverhältnis, Abgastemperatur und Zylinderspitzenndruck zeigt Abbildung 82.



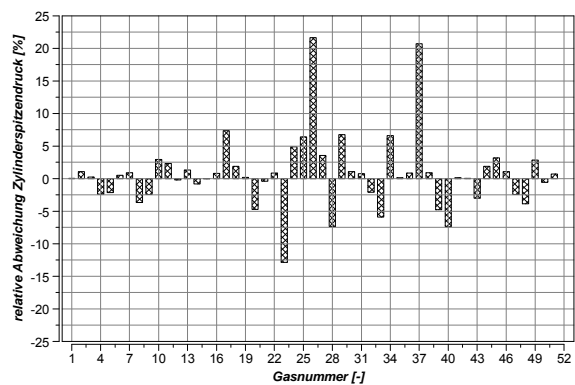
a) indizierter Mitteldruck IMEP



b) Luftverhältnis  $\lambda$



c) Abgastemperatur  $T_{3AV}$



d) Zylinderspitzenendruck  $p_{max}$

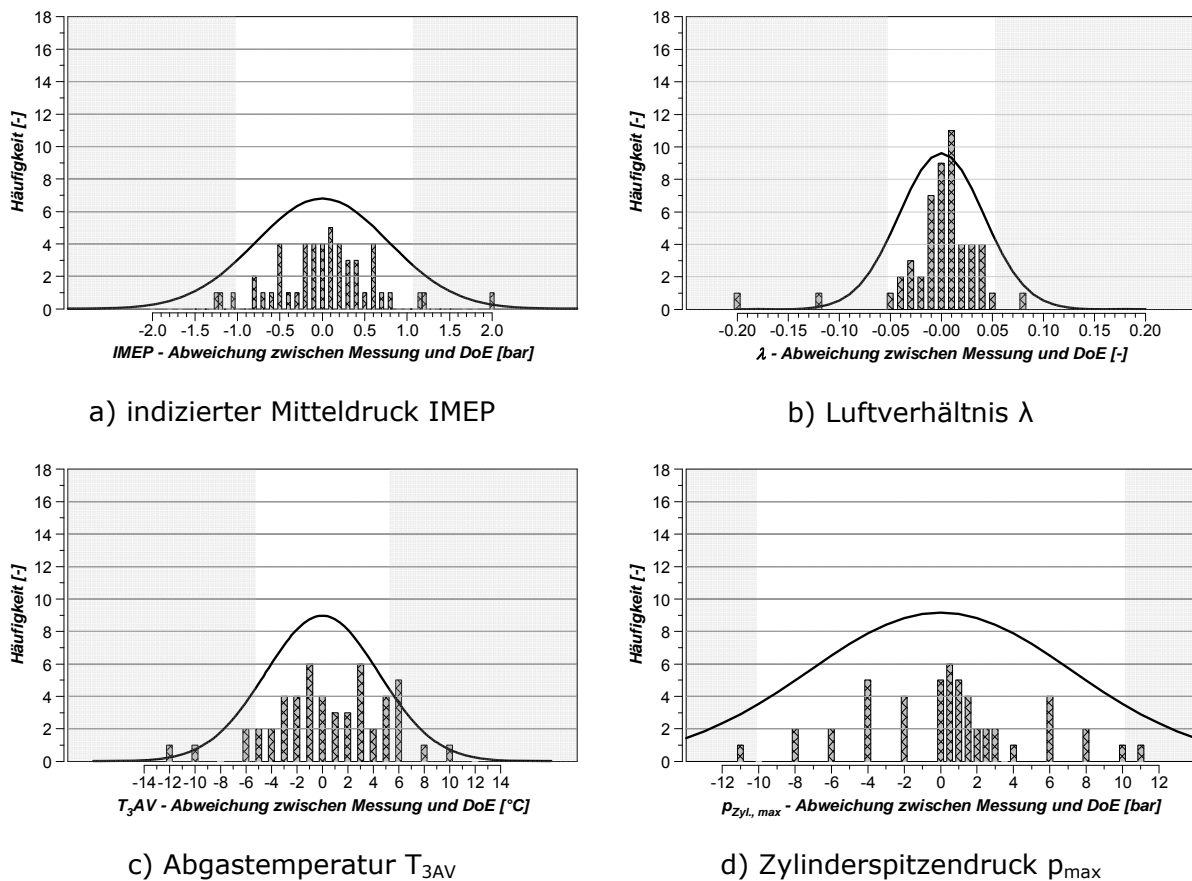
**Abbildung 82:** Relative Vorhersagegenauigkeit bezogen auf den Messwert

Die Bereiche der Vorhersagegenauigkeit für die vier betrachteten Prozessgrößen sind in Tabelle 9 zusammengefasst.

<i>Prozessgröße</i>	<i>Absolute Abweichung</i>	<i>Relative Abweichung</i>
Ind. Mitteldruck	$\pm 1$ bar	$\pm 5$ %
Luftverhältnis	$\pm 0.05$	$\pm 2.5$ %
Abgastemperatur	$\pm 5$ °C	$\pm 1.5$ %
Spitzenenddruck	$\pm 10$ bar	$\pm 5$ %

**Tabelle 9:** Vorhersagegenauigkeit

Um die angegebenen Werte in Tabelle 9 nicht als willkürliche Annahme zu verstehen, sind in weiterer Folge auch die absoluten Häufigkeiten der vier angegebenen Prozessgrößen in Form von Balkendiagrammen in Abbildung 83 zusammengefasst.



**Abbildung 83:** Häufigkeitsverteilung der absoluten Abweichungen von Messung zu Design of Experiments

Ein Beispiel für eine aus der DoE – Software bestimmten Funktion zur Vorabschätzung des indizierten Mitteldruckes ist in Gleichung (5.6) angeführt. Für die guten Übereinstimmungen musste die Methanzahl der brennbaren Komponenten (Methan und Propan) logarithmisch transformiert werden. Die Anteile von Kohlendioxid und Stickstoff werden in Volumprozent vorgegeben. Die Methanzahl von Methan und Propan wird nach Gleichung (5.5) ermittelt [57].

Wichtig ist, dass diese angeführte Gleichung zur Methanzahlberechnung nur bis MZ40 anwendbar ist [57]. Das entspricht einem Methan/Propan-Verhältnis von 50/50 vol%, der Propananteil muss in Volumprozent vorgegeben werden.

$$\begin{aligned}
 MZ = & 93.6 - \frac{C_3H_8}{100} 587.827 + \left(\frac{C_3H_8}{100}\right)^2 5668.048 - \\
 & \left(\frac{C_3H_8}{100}\right)^3 40226.528 + \left(\frac{C_3H_8}{100}\right)^4 172114.046 - \\
 & \left(\frac{C_3H_8}{100}\right)^5 418146.431 + \left(\frac{C_3H_8}{100}\right)^6 531409.188 - \\
 & \left(\frac{C_3H_8}{100}\right)^7 274136.3
 \end{aligned} \tag{5.5}$$

Es sind generell sehr einfache Summenfunktionen für die Vorabschätzung der gewählten Prozessgrößen bestimmt worden, siehe beispielsweise Gleichung (5.6).

*IMEP...indizierter Mitteldruck*

$$\begin{aligned}
 IMEP = & a_0 + b_1 \log(MZ) + a_2 CO_2 + a_3 N_2 \\
 & + a_4 \log(MZ) \log(MZ) + a_5 CO_2 CO_2 + a_6 N_2 N_2 \\
 & + a_7 \log(MZ) CO_2 + a_8 \log(MZ) N_2 + a_9 CO_2 N_2 \\
 & + a_{10} \log(MZ) \log(MZ) \log(MZ) + a_{11} CO_2 CO_2 CO_2 + a_{12} N_2 N_2 N_2 \\
 & + a_{13} \log(MZ) CO_2 CO_2 + a_{14} \log(MZ) CO_2 N_2 + a_{15} \log(MZ) N_2 N_2 \\
 & + a_{16} CO_2 CO_2 N_2 + a_{17} CO_2 N_2 N_2
 \end{aligned}
 \tag{5.6}$$

Weitere interessierende Funktionen, welche hier nicht betrachtet wurden, können in Zukunft aus den gewonnenen Messdaten erstellt werden, beispielsweise für den erforderlichen Ladedruck, welcher für die Auslegung der Aufladeeinheit (sei es ein- oder zweistufig) wichtig ist.

An dieser Stelle muss auf jeden Fall berücksichtigt werden, dass alle Messpunkte an der Klopfgrenze gemessen wurden und somit die Zylinderdruckspitzen von klopfenden Zyklen direkt in die Mittelung des mittleren Zylinderdruckverlaufs eingegangen sind.

Der Einfluss der Gemischtemperatur wurde ebenfalls untersucht, um die Auswirkungen für die erreichbare maximale Last an der Klopfgrenze beschreiben zu können. Am Motorprüfstand wurde bei drei Niveaus der Gemischtemperatur der Erdgas - Basispunkt, gemessen bei  $T_2' = 73 \text{ }^\circ\text{C}$ , nachgebildet. Dazu diente wieder der normierte Heizverlauf. Aus Abbildung 84 ist sehr gut der Einfluss der Gemischtemperatur vor Motoreintritt auf die maximal mögliche Leistung an der Klopfgrenze ersichtlich. Auch die strichliert eingezeichnete Ausgleichsgerade gibt den erwarteten Einfluss der Gemischtemperatur, auch über die Messpunkte hinweg, plausibel wieder. Die Untersuchungen bei variabler Gemischtemperatur stimmen auch mit Messungen an Vollmotoren gut überein. Die Übertragbarkeit von einem Einzylinder-Forschungsmotor auf einen Vollmotor sollte damit grundsätzlich gegeben sein.

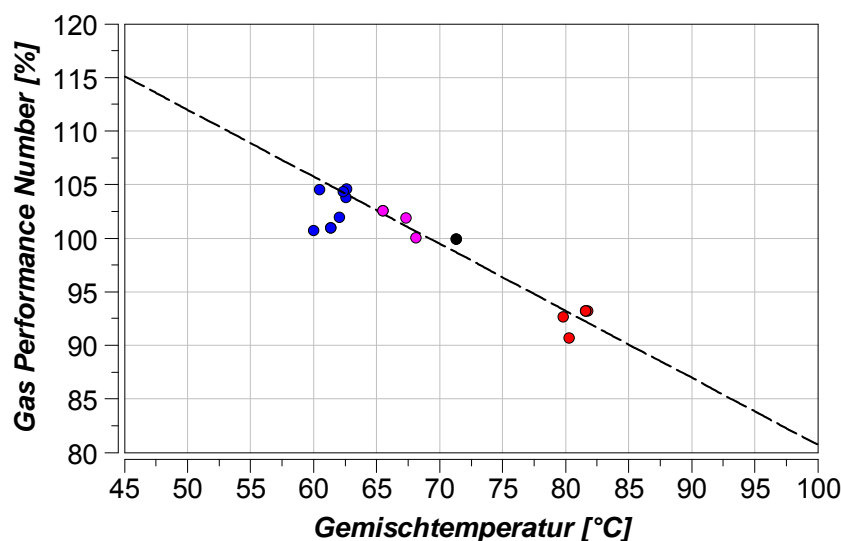
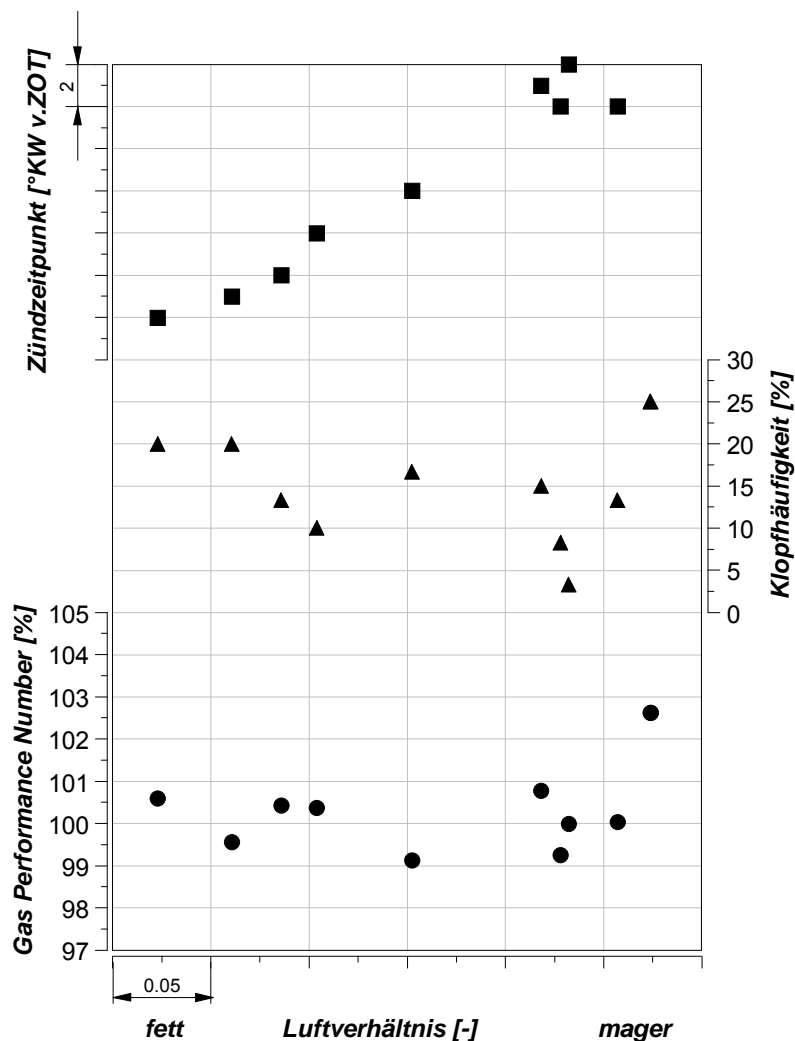


Abbildung 84: Gemischtemperatureinfluss auf max. erreichbare Last

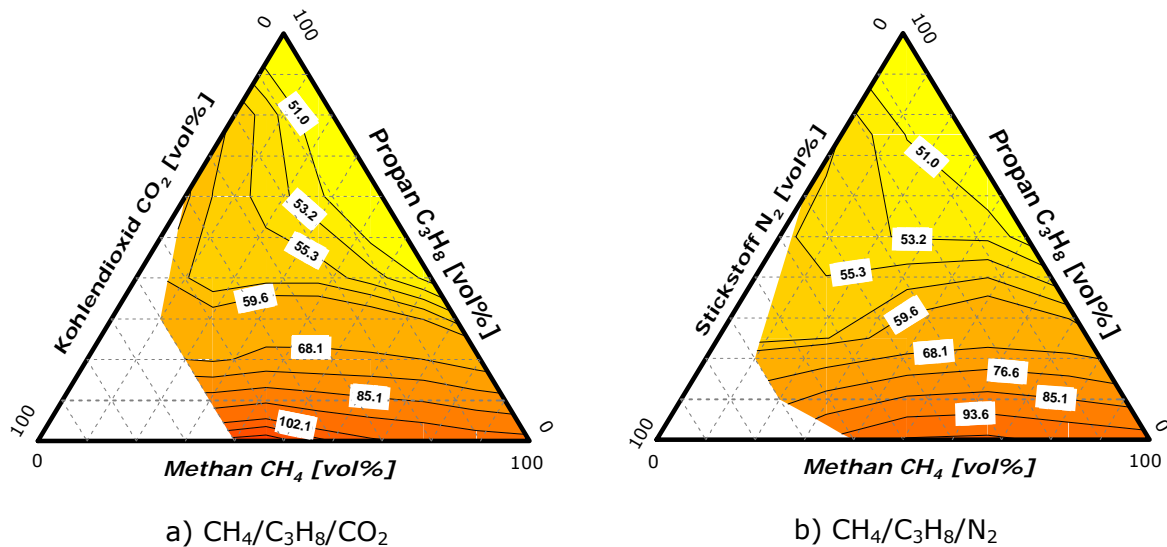
In einem weiteren Schritt wurde untersucht, wie sich der erreichbare indizierte Mitteldruck bei variierenden Zündzeitpunkten und Luftverhältnissen (aber immer bei  $\text{NO}_x=500 \text{ mg/m}_n^3$  und  $T_2'=73 \text{ °C}$  und gleichem normiertem Heizverlauf des Basispunktes) ändert. Bei einer Gemischtemperatur von  $73 \text{ °C}$  wurden das Luftverhältnis und der Zündzeitpunkt so variiert, dass ebenfalls wieder der gleiche normierte Heizverlauf des Erdgasbasispunktes erreicht wurde. Es zeigte sich, dass unabhängig vom Luftverhältnis und Zündzeitpunkt immer die gleiche Last (10-prozentige Überlast ausgehend von Nennlast), bei annähernd gleicher Klopfhäufigkeit (10 bis 20 % aus 60 Einzelzyklen), gemessen werden kann. Für den Betrieb mit Erdgas ist in Abbildung 85 beispielhaft ein Ergebnis dargestellt.



**Abbildung 85:** Luftverhältniseinfluss auf den maximalen indizierten Mitteldruck

Aus den gewonnenen Messdaten beziehungsweise empirischen Funktionen konnten sogenannte Dreiecksdiagramme (Nomogramme) erstellt werden. Dabei müssen jeweils Variationen von drei Gaskomponenten betrachtet werden. In dieser Arbeit kann das nur für Zusammensetzungen aus Erdgas/Propan/Kohlendioxid und Erdgas/Propan/Stickstoff erfolgen. Ähnliche Darstellungen sind in [57] für verschiedenste Kombination von Gasen zu finden.

Für Gase aus Erdgas/Propan/Kohlendioxid bzw. Erdgas/Propan/Stickstoff können die erreichbaren Leistungen, ausgedrückt als Gas Performance Number, aus diesen Diagrammen in Abbildung 86 abgelesen.



**Abbildung 86:** Dreiecksdiagramme (Isolinien: GPN...Gas Performance Number [%])

Der in den Diagrammen weiß gehaltene Bereich gibt die nicht fahrbaren Zusammensetzungen an. Beispielsweise wurde bei einer Variation von Erdgas/Kohlendioxid solange  $\text{CO}_2$  hinzugemischt, bis der Betriebspunkt (Nennlast; ZZZ 24 °KW v.ZOT;  $\text{NO}_x$  500  $\text{mg}/\text{m}_n^3$ ) nicht mehr fahrbar war. Die  $\text{CO}_2$ -Grenze wurde mit 66 vol% ermittelt. Hierbei war nicht die Stabilitätsgrenze (Verbrennungsaussetzer) das ausschlaggebende Kriterium für die Fahrbarkeit, sondern das Luftverhältnis und die Abgastemperatur. Das Luftverhältnis erreichte bei 66 vol%  $\text{CO}_2$ -Zumischung den Wert von 1 und die Abgastemperatur überstieg den erlaubten Wert von 650 °C am Prüfstand.

Um die aus dem Design of Experiments – Tool bestimmten Funktionen zumindest theoretisch abzusichern, wurden verschiedenste Zusammensetzungen von Methan, Propan, Kohlendioxid und Stickstoff für eine rechnerische Verifikation der Funktionen ausgewählt. Es wurden drei Methanzahlen definiert, welche nicht bei den Messungen berücksichtigt wurden. Bei diesen konstanten Methanzahlen wurden variierende Anteile von  $\text{CO}_2$  und/oder  $\text{N}_2$  vorgegeben. Die für die Überprüfung der Funktionen festgelegten Treibgaszusammensetzungen sind in Tabelle 10 dargestellt.

Methanzahl MZ [-]	Kohlendioxid CO2 [vol%]	Stickstoff N2 [vol%]
85	40	0
85	50	0
85	60	0
85	0	40
85	0	50
85	0	60
85	20	20
85	30	10
85	10	30
70	40	0
70	50	0
70	60	0
70	0	40
70	0	50
70	0	60
70	20	20
70	30	10
70	10	30
60	40	0
60	50	0
60	60	0
60	0	40
60	0	50
60	0	60
60	20	20
60	30	10
60	10	30

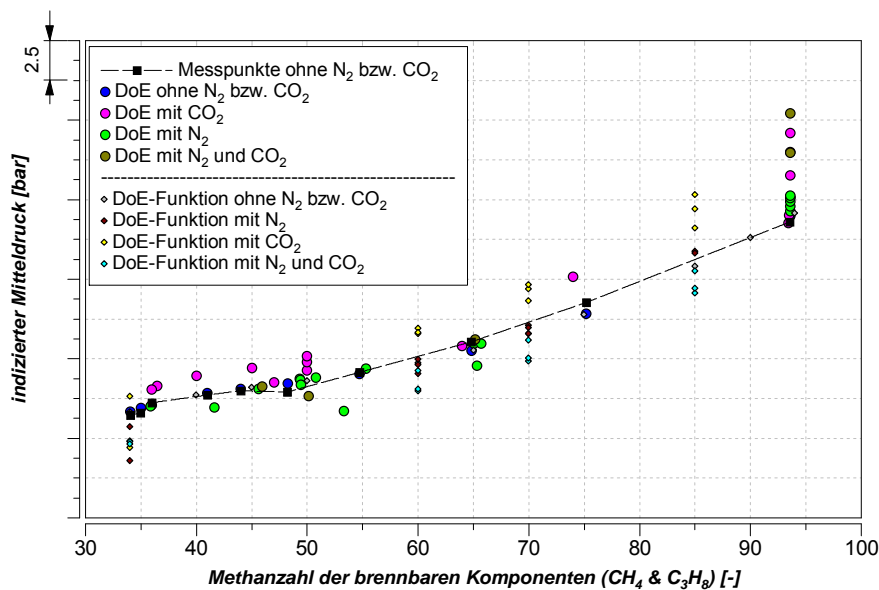
Methanzahl MZ 85: CH<sub>4</sub>/C<sub>3</sub>H<sub>8</sub> ≈ 97.9/2.1 vol%

Methanzahl MZ 70: CH<sub>4</sub>/C<sub>3</sub>H<sub>8</sub> ≈ 92.5/7.5 vol%

Methanzahl MZ 85: CH<sub>4</sub>/C<sub>3</sub>H<sub>8</sub> ≈ 86.0/14.0 vol%

**Tabelle 10:** Ausgewählte Gaszusammensetzungen zur rechnerischen Verifikation

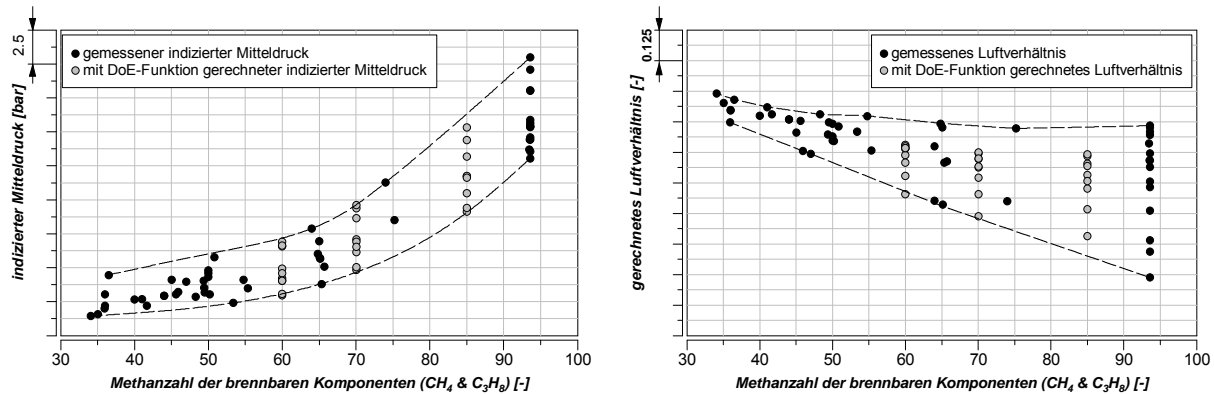
Abbildung 87 zeigt interessante Ergebnisse einerseits bezogen auf Messergebnisse, andererseits Vergleiche zwischen Messung und empirischer DoE-Funktion. Es ist zu erkennen, dass Treibgase mit CO<sub>2</sub>- bzw. CO<sub>2</sub>- und N<sub>2</sub>-Anteile höhere Lasten an der Klopfgrenze darstellen können, als Gase, bei denen nur Stickstoff zugemischt wurde.



**Abbildung 87:** Vorhersage des indizierten Mitteldruckes



Beispielhaft sind für den indizierten Mitteldruck und das erwartete Luftverhältnis die Ergebnisse in Abbildung 88 dargestellt. Verglichen werden dabei die Messwerte dieser beiden Größen mit den vorausgesagten Werten der DoE-Funktion. Eingezeichnet sind auch die obere und untere Grenzkurve. Würde die abgeleitete Funktion, und damit die Messungen, nicht stimmen, könnten vorausberechnete Punkte auch außerhalb der Grenzkurven zu liegen kommen. Wichtig ist auf jedem Fall die Einhaltung des gültigen Variationsbereiches, siehe Abbildung 80.



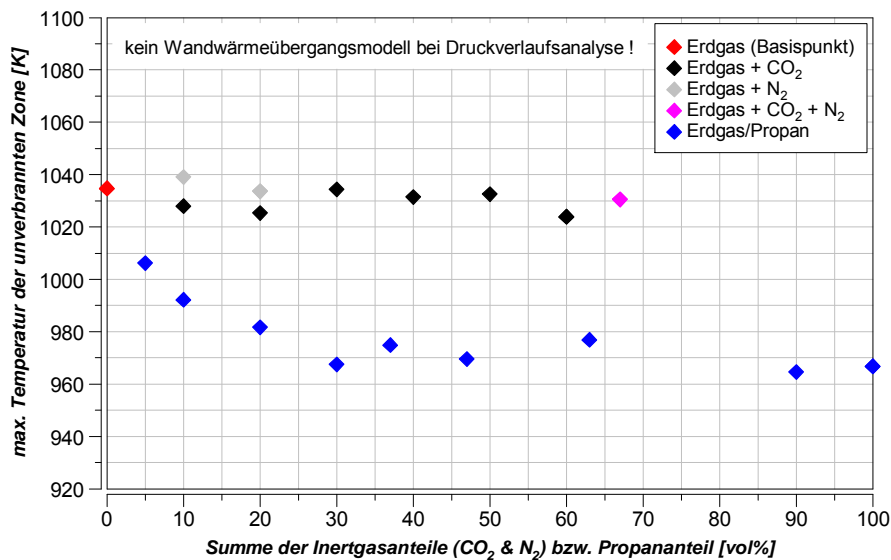
**Abbildung 88:** Vergleich Messpunkte mit möglichen Verifikationspunkten

Es ist gut zu erkennen, dass die willkürlich definierten Treibgaszusammensetzungen innerhalb der oberen und unteren Grenze liegen.

Aus den gegebenen Projektsituationen konnten diese Verifikationspunkte für die DoE-Funktionen von indiziertem Mitteldruck, Zylinderspitzenenddruck, Luftverhältnis und Abgastemperatur nicht am Einzylinder-Forschungsmotor nachgemessen werden.

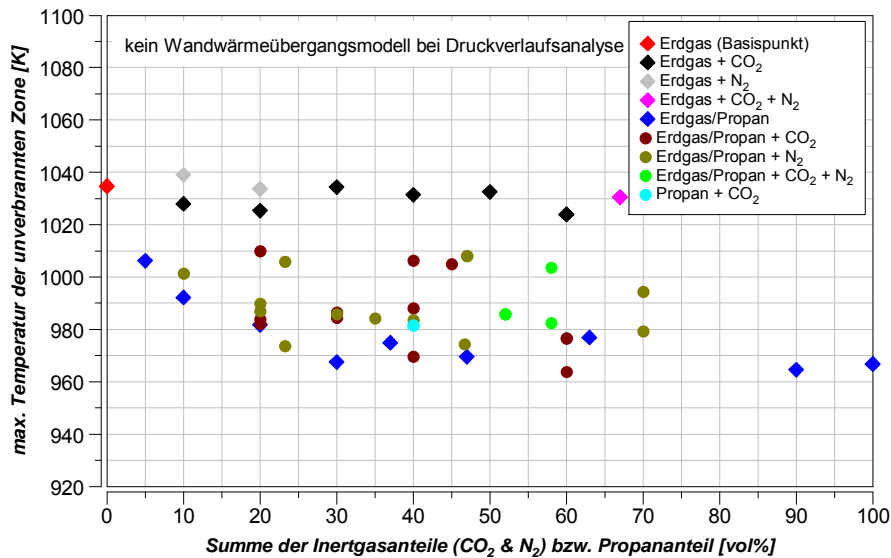
Eine weitere wichtige Prozessgröße für die Vorabschätzung der maximalen Leistung ohne klopfende Zyklen ist die maximale Temperatur der unverbrannten Zone, also die Temperatur der Frischgasmasse. Diese wurde von jedem untersuchten Treibgas mit einer Druckverlaufsanalyse bestimmt. Die Analyse erfolgte dabei ohne Wandwärmeübergang, im Prinzip wurde eine Heizverlaufsanalyse durchgeführt. Der Grund für diese Vorgangsweise liegt darin, dass für verschiedene Gase unterschiedliche Skalierungsfaktoren für die Wandwärmeübergangsbeziehung angenommen hätten werden müssen. Leider stand im Zeitraum dieser Messungen kein Zylinderkopf mit applizierten Wärmestromsonden zu Verfügung, um diese laufend mitmessen zu können.

In Abbildung 89 sind die analysierten maximalen Temperaturen der Frischgaszone aus dem Heizverlauf für Gase, welche nur Erdgas als brennbare Komponente hatten, und Variationen von Methan (Erdgas)/Propan dargestellt. Bei Treibgasen, die nur Erdgas (Methan) als brennbare Komponente enthalten, liegt die maximale Temperatur der unverbrannten Zone an der Klopfgrenze bei etwa 1032 K. Wurde ausgehend von reinem Erdgas schrittweise Propan hinzugemischt, sinkt die maximal mögliche Frischgastemperatur an der Klopfgrenze, da Propan um ein vielfaches kloppfreudiger ist als Erdgas. Auffallend ist auch, dass bis etwa 35 vol% Propan-Zumischung zu Erdgas ein steiler Abfall erfolgt, danach nur noch ein flacher bis 100 vol% Propan.



**Abbildung 89:** Maximale Temperatur der unverbrannten Zone

Im Diagramm in Abbildung 90 sind zusätzlich noch die weiteren untersuchten Treibgaszusammensetzungen aus den verschiedenen Kombinationen von CH<sub>4</sub>/C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>/CO<sub>2</sub>/N<sub>2</sub> eingetragen. Hier ist gut zu erkennen, dass die verschiedenen Inertgasanteile bei propanhaltigen Gasen die zulässige maximale Temperatur der unverbrannten Zone erhöhen. Die untere Grenze wird definitiv vom Verhältnis Methan zu Propan ohne Inertgase gebildet.



**Abbildung 90:** Maximale Temperatur der unverbrannten Zone - alle betrachteten Treibgase bei den Klopfuntersuchungen

Dass bis zu einer Zusammensetzung von Erdgas/Propan = 65/35 vol% (entspricht einer Methanzahl von 44) ein stärkerer Abfall erfolgt, kann auch durch reaktionskinetische Untersuchungen mittels Chemkin [96] gezeigt werden. Hierbei wurde bei konstanten Anfangsbedingungen eine Erdgas-Propan-Variation durchgeführt und der Zündverzug ermittelt.

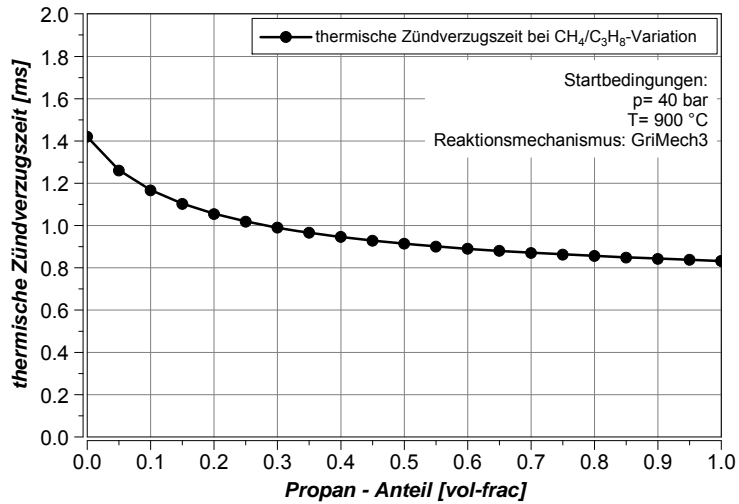
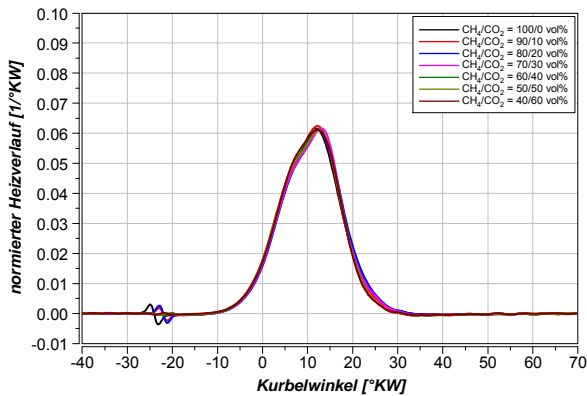
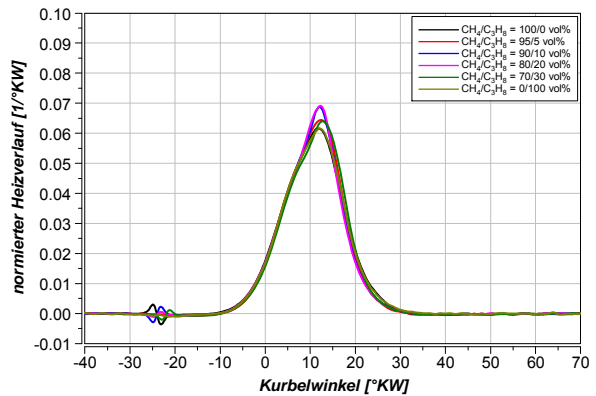


Abbildung 91: Zündverzug aus empirischer Simulation bei Methan/Propan-Variation

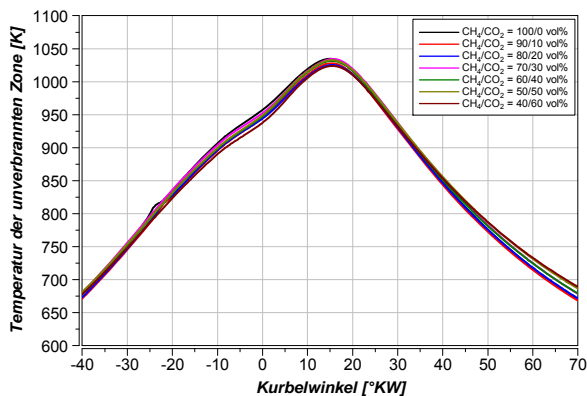
Anhand einer Variation von Kohlendioxid zu Erdgas bzw. einer Methanzahlvariation soll die Änderung in der maximal zulässigen Temperatur der unverbrannten Zone erklärt und graphisch gezeigt werden, siehe Abbildung 92.



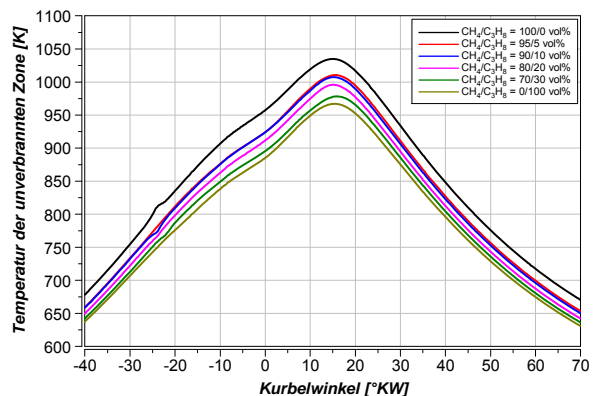
a) norm. Heizverlauf Erdgas/CO<sub>2</sub>-Variation



b) norm. Heizverlauf Erdgas/C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>-Variation



c) Temperatur der unverbrannten Zone Erdgas/CO<sub>2</sub>-Variation



d) Temperatur der unverbrannten Zone Erdgas/C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>-Variation

Abbildung 92: Normierte Heizverläufe und Temperatur der unverbrannten Zone bei Erdgas/Kohlendioxid-Variation

Bei der Variation von Erdgas und Kohlendioxid ist einerseits die sehr gute Übereinstimmung der normierten Heizverläufe mit dem Erdgas – Basispunkt zu erkennen, andererseits auch die gleichbleibende maximale Temperatur in der unverbrannten Zone. Bei der Methanzahlvariation konnte der normierte Heizverlauf des Basispunktes ebenfalls ausreichend genau nachgebildet werden. Gut erkennbar ist aber dabei die Änderung im Temperaturverlauf in der unverbrannten Zone. Diese sinkt mit zunehmendem Propangehalt. Zwischen reinem Erdgas und Propan tritt bei der maximal erlaubten Temperatur der unverbrannten Zone – Frischgas – eine Änderung von etwa 70 °C auf, wobei nochmals darauf hingewiesen werden soll, dass die Maxima der Temperaturen in der unverbrannten Zone ohne Berücksichtigung des Wandwärmeübergangs bestimmt wurden.

Durch die Messdatenanalyse von insgesamt 51 verschiedenen Gaszusammensetzungen aus  $\text{CH}_4/\text{C}_3\text{H}_8/\text{CO}_2/\text{N}_2$  konnten erfolgreich empirische Funktionen zur Bestimmung von Prozessgrößen an der Klopfgrenze abgeleitet werden. Mit der neu definierten Klopfkennzahl, der Gas Performance Number, können realistische Angaben zur Leistungsminderung bzw. –anhebung gegenüber Erdgasbetrieb getätigt werden.

## 6. Interpretation

Aus den Auswertungen von Sondergasmesspunkten wurden aufschlussreiche Erkenntnisse erarbeitet, die das Verhalten dieser Treibgase beim Betrieb im Motor besser verständlich machen. Speziell bei Gasen mit Wasserstoff als brennbare Komponente im Treibgas konnten umfangreiche Erfahrungen aufgebaut werden (verwendbare Motorkonfiguration und -einstellungen). Diese Erfahrungen können für weitere Versuche oder auch Optimierungen durch Simulationen, sei es null-, ein- oder dreidimensional, genutzt werden. Für den Motorbetrieb mit kohlenmonoxidhaltigen Treibgasen konnte ebenfalls eine große Wissensbasis geschaffen werden.

Bei der Darstellung von Gaseigenschaften und -kenngrößen konnten bereits gewisse Problematiken und Unterscheidungen von Sondergasen angegeben werden. Es konnte ein guter Kompromiss bezüglich Aufwand und Genauigkeit von benötigten Gaseigenschaften gefunden werden.

Die Modellierung der Brennrate mit den beinhalteten Untermodellen wurde nach bestem Wissen aus den erstellten und verwendeten Teilmodellen durchgeführt. Der Zündverzug konnte mit der empirischen Gleichung sehr gut nachgebildet werden. Auch die Ergebnisse der simulierten laminaren Flammengeschwindigkeiten sind sehr plausibel, wie beispielsweise die Ergebnisse bei einer Lastvariation zeigten. Bei einer Lastvariation sollte bei den hier betrachteten Motoren die laminare Flammengeschwindigkeit über den Kurbelwinkel nur gering schwanken. Dieses Erfordernis konnte mit dem nulldimensionalen Verbrennungsmodell durch die empirische Flammengeschwindigkeitsgleichung ausreichend genau nachgebildet werden. In der Modellierung der turbulenten kinetischen Energie steckt wohl die größte Unsicherheit. Sie wird dadurch erschwert, dass diese für die vorgemischte ottomotorische Verbrennung wichtige Größe nicht gemessen werden kann. Aufwendige optische Messungen könnten die turbulenten Schwankungsgeschwindigkeiten in den drei Raumrichtungen bestimmen. Diese ausgewerteten Ergebnisse könnten in weiterer Folge mit 3D-CFD-Simulationsergebnissen verglichen und Einflüsse abgeleitet werden. Eine optische Messtechnik kann aber bei Großgasmotorprüfständen nur mit sehr großem Aufwand eingesetzt werden. Hier stellt sich die Frage, wie groß der Nutzen gegenüber dem Aufwand ist. Die simulierten nulldimensionalen Ergebnisse konnten dennoch mit wenigen Unsicherheiten aus der Modellierung der turbulenten kinetischen Energie die Messung, sprich Druckverlaufsanalyse, genau genug nachbilden.

Die Auswertungen der Wandwärmestrommessungen und die Empfehlungen der Skalierungsfaktoren für unterschiedliche Treibgase können als korrekt angesehen werden. Einerseits stimmen die gemessenen und gerechneten Wandwärmeströme des Zylinderkopfes sehr gut überein und es lassen sich ausreichend genaue Energiebilanzen mit den vorgeschlagenen Skalierungsfaktoren bilden und andererseits konnte die Übertragung auf einen größeren Motor erfolgreich umgesetzt werden (beispielsweise die Ergebnisse mit den Skalierungsfaktoren für Erdgas/Wasserstoff-Variationen bei Übertragung auf analysierte Messpunkte mit gasgespülter Vorkammer als Verbrennungskonzept).

Das Thema der Klopfcharakterisierung von Sondergasen konnte mit der DoE - Methode sehr gut beschrieben werden. Die Ergebnisse und Aussagen deuten auf eine

korrekte Darstellung hin. Die bestimmten empirischen Gleichungen sind auf jeden Fall anwendbar, zumindest auf den Motor mit 145 mm Bohrungsdurchmesser. Bezüglich der Übertragbarkeit auf einen Mehrzylindermotor kann hier keine belastbare Aussage gemacht werden, weil bei der Erstellung der Arbeit nicht durchgeführt. Unterschiede bei der Übertragbarkeit auf einen Vollmotor sind mit großer Wahrscheinlichkeit vorhanden, da die Ergebnisse von einem 1-Zylinder-Forschungsmotor abgeleitet wurden und dieser immer nur einen mittleren Zylinder eines Vollmotors – in diesem Fall 12 bis 24 Zylinder – beschreiben kann.

Als abschließende Interpretation der gesamten Arbeit kann zusammengefasst werden, dass grundsätzliche Einflüsse (beispielsweise die Wirkung des Luftverhältnisses auf den Zündverzug oder auf die laminare Flammengeschwindigkeit und daraus auf die Brennrate) gut wiedergegeben und damit auch größtenteils gute Simulationsergebnisse erreicht werden können. Als Empfehlung sollen im Speziellen Simulationsergebnisse mit hohem Wasserstoffanteil bzw. Kohlenmonoxidanteil kritisch betrachtet werden. Dabei sollten immer wieder neue Ergebnisse aus der Literatur als Vergleich und Verifikationsbasis herangezogen werden, wobei Veröffentlichungen mit Sondergasen jedoch eher selten auftreten.

Für neue Fragestellungen in der Simulation, die nicht unbedingt das Thema des Sondergases betreffen müssen, kann durchaus die Anwendung von Design of Experiments hilfreich sein. Dieses Werkzeug kann die vielfältigen Einflüsse, die in Zukunft wahrscheinlich noch umfangreicher werden, mit sehr einfachen Summenfunktionen größtenteils gut wiedergeben. Die DoE-Methode sollte nicht unterschätzt und auch angewandt werden. Bei der Anwendung der DoE-Methode in dieser Arbeit wurden durchwegs sehr positive Ergebnisse erzielt.

## 7. Zusammenfassung und Ausblick

Der Einleitungsteil befasst sich mit den verschiedenen Anwendungsbereichen von Großgasmotoren, hier speziell mit dem Betrieb mit Sondergasen (Non-Natural-Gases). Problematiken für beispielsweise die Gaszusammensetzungsschwankung oder von Gasverunreinigungen und deren Folgen im Motorbetrieb werden kurz beschrieben. Weiters werden häufig vorkommende Gasklassen bezüglich des Vorkommens, des Anwendungsbereichs und deren spezifischen Problematiken beschrieben.

In einem weiteren allgemeinen Kapitel wurden die Grundlagen der nulldimensionalen Verbrennungssimulation für Motoren mit offenem Brennraum (Direktzünderverbrennungskonzept) erläutert bzw. in kompakter Form mit einem anderen Modell, dem Entrainment Modell, verglichen. Ebenfalls wurde in diesem allgemeinen Kapitel der aktuelle Stand hinsichtlich der Klopfcharakterisierung durch die Methanzahl beschrieben.

Vor dem Hauptteil wurden wesentliche Gaseigenschaften- und -kenngrößen definiert und kurz beschrieben. Hier wurde auch ein Überblick über alle betrachteten Gaszusammensetzungen gegeben, welche am Large Engines Competence Center an zwei Forschungsmotoren vermessen wurden und auch in der Weiterentwicklung des nulldimensionalen Verbrennungsmodells ihre Verwendung fanden.

Insgesamt wurde eine sehr umfangreiche Datenbasis mit Sondergas – Messpunkten miteinbezogen. Die Variationen reichten von Biogasen aus Erdgas und Kohlendioxid bis hin zu Holzgasen oder Reformergasen mit sehr hohen Anteilen von Wasserstoff bzw. dem giftigen Kohlenmonoxid. Weiters wurden verschiedene Spezialgase in die Datenbasis mit aufgenommen. Auch Verbrennungsgase mit extrem niedrigem Heizwert, d.h. sehr hohem Anteil an Inertgasen, wurden hinsichtlich der möglichen Leistung und der Betriebsgrenzen erfolgreich am Forschungsmotor bei optimaler Verbrennungslage und damit höchsten Wirkungsgraden betrieben und die Ergebnisse in die Modellierung des Zündverzugs und der laminaren Flammengeschwindigkeit mit aufgenommen.

Die Berechnung der dynamischen Viskosität bei Sondergasen wurde detailliert betrachtet. Eine in dieser Arbeit gewählte umfangreiche Berechnungsfolge ergab gute Ergebnisse und rechtfertigt dadurch auch deren Anwendung im Verbrennungsmodell. Weitere Gaseigenschaften wie beispielsweise die spezifische Wärmekapazität oder die adiabate Flammentemperatur zeigen bereits die oft deutlichen Unterschiede bei Sondergasen gegenüber reinem Erdgas auf.

Ein Hauptteil der Arbeit beschäftigte sich mit der nulldimensionalen Simulation der Verbrennung mit Sondergasen. Dabei wurde die Berechnung aller benötigten Größen in Unterkapiteln beschrieben. Zum Thema des Zündverzugs und der laminaren Flammengeschwindigkeit wurde die Anwendung von DoE gezeigt. Hierbei wurden die damit bestimmten empirischen Gleichungen mit der Messung bzw. mit reaktionskinetischen Simulationsergebnissen verglichen. Der turbulenten kinetischen Energie und in weiterer Folge in Kombination mit der laminaren Flammengeschwindigkeit turbulenter Flammengeschwindigkeit wurde ein eigenes Kapitel gewidmet. Bei der turbulenten kinetischen Energie erfolgte nochmals eine Übersicht der verwendeten Gleichungen und es wurden Mess- und

Simulationsergebnisse diskutiert, bei denen versucht wurde, durch definierte Geometrieänderungen die Turbulenzmodellierung zu verbessern.

Zum Thema der Flammenausbreitung wurde der Versuch diskutiert, im Verbrennungsmodell die ideale halbkugelförmige Flammenausbreitung durch eine Geometriefunktion unter Berücksichtigung der aktuellen Brennraumgestalt zu ersetzen. Zumindest bei den in dieser Arbeit betrachteten Motoren zeigte sich kein Vorteil in der Qualität der Simulationsergebnisse bei Anwendung einer Geometriefunktion. Die ideale halbkugelförmige Flammenausbreitung wurde weiter angewandt und ist auch in den gezeigten Vergleichen zwischen Simulation und Messung beinhaltet.

Abschließend wurden Vergleiche zwischen Messung (Analyse) und Simulation mit Sondergasen bei drei ausgewählten Treibgaszusammensetzungen beschrieben.

In einem grundlegenden Kapitel wurde der Wärmeübergang im Brennraum bei Sondergasanwendung untersucht, welcher sowohl bei der Druckverlaufsanalyse als auch bei der nulldimensionalen Simulation von besonderer Wichtigkeit ist. Dabei wurden Vergleiche zwischen der Messung und der verwendeten Wärmeübergangsbeziehung nach Woschni/Huber angestellt. Aus diesen Ergebnissen wurden für den Wandwärmeübergang Skalierungsfaktoren je nach Treibgaszusammensetzung vorgeschlagen. Mit den gewählten und vorgeschlagenen Skalierungsfaktoren wurden in weiterer Folge auch ausreichend genaue Energiebilanzen im Bereich von 100 Prozent mit geringen Abweichungen erhalten.

Der zweite Teil, das Klopfverhalten von Treibgaszusammensetzungen aus  $\text{CH}_4/\text{C}_3\text{H}_8/\text{CO}_2/\text{N}_2$  wurde detailliert beschrieben und die Ergebnisse diskutiert. Auch dabei wurden die Anwendung von Design of Experiments und die großteils guten Ergebnisse beschrieben. Mit den Versuchsergebnissen an Einzylinder-Forschungsmotorprüfständen konnte auch eine umfangreiche Datenbasis für Klopfen im Sondergasbetrieb erstellt werden.

Abschließend kann zusammengefasst werden, dass eine Weiterentwicklung des nulldimensionalen Verbrennungsmodells für offenen Brennraum für Sondergase erreicht wurde. Dieses ist für die häufig vorkommende Simulation mit Erdgas (Methan) und einer Vielzahl an Sondergasen anwendbar. Es müssen aber, wie in den einzelnen Kapiteln angegebenen, die Variationsbreiten von beispielsweise der Gaszusammensetzung oder auch des Ladedrucks bzw. der Gemischtemperatur zwingend eingehalten werden. Auch die Anwendung des Verbrennungsmodells auf andere Motoren ist zunächst als kritisch zu betrachten und sollte erst nach einer Verifikationsphase erfolgen.

Als Ausblick soll festgehalten werden, dass in Zukunft noch an der Modellierung der turbulenten kinetischen Energie weitergearbeitet werden muss. Eventuell können Ansätze zur genaueren Beschreibung aus dem aktuellen Forschungsvorhaben mit der Projektnummer 1067 der Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V. verwendet werden.

Spezielle Reaktionsmechanismen für die Berechnung der laminaren Flammengeschwindigkeit unter motorischen Bedingungen mit hohen Anteilen von Wasserstoff oder Kohlenmonoxid sind vonnöten, wobei sich dieses Themas die



Experten aus dem Chemiebereich annehmen sollten, wobei immer auf die Problematik beim Umgang dieser beiden Gase bei hohen Drücken und Temperaturen geachtet werden muss. Die Ergebnisse mit diesen Treibgasen müssen im speziellen noch kritisch betrachtet werden.

Zum Thema des Zündverzuges soll ins Auge gefasst werden, auch eine ausreichend große Datenbasis mit verschiedenen Anteilen von rückgeführtem Abgas (AGR) zu erstellen. Diese Basis mit Direktzünderverbrennungskonzept kann in einem erweiterten Zündverzugsfunktional berücksichtigt werden. Zum Zeitpunkt der Erstellung dieser Arbeit gab es nur eine sehr beschränkte Datenbasis mit AGR im Erdgasbetrieb mit Direktzünderverbrennungskonzept.

Nach Möglichkeit ist eine weitere Untersuchung zum wichtigen Thema des Wandwärmeüberganges bei Sondergasen durchzuführen. Im Speziellen wäre es sehr interessant, wenn Wandwärmestrommessungen mit kohlenmonoxidhaltigen Treibgasen durchgeführt werden könnten. Bis zum Zeitpunkt der Erstellung dieser Arbeit gab es nur Bauteiltemperaturmessungen am Zylinderkopf bei Betrieb mit Treibgasen mit Kohlenmonoxidanteil. Bereits dabei war aber erkennbar, dass das Kohlenmonoxid die thermische Bauteilbelastung erhöht.

Bezüglich des Klopfverhaltens von Sondergasen ist bereits eine umfangreiche Datenbasis geschaffen worden, welche in eine neue Definition der Klopfestigkeit ähnlich der Methanzahl, der Gas Performance Number (GPN), eingeflossen ist. Speziell für diese neue Kennzahl ist es wünschenswert, dass eine Erweiterung der Untersuchungen mit Wasserstoff oder Kohlenmonoxid erfolgt. Weitere Variationen, wie zum Beispiel Verdichtungsverhältnis oder Einlassschluss-Steuerzeit, wären ebenfalls denkbar. Die Übertragbarkeit auf andere Motoren mit gleichem Verbrennungskonzept konnte aus Prioritätsgründen nicht durchgeführt werden und muss in Zukunft noch erfolgen.

## 8. Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Anwendungsgebiete von Sondergasen [18] .....	2
Abbildung 2: Entwicklung der Anzahl von Biogasanlagen in Deutschland (Fachverband Biogas e.V.; www.biogas.org) .....	3
Abbildung 3: Veränderung des Betriebsbereiches eines Gasmotors .....	8
Abbildung 4: Brennverlauf mit Flachkolben: Verifikation mit dem LEC-OCM und Entrainment Modell bei IMEP=16.5 bar und ZZP 30 °KW v.ZOT.....	11
Abbildung 5: Brennverlauf mit Flachkolben: Verifikation mit dem LEC-OCM und Entrainment Modell bei IMEP=10.0 bar und ZZP 30 °KW v.ZOT.....	12
Abbildung 6: Gliederung der Arbeit .....	13
Abbildung 7: Variationsbreite aller untersuchten Treibgaszusammensetzungen .....	15
Abbildung 8: Verlauf des Isentropenexponenten über dem Kurbelwinkel .....	16
Abbildung 9: Adiabate Flammentemperatur von unterschiedlichen Treibgasvariationen.	18
Abbildung 10: CAD-Modelle mit Positionen der Wärmestromsonden .....	22
Abbildung 11: Wärmestromverläufe; Beispiel bei Vollast und CH <sub>4</sub> /H <sub>2</sub> =70/30 vol% .....	23
Abbildung 12: Zylinderkopf-Wärmeströme bei Erdgas (2 verschiedene Zündzeitpunkte)	23
Abbildung 13: Zylinderkopf-Wärmeströme bei Erdgas/Wassestoff=70/30 vol% und zwei unterschiedlichen Verbrennungskonzepten.....	24
Abbildung 14: Energiebilanz aller Kennfeldmesspunkte (CH <sub>4</sub> /H <sub>2</sub> =70/30 vol%).....	25
Abbildung 15: Skalierungsfaktoren für den Wandwärmeübergang bei unterschiedlichen Sondergasen .....	25
Abbildung 16: Adiabate Flammentemperatur von Gasen .....	26
Abbildung 17: Zunahme des Kühlwassermassenstromes bei hohen Anteilen von CO ....	27
Abbildung 18: Zunahme der Bauteiltemperatur (Zündkerze) bei CO-haltigen Treibgasen .....	28
Abbildung 19: Variationsbreite für den Zündverzug .....	31
Abbildung 20: Zündverzug aller berücksichtigten Messpunkte .....	32
Abbildung 21: Häufigkeitsverteilung Zündverzug .....	32
Abbildung 22: Zündverzug: 7 Gasklassen in separaten Darstellungen .....	34
Abbildung 23: Zündverzug; Erdgas; Motor mit Bohrungsdurchmesser 145 mm .....	35
Abbildung 24: Häufigkeitsverteilung Erdgasmesspunkte.....	36
Abbildung 25: Verifikation des Zündverzugfunktionalis bei 2 Steuerzeiten .....	37
Abbildung 26: Vergleich der turbulenten Flammengeschwindigkeit [10].....	40
Abbildung 27: Niveau der turb. Flammengeschwindigkeit und Gemischviskosität .....	41
Abbildung 28: Allgemeine Abhängigkeiten der lam. Flammengeschwindigkeit.....	42

Abbildung 29: Vergleiche mit Literatur .....	43
Abbildung 30: Vergleich der simulierten lam. Flammengeschwindigkeit mit [69].....	44
Abbildung 31: Vergleich von zwei Reaktionsmechanismen bei CO-haltigem Gas.....	46
Abbildung 32: Last-Variation bei Erdgas .....	47
Abbildung 33: Luftverhältnis-Variation bei annähernd gleichem Brennverlauf .....	48
Abbildung 34: Gültigkeitsbereich der laminaren Flammengeschwindigkeit.....	49
Abbildung 35: Ergebnis der Regressionsanalyse für die lam. Flammengeschwindigkeit .	50
Abbildung 36: Häufigkeitsverteilung der absoluten Abweichung der laminaren Flammengeschwindigkeit zwischen Chemkin und DoE.....	50
Abbildung 37: Laminare Flammengeschwindigkeit über dem Kurbelwinkel .....	51
Abbildung 38: Heizverläufe bei einer Treibgasvariation .....	52
Abbildung 39: TKE-Vergleich (3D & 0D) und Brennverlauf mit Brennraum „Flachkolben“ .....	53
Abbildung 40: Brennraumaufteilung in zwei Volumen [10].....	54
Abbildung 41: Spaltmaßeinfluss auf die reibungsfreie Squishenergie.....	55
Abbildung 42: Typischer Verlauf der Squishgeschwindigkeit.....	56
Abbildung 43: Kinetische Energie aus Drall- und Squishströmung in ZOT.....	59
Abbildung 44: Kinetische Energie aus Drall- und Squishströmung in ZOT bei unterschiedlichen Drallniveaus .....	59
Abbildung 45: Unterschied in der maximalen turbulenten kinetischen Energie .....	61
Abbildung 46: Brennverlauf-Vergleich bei unterschiedlichen TKE-Niveaus – korrekte Wiedergabe der Theorie .....	61
Abbildung 47: Brennverlauf-Vergleich bei unterschiedlichen TKE-Niveaus – nicht-korrekte Wiedergabe der Theorie .....	62
Abbildung 48: TKE-Verläufe bei unterschiedlichen Kolbenvarianten (3D-CFD-Ergebnis)	62
Abbildung 49: TKE-Verläufe bei unterschiedlichen Kolbenvarianten (0D-Simulation).....	63
Abbildung 50: Druckabhängigkeit der dynamischen Viskosität .....	64
Abbildung 51: Vergleich zwischen der dynamischen Viskosität von Einzelkomponenten und dem Gemisch .....	67
Abbildung 52: Flammenfrontfläche "Motor mit 145 mm Bohrungsdurchmesser" und zentrischer Zündkerzenposition .....	68
Abbildung 53: Flammenausbreitung "Muldenkolben".....	69
Abbildung 54: Flammenausbreitung "Muldenkolben" -11 mm Exzentrizität.....	69
Abbildung 55: Flammenausbreitung "Muldenkolben" +11 mm Exzentrizität.....	70
Abbildung 56: Interpolationsfelder bei $\pm 11$ mm Zündkerzenexzentrizität.....	70

Abbildung 57: Flammenfrontfläche bei unterschiedlichen Kurbelwinkelpositionen und Zündkerzenexzentrizitäten - Muldenkolben .....	71
Abbildung 58: Simulierte Brennverläufe mit unterschiedlichen Zündkerzenexzentrizitäten (Flammenfrontflächen) - Muldenkolben .....	72
Abbildung 59: verfügbare Kraftstoffmasse – Muldenkolben.....	73
Abbildung 60: Flammenfrontfläche "Motor mit 190 mm Bohrungsdurchmesser"; zentrische und 22 mm exzentrische Zündkerzenposition .....	73
Abbildung 61: Flammenfrontfläche bei unterschiedlichen Kurbelwinkelpositionen und Zündkerzenexzentrizitäten – Flachkolben.....	74
Abbildung 62: Simulierte Brennverläufe mit unterschiedlichen Zündkerzenexzentrizitäten - Flachkolben.....	75
Abbildung 63: verfügbare Kraftstoffmasse – Flachkolben.....	75
Abbildung 64: Flammenfrontradius – Vergleich bei einem Flachkolben .....	77
Abbildung 65: Methanzahl 60 mit Stickstoffvariation – globale Ergebnisgrößen.....	78
Abbildung 66: Methanzahl 60 mit Stickstoffvariation.....	79
Abbildung 67: Methanzahl 60 mit Kohlendioxidvariation – globale Ergebnisgrößen .....	80
Abbildung 68: Methanzahl 60 mit Kohlendioxidvariation.....	81
Abbildung 69: Erdgas/Wasserstoff=80/20 vol% – Lastschleifen .....	82
Abbildung 70: Erdgas/Wasserstoff=80/20 vol% – Lastvariation $\text{NO}_x=500 \text{ mg/m}_n^3$ .....	83
Abbildung 71: Erdgas/Wasserstoff=80/20 vol% – Lastvariation $\text{NO}_x=250 \text{ mg/m}_n^3$ .....	84
Abbildung 72: Erdgas/Wasserstoff=80/20 vol% – Stickoxidvariation.....	85
Abbildung 73: Erdgas/Wasserstoff=80/20 vol% – Stickoxidvariation.....	86
Abbildung 74: Lam. Flammengeschwindigkeit und dyn. Viskosität - Lastvariation .....	87
Abbildung 75: Lam. Flammengeschwindigkeit und dyn. Viskosität - Stickoxidvariation..	88
Abbildung 76: Mittelzyklus; klopfende Zyklen; nicht bzw. gerade nicht klopfende Zyklen .....	90
Abbildung 77: Hochpassgefilterter Heizverlauf eines klopfenden Zyklus.....	91
Abbildung 78: Hochpassgefilterter Druckverlauf eines klopfenden Zyklus.....	92
Abbildung 79: Vergleich der erreichbaren Leistung mit GPN und Methanzahl .....	93
Abbildung 80: Gültigkeitsbereich zur Vorhersage der max. Leistung an der Klopfgrenze	94
Abbildung 81: Gegenüberstellung von Messgrößen mit Werten aus empirischer Funktion .....	95
Abbildung 82: Relative Vorhersagegenauigkeit bezogen auf den Messwert.....	96
Abbildung 83: Häufigkeitsverteilung der absoluten Abweichungen von Messung zu Design of Experiments .....	97
Abbildung 84: Gemischtemperatureinfluss auf max. erreichbare Last.....	98

Abbildung 85: Luftverhältniseinfluss auf den maximalen indizierten Mitteldruck .....	99
Abbildung 86: Dreiecksdiagramme (Isolinien: GPN...Gas Performance Number [%])...	100
Abbildung 87: Vorhersage des indizierten Mitteldruckes .....	101
Abbildung 88: Vergleich Messpunkte mit möglichen Verifikationspunkten .....	102
Abbildung 89: Maximale Temperatur der unverbrannten Zone .....	103
Abbildung 90: Maximale Temperatur der unverbrannten Zone - alle betrachteten Treibgase bei den Klopfuntersuchungen.....	103
Abbildung 91: Zündverzug aus empirischer Simulation bei Methan/Propan-Variation..	104
Abbildung 92: Normierte Heizverläufe und Temperatur der unverbrannten Zone bei Erdgas/Kohlendioxid-Variation .....	104

## 9. Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Eigenschaften und Charakteristika von Gasbegleitstoffen.....	4
Tabelle 2: Unterschiede in der Methanzahl-Berechnung .....	<b>Fehler! Textmarke nicht definiert.</b>
Tabelle 3: Eigenschaften der untersuchten Sondergase.....	14
Tabelle 4: Motorkenngrößen .....	15
Tabelle 5: Konstanten - Reaktionsrate nach Arrhenius .....	29
Tabelle 6: Qualität der Übereinstimmung zwischen Messung und empirischem Modell ..	33
Tabelle 7: Reaktionsmechanismen .....	46
Tabelle 8: Kolbenvariation zur turbulenten kinetischen Energie .....	60
Tabelle 9: Untersuchte Treibgase hinsichtlich Klopfen .....	90
Tabelle 10: Vorhersagegenauigkeit .....	96
Tabelle 11: Ausgewählte Gaszusammensetzungen zur rechnerischen Verifikation .....	101

## 10. Literaturverzeichnis

- [1] Warnatz J.; Maas U.; Dibble R.W.: Verbrennung – Physikalisch-Chemische Grundlagen, Modellierung und Simulation, Experimente, Schadstoffentstehung; Springer Verlag; ISBN 3-540-42128-9; 3. Auflage 2001
- [2] Merker G.; Schwarz Ch.: Grundlagen Verbrennungsmotoren; Vieweg+Teubner Verlag; ISBN 978-3-8348-0740-3; 4. Auflage 2009
- [3] Merker G. P.; Schwarz Ch.; Teichmann R.: Grundlagen Verbrennungsmotoren - Funktionsweise, Simulation, Messtechnik; Vieweg+Teubner Verlag; ISBN: 978-3-8348-1987-1; 6. Auflage 2012
- [4] Kogler G.: Alternative Verbrennungskonzepte für Großgasmotoren; Dissertation; Technische Universität Graz; November 2006
- [5] Schneßl E.: Alternative Vorkammerbrennverfahren für Großgasmotoren; Dissertation; Technische Universität Graz; März 2007
- [6] Beran R.: Möglichkeiten und Grenzen einer druckgeführten Motorregelung für Großgasmotoren; Dissertation Technische Universität Graz; Juni 2001
- [7] Lämmle Ch.: Numerical and Experimental Study of Flame Propagation and Knock in a Compressed Natural Gas Engine; Dissertation ETH Zürich Nr. 16363; 2005
- [8] Jobst J.: Simulation von Zündverzögerung, Brennrate und NO-Bildung bei direktgezündeten Gasmotoren; Dissertation; Technische Universität Graz; Dezember 2005
- [9] Jobst J., Chmela F., Wimmer A.: Simulation von Zündverzögerung, Brennrate und NOx-Bildung für direktgezündete Gasmotoren; 1. Tagung „Motorprozesssimulation und Aufladung“; Berlin; 2005
- [10] Schlick H.: Modell zur Simulation der Verbrennung an einem direktgezündeten Gasmotor; Diplomarbeit; Technische Universität Graz; Juni 2007
- [11] Schlick H., Chmela F., Pirker G., Wimmer A.: Weiterentwicklung eines null-dimensionalen Brennratenmodells für direktgezündete Gasmotoren auf Basis der Computertomographie; Tagung „Motorische Verbrennung“ – München; 03/2009
- [12] Schlick H., Pirker G., Chmela F., Wimmer A., Haslacher R.: Simulation der Verbrennung in mit Erdgas betriebenen Ottomotoren; Tagung „Gasfahrzeuge“ – Stuttgart; 10/2009
- [13] Kogler G., Schlick H., Grillenberger M., Trattner A.: High Efficiency Low NOx Hydrogen/Ethanol Hybrid Engine; Projekt Nr. A3 812597 H2Eth; Bericht Nr. FVT-13/09/HS-MF-AP 04/07\_3201
- [14] Kogler G., Schlick H.: High Efficiency Low NOx Hydrogen/Ethanol Hybrid Engine „Island Gas“ und „Ergebnisse mit H2-Zumischung bei  $\epsilon = 12.8$ “; Projekt Nr. A3 812597 H2Eth; Bericht Nr. FVT-39/09/HS-MF-AP 09\_3201
- [15] Wimmer A.: Skriptum „Thermodynamik des Verbrennungsmotors“; Februar 2004; Technische Universität Graz
- [16] Wimmer A.: Skriptum „Fahrzeug und Motorenmesstechnik“; Oktober 2003; Technische Universität Graz
- [17] Eichlseder H.: Funktionsentwicklung der Verbrennungskraftmaschine; Vorlesungsskriptum; Technische Universität Graz; Sommersemester 2009

- [18] Laiminger St., Trapp Ch., Schaumberger H., Fouquet M.: Die nächste Generation von Jenbacher Gasmotoren von GE – die wegweisende Kombination von zweistufiger Aufladung und innovativen Brennverfahren; 7. Gasmotoren-Konferenz, Dessau; 24./25. März 2011
- [19] Pischinger R., Klell M., Sams T.: Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine; Springer Verlag; ISBN 978-3211-99276-0; 3. Auflage 2009
- [20] Peters N.: Turbulente Brenngeschwindigkeit; Abschlussbericht zum Forschungsvorhaben Pe 241/9-2; August 1994
- [21] Damköhler G.: Der Einfluss der Turbulenz auf die Flammgeschwindigkeit in Gasgemischen; Band 46, Nr. 11 – S.601-652; Zeitschrift für Elektrochemie und angewandte physikalische Chemie; November 1940
- [22] Nefischer A.: Quasidimensionale Modellierung turbulenzgetriebener Phänomene in Ottomotoren; Dissertation Technische Universität Graz; Oktober 2009
- [23] Grill M.: Objektorientierte Prozessrechnung von Verbrennungsmotoren; Dissertation, TU Stuttgart 2006
- [24] Auer M.: Magerkonzept-Gasmotoren Verbrennungsmodelle: Erstellung eines phänomenologischen Modells zur Vorausberechnung des Brennverlaufes von Gasmotoren; FVV-Abschlussbericht, Nr. 874
- [25] Dahnz Ch., Han K.-M., Magar M.: Vorentflammung bei Ottomotoren; FVV-Abschlussbericht zum Vorhaben Nr. 931
- [26] Wilke C.R.: A Viscosity Equation for Gas Mixtures; The Journal of Chemical Physics; Vol. 18, Number 4; April 1950
- [27] Lipatnikov A.N., Chomiak J.: Effects of premixed flames on turbulence and turbulent scalar transport; Progress in Energy and Combustion Science 36 (2010)
- [28] Veynante D., Vervisch L.: Turbulent combustion modeling; Progress in Energy and Combustion Science 28 (2002)
- [29] Lipatnikov A.N., Chomiak J.: Turbulent flame speed and thickness: Phenomenology, evaluation and application in multi-dimensional simulations; Progress in Energy and Combustion Science 28 (2002)
- [30] Zacharias F.: Gasmotoren; 1. Auflage 2001; Vogel Verlag; ISBN 3-8023-1796-3
- [31] Woschni G.: Beitrag zum Problem des Wärmeüberganges im Verbrennungsmotor; Motortechnische Zeitschrift Jahrgang 26; Ausgabe 4/1965
- [32] Li H., Karim G.A.: Knock in spark ignition hydrogen engines; International Journal of Hydrogen Energy; Vol. 29 (2004); Pages 859 - 865
- [33] Karim G.A.: Hydrogen as a spark ignition engine fuel; International Journal of Hydrogen Energy; Vol. 28 (2003); Pages 569 - 577
- [34] Szwaja S., Bhandary K.R., Naber J.D.: Comparisons of hydrogen and gasoline combustion knock in a spark ignition engine; International Journal of Hydrogen Energy; Vol. 32 (2007); Pages 5076 - 5087
- [35] Gersen S., Anikin N.B., Mokhov A.V., Levinsky H.B.: Ignition properties of methane/hydrogen mixtures in a rapid compression machine; International Journal of Hydrogen Energy; Vol. 33 (2008); Pages 1957 - 1964

- [36] Dinkelacker F.: Struktur turbulenter Vormischflammen; Habilitation; Universität Erlangen-Nürnberg; Dezember 2000
- [37] Peters N.: Turbulent Combustion; Cambridge University Press; ISBN 0-521-66082-3; 2004
- [38] Mohr H.: Gasbetriebene Motoren für LNG-Tanker; Schiff & Hafen; Januar 2008 (Nr. 1); Seite 38 bis 42
- [39] VDI-Wärmeatlas; 10. bearbeitete und erweiterte Auflage 2006; Springer Verlag; ISBN 978-3-540-25504-8
- [40] N.N.: MODDE 7 – User Manual; Umetrics ([www.umetrics.com](http://www.umetrics.com))
- [41] Farina M.F.: Flare Gas Reduction – Recent global trends and policy considerations; GE Energy – Global Strategy and Planning; 10/2010; [http://www.ge-energy.com/content/multimedia/\\_files/downloads/GE%20Flare%20Gas%20Reduction%2001-24-2011.pdf](http://www.ge-energy.com/content/multimedia/_files/downloads/GE%20Flare%20Gas%20Reduction%2001-24-2011.pdf)
- [42] N.N.: GriMech3-Reaktionsmechanismus (<http://www.me.berkeley.edu/gri-mech/>)
- [43] Konnov A.: <http://homepages.vub.ac.be/~akonnov/>
- [44] N.N.: Leeds-Reaktionsmechanismus  
<http://garfield.chem.elte.hu/Combustion/methane.htm>
- [45] Petersen E.L., Davidson D.F., Hanson R.K.: Kinetics Modeling of Shock-Induced Ignition in Low-Dilution CH<sub>4</sub>/O<sub>2</sub> Mixtures at High Pressures and Intermediate Temperatures; Combustion and Flame; Vol. 117, Issues 1-2, April 1999, Pages 272-290
- [46] N.N.: The Center of Energy Research <http://www.cer.unlv.edu/cer/>
- [47] Zitzler G.: Magerkonzept Gasmotoren – Entwicklung von Verfahren zur Vorausberechnung der Brennverläufe von Gasmotoren unter Berücksichtigung der Gasqualität und –zusammensetzung; FVV Vorhaben Nr. 726
- [48] Pucher H.: Gasmotorentechnik – Technologie und Entwicklungstendenzen; Expert Verlag; 1986
- [49] Spicher U., Rothe M.: Extremklopfer – Ursachenforschung nach schadensrelevanten Arbeitsspielen; FVV Vorhaben Nr. 816
- [50] Spicher U., Worret R.: Klopfkriterium – Entwicklung eines Kriteriums zur Vorausberechnung der Klopfgrenze; FVV Vorhaben Nr. 700
- [51] Worret R.: Zylinderdruckbasierte Detektion und Simulation der Klopfgrenze mit einem verbesserten thermodynamischen Ansatz; Dissertation; Universität Karlsruhe; Dezember 2002
- [52] Sander U., Ernst A., Kibele Ch., Odermatt M., Wasgindt A.: Die neue MTU Baureihe 4000 für Biogasanwendungen; MTZ Conference – On/Off-Highway Engines 2010; 23./24. November 2010; Mannheim
- [53] Pivec R.: Quasidimensionale Modellierung des gaseitigen Wärmeüberganges in Verbrennungsmotoren; Dissertation; Technische Universität Graz; April 2001
- [54] Schubert C.: Ein universelles Modell zur Beschreibung des gaseitigen Wandwärmeübergangs von Verbrennungsmotoren; Dissertation; Technische Universität Graz; November 2005



- [55] Schubert C.: Drall- und Tumblemodellierung zur Berechnung des Wandwärmeüberganges; Diplomarbeit; Technische Universität Graz; August 2001
- [56] Bargende M.: Ein Gleichungsansatz zur Berechnung der instationären Wandwärmeverluste im Hochdruckteil von Ottomotoren; Dissertation; Technische Hochschule Darmstadt; Oktober 1990
- [57] Cartellieri W., Pfeifer U.: Erweiterung der Energieerzeugung durch Kraftgase Teil 3; FVV Vorhaben Nr. 90 und 102
- [58] Schneßl E., Kogler G., Strasser Ch., Winter H., Wimmer A.: Potential verschiedener Brennverfahren für den Einsatz in Großgasmotoren; 3. Gasmotoren-Konferenz, Dessau; 22./23. Mai 2003
- [59] Mohr H.: Konzept und Besonderheiten der motorischen Nutzung H<sub>2</sub>/CO-haltiger Sondergase aus Industrieprozessen; 4. Gasmotoren-Konferenz, Dessau; 03./04. Juni 2005
- [60] Mohr H., Baufeld T.: Grubengasnutzung in Stationärmotoren – Potentiale und Technik; 6. Gasmotoren-Konferenz, Dessau; 26./27. März 2009
- [61] Schneßl E., Kogler G., Wimmer A.: Großgasmotorenkonzepte für Gase mit extrem niedrigem Heizwert; 6. Gasmotoren-Konferenz, Dessau; 26./27. März 2009
- [62] Dimitrov D., Chmela F., Wimmer A.: Eine Methode zur Vorausberechnung des Klopfverhaltens von Gasmotoren; 4. Gasmotoren-Konferenz, Dessau; 03./04. Juni 2005
- [63] Dimitrov D., Strasser Ch., Chmela F., Wimmer A.: Vorhersage des Klopfverhaltens für Groß-Gasmotoren mit Direktzündung oder Vorkammer; erschienen in „Klopfregelung für Ottomotoren II“ im Expert Verlag; ISBN 978-3-8169-2674-0; 2006
- [64] Christiner P., Jauk T., Kogler G., Wimmer A.: Methodik zur Verbesserung des Klopfverhaltens von Gasmotoren mit offenem Brennraum; 9. Int. Symposium für Verbrennungsdiagnostik; Baden-Baden; 06/2010
- [65] Dimitrov D.: Interner Bericht „Arbeitsweise des Klopfkennungsalgorithmus“; Large Engines Competence Center; November 2008
- [66] N. N.: Produktdatenblatt der Baureihe 4; <http://www.ge-energy.com>
- [67] N. N.: Produktdatenblatt der Baureihe 6; <http://www.ge-energy.com>
- [68] Natarajan J., Lieuwen T., Seitzman J.: Laminar flame speeds of H<sub>2</sub>/CO mixtures: Effect of CO<sub>2</sub> dilution, preheat temperature and pressure; Combustion and Flame; Vol. 151, Issues 1-2, October 2007, Pages 104-119
- [69] Witt M., Griebel P.: Numerische Untersuchung von laminaren Methan/Luft-Vormischflammen; Paul Scherrer Institut in Villigen/Schweiz; Dezember 2000
- [70] Prager M., Auer M., Bauer M., Birner M., Wachtmeister G.: Gasmotoren für Stationäranwendungen – Herausforderung für die Entwicklung; Tagung „Gasfahrzeuge“ – Stuttgart; 10/2009
- [71] Amplatz E., Trapp Ch., Schneider M.: Sondergase aus Industrieprozessen – neue Ressourcen für die Energieerzeugung mit Verbrennungsmotoren; Tagung „Gasfahrzeuge“ – Stuttgart; 10/2009

- [72] Amplatz E., Schneider M., Trapp Ch.: Utilization of special gases in stationary gas engines; 6. Int. MTZ-Konferenz "Heavy-Duty, On- and Off-Highway Engines"; 15.-16. November 2011; Kiel
- [73] Prager M., Wachtmeister G.: Verbrennungsmodell für einen Hochleistungsgasmotor zur Vorausberechnung von Emissionen, Klopf- und Aussetzergrenze; 12. Tagung „Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors“; 24./25. September 2009; Graz
- [74] Herdin G.: Emissionsproblematik bei Biogasmotoren; 11. Tagung „Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors“; 20./21. September 2007; Graz
- [75] Beckmann W., Katke H.-J., Sponholz Ch., Tiede J.: Möglichkeiten und Grenzen des Erdgas-Wasserstoff-Mischbetriebes von Verbrennungsmotoren; 3. Dessauer Gasmotorenkonferenz; 22.-23. Mai 2003; Dessau
- [76] Herdin G.: Wasserstoff als Antriebsenergie für konventionelle Ottomotoren; Wasserstoff Expo Hamburg; 12.10.2001; <https://information.jenbacher.com/>
- [77] Herdin G.: Standesanalyse des Gasmotors im Vergleich zu den Zukunftstechniken (Brennstoffzellen und Mikroturbine) bei der Nutzung von aus Biomasse gewonnenen Kraftstoffen; Fachtagung Biomasse; Darmstadt; 12. März 2011; <https://information.jenbacher.com/>
- [78] Vormstein H., Berger O., Stellwagen K.: Ökologischer und ökonomischer Einsatz von industriellen und biologischen Sondergasen in Gasmotoren; 4. Dessauer Gasmotorenkonferenz; 2.-3. Juni 2005; Dessau
- [79] Griebel P., Boschek E., Janson P.: Flame stability and NO<sub>x</sub> emission improvements due to H<sub>2</sub> enrichment of turbulent, lean premixed, high-pressure, methane/air flames; 3<sup>rd</sup> International Conference "The Future of Gas Turbine Technology"; 11.-12. Oktober 2006; Brüssel, Belgien
- [80] Griebel P., Bombach R., Inauen A., Schären R., Schenker S., Siewert P.: Flame characteristics and turbulent flame speeds of turbulent, high-pressure, lean premixed methane/air flames; ASME Turbo Expo; 6.-9. Juni 2005; Reno-Tahoe, Nevada (USA); Paper Nr. GT2005-68565
- [81] Müller U.C., Bollig M., Peters N.: Approximations for Burning Velocities and Markstein Numbers for Lean Hydrocarbon and Methanol Flames; Combustion and Flame 108:349-356 (1997)
- [82] Dahnz Ch., Kubach H., Spicher U., Schießl R.: Vorentflammung und andere Selbstzündungsphänomene in Ottomotoren – Thermodynamische Untersuchungen zu Ursachen, Wirkungsweise und Vermeidung; 13. Tagung "Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors"; 22./23. September 2011; Graz
- [83] Manz P.-W., Daniel M., Jippa K.-N., Willand J.: Vorentflammung bei hoch aufgeladenen Turbomotoren, Analyseverfahren und Ergebnisse; 8. Int. Symposium für Verbrennungsdiagnostik; Baden-Baden; 10./11. Juni 2008
- [84] Wimmer A., Pivec R., Samhaber Ch.: Simulation des Wärmeüberganges am Verbrennungsmotor – Anforderungen und Möglichkeiten der Modellbildung; 8. Tagung "Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors"; 27./28. September 2001; Graz
- [85] Röpke, K.; Gaitzsch, R.; Haukap, C.: DoE – Design of Experiments. Verlag moderne Industrie, Augsburg, 2005

- [86] Magnussen, B.F., Hjertager, B.H.: On Mathematical Modeling of Turbulent Combustion with special emphasis on Soot formation and Combustion; 16th Symposium (International) on Combustion; The Combustion Institute; Pittsburgh 1976
- [87] Noske G.: Ein quasidimensionales Modell zur Beschreibung des ottomotorischen Verbrennungsablaufes; Dissertation; TH Karlsruhe 1987
- [88] Chmela F., Engelmayer M., Beran R., Ludu A.: Prediction of the Heat Release Rate and NOx-Emission for Large Open Chamber Gas Engines with Spark Ignition; 3. Dessauer Gasmotoren-Konferenz; 22.-23. Mai 2003; Dessau; Seite 238 – 256
- [89] Chmela F., Dimitrov D., Pirker G., Wimmer A.: Konsistente Methodik zur Vorausberechnung der Verbrennung in Kolbenkraftmaschinen; Motortechnische Zeitschrift 06/2006
- [90] Kogler G., Wimmer A., Eichlseder H., Schnessl E., Winter H.: Methodology in the development process of large gaseous fuelled engines; ASME 2003 Spring Technical Conference; 11.-14. Mai 2003, Salzburg, Paper Nr. ICES2003-575
- [91] Lee T.W., Lee S.J.: Direct comparison of turbulent burning velocity and flame surface properties in turbulent premixed flames; Combustion and Flame 132 (2003) page 492–502
- [92] Blizard N.C., Keck J.C.: Experimental and theoretical investigation of turbulent burning model in internal combustion engines; SAE Paper 740191; 1974
- [93] Winklhofer E., Fraidl G. K.; Optische Indizierverfahren für Otto-DI-Verbrennungssysteme – Aufwand und Nutzen; Motortechnische Zeitschrift 11/1998
- [94] Technische Grundlage für die Beurteilung von Emissionen aus Stationärmotoren; 2001; Bundesministerium für Wirtschaft und Arbeit BMWA
- [95] Wimmer A., Pirker G., Schneßl E., Engelmayer M., Chmela F.: Comparison of the Efficiency Potential of Medium and High Speed Large Gas and Diesel Engines Considering Future Emission Limits; 6. Int. MTZ-Konferenz "Heavy-Duty, On- and Off-Highway Engines"; 15.-16. November 2011; Kiel
- [96] N.N.: Reaction Design; San Diego, Californien/US ; web: [www.reactiondesign.com](http://www.reactiondesign.com)
- [97] Gülder L.Ö.: Correlations of Laminar Combustion Data for Alternative S.I. Engine Fuels; SAE Paper 841000, 1984
- [98] Gülder L.Ö.: Turbulent Premixed Flame Propagation Models for Different Combustion Regimes; 23<sup>rd</sup> Symposium (International) on Combustion, The Combustion Institute; Pittsburgh; 1990
- [99] Morel T., Mansour N.N.: Modeling of Turbulence in Internal Combustion Engines; SAE Paper 820040; 1982
- [100] Borgnakke C., Arpacı V.S., Tabaczynski R.J.: A Model for the Instantaneous Heat Transfer and Turbulence in a Spark Ignition Engine; SAE Paper 800287; 1980
- [101] Morel T., Keribar R.: A Model for Predicting Spatially and Time Resolved Convective Heat Transfer in Bowl-in-Piston Combustion Chambers; SAE 850204; 1985
- [102] Morel T., Rackmil C.I., Keribar R., Jennings M.J.: Model for Heat Transfer and Combustion in Spark Ignited Engines and Its Comparison with Experiments; SAE Paper 880198; 1988

- [103]Metghalchi M., Keck J.C.: Laminar burning velocity of propane-air mixtures at high temperature and pressure; Combustion and Flame, Volume 38, 1980, Pages 143-154
- [104]Pischinger F.: Abschlussbericht "Motorische Verbrennung" – Sonderforschungsbereich 224; Aachen; 2001
- [105]Stiesch G.; Modeling Engine Spray and Combustion Processes; Springer-Verlag; ISBN: 3-540-00682-6
- [106]N.N.: FVV-Forschungsvorhaben "Turbulenzmodellierung"; Projekt Nr. 1067
- [107]N.N.: Jenbacher Gas engines in Associated Petroleum Gas Applications; <https://information.jenbacher.com/>
- [108]Pirker G.: Application Overview „CMG – Coal Mine Gas“; GE Energy Jenbacher gas engines; July 2008; <https://information.jenbacher.com/>
- [109]N. N.: Modern Shale Gas Development in the United States – A Primer; U.S. Department of Energy; April 2009
- [110]Schneßl E.; Kogler G.; Wimmer A.; Haselbacher P.; Lettner F.; Timmerer H.; Herdin G.: Impact of NH<sub>3</sub> in biogases on the NO<sub>x</sub> emissions of gas engines; Paper Nr. JRCICE2007-40108; ASME Internal Combustion Engine Spring Technical Conference; 13.-16. März 2007; Pueblo, Colorado, USA
- [111]Wimmer A.; Schneßl E.: Effects of humidity and ambient temperature on engine performance of lean burn natural gas engines; Paper Nr. ICEF2006-1559; ASME Internal Combustion Engine Division 2006 Fall Technical Conference; 5.-8. November 2006; Sacramento, Kalifornien, USA
- [112]N. N.: Reine Luft ist machbar – Grubengasnutzung in Jenbacher Gasmotoren; Produktbroschüre GE Jenbacher; [http://www.ge-energy.com/content/multimedia/\\_files/downloads/AS\\_E\\_coalmine\\_Nov09\\_screen.pdf](http://www.ge-energy.com/content/multimedia/_files/downloads/AS_E_coalmine_Nov09_screen.pdf)