



Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg  
*Hamburg University of Applied Sciences*

## **Bachelorarbeit**

Kiran Klawun

# **Simulation des Betriebsverhaltens von Hubkolbenmotoren der Nutzfahrzeugklasse im Erdgas- oder Wasserstoffbetrieb**

**Kiran Klawun**

**Simulation des Betriebsverhaltens von  
Hubkolbenmotoren der  
Nutzfahrzeugklasse im Erdgas- oder  
Wasserstoffbetrieb**

Bachelor-/Masterarbeit eingereicht im Rahmen der Bachelor-/Masterprüfung

im Studiengang Maschinenbau/Energie- und Anlagensysteme  
am Department Maschinenbau und Produktion  
der Fakultät Technik und Informatik  
der Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg

Erstprüfer/in: Prof. Dr. Jan Piatek  
Zweitprüfer/in: Prof. Dr. Achim Schmidt

Abgabedatum: 07.06.2021

## **Zusammenfassung**

### **Name des Studierenden**

Kiran Lasse Klawun

### **Thema der Bachelorthesis**

Simulation des Betriebsverhaltens von Hubkolbenmotoren der Nutzfahrzeugklasse im Erdgas- oder Wasserstoffbetrieb

### **Stichworte**

Hubkolbenmotor, Simulation, AVL Cruise M, Wasserstoff, Methan, Nutzfahrzeugklasse, fraktales Verbrennungsmodell

### **Kurzzusammenfassung**

In der vorliegenden Bachelorarbeit werden in AVL Cruise M Simulationsmodelle für verbrennungsmotorische Konzepte mit Methan und Wasserstoff modelliert und untersucht. Die Simulationsmodelle basieren auf dem fraktalen Verbrennungsmodell. Als Grundlage für die Modellbildung wird eine umfassende Untersuchung des fraktalen Verbrennungsmodells vorgenommen. Abschließend werden verschiedene verbrennungsmotorische Konzepte mit Methan und Wasserstoff miteinander verglichen.

### **Name of Student**

Kiran Lasse Klawun

### **Title of the paper**

Simulation of the operating behaviour of commercial vehicle class piston engines in natural gas or hydrogen mode

### **Keywords**

Piston Engine, Simulation, AVL Cruise M, Hydrogen, Methane, Commercial Vehicle Class, Fractal Combustion Model

### **Abstract**

In this bachelor thesis, simulation models for internal combustion engine concepts with methane and hydrogen are modeled and investigated in AVL Cruise M. The simulation models are based on the fractal combustion model. As a basis for model building, a comprehensive investigation of the fractal combustion model is performed. Finally, different internal combustion engine concepts with methane and hydrogen are compared.

## Aufgabenstellung

Die Nutzung weitgehend etablierter verbrennungsmotorischer Konzepte mit Erdgas oder Wasserstoff bietet einen schnellen und im Entwicklungsaufwand überschaubaren Ansatz zur Reduktion der CO<sub>2</sub>- und Schadstoffemissionen.

Im Rahmen dieser Arbeit soll durch Nutzung des kommerziellen Simulationswerkzeugs AVL Cruise M ein Basismodell entwickelt und untersucht werden, um die Verbrennungsprozesse von Gasmotoren mit Erdgas und Wasserstoff untersuchen zu können.

Schwerpunkte der Arbeit:

- Erstellen eines Einzylinder-Basismodells mit möglichst physikalischer Abbildung der Brennverläufe mit Erdgas und Wasserstoff
- Berechnung von Zylinderdruckverlauf, -temperaturverlauf und Schadstoffemissionen für verschiedene Betriebsparameter
- Ergänzung des Modells um die Abbildung einer Turboaufladung
- Beispielhafte Erweiterung des Modells auf Mehrzylindermotoren
- Sensitivitätsanalyse von Modellparametern

## Inhaltsverzeichnis

<b>Aufgabenstellung</b> .....	<b>I</b>
<b>Inhaltsverzeichnis</b> .....	<b>II</b>
<b>Symbolverzeichnis</b> .....	<b>IV</b>
<b>Abkürzungsverzeichnis</b> .....	<b>VIII</b>
<b>Tabellenverzeichnis</b> .....	<b>VIII</b>
<b>Abbildungsverzeichnis</b> .....	<b>IX</b>
<b>1 Einleitung</b> .....	<b>1</b>
1.1 Motivation und Relevanz .....	1
1.2 Zielsetzung .....	1
1.3 Vorgehen .....	2
<b>2 Stand der Technik</b> .....	<b>4</b>
2.1 Gasmotoren .....	4
2.2 Simulation und Modellbildung von Hubkolbenmotoren .....	8
<b>3 Grundlagen</b> .....	<b>10</b>
3.1 Verbrennungskonzepte mit Methan und Wasserstoff .....	10
3.1.1 Idealer Vergleichsprozess .....	10
3.1.2 Vollkommene Motor und reale Verbrennung .....	11
3.1.3 Laminare Flammengeschwindigkeit .....	13
3.1.4 Verdichtungsverhältnis .....	14
3.1.5 Schwerpunktlage und Spitzendrücke .....	14
3.1.6 Spitzen- und Abgastemperatur .....	15
3.1.7 Gemischbildung .....	16
3.1.8 Turboaufladung .....	16
3.2 Das fraktale Verbrennungsmodell .....	17
3.2.1 Fraktale Verbrennung .....	17
3.2.2 K-k-Turbulenzmodell .....	18
3.2.3 Anpassung Wandverbrennung und Zündprozess .....	20
3.2.4 Das fraktale Verbrennungsmodell in Cruise M .....	22
<b>4 Grundgrößen des Forschungsmotors</b> .....	<b>23</b>
<b>5 AVL Cruise M-Modelle</b> .....	<b>26</b>
5.1 Grundmodell 1-Zylinder mit Methan-Saugrohreinblasung .....	26
5.2 Anpassungen für Wasserstoffverbrennung .....	32
5.3 Anpassungen für Direkteinblasung .....	32
5.4 Anpassungen für Turboaufladung .....	33
5.5 Mehrzylindermotor .....	34
5.6 Case Sets .....	35
<b>6 Parametrisierung und Modellbildung in AVL Cruise M</b> .....	<b>36</b>
6.1 Modellbildung in AVL Cruise M mit dem fraktalen Verbrennungsmodell .....	36
6.2 Einflüsse der Parameter des fraktalen Verbrennungsmodells .....	39
6.2.1 Turbulenzparameter .....	40
6.2.2 Längenskalenparameter .....	41

6.2.3 Referenzradius .....	42
6.2.4 Zündungsparameter .....	43
6.2.5 Dichteexponent .....	44
6.2.6 Wandverbrennung.....	44
6.2.7 LFS-Exponent .....	45
6.3 Einflüsse physikalischer Modellgrößen auf die fraktale Verbrennung .....	46
6.3.1 Verdichtungsverhältnis .....	46
6.3.2 Verbrennungsluftverhältnis .....	47
6.3.3 Brennraumgeometrie .....	48
6.3.4 Druck und Temperatur.....	49
6.3.5 Kraftstoff .....	51
6.4 Parametrisierung des fraktalen Verbrennungsmodells.....	52
6.4.1 Parametrisierung Methan .....	52
6.4.2 Anpassung Wasserstoff.....	56
6.4.3 Anpassung Direkteinblasung und Turboaufladung .....	57
6.5 Wärmeübertragung .....	59
6.6 Einschränkungen des Modells .....	60
<b>7 Vergleich verbrennungsmotorischer Konzepte mit Wasserstoff und Methan .....</b>	<b>61</b>
7.1 Berechnung von Zylinderdruckverlauf, - temperaturverlauf, Energiebilanz .... und Schadstoffemissionen für verschiedene verbrennungsmotorische .....	61
7.2 Diskussion .....	65
<b>8 Zusammenfassung und Ausblick .....</b>	<b>67</b>
<b>Literatur- und Quellenverzeichnis .....</b>	<b>68</b>
<b>Anhang .....</b>	<b>70</b>
A. Anhang aus Kapitel 5 .....	70
B. Anhang aus Kapitel 6 .....	74
<b>Erklärung .....</b>	<b>76</b>

## Symbolverzeichnis

Symbol	Einheit	Bedeutung
$\lambda$	[–]	Verbrennungsluftverhältnis
$K$	$\left[\frac{m^2}{s^2}\right]$	Laminare kinetische Energie
$k$	$\left[\frac{m^2}{s^2}\right]$	Turbulente kinetische Energie
$\eta_{th, Gleichraum}$	[–]	Wirkungsgrad Gleichraumprozess
$\varepsilon$	[–]	Verdichtungsverhältnis
$\kappa$	[–]	Isentropenexponent
$\bar{\kappa}_M$	[–]	Isentropenexponent Methan
$\bar{\kappa}_W$	[–]	Isentropenexponent Wasserstoff
$\bar{\kappa}_B$	[–]	Isentropenexponent Benzin
$\Delta\eta_{rL}$	[–]	Wirkungsgradverlust reale Ladung
$\Delta\eta_{uV}$	[–]	Wirkungsgradverlust unvollständige Verbrennung
$\Delta\eta_{rV}$	[–]	Wirkungsgradverlust reale Verbrennung
$\Delta\eta_{WW}$	[–]	Wirkungsgradverlust durch Wandwärme
$\Delta\eta_{LW}$	[–]	Wirkungsgradverlust Ladungswechsel
$\eta_i$	[–]	Induzierter Wirkungsgrad
$v_t$	$\left[\frac{m}{s}\right]$	Turbulente Flammengeschwindigkeit
$v_{fl}$	$\left[\frac{m}{s}\right]$	Laminare Flammengeschwindigkeit
$\varepsilon$	$\left[\frac{m^2}{s^2}\right]$	Dissipation
$\frac{dm_b}{dt}$	$\left[\frac{kg}{s}\right]$	Massenumsatzrate
$\rho_u$	$\left[\frac{kg}{m^3}\right]$	Dichte vom unverbrannten Kraftstoff
$A_T$	[m <sup>2</sup> ]	Turbulente Flammenoberfläche
$A_L$	[m <sup>2</sup> ]	Laminare Flammenoberfläche

$S_L$	$\left[\frac{m}{s}\right]$	Laminare Flammgeschwindigkeit
$L_{\max}$	$[m]$	Maximale Längenskala
$L_{\min}$	$[m]$	Minimale Längenskala
$D_3$	$[-]$	Fraktale Dimension
$D_{3,\max}$	$[-]$	Maximale fraktale Dimension
$D_{3,\min}$	$[-]$	Minimale fraktale Dimension
$\dot{m}_{in}$	$\left[\frac{kg}{s}\right]$	Eingehender Massenstrom
$u_{in}$	$\left[\frac{m}{s}\right]$	Geschwindigkeit des eingehenden Massenstroms
$P$	$\left[\frac{m^2}{s^3}\right]$	Turbulenter Produktionsterm
$\dot{m}_{ex}$	$\left[\frac{kg}{s}\right]$	Ausgehender Massenstrom
$\dot{\rho}$	$\left[\frac{kg}{m^3}\right]$	Zeitliche Änderung der Dichte
$\rho$	$\left[\frac{kg}{m^3}\right]$	Dichte
$m$	$[kg]$	Masse
$\frac{dK}{dt}$	$\left[\frac{m^2}{s^3}\right]$	Änderung der turbulenten kinetischen Energie
$\frac{dk}{dt}$	$\left[\frac{m^2}{s^3}\right]$	Änderung der laminaren kinetischen Energie
$U_f$	$\left[\frac{m}{s}\right]$	Fluid Geschwindigkeit
$u'$	$[-]$	Turbulenzintensität
$L_I$	$[m]$	Integrale Längenskala
$l_k$	$[m]$	Kolmogorow-Längenskala
$Re_t$	$[-]$	Turbulente Reynoldszahl
$V_{cyl}$	$[m^3]$	Zylindervolumen
$A$	$[m^2]$	Zylinderquerschnitt

$\nu_u$	$\left[\frac{m^2}{s}\right]$	Kinematische Viskosität vom unverbranntem Kraftstoff-Luft-Gemisch
$\omega_{wr}$	$[-]$	Faltungsrate
$r_f$	$[m]$	Flammenradius
$r_{f,ref}$	$[m]$	Referenzradius
$n$	$\left[\frac{1}{min}\right]$	Drehzahl
$n_{ref}$	$\left[\frac{1}{min}\right]$	Referenzdrehzahl
$w_1$	$[-]$	Gewichtsfaktor 1
$w_2$	$[-]$	Gewichtsfaktor 2
$m_b$	$[kg]$	Verbrannte Masse
$\tau$	$[-]$	Charakteristische Zeitskala
$tr$	$[s]$	Übergangszeit
$m_{f_{RG}}$	$[-]$	Restgasmassenanteil
$\dot{m}_K$	$\left[\frac{kg}{s}\right]$	Kraftstoffmassenstrom
$\dot{m}_L$	$\left[\frac{kg}{s}\right]$	Luftmassenstrom
$L_{ST}$	$[-]$	Stöchiometrischer Luftbedarf
$d$	$[-]$	LFS-Exponent
$c_t$	$[-]$	Turbulenzparameter
$c_l$	$[-]$	Längenskalenparameter
$c_{ign}$	$[-]$	Zündungsparameter
$m_f$	$[-]$	Wandverbrennung
$r_{ref}$	$[m]$	Referenzradius
$m$	$[-]$	Dichteexponent
$T_{Bez}$	$[^\circ C]$	Bezugstemperatur
$T_w$	$[^\circ C]$	Wandtemperatur

$T_{\infty}$	$[^{\circ}\text{C}]$	Umgebungstemperatur
$Pr$	$[-]$	Prandtl-Zahl
$\nu$	$\left[\frac{\text{m}^2}{\text{s}}\right]$	Kinematische Viskosität
$\lambda_{leit}$	$\left[\frac{\text{W}}{\text{mK}}\right]$	Wärmeleitfähigkeit
$a$	$\left[\frac{\text{m}^2}{\text{s}}\right]$	Temperaturleitfähigkeit
$Nu$	$[-]$	Nußelt-Zahl
$Nu_{platte}$	$[-]$	Nußelt-Zahl einer Platte
$h_{zyl}$	$[\text{m}]$	Höhe Zylinder
$d_{zyl}$	$[\text{m}]$	Durchmesser Zylinder
$Gr_L$	$[-]$	Grashof-Zahl
$g$	$\left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right]$	Erdbeschleunigung
$\eta$	$\left[\frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}}\right]$	Dynamische Viskosität
$\beta$	$\left[\frac{1}{\text{K}}\right]$	Kehrwert Umgebungstemperatur
$L$	$[\text{m}]$	Charakteristische Länge
$\alpha$	$\left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}\right]$	Wärmeübergangskoeffizient

## Abkürzungsverzeichnis

Abkürzung	Bedeutung
HAW	Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg
ATL	Abgasturboaufladung
VTG-Lader	Variable-Turbinengeometrie-Lader
NO <sub>x</sub>	Stickoxide
CO	Kohlenmonoxid
UHC	Unverbrannte Kohlenwasserstoffe
LFS	Laminare Flammgeschwindigkeit
MFB	Massenteil des verbrannten Kraftstoff-Luft-Gemisches
°KW	Kurbelwinkel

## Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: technische Daten des Forschungsmotors.....	23
Tabelle 2: Basismodell für Untersuchung fraktaler Parameter.....	40
Tabelle 3: Technische Daten des Motors von Bozza et al.....	52
Tabelle 4: Parameterwahl Methanmodell Saugrohreinblasung .....	56
Tabelle 5: Parameterwahl Wasserstoffmodell Saugrohreinblasung.....	57
Tabelle 6: verbrennungsmotorische Konzepte .....	62
Tabelle 7: Beschreibung gewählter Modellparameter.....	70
Tabelle 8: Stoffwerte Wärmeübertragung.....	74

## Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Vorgehensweise.....	3
Abbildung 2: Schadstoffe Methan (Quelle: Zacharias, Gasmotoren, 2001) .....	7
Abbildung 3: Wirkungsgrad Gleichraumprozess in Abhängigkeit von Isentropenexponent .. und Verdichtungsverhältnis (Quelle: Bargende et al., 2015) .....	11
Abbildung 4: Wirkungsgrad vollkommener Motor und reale Verbrennung .....	
(Quelle: Skalla, 2011) .....	12
Abbildung 5: Laminare Flammgeschwindigkeit (Quelle Ratzke, 2013) .....	13
Abbildung 6: Brenngeschwindigkeit Methan / Wasserstoff (Quelle: Skalla et al., 2009)....	14
Abbildung 7: Spitztemperatur und Temperatur bei Auslassventil-Öffnung in .....	
Abhängigkeit von der Schwerpunktlage (Quelle Bargende et al., 2015).....	15
Abbildung 8: Darstellung Ausbreitung der Flammenoberfläche im Brennraum .....	
von Hubkolbenmotoren (Quelle: De Vellis et al., 2017).....	17
Abbildung 9: Energiekaskaden des Turbulenzmodells (Quelle Poulos & Heywood, 1983)	19
Abbildung 10: Das fraktale Verbrennungsmodell in AVL Cruise M.....	22
Abbildung 11: Schematische Darstellung Forschungsmotor an der HAW .....	23
Abbildung 12: Ventilhubkurven Ein- und Auslass .....	25
Abbildung 13: Durchflusskoeffizient am Einlass .....	25
Abbildung 14: Durchflusskoeffizient am Auslass .....	25
Abbildung 15: Basismodell Methan mit Saugrohrenblasung.....	26
Abbildung 16: Einlass des Methan-Basismodells .....	27
Abbildung 17: Kraftstoffwahl Methan.....	28
Abbildung 18: Auslass Methan-Basismodell .....	29
Abbildung 19: Modellierung Wärmeübertragung und Zylinder.....	30
Abbildung 20: Berechnung Kraftstoffmassenstrom .....	31
Abbildung 21: Kraftstoffwahl Wasserstoff.....	32
Abbildung 22: Modellierung Direkteinblasung vs. Saugrohrenblasung .....	32

---

Abbildung 23: Einblase-Profil Direkteinblasung.....	33
Abbildung 24: Modellierung Turboaufladung.....	33
Abbildung 25: vorgegebener Ladedruck in Abhängigkeit von der Drehzahl.....	34
Abbildung 26: Modellierung Mehrzylinder .....	34
Abbildung 27: Theoretisches Vorgehen beim Modellieren mit dem fraktalen Verbrennungsmodell .....	37
Abbildung 28: Praktisches Vorgehen der Modellbildung mit dem fraktalen Verbrennungsmodell für die vorliegende Arbeit .....	38
Abbildung 29: Untersuchung Turbulenzparameter .....	41
Abbildung 30: Untersuchung Längenskalenparameter.....	42
Abbildung 31: Untersuchung Referenzradius .....	43
Abbildung 32: Untersuchung Zündungsparameter .....	43
Abbildung 33: Untersuchung Dichteexponent .....	44
Abbildung 34: Untersuchung Wandverbrennung.....	45
Abbildung 35: Untersuchung-LFS Exponent .....	45
Abbildung 36: Untersuchung Verdichtungsverhältnis .....	47
Abbildung 37: Untersuchung Verbrennungsluftverhältnis.....	48
Abbildung 38: Untersuchung Brennraumgeometrie.....	49
Abbildung 40: Untersuchung Temperatur.....	50
Abbildung 39: Untersuchung Druck.....	50
Abbildung 41: Untersuchung Kraftstoff.....	51
Abbildung 42: Brennraumgeometrie Bozza et al. vs Forschungsmotor HAW .....	53
Abbildung 43: Brennverlauf Vergleichsmotor (Quelle Universiti Kebangsaan Malaysia & Mohamad, 2010) .....	54
Abbildung 44: Brennverläufe Basisparameter vs. Vergleichsmotor vs. angepasste Parameter.....	55

---

Abbildung 45: Laminare Flammengeschwindigkeit für Modell mit angepassten Parametern.....	55
Abbildung 46: Brennverläufe Methan vs. Wasserstoff vs. Wasserstoff modifiziert.....	56
Abbildung 47: Laminare Flammengeschwindigkeit für modifiziertes Wasserstoffmodell...57	
Abbildung 48: Untersuchung Direkteinblasung vs. Saugrohrenblasung .....	58
Abbildung 49: Links, induzierter Mitteldruck Vollast. Rechts, induzierter Mitteldruck Teillast .....	62
Abbildung 50: Links, Druckverlauf Vollast. Rechts, Druckverlauf Teillast.....	63
Abbildung 51: Links, Temperaturverlauf Vollast. Rechts, Temperaturverlauf Teillast.....	63
Abbildung 52: Links, Energiebilanz Vollast. Rechts, Energiebilanz Teillast .....	64
Abbildung 53: Stickoxidbildung .....	65

# 1 Einleitung

Die Zielsetzung der Bundesregierung, bis 2045 in Deutschland Klimaneutralität zu erreichen, erfordert in allen Bereichen der Gesellschaft eine schnellstmögliche Umstellung auf klimaneutrale Technologien. Die folgende Arbeit beschäftigt sich mit der Möglichkeit, verbrennungsmotorische Konzepte klimaneutral zu betreiben zu.

## 1.1 Motivation und Relevanz

Der Mobilitätssektor ist einer der größten CO<sub>2</sub>-Verursacher und hat sich bis heute schwer getan, seinen CO<sub>2</sub>-Ausstoß zu senken. Lange Lebenszeiten von PKW-Fahrzeugen oder auch Fahrzeugen der Nutzfahrzeugklasse verdeutlichen, dass herkömmliche verbrennungsmotorische Konzepte mit Benzin oder Diesel innerhalb des nächsten Jahrzehnts gänzlich abgeschafft werden müssen, um bis 2045 keine Rolle mehr zu spielen. Batterieelektrische Fahrzeugkonzepte oder auch Fahrzeugkonzepte mit Brennstoffzelle können noch nicht alle Bereiche des Mobilitätssektors abdecken. Besonders in dem Segment der Nutzfahrzeuge kann die Elektrifizierung hinsichtlich Praktikabilität und CO<sub>2</sub>-Ausstoß noch nicht gänzlich überzeugen. Preis, Reichweite, Gewicht und CO<sub>2</sub>-Fußabdruck der Batterie sind Faktoren, die den Bereich der Nutzfahrzeuge hinsichtlich einer Elektrifizierung einschränken (Hacker et al., 2015; Koch et al., 2020). Bis in einem Großteil der verschiedenen Bereiche der Nutzfahrzeugklasse kostengünstige Varianten mit batterieelektrischem Antrieb oder der Brennstoffzelle vorliegen, stellt der Umstieg auf verbrennungsmotorische Konzepte mit grünem Erdgas oder Wasserstoff eine kostengünstige und schnelle Variante für CO<sub>2</sub>-Einsparungen dar. Ebenfalls gibt es Bereiche der Nutzfahrzeugklasse, die auch langfristig sinnvoll mit grünen Gasen betrieben werden könnten. Hier sei zum Beispiel die Landwirtschaft genannt. Elektrische Antriebskonzepte für Landmaschinen haben häufig ein zu hohes Gewicht oder zu geringe Kapazitäten und kommen daher noch nicht infrage. Gekoppelt mit einer Biogasanlagen kann hier ein Gasmotor der zukünftig richtige Weg für klimafreundliche Konzepte darstellen (Prehn, 2016).

## 1.2 Zielsetzung

Aktuell beruht der Großteil des Mobilitätssektors noch auf herkömmlichen verbrennungsmotorischen Konzepten. Eine Umstellung auf elektrische Konzepte beginnt gerade erst und ist noch nicht flächendeckend anwendbar. Es besteht daher der Bedarf, in den nächsten 10 bis 20 Jahren verbrennungsmotorische Konzepte klimaneutral zu betreiben, also auch bestehende Fahrzeuge auf einen klimaneutralen Betrieb umzurüsten.

Ziel der Arbeit ist, ein Simulationsmodell für verschiedene gasmotorische Verbrennungskonzepte in AVL Cruise M aufzubauen. Schwerpunkt dabei ist die Darstellung der Verbrennungsprozesse mit dem fraktalen Verbrennungsmodell. Das Simulationsmodell soll den Verbrennungsprozess möglichst physikalisch und nicht rein mathematisch darstellen, weshalb das fraktale Verbrennungsmodell eingesetzt wird. Grundlage der Modellbildung ist

ein real existierender Diesel-Forschungsmotor der Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg (HAW). Das Simulationsmodell soll die Umrüstung des Forschungsmotors auf ein klimaneutrales verbrennungsmotorisches Konzept mit Methan oder Wasserstoff unterstützen. Anhand des Simulationsmodells sollen verschiedene Konzepte hinsichtlich ihrer Verbrennungseigenschaften und ihrer Potenziale untersucht werden.

### 1.3 Vorgehen

Im Anschluss an die Einleitung wird in Kapitel 2 der Stand der Technik zu Gasmotoren und Umrüstungskonzepten dargestellt. Das Kapitel soll einführen in die Thematik von gasmotorischen Konzepten und dem fraktalen Verbrennungsmodell. Anschließend werden in Kapitel 3 die notwendigen Grundlagen für die vorliegende Arbeit erörtert. Hierbei soll vor allem dargestellt werden, welche Einflüsse verschiedene verbrennungsmotorische Konzepte auf die Verbrennung haben. Es werden die Unterschiede zwischen Methan- und Wasserstoffverbrennung anhand des idealen Vergleichsprozesses, des vollkommenen Motors und der realen Verbrennung betrachtet. Zudem sollen Einflüsse der laminaren Flammengeschwindigkeit, des Verdichtungsverhältnis, der Schwerpunktlage, der Gemischbildung und der Turboaufladung auf die Verbrennung erörtert werden. In Kapitel 4 wird der an der HAW vorhandene Forschungsmotor, welcher die Grundlage für die Simulationsmodelle darstellt, vorgestellt. In Kapitel 5 werden dann anschließend die entwickelten AVL Cruise M Simulationsmodelle der verschiedenen verbrennungsmotorischen Konzepte dargestellt. Dafür wird zunächst das Basismodell Methan mit Saugrohrenblasung vorgestellt, und von da aus werde die notwendigen Änderungen für Konzepte mit Wasserstoff, Direkteinblasung, Turboaufladung und Mehrzylinder erklärt. Anschließend wird in Kapitel 6 der Weg der Modellbildung skizziert inklusive einer Untersuchung des fraktalen Verbrennungsmodells. Die Untersuchungen wurden ausschließlich für Einzylinder-Konzepte vorgenommen. Die Erweiterung auf Mehrzylinder hat keinen Einfluss auf die Verbrennung an sich. Zunächst wird schematisch dargestellt, wie die Parametrisierung des fraktalen Verbrennungsmodell herkömmlich funktioniert und wie die Parametrisierung für die vorliegende Arbeit umgesetzt wurde. Anschließend werden die Einflüsse der fraktalen Parameter auf die Verbrennungsberechnung und die Einflüsse der äußeren Modellparameter auf die Verbrennungsberechnung untersucht. Anhand der Untersuchung der Einflüsse und der Arbeit von Bozza et al. (2005) werden für das Basismodell Methan die fraktalen Parameter gewählt. Das daraus entstandene Simulationsmodell für die Methanverbrennung wird mit den Brennverläufen von Mohamad (2010) verglichen und eine Anpassung der Parameter vorgenommen. Das Basismodell wird anschließend für verschiedene Konzepte angepasst. Abschließend wird auf die notwendige Modellbildung bezüglich der Wärmeübergänge eingegangen. Im Kapitel 7 werden die gefundenen Modelle anhand verschiedener Verbrennungskonzepte miteinander verglichen und plausibilisiert. Auch hierbei werden ausschließlich Einzylinder-Konzepte verglichen. Abschließend wird in Kapitel 8 die Arbeit zusammengefasst und ein Ausblick gegeben.

Das Vorgehen zur Erstellung der vorliegenden Arbeit ist schematisch in **Abb. 1** dargestellt. Nachdem sich mit den Grundlagen vertraut gemacht wurde, wurden zunächst die Daten des Forschungsmotors an der HAW aufgenommen und digitalisiert. Anschließend wurde ein Basismodell erstellt, an dem die Einflüsse der fraktalen und äußeren Modellparameter untersucht wurden. Darauf basierend konnten spezifische Modelle für unterschiedliche Verbrennungskonzepte erstellt werden. Abschließend wurden die Konzepte verglichen und diskutiert.

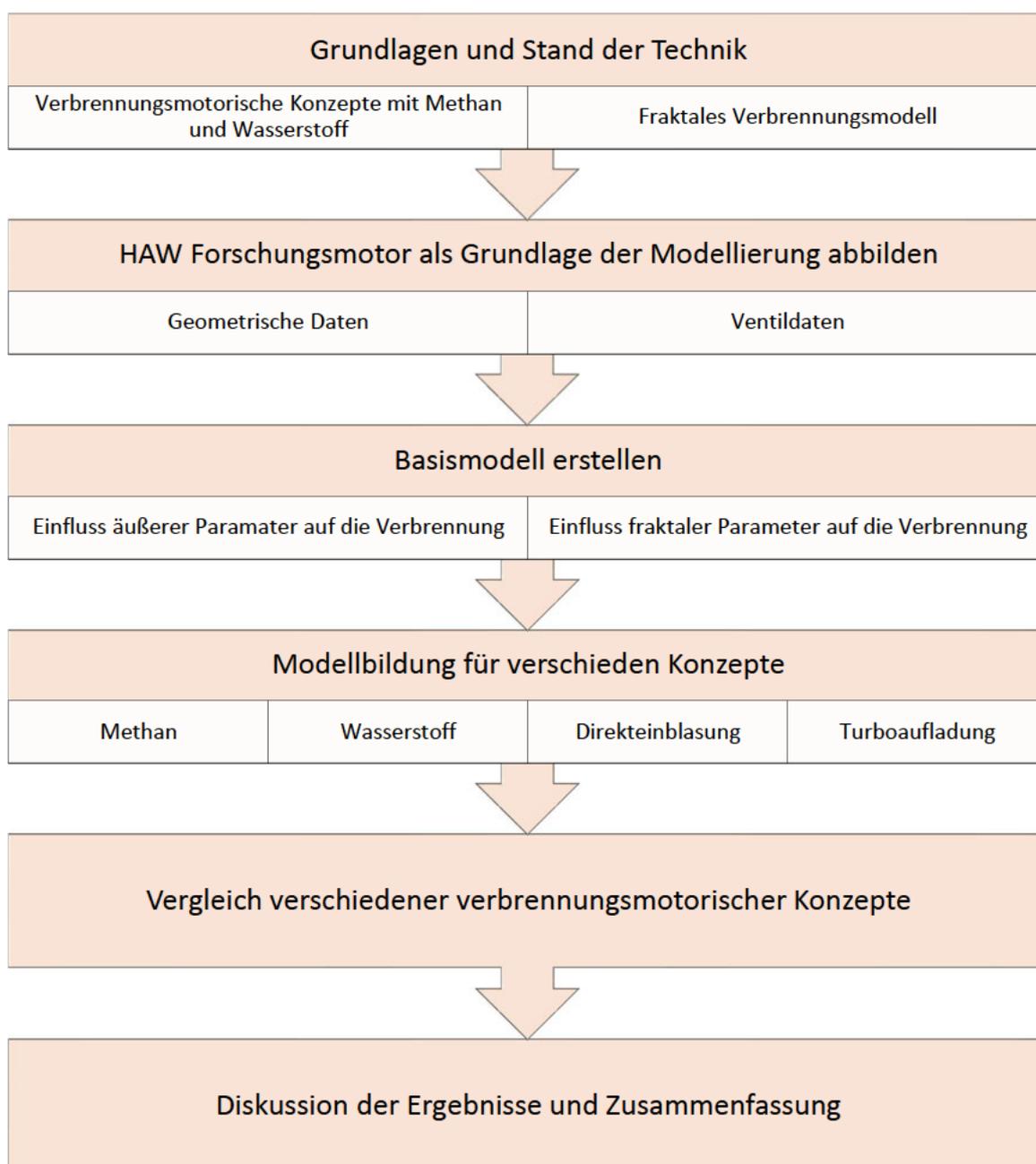


Abbildung 1: Vorgehensweise

## 2 Stand der Technik

### 2.1 Gasmotoren

Der Gasmotor ist keine neue Erfindung. In den vergangenen hundert Jahren hat der Gasmotor immer wieder durch verschiedene sozioökonomische Einflüsse an Relevanz gewonnen. Dabei blieb der Gasmotor jedoch fast ausschließlich ein Nischenprodukt. Während des zweiten Weltkrieges und der Nachkriegszeit wurden wegen der Ölknappheit Busse mit Gas betrieben. Diese Konzepte verschwanden jedoch wieder, als Öl ab den 1950er Jahren stetig günstiger und wieder dauerhaft verfügbar wurde. Mit den Ölpreiskrisen der 1970er und 1980er Jahre kam in den westlichen Ländern der Wunsch nach einer stärkeren Energieautarkie auf. Ab diesem Zeitpunkt ist daher eine konsistente Forschung im Bereich der Erdgasfahrzeuge erkennbar. In Neuseeland entstand in den 1980er ein umfangreiches Umbauprogramm von Erdölfahrzeugen auf Erdgasfahrzeuge. Staatlich subventioniert konnte die Bevölkerung die Fahrzeuge umbauen lassen. Ende der 1980er Jahre waren dadurch 11% der Fahrzeuge auf den Erdgasbetrieb umgerüstet. Durch den erneut sinkenden Preis des Erdöls verlor sich jedoch der finanzielle Anreiz, und das Erdgasauto verschwand auch in Neuseeland wieder. In den 1990er Jahren dann erreichte das Erdgasfahrzeug einen dauerhaften Durchbruch in verschiedenen Schwellenländern. Durch staatliche Förderprogramme, ähnlich wie in Neuseeland, wurde in Pakistan, Iran oder auch Brasilien der Anteil von Erdgasfahrzeugen deutlich erhöht. Auch hier zeigte sich, dass durch einen finanziellen Anreiz schnelle Erfolge durch Umrüstungskonzepte erzielt werden konnten. Dabei sind fast ausschließlich Bivalente Systeme, also die Kombination von Benzin und Erdgas, zum Einsatz gekommen. In Deutschland begann das Erdgasfahrzeug ab den 1990er Jahren langsam an Bedeutung zu gewinnen. So waren im Jahr 2012 etwa 95.000 Erdgasfahrzeuge gemeldet, was jedoch nur 0,2% des deutschen Gesamtbestandes ausmachte. Mit dem stärker in den Fokus rückenden Klimawandel bekommt der Erdgasmotor erneut eine erhöhte Aufmerksamkeit. Durch Power to Gas Konzepte lässt sich der Gasmotor weitgehend klimaneutral betreiben und könnte durch die Erfahrung mit Umrüstungskonzepten zu einer schnellen Verringerung des CO<sub>2</sub>-Ausstoßes im Verkehrssektors beitragen. Der historische Abriss beruht auf der Arbeit von R. Bauer (2015). Für ausführlichere Informationen sei auf diese Arbeit verwiesen.

Wasserstoff als Kraftstoff für Gasmotoren zu nutzen, wurde bereits 1938 von Rudolf Erren untersucht. Er rüstete dazu Otto- und Dieselmotoren für die Wasserstoffverbrennung um (Erren, 1939). Seitdem wurden immer wieder Versuche unternommen, verbrennungsmotorische Konzepte mit Wasserstoff zu entwickeln. In den 2000er Jahren brachte BMW eine Kleinserie von Fahrzeugen mit Wasserstoffverbrennungsmotor auf den Markt. Durch die Möglichkeit, Wasserstoff nahezu komplett CO<sub>2</sub>-frei zu verbrennen, stellen verbrennungsmotorische Konzepte mit Wasserstoff einen sehr aktuellen Forschungsbereich dar, um Verbrennungsmotoren klimaneutral betreiben zu können. Das Unternehmen Keyou hat bereits Konzepte entwickelt, herkömmliche Verbrennungsmotoren auf Wasserstoffmotoren umzurüsten.

Für Umrüstungskonzepte von Gasmotoren kamen in der Vergangenheit häufig bivalente Systeme zum Einsatz (M. Bargende, 2015). Hierbei werden zwei Kraftstoffe mitgeführt, Benzin und Gas, wobei jeweils nur einer der beiden Kraftstoffe dem Brennraum zugeführt und verbrannt wird. Dabei limitiert die Auslegung auf Benzin jedoch die Potenziale der Erdgasbeziehungsweise Methanverbrennung. Für die vorliegende Arbeit sind daher monovalente Fahrzeugkonzepte mit Erdgas oder Wasserstoff Teil der Untersuchungen. Hierbei wird lediglich Erdgas beziehungsweise Wasserstoff als einziger Kraftstoff mitgeführt und verbrannt. Die Möglichkeit, die Vorteile der Kraftstoffe durch den monovalenten Betrieb auszunutzen, ist auch der Grund dafür, dass aktuelle Fahrzeugkonzepte mit Wasserstoff oder Erdgas monovalent betrieben werden. Für Umrüstungskonzepte bleibt jedoch der bivalente Ansatz interessant.

Gasmotoren werden vor allem nach dem Brennverfahren, der Zündung und der Betriebsart unterschieden. A. Wimmer et al. (2018) haben für aktuelle Gasmotoren den Stand der Technik bezüglich der Brennverfahren und der Zündungsart zusammengetragen. Folgend wird sich darauf bezogen. Für weiterführende Informationen zu den vorgestellten Varianten sei auf die Arbeit von A. Wimmer et al. (2018) verwiesen.

Das Brennverfahren und die Art der Zündung hängen eng miteinander zusammen. Die Brennverfahren werden unterteilt in Ottoverfahren und Dieserverfahren. Ottoverfahren werden fremdgezündet. Stand der Technik ist dabei die gemischansaugende Umsetzung. Direkteinblasende Ottoverfahren sind noch Teil der Forschung, haben jedoch noch keine Serienreife erreicht. Die Verbrennung der Ottoverfahren lässt sich weiter unterteilen in geteilte Brennräume und offene Brennräume. Bei offenen Brennräumen wird das homogene Luft-Gasgemisch durch eine Zündkerze entzündet. Bei geschlossenen Brennräumen wird der Zündbereich von dem Hauptbrennraum entkoppelt. Dabei unterscheidet man Vorkammerzündkerzen, ungespülte Vorkammern und gespülte Vorkammern. Während die Vorkammerzündkerze gut in bestehende Zylinderkopfkonzepte integriert werden kann, sind gespülte und ungespülte Vorkammern direkt in den Zylinderkopf zu integrieren und konstruktiv aufwändiger. Alle drei Varianten entkoppeln die Strömung der Hauptkammer von der Zündquelle und sollen als Zündverstärker funktionieren. Die Vorkammerladung kann sicherer entzündet werden und über mehrere Zündstrahlen das Gemisch der Hauptkammer entzünden. Diese Zündvarianten ermöglichen, auch bei großen Brennräumen magere Gemische sicher zu entzünden. Der gespülten Vorkammer wird zusätzlich noch Frischgas zugeführt, sodass in der Vorkammer ein stöchiometrisches Verbrennungsluftverhältnis vorliegt. Das Verbrennungsluftverhältnis beschreibt das Verhältnis aus vorhandener Verbrennungsluft mit dem theoretischen Luftbedarf für eine vollständige Verbrennung des Kraftstoffes und wird mit dem griechischen Buchstaben  $\lambda$  umschrieben. Man unterscheidet grundsätzlich die stöchiometrische Verbrennung mit einem  $\lambda = 1$  und die magere Verbrennung mit einem  $\lambda > 1$ . Das Verbrennungsluftverhältnis kann lokal wie auch global betrachtet werden. Durch das lokale stöchiometrische Verbrennungsluftverhältnis ist eine weitere Abmagerung des Gemisches möglich. Aktuell noch in der Forschung sind Laserzündverfahren oder Corona Zündverfahren (hochfrequente Zündung über mehrere Elektroden). Diese sollen ebenfalls

eine sicherere Entzündung als eine klassische Zündkerze ermöglichen, sind aber technisch noch nicht serienreif.

Die Gasmotoren mit Dieserverfahren unterteilen sich in zwei Varianten: die Diesel-Gasmotoren und die Gas-Dieselmotoren. Bei Ersteren wird ein Kraftstoffluftgemisch angesaugt. Die Zündung erfolgt durch eine Zündöleinspritzung (Diesel) in das homogene Gemisch. Das Verfahren kann auch so betrieben werden, dass ausschließlich Diesel als Kraftstoff zum Einsatz kommt. Diese Konzepte können also mit Gas oder Diesel betrieben werden und heißen daher Dual Fuel Motoren. Diesel-Gasmotoren hingegen basieren auf der direkten Hochdruck-Gaseinblasung des Kraftstoffes in den Brennraum. Entzündet wird das Gemisch ebenfalls durch eine Zündöleinspritzung. Diese gasmotorischen Konzepte können ebenfalls als Dual Fuel Motoren betrieben werden.

Bei ottomotorischen Verfahren mit Direkteinblasung unterscheidet man zwischen einem homogenen Betrieb und einen Betrieb mit Schichtladung. Durch einen frühen Einblasezeitpunkt entsteht eine gute Homogenisierung des Kraftstoff-Luft-Gemisches. Verschiebt sich die Einblasung Richtung Zündzeitpunkt, entsteht eine geschichtete Ladung. Erfolgt die Einblasung kurz nach Schließung der Einlassventile bei ca. 120 °KW vor dem oberen Totpunkt, kann von einer guten Homogenisierung ausgegangen werden (Klell et al., 2018).

Sowohl für bivalente als auch für monovalente Konzepte ist seit einigen Jahren eine Turboaufladung Stand der Technik. Hierdurch können die Füllungsverluste von Wasserstoff und Methan verringert werden und eine weitere Optimierung hinsichtlich der Leistungsdichte und der Schadstoffe erreicht werden. Im Allgemeinen kommt dabei die Abgasturboaufladung (ATL) zum Einsatz. Für bivalente Konzepte muss die ATL auf beide Kraftstoffe ausgelegt sein. Dabei sind die unterschiedlichen Abgastemperaturen besonders zu berücksichtigen. Monovalente Konzepte müssen nur auf den einen vorhandenen Kraftstoff ausgelegt sein. Die niedrigen Abgastemperaturen von Methan und Wasserstoff haben dazu geführt, dass hier häufig variable Turbinengeometrie-Lader (VTG-Lader) eingesetzt werden. Diese können den Gegendruck durch die Verstellung der Turbinenschaufeln verändern (Bargende et al., 2015).

Das in dieser Arbeit entworfene Modell zur Simulation verbrennungsmotorischer Konzepte mit Methan oder Wasserstoff beruht auf dem fraktalen Verbrennungsmodell. Das fraktale Verbrennungsmodell, welches in dem Grundlagenteil noch genauer erörtert wird, wurde entwickelt für fremdgezündete Konzepte mit homogener Ladung. Vorkammerkonzepte sind dabei nicht berücksichtigt. In dieser Arbeit werden daher lediglich Otto-Verfahren mit offener Brennkammer betrachtet. Direkteinblasende Otto-Verfahren können nur unter der Voraussetzung einer frühen Einblasung und einer dadurch guten Homogenisierung berücksichtigt werden.

Eine weitere Unterteilung von verbrennungsmotorischen Konzepten ist die Unterteilung nach dem betriebenen Verbrennungsluftverhältnis. Die Wahl des betriebenen Verbrennungsluftverhältnis hängt von verschiedenen Faktoren ab. Eine wesentliche

Einflussgröße ist der verwendete Kraftstoff. Wasserstoff hat durch sehr weite Zündgrenzen die Möglichkeit, mit Verbrennungsluftverhältnissen von bis zu  $\lambda = 10$  zu verbrennen. Es entsteht dadurch die Möglichkeit Wasserstoff im kompletten Betriebsfeld durch eine Qualitätsregelung zu regeln, also eine Regelung durch eine Veränderung des Verbrennungsluftverhältnisses. Jedoch neigt Wasserstoff bei äußerer Gemischbildung zu Rückzündungen, die vor allem beim Annähern an das stöchiometrische Luftverhältnis auftreten. Stickoxide sind die dominierenden Schadstoffe bei der Wasserstoffverbrennung. Bei einem mageren Betrieb bis  $\lambda = 2,2$  entstehen jedoch nahezu keine Stickoxide (Klell et al., 2018). Ist die Wasserstoffverbrennung mit innerer Gemischbildung umgesetzt und deshalb die Gefahr der Rückzündung nicht mehr vorhanden, kann Wasserstoff auch im stöchiometrischen Verbrennungsluftverhältnis betrieben werden. Dann wird jedoch ein Katalysator notwendig, um die Stickoxide zu verringern.

Methan kann nur bei Verbrennungsluftverhältnissen von  $\lambda = 0,6$  bis  $\lambda = 2$  betrieben werden. Eine Variante ist dabei das Betreiben bei einem Verbrennungsluftverhältnis von  $\lambda \sim 1$ . Hier liegt ein niedriges Niveau der Schadstoffe von Kohlenmonoxid, Stickoxiden und Kohlenwasserstoffen vor. Die Schadstoffe werden dabei durch einen Katalysator weiter reduziert. Dadurch können bei einem hohen Wirkungsgrad und einer hohen Leistung sehr niedrige Schadstoffwerte erzielt werden. Eine alternative Variante ist der magere Betrieb bei  $\lambda \geq 1,7$ . Hierbei entstehen durch den hohen Luftanteil und niedrigere Verbrennungstemperaturen kaum noch Stickoxide. **Abb. 2** stellt die Schadstoffe über dem Verbrennungsluftverhältnis dar.  $\text{NO}_x$  steht für Stickoxide. UHC stellt die unverbrannten Kohlen-Wasserstoff-Verbindungen dar, und CO ist Kohlenmonoxid.

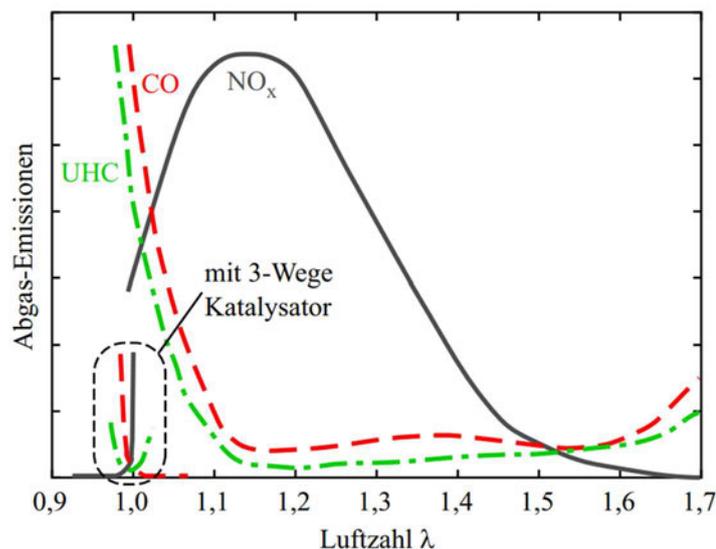


Abbildung 2: Schadstoffe Methan (Quelle: Zacharias, Gasmotoren, 2001)

## 2.2 Simulation und Modellbildung von Hubkolbenmotoren

Die Simulation als Werkzeug spielt bei der Entwicklung neuer verbrennungsmotorischer Konzepte eine wichtige Rolle. Steigende Anforderungen an die Minderungen von Schadstoffen erfordern kürzere Entwicklungszeiten und sichere Vorausberechnung der Eigenschaften von neuen verbrennungsmotorischen Konzepten. Simulationsmodelle kommen daher in den verschiedensten Bereichen der Motorenentwicklung zum Einsatz.

Nach Pischinger et al. (2009) werden Simulationsmodelle von Verbrennungsmotoren eingeteilt in nulldimensionale Modelle, quasidimensionale Modelle, eindimensionale Modelle und mehrdimensionale Modelle. Eindimensionale Modelle betrachten lediglich die Zeitabhängigkeit einer Variablen. Die Berechnung beruht auf dem 1. Hauptsatz der Thermodynamik. Unterteilt werden eindimensionale Modelle in Einzonenmodelle und Zweizonenmodelle. Erstere gehen von örtlich konstanten Stoffgrößen im gesamten Brennraum aus. Zweizonenmodelle hingegen unterteilen den Brennraum in eine verbrannte und unverbrannte Zone. Nulldimensionale Modelle ermöglichen die schnelle energetisch richtige Betrachtung des Motorprozesses. Quasidimensionale Modelle finden im Rahmen einer nulldimensionalen Betrachtung statt. Es werden jedoch geometrische Charakteristika sowie bestimmte räumliche Phänomene berücksichtigt. Eindimensionale und mehrdimensionale Modelle führen die Abhängigkeit des Ortes ein. So können Ein- und Auslasssysteme am Motor durch eindimensionale Modelle beschrieben werden, um die Strömungsverhältnisse vor und hinter dem Brennraum besser zu berücksichtigen. Sollen komplexe Strömungsverhältnisse abgebildet werden, kommen mehrdimensionale Modelle zum Einsatz. Das Programm AVL Cruise M ermöglicht die null- bzw. eindimensionale Modellierung der Ein- und Auslasssysteme. Für diese Arbeit wurde sich zunächst auf eine nulldimensionale Modellierung beschränkt, da das Hauptaugenmerk auf der Darstellung der Verbrennung von Methan und Wasserstoff liegt. Für die Modellierung der Verbrennung kann zwischen verschiedenen Modellen unterschiedlicher Art gewählt werden. Für die vorliegende Arbeit wurde das quasidimensionale fraktale Verbrennungsmodell zur Darstellung der Verbrennung untersucht.

Die sich ausbreitende Flammenfront innerhalb eines fremdgezündeten Motors kann als dünne und stark zerknitterte Oberfläche betrachtet werden, welche eine selbstähnliche Faltung aufweist (Gatowski et al., 1984; Mantzaras et al., 1988). Für die Modellierung der sich ausbreitenden Flammenfront von fremdgezündeten Motoren mit homogener Ladung haben sich daher verschiedene fraktale Modelle etabliert, die die Verbrennung des Kraftstoff-Luftgemisches prognostizieren (Gouldin, 1987; Matthews & Chin, 1991). Auf Grundlage dieser Modelle haben Bozza et al. (2005) ein quasidimensionales fraktales Modell entwickelt und validiert, welches die Grundlage des fraktalen Verbrennungsmodells in AVL Cruise M ist. Die Besonderheit des Modells ist, dass die Prognostizierung der Verbrennung keine rein mathematische Beschreibung ist, sondern physikalische Größen wie die Geometrie der Brennkammer, die Position der Zündkerze und den Zündzeitpunkt, die Zusammensetzung der Zylinderladung sowie Ladungsbewegung und das Turbulenzniveau berücksichtigt. Bozza et al. kombinieren die fraktale Beschreibung der Flammenfront mit einem K-k-Turbulenzmodell

(Poulos & Heywood, 1983). Das Turbulenzmodell führt zwei Gleichung ein, für die turbulente kinetische Energie  $k$  und für die laminare kinetische Energie  $K$ .

Das Modell von Bozza et al. wurde für verschiedene Betriebspunkte validiert und kann daher für diese Arbeit angewendet und untersucht werden. Einschränkungen sind die ausschließliche Betrachtung homogener, fremdgezündeter Motorkonzepte mit offenem Brennraum, für die dieses Modell entworfen und validiert wurde. Das Modell in AVL Cruise M ermöglicht zusätzlich noch die Betrachtung einer Ladungsschichtung. Für die vorliegende Arbeit wurde die Möglichkeit, Ladungsschichtungen zu berücksichtigen, nicht untersucht.

### 3 Grundlagen

Für die vorliegende Arbeit sind vor allem zwei Themenbereiche vorab nachzuvollziehen: die Unterschiede von verbrennungsmotorischen Konzepten mit Methan und Wasserstoff sowie ein grundlegendes Verständnis für das fraktale Verbrennungsmodell. Im folgenden Kapitel sollen die Grundlagen dafür geschaffen werden.

#### 3.1 Verbrennungskonzepte mit Methan und Wasserstoff

Um unterschiedliche verbrennungsmotorische Konzepte mit Methan und Wasserstoff miteinander vergleichen und bei durchgeführten Simulationen die Richtigkeit der Ergebnisse einschätzen zu können, muss zunächst ein Grundverständnis für die Unterschiede der Verbrennungskonzepte hinsichtlich ihrer Potenziale und Betriebsarten vorliegen. Im folgenden Kapitel sollen daher die Unterschiede der Verbrennungskonzepte mit Methan und Wasserstoff erläutert werden.

##### 3.1.1 Idealer Vergleichsprozess

Erste Unterschiede der Verbrennungskonzepte von Methan und Wasserstoff lassen sich bereits anhand der idealen Vergleichsprozesse erkennen. Ideale Vergleichsprozesse gehen von einem geschlossenen System aus. Es werden nur Arbeit und Wärme ausgetauscht, jedoch keine Massen. Die Verbrennung wird durch die Wärmezufuhr abgebildet. Der Prozess ist reversibel.

Wasserstoff- und Methanverbrennungskonzepte sind grundsätzlich als ottomotorische Konzepte, also mit Fremdzündung, umgesetzt. Der ideale Vergleichsprozess wäre daher der Gleichraumprozess. Der Wirkungsgrad des Gleichraumprozesses hängt dabei ausschließlich vom Verdichtungsverhältnis und dem Isentropenexponenten ab:

$$\eta_{th,Gleichraum} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \quad (3.1)$$

wobei  $\varepsilon$  das Verdichtungsverhältnis und  $\kappa$  den Isentropenexponenten darstellen.

Der Isentropenexponent bezieht sich dabei auf das Kraftstoffluftgemisch. Das Kraftstoffluftgemisch wird dabei als ideales Gas mit einer temperaturunabhängigen Wärmekapazität betrachtet. Für Methan würde sich mit der stöchiometrischen Gemischzusammensetzung ein  $\bar{\kappa}_M = 1,36$  (Referenzzustand bei 2 bar und 300°C) ergeben. Für Wasserstoff würde sich ein  $\bar{\kappa}_W = 1,38$  ergeben (*Thermophysical Properties of Fluid Systems*, 2021). Um die Werte im Vergleich zu herkömmlichen Verbrennungskonzepten einordnen zu können, sei hier darauf hingewiesen, dass Benzin beim entsprechenden Referenzzustand einen Isentropenexponenten von  $\bar{\kappa}_B = 1,33$  hat (Bargende et al., 2015). **Abb. 3** zeigt den Einfluss des Isentropenexponenten auf den Wirkungsgrad des Gleichraumprozesses. Es zeigt sich, dass bereits der kleine Unterschied des

Istropenexponenten zwischen Methan und Wasserstoff zu einem deutlichen Wirkungsgradvorteil für Wasserstoffkonzepte führt. Dieser Schluss ist jedoch direkt kritisch zu beurteilen und zu relativieren, da der ideale Vergleichsprozess mit starken Vereinfachungen betrachtet wird.

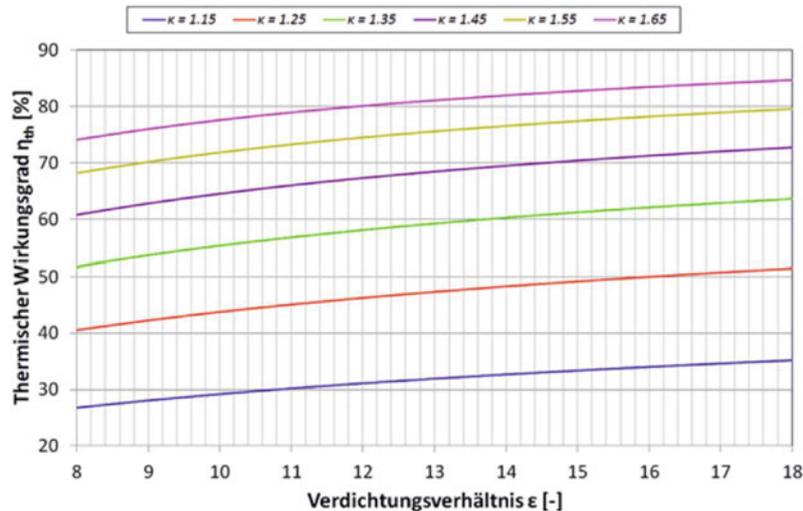


Abbildung 3: Wirkungsgrad Gleichraumprozess in Abhängigkeit von Isentropenexponent und Verdichtungsverhältnis (Quelle: Bargende et al., 2015)

### 3.1.2 Vollkommene Motor und reale Verbrennung

Der vollkommene Motor berücksichtigt im Vergleich zum idealen Vergleichsprozess auch die realen Gaseigenschaften. Dabei werden bereits geometrische Größen des realen Motors berücksichtigt. Es wird von einer vollständigen Verbrennung ausgegangen, und das Luftverhältnis wird wie beim realen Motor angesetzt. Der Ladungswechsel geschieht entlang des Saugrohrdruckes beziehungsweise entlang des Abgasgedruckes. Der Prozess wird adiabatisch gerechnet.

Bargende et al. (2015) haben für die Betrachtung des vollkommenen Motors eine Berechnung zwischen Benzin- und Methanbetrieb durchgeführt. Es zeigten sich dabei bereits verringerte Luft- und Kraftstoffmassen für die Berechnung mit Methan. Diese kommen durch die berücksichtigten Füllungsverluste zustande. Nach dem Einblasen in das Saugrohr bei noch geschlossenem Ventil stellt sich eine Entspannung des Methans ein, wodurch ein Teil der Luftmasse verdrängt wird. Es kommt dadurch zu Füllungsverlusten. Der Luftaufwand, welcher das Verhältnis von eingebrachter Frischladung zu theoretisch möglich zuführbarer Frischladung darstellt, ist daher kleiner als bei verbrennungsmotorischen Konzepten mit Benzin. Die erreichbare Nennleistung wird durch die Füllungsverluste verringert. Für Methan wurde dieser Effekt jedoch durch den erhöhten Heizwert wieder ausgeglichen. Der erhöhte Isentropenexponent von Methan führt zu einer Erhöhung des Kompressionsdruckes und der Kompressionstemperatur im Vergleich zum Benzinprozess. Der Druck- und Temperaturanstieg während der Verbrennung ist jedoch durch die größere Wärmezufuhr beim Benzinprozess höher als beim Methanprozess. Der Wirkungsgrad-Vorteil von Methan im

Vergleich zu Benzin verringerte sich durch die Betrachtung des vollkommenen Motors von 6% auf 0,5%.

Wasserstoff zeigt ähnliche Effekte wie Methan. Es entstehen ebenfalls Füllungsverluste, welche jedoch durch den erhöhten Heizwert kompensiert werden können. Für Wasserstoff ist durch die günstigeren Stoffeigenschaften ein höherer Wirkungsgrad für den vollkommenen Motor zu erwarten. Der Wirkungsgrad des vollkommenen Motors sinkt jedoch gegenüber dem verbrennungsmotorischen Konzept mit Methan bei stetig mehr werdender Beimischung von Wasserstoff zum Methan-Luftgemisch (C. Skalla 2011). In der Verdichtungsphase muss durch den höheren Isentropenexponenten eine höhere Volumenänderungsarbeit aufgebracht werden. In der Expansion ist bei Temperaturen von über 1800 K hingegen der Isentropenexponent des Methan-Rauchgases höher als der des Wasserstoff-Rauchgases. Zusätzlich reduziert sich der Wasserstoff-Isentropenexponent durch die höhere Rauchgastemperatur. Durch die wirkungsgradoptimale Veränderung des Verbrennungsluftverhältnisses kann der Wirkungsgradverlust hingegen wieder ausgeglichen werden. Dargestellt sind die Wirkungsgrade des vollkommenen und realen Motors nach C. Skala (2011) in **Abb. 4**. Der gesamte Balken stellt den vollkommenen Motor dar.  $\Delta\eta_{rL}$  stellt die Verluste durch die reale Ladung dar.  $\Delta\eta_{uV}$  berücksichtigt, dass die Verbrennung nur unvollkommen stattfindet.  $\Delta\eta_{rV}$  sind die Verluste durch einen realen Verbrennungsablauf, und  $\Delta\eta_{WW}$  sind die Verluste durch eine nicht adiabate Betrachtung und damit die Wandwärmeverluste.  $\Delta\eta_{LW}$  beschreibt die Ladungswechselperluste. Nach Abzug der Verluste ergibt sich der induzierte Wirkungsgrad  $\eta_i$  der realen Verbrennung.

Die Erhöhung des Wasserstoffanteils im Kraftstoffgemisch führt zu einer Erhöhung der Wandwärmeverluste. Dies liegt vor allem an der geringeren Löschdistanz und der schnelleren Umsetzung beim Wasserstoff. Der Einfluss der unvollkommenen Verbrennung sinkt hingegen mit der Erhöhung des Wasserstoffanteils. Wasserstoff hat weitere Zündgrenzen als Methan, eine verringerte Löschdistanz und eine erhöhte Flammenfrontgeschwindigkeit. Dadurch wird eine vollständigere Verbrennung erreicht. Die beiden Effekte führen insgesamt zu einem leichten Wirkungsgradvorteil, wenn die Verbrennung mit Wasserstoff im wirkungsgradoptimalen Bereich stattfindet.

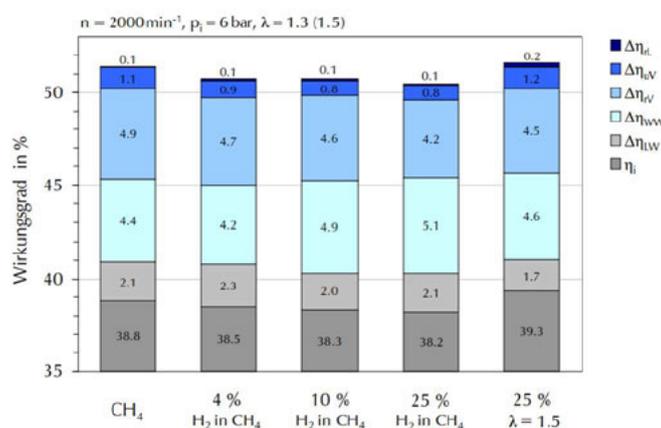


Abbildung 4: Wirkungsgrad vollkommener Motor und reale Verbrennung (Quelle: Skalla, 2011)

Die Betrachtung der Wirkungsgrade zeigt, dass Methan- und Wasserstoffverbrennungskonzepte ähnliche Potenziale aufweisen. Wirkungsgradvorteile für Wasserstoff im idealen Vergleichsprozess relativieren sich wieder bei der Betrachtung des vollkommenen Motors und der realen Verbrennung. Es zeigen sich dabei vor allem Unterschiede bei den Verlusten durch unvollständige Verbrennung und die Wandwärmeverluste.

### 3.1.3 Laminare Flammgeschwindigkeit

Die laminare Flammgeschwindigkeit beziehungsweise laminare Brenngeschwindigkeit ist eine wesentliche Größe, um die Brenngeschwindigkeit und damit die Brenndauer zu prognostizieren. Wesentliche Einflussgrößen auf die laminare Brenngeschwindigkeit sind der Brennstoff, der Oxidant, das Verbrennungsluftverhältnis und der Druck und die Temperatur des unverbrannten Gemisches (Ratzke, 2013). Die laminare Brenngeschwindigkeit unterscheidet sich dabei stark zwischen Wasserstoff und Methan. **Abb. 5** stellt eine Näherungsfunktion für die laminare Brenngeschwindigkeit von Methan dar für stöchiometrische Gemische, in Abhängigkeit von Druck und Temperatur des unverbrannten Kraftstoff-Luftgemisches.

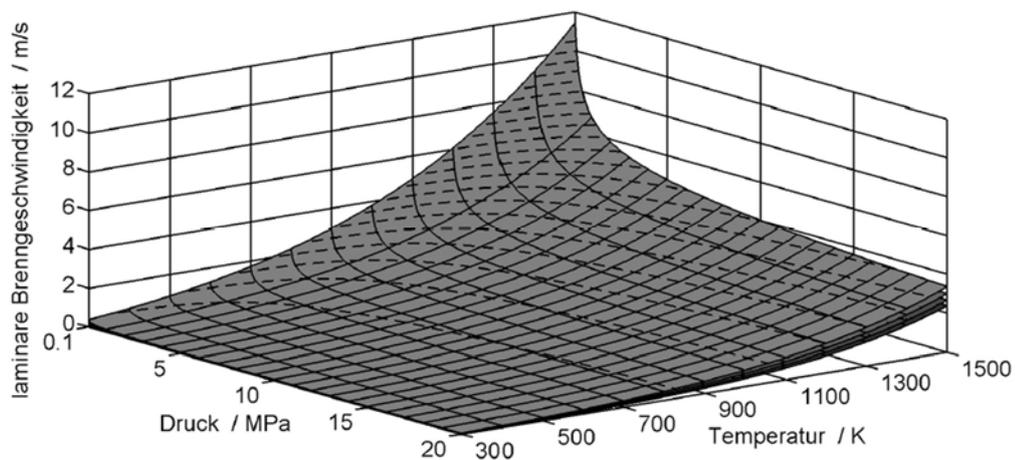


Abbildung 5: Laminare Flammgeschwindigkeit (Quelle Ratzke, 2013)

Bei der Verbrennung von Methan entstehen Temperaturen des unverbrannten Kraftstoffluftgemisches von etwa 900 K. Bei Spitzendrücken zwischen 50 bar bis 100 bar bedeutet das eine laminare Brenngeschwindigkeit zwischen 0,7 m/s und 1 m/s. Bei 1 bar und 25°C liegt die laminare Flammgeschwindigkeit für Methan sogar nur bei etwa 0,42 m/s (Klell et al., 2018). Für Wasserstoff hingegen liegt die laminare Brenngeschwindigkeit bei 1 bar und 25°C bereits bei 2,3 m/s (Klell et al., 2018). Wasserstoff hat durch die deutlich höhere laminare Brenngeschwindigkeit deutlich kürzere Brennzeiten.

Die unterschiedliche laminare Brenngeschwindigkeit hat einen erheblichen Einfluss auf die Brenndauer. Skalla et al. (2009) haben für den Wechsel von Methan auf Wasserstoff eine Reduzierung der Brennverlaufsdauer von 25°KW auf 10°KW festgestellt, zu erkennen in **Abb. 6**. Hierbei stellt  $v_t$  die turbulente und  $v_{fl}$  die laminare Flammengeschwindigkeit [m/s] dar. BD ist die Brenndauer in °KW

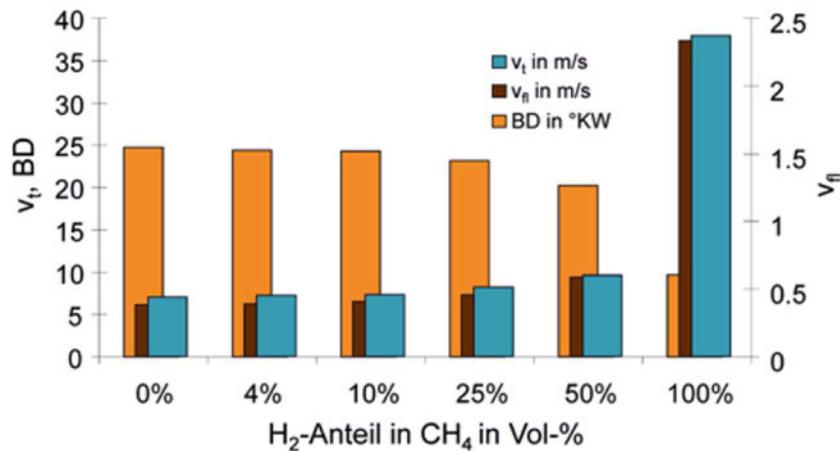


Abbildung 6: Brenngeschwindigkeit Methan / Wasserstoff (Quelle: Skalla et al., 2009)

Die Brennverläufe wurden bei 2000 rpm und Volllast aufgenommen. Es ist anhand der laminaren Brenngeschwindigkeit davon auszugehen, dass verbrennungsmotorische Konzepte mit Wasserstoff bei gleichem Verbrennungsluftverhältnis nur etwa 40% der Brenndauer benötigen im Vergleich zu verbrennungsmotorischen Konzepten mit Methan.

### 3.1.4 Verdichtungsverhältnis

Am idealen Vergleichsprozess zeigte sich, dass neben dem Isentropenexponenten auch die Erhöhung des Verdichtungsverhältnis zu einer Steigerung des Wirkungsgrades führt. Das Verdichtungsverhältnis ist bei ottomotorischen Verbrennungskonzepten durch die Klopfgrenze (Verdichtungsverhältnis, bei dem ein unkontrolliertes Entzünden des Kraftstoffes auftritt) begrenzt. Methan besitzt eine sehr hohe Klopfestigkeit. Das Erhöhen des Verdichtungsverhältnis ist daher eine der wesentlichen Faktoren, um den Wirkungsgrad bei Methan-Konzepten im Vergleich zu Benzinmotoren zu steigern. Bargende et. al (2015) schreiben, dass die Erhöhung des Verdichtungsverhältnis bei Methanmotoren von  $\epsilon = 9$  auf  $\epsilon = 11$  bereits zu einer Wirkungsgradsteigerung von 6% führt. Für Wasserstoff muss hingegen Klopfen als limitierende Größe für das Verdichtungsverhältnis berücksichtigt werden.

### 3.1.5 Schwerpunktlage und Spitzendrücke

Verbrennungsmotorische Konzepte mit Methan und Wasserstoff können in der optimalen Schwerpunktlage betrieben werden. Das bedeutet, dass 50% des Kraftstoffluftgemisches bei

etwa  $8^\circ\text{KW}$  (Abhängig vom Betriebspunkt) nach dem oberen Totpunkt verbrannt sind. Die beiden Faktoren, optimale Schwerpunktlage und erhöhtes Verdichtungsverhältnis, führen jedoch zu sehr hohen Spitzendrücken, wodurch eventuell eine Spätverstellung der Schwerpunktlage notwendig wird. Durch die Spätverstellung sinkt der Spitzendruck. Anderenfalls müsste die Bauteilfestigkeit deutlich erhöht werden, was unter Umständen bei einer Umrüstung von Benzin auf Methan oder Wasserstoff nicht möglich oder durch erhöhte Reibungen nicht zielführend ist. Für Wasserstoff kommt ergänzend die kurze Brenndauer dazu. Diese führt zu einem stärkeren Druckgradienten und höheren Spitzendrücken (Klell et al., 2018).

### 3.1.6 Spitzen- und Abgastemperatur

Die Verbrennungstemperatur hängt von verschiedenen Faktoren ab. Die Spitzentemperatur und die Temperatur beim Öffnen des Auslassventils verändern sich in Abhängigkeit der Schwerpunktlage. Dargestellt in Abb. 7.

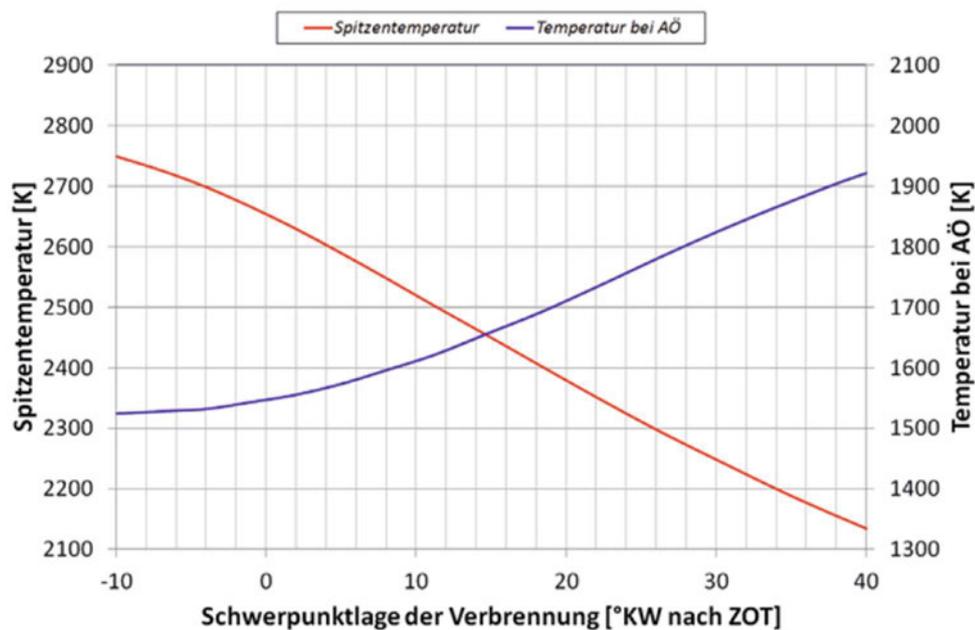


Abbildung 7: Spitzentemperatur und Temperatur bei Auslassventil-Öffnung in Abhängigkeit von der Schwerpunktlage (Quelle Bargende et al., 2015)

Ein weiterer Faktor ist das Verbrennungsluftverhältnis. Durch eine Erhöhung des Verbrennungsluftverhältnisses nimmt die Spitzentemperatur ab. Der Kraftstoff spielt ebenso eine Rolle. Wasserstoff als Kraftstoff verbrennt sehr schnell. Dies führt zu hohen Verbrennungstemperaturen.

### 3.1.7 Gemischbildung

Ob ein Betrieb mit Saugroheinblasung oder Direkteinblasung betrieben wird, hat direkte Einflüsse auf die Verbrennung. Ladungsbewegung, Homogenisierung des Gemisches und Füllungsverluste unterscheiden sich bei den beiden Betriebsarten und verändern dadurch den Verbrennungsvorgang. Die Füllungsverluste durch das Einblasen in das Saugrohr entstehen bei der Direkteinblasung nicht. Bei Wasserstoff ist der Gemischheizwert im stöchiometrischen Betrieb dadurch um 42% erhöht (Klell et al., 2018), wodurch das Volllastpotenzial angehoben werden kann. Im gleichen Betriebspunkt können mehr Luft und Kraftstoff in den Brennraum eingebracht werden. Es entsteht ein erhöhter Kompressionsdruck und eine schnellere Verbrennung (Universiti Kebangsaan Malaysia & Mohamad, 2010). Zusätzlich lässt sich durch die Direkteinblasung die Ladungsbewegung optimieren (Bargende et al., 2015), was ebenfalls eine schnelle Verbrennung begünstigen kann. Für Wasserstoff ergibt sich der Vorteil, dass keine Rückzündungen entstehen können. Es ist daher möglich, den Betrieb bei niedrigeren Luft-Kraftstoffverhältnissen als bei der Saugroheinblasung zu betreiben.

### 3.1.8 Turboaufladung

Die Turboaufladung dient grundsätzlich der Erhöhung der zugeführten Luftmenge, wodurch auch die Menge des zugeführten Kraftstoffes erhöht werden kann. Die Leistung des Motors kann dadurch gesteigert werden. Die Turboaufladung bei verbrennungsmotorischen Konzepten mit Methan oder Wasserstoff ermöglicht den Ausgleich des verringerten Luftaufwandes. Der erhöhte Luftbedarf und geringere Gemischheizwert bei Wasserstoff und Methan führen dazu, dass ein höherer Aufladegrad benötigt wird. Die Möglichkeit, Wasserstoff und Methan in der optimalen Schwerpunktlage zu betreiben, verringert die Abgastemperaturen. Dadurch sind die Abgasenthalpien verringert, die werkstofftechnischen Anforderungen an die Turbine sind jedoch geringer. Es können dadurch VTG-Lader verwendet werden. Diese ermöglichen eine bessere Regelung als Systeme mit Waste-Gate. Der Beschleunigung des Motors kann dadurch besser gefolgt und das Turboloch verringert verringert.

Die Turboaufladung führt jedoch auch zu einer weiteren Steigerung des Spitzendrucks. Zusammen mit den möglichen erhöhten Verdichtungsverhältnissen und der Verbrennung in der optimalen Schwerpunktlage wird ersichtlich, dass sehr hohe Spitzendruck entstehen können. Es ist aus all diesen Aspekten daher für verbrennungsmotorische Konzepte mit Wasserstoff und Methan abzuwägen, und Konzepte sind zu entwickeln, die hohe Wirkungsgrade und hohe Leistungen ermöglichen, bei gleichzeitigen nicht zu stark anwachsenden Anforderungen an die Konstruktion und dessen Festigkeit (Bargende et al., 2015).

### 3.2 Das fraktale Verbrennungsmodell

Das fraktale Verbrennungsmodell aus AVL Cruise M prognostiziert die Geschwindigkeit der Wärmefreisetzung unter dem Einfluss verschiedener Faktoren. Die Geometrie der Brennkammer, die Position der Zündkerze und der Zündzeitpunkt, die Zusammensetzung der Zylinderladung sowie Ladungsbewegung und das Turbulenzniveau werden von dem Modell berücksichtigt und können durch verschiedene Faktoren beeinflusst werden. Im folgenden Abschnitt werden die Grundgleichungen des Modells vorgestellt.

#### 3.2.1 Fraktale Verbrennung

Für das fraktale Verbrennungsmodell wird die Massenumsatzrate dargestellt als:

$$\frac{dm_b}{dt} = \rho_u \cdot A_T \cdot S_L = \rho_u \cdot \left(\frac{A_T}{A_L}\right) \cdot A_L \cdot S_L \quad (3.2)$$

$m_b$  stellt hierbei die Masse des verbrannten Kraftstoffes dar und  $t$  die Zeit.  $A_T$  ist die turbulente Flammenfläche und  $A_L$  die laminare Flammenfläche.  $S_L$  beschreibt die laminare Flammengeschwindigkeit und  $\rho_u$  die Dichte des unverbrannten Kraftstoffes.

Die Gleichung, eingeführt durch Damköhler (1940), zeigt, dass die laminare Flammengeschwindigkeit auch innerhalb des turbulenten Verbrennungsprozesses die bestimmende Größe für die Flammengeschwindigkeit bleibt. Eine weitere wichtige Komponente ist das Verhältnis der turbulenten Flammenoberfläche zur laminaren Flammenoberfläche. Ist die Vergrößerung der Flammenoberfläche bekannt, kann die Verbrennungsgeschwindigkeit leicht bestimmt werden. Für das fraktale Verbrennungsmodell wird von einer anfänglich glatten, kugelförmigen Flammenausbreitung ausgegangen. Dies stellt die laminare Flamme dar. Treten turbulente Wirbel mit unterschiedlichen Längenskalen auf, zerknittern diese die Flammenoberfläche, dargestellt in **Abb. 8**.

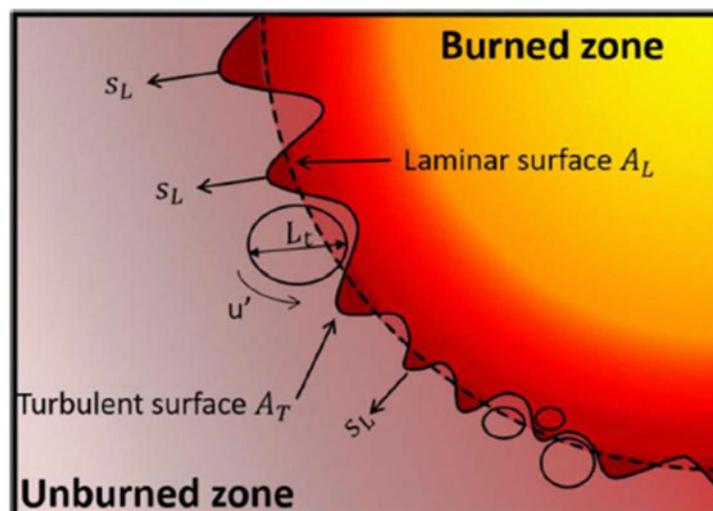


Abbildung 8: Darstellung Ausbreitung der Flammenoberfläche im Brennraum von Hubkolbenmotoren (Quelle: De Vellis et al., 2017)

Es wird dabei von einer selbstähnlichen Faltung ausgegangen, welche innerhalb der Längenskalen stattfindet. Es können daher Eigenschaften eines fraktalen Objektes angenommen werden. Bozza et al. führen daher die Beschreibung des Oberflächenverhältnisses folgendermaßen ein:

$$\frac{A_T}{A_L} = \left( \frac{L_{\max}}{L_{\min}} \right)^{D_3-2} \quad (3.3)$$

$L$  ist dabei die Längenskala und  $D_3$  die fraktale Dimension.

Eingesetzt in Gleichung 3.2 ergibt sich:

$$\frac{dm_b}{dt} = \rho_u \cdot \left( \frac{L_{\max}}{L_{\min}} \right)^{D_3-2} \cdot A_L \cdot S_L \quad (3.4)$$

Die fraktale Dimension  $D_3$  wird später noch näher definiert. Die laminare Flammengeschwindigkeit ergibt sich als Stoffgröße. Die laminare Flammenoberfläche berechnet sich aus den Schnittpunkten einer kugelförmigen Flammenausbreitung und den Brennraumwänden. Es können dabei einfache Geometrien von Zylinderkopf und Kolben berücksichtigt werden.

### 3.2.2 K-k-Turbulenzmodell

Das K-k-Turbulenzmodell (Poulos & Heywood, 1983) basiert auf zwei Grundgleichungen: eine Gleichung für die Änderung der kinetischen Energie des laminaren Feldes  $K$  und eine Gleichung für die Änderung der kinetischen Energie des turbulenten Feldes  $k$ :

$$\frac{dK}{dt} = \frac{1}{2} \dot{m}_{in} u_{in}^2 - P + K \frac{\dot{m}_{ex}}{m} + K \cdot \frac{\dot{\rho}}{\rho} \quad \text{laminar} \quad (3.5)$$

$$\frac{dk}{dt} = P - m\varepsilon + k \frac{\dot{m}_{ex}}{m} + k \frac{\dot{\rho}}{\rho} \quad \text{turbulent} \quad (3.6)$$

Mit:

$$K = \frac{1}{2} m \cdot U_f^2 \quad (3.7)$$

$$k = \frac{3}{2} m \cdot u'^2 \quad (3.8)$$

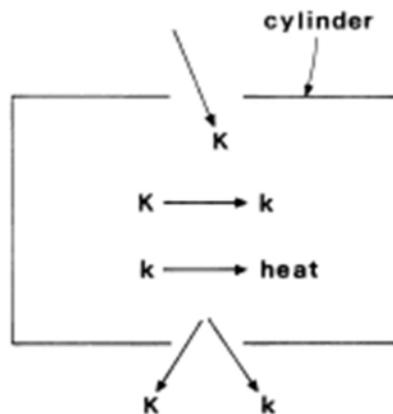
$$\varepsilon = \frac{u'^3}{L_I} \quad (3.9)$$

Der Produktionsterm wird beschrieben mit:

$$P = 0,3307 \cdot c_t \cdot \sqrt{\frac{3}{2}} \cdot \frac{K}{L_I} \cdot u' \quad (3.10)$$

$\dot{m}_{in}$  ist der eintretende und  $\dot{m}_{ex}$  der austretende Massenstrom,  $u_{in}$  die Geschwindigkeit des Ansaugstromes. Mit  $\frac{\rho}{\rho}$  ist zusätzlich ein Term für die Variation der Dichte berücksichtigt und mit  $u'$  die Turbulenzintensität. P ist der turbulente Produktionsterm, welcher mit dem Parameter  $c_t$  angepasst werden kann. Der Produktionsterm stellt den Energietransfer vom laminaren Strömungsfeld zum turbulenten Strömungsfeld dar. Dabei zerfallen große Wirbel in immer kleiner werdende Wirbel bis diese durch viskose Dissipation  $\varepsilon$  in Wärme umgewandelt werden. **Abb. 9** stellt den Vorgang des Energietransfers dar (Poulos & Heywood, 1983).

Innerhalb des K-k-Turbulenzmodells werden für die Turbulenzen folgende Längsskalen



definiert:

Abbildung 9: Energiekaskaden des Turbulenzmodells  
(Quelle Poulos & Heywood, 1983)

$$l_k = \frac{L_I}{Re_t^{\frac{3}{4}}} \quad (3.11)$$

$$L_I = c_l \cdot \frac{V_{cyl}}{A} \quad (3.12)$$

Mit

$$Re_t = \frac{u' \cdot L_I}{\nu} \quad (3.13)$$

$l_k$  ist die Kolmogorow-Längsskala und stellt die kleinste Skala dar.  $L_I$  ist die integrale Längsskala und ist die größte Skala. Die integrale Längsskala kann durch den Parameter  $c_l$

angepasst werden.  $V_{cyl}$  ist das Zylindervolumen und  $A$  die Zylinder-Querschnittsfläche.  $Re_t$  ist die Reynoldszahl und  $\nu_u$  die kinematische Viskosität des unverbrannten Kraftstoff-Luft-Gemischs.

### 3.2.3 Anpassung Wandverbrennung und Zündprozess

Das bis hier hin vorgestellte fraktale Verbrennungsmodell beschreibt die voll entwickelte und frei expandierende Flamme. Für den Bereich der Zündung und der Wandverbrennung muss das Modell hingegen noch angepasst werden.

Da der komplexe Zündprozess mit dem Modell nicht dargestellt werden kann, wird die Berechnung erst nach Ende des Zündprozesses gestartet. Es wird mit Beginn der Berechnung eine stabile, kugelförmige Flamme mit einem Radius von etwa 2mm angenommen. Wie oben beschrieben, wird die Flammenfront während des Verbrennungsprozesses als stark zerknitterte Oberfläche betrachtet. Für diesen fraktalen Faltungsprozess wird eine Flammenfaltungsrate eingeführt, welche mit dem Flammenradius und der Turbulenz-Intensität ansteigt. Die Turbulenz-Intensität ist dabei proportional zur Motordrehzahl:

$$\omega_{wr} = \frac{r_f}{r_{f,ref}} \cdot \frac{n}{n_{ref}} \quad (3.14)$$

wobei  $\omega_{wr}$  die Faltenrate,  $r_f$  den Flammenradius,  $n_{ref}$  eine Referenzdrehzahl von 1000 rpm,  $n$  die Drehzahl und  $r_{f,ref}$  einen frei wählbaren Referenzradius darstellen. Der Referenzradius liegt bei der Größenordnung von 1 cm.

Basierend auf der fraktalen Dimension von North & Santavicca (2007) wird die fraktale Dimension hier definiert zu:

$$D_3 = \frac{D_{3,max} \cdot u' + D_{3,min} \cdot S_L}{u' + S_L} \quad (3.15)$$

mit

$$D_{3,min} = 2,05 \quad (3.16)$$

$$D_{3,max} = D_{3,min} \cdot (1 - w_1) + 2,35w_1 \quad (3.17)$$

$$w_1 = 1 - e^{(-\omega_{wr})} \quad (3.18)$$

Um die hohe Brenngeschwindigkeit während des nicht berücksichtigten Zündungsprozesses zu kompensieren, ist die minimale fraktale Dimension größer als 2. Um die Dauer des Zündungsprozesses zu beeinflussen, wird der Parameter  $c_{ign}$  eingeführt.

Für den Bereich der Wandverbrennung wird folgende Massenumsatzrate definiert:

$$\left(\frac{dm_b}{dt}\right)_{\omega_{all}} = \frac{m - m_b}{\tau} \quad (3.19)$$

Wobei  $\tau$  die charakteristische Zeitskala ist.

Die gesamte Verbrennung teilt sich damit auf in den fraktalen Teil und den Wand-Teil:

$$\left(\frac{dm_b}{dt}\right)_{overall} = (1 - w_2) \cdot \left(\frac{dm_b}{dt}\right)_{fractal} + w_2 \cdot \left(\frac{dm_b}{dt}\right)_{wall} \quad (3.20)$$

wobei  $w_2$  einen Gewichtungsfaktor darstellt. Gewechselt zwischen den Verbrennungsvarianten wird, wenn die Flammen die Zylinderwand erreichen. Dieser Zeitpunkt wird definiert durch die Zeit  $t_{tr}$ . Die charakteristische Zeitskala  $\tau$  wird definiert zu:

$$\tau = \frac{(m - m_b)_{tr}}{(\rho_u \cdot A_T \cdot S_L)_{tr}} \quad (3.21)$$

Es wird dabei davon ausgegangen, dass zum Zeitpunkt des Überganges von fraktaler Verbrennung zur Wandverbrennung die Brenngeschwindigkeit gleich ist. Die Charakteristische Zeitskala wird dann konstant gehalten. Der Gewichtungsfaktor  $w_2$  wird berechnet mit

$$w_2 = 1 - \frac{m - m_b}{(m - m_b)_{tr}} \quad (3.22)$$

Der Gewichtungsfaktor steigt linear an mit der Zeit.

Die laminare Flammgeschwindigkeit in Abhängigkeit des Restgasmasseanteil  $mf_{RG}$  kann durch den Parameter  $d$  angepasst werden:

$$S_L = c_{lfs} \cdot S_{L,RG=0} \cdot (1 - mf_{RG})^d \quad (3.23)$$

wobei  $mf_{RG}$  der Restgasmassenanteil ist und  $d$  der LFS-Exponent (LFS: Laminare Flammgeschwindigkeit). Die weiteren Größen der Formel werden in der AVL Cruise M-Anleitung nicht genauer definiert.

### 3.2.4 Das fraktale Verbrennungsmodell in Cruise M

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass das fraktale Verbrennungsmodell die Geschwindigkeit der Wärmefreisetzung prognostiziert und damit die Verbrennung des Kraftstoff-Luftgemisches. Die Parameter des fraktalen Modells haben dabei einen Einfluss auf die Größen wie turbulente kinetische Energie, laminare kinetische Energie oder auch die fraktale Dimension und beeinflussen dadurch den Brennverlauf. Dabei werden unterschiedliche äußere Modellparameter berücksichtigt. **Abb. 10** stellt das Zusammenspiel aus Cruise M und dem fraktalen Modell dar und soll verdeutlichen, wie das Modell und die wählbaren fraktalen Parameter zusammenspielen. Zwischen den fraktalen Parametern und den äußeren physikalischen Größen besteht keine direkte Beeinflussung. Das bedeutet, dass die fraktalen Parameter bei gleichen äußeren physikalischen Modellgrößen die Berechnung der Verbrennung anpassen können. Hier zeigt sich der Charakter des fraktalen Verbrennungsmodells, insofern als dass dieses grundsätzlich dafür gemacht ist, ein Cruise M-Modell für bekannte Brennverläufe anzupassen.

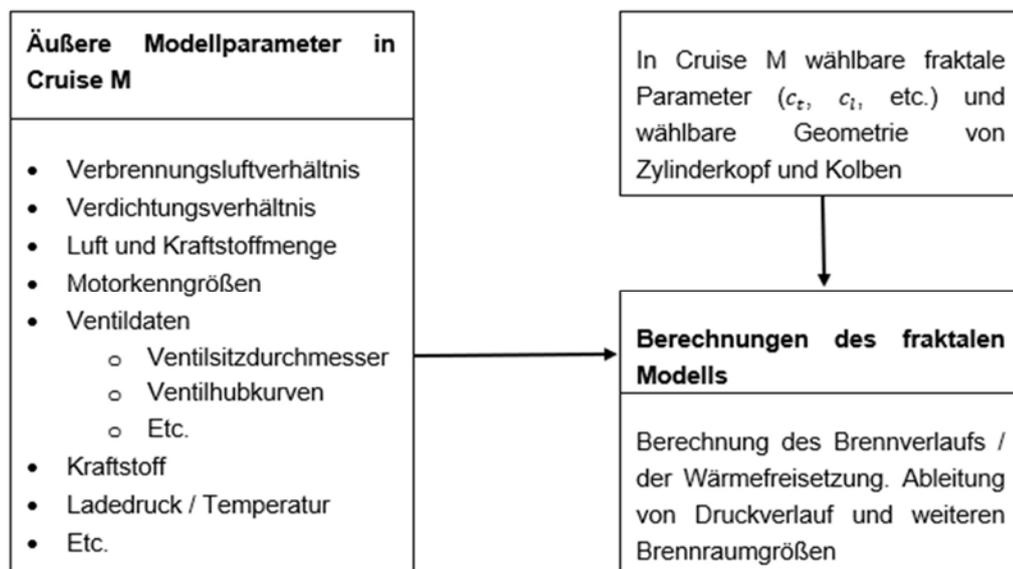


Abbildung 10: Das fraktale Verbrennungsmodell in AVL Cruise M

## 4 Grundgrößen des Forschungsmotors

Die Modelle der verbrennungsmotorischen Konzepte mit Erdgas und Wasserstoff basieren auf dem an der Hochschule für angewandte Wissenschaften Hamburg vorliegenden Diesel-Forschungsmotor. Für den Aufbau der Simulationsmodelle wurden daher geometrische Größen und technische Daten aus den Datenblättern entnommen. **Abb. 11** zeigt eine schematische Darstellung des Forschungsmotors.

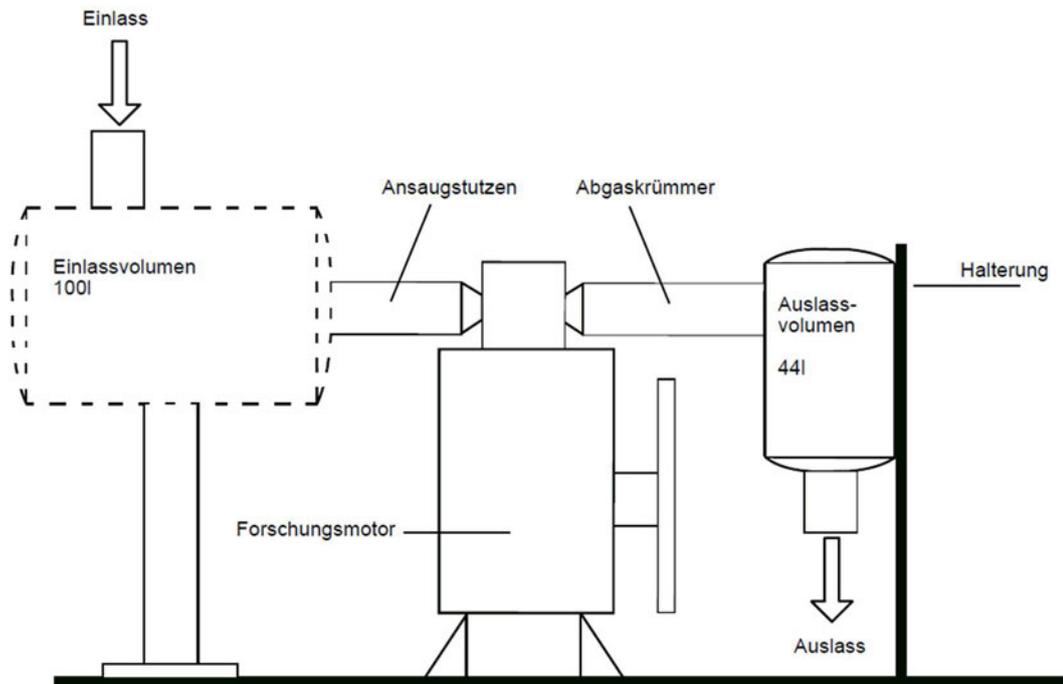


Abbildung 11: Schematische Darstellung Forschungsmotor an der HAW

Das gestrichelt eingezeichnete Volumen vor der Verbrennungskammer ist noch nicht vorhanden, soll jedoch noch eingefügt werden.

**Tabelle 1** stellt die für die Modellierung notwendigen Kenngrößen dar.

Tabelle 1: technische Daten des Forschungsmotors

Geometrien	Einlassvolumen	100 l
Ein – und Auslass:	Auslassvolumen	44 l
	Durchmesser Ansaugstutzen	70 mm
	Volumen Ansaugstutzen	1,75 l
	Durchmesser Abgaskrümmter	90 mm
	Volumen Abgaskrümmter	3 l

Ventildaten:	Einlass:	
	Ventilsitz	47 mm
	Max. Hub	13,3 mm
	Öffnet bei	337 °KW
	Schließt bei	583 °KW
	Auslass:	
	Ventilsitz	46 mm
	Max. Hub	13,15mm
Öffnet bei	126 °KW	
Schließt bei	378 °KW	
Motorblock:	Maximale Drehzahl	3000 rpm
	Bohrung	120 mm
	Hub	120mm
	Hubvolumen	1.4 l
	Verdichtungsverhältnis	10

Für die Modellbildung ist es notwendig, die Ventildaten zu kennen. Hierfür liegen dem Forschungsmotor Datenblätter bei, welche für diese Arbeit digitalisiert wurden. **Abb. 12** stellt die Ventilhubkurven für Einlass und Auslass dar. Die Darstellung hier bezieht sich auf einen oberen Totpunkt nach der Zündung bei 0 °KW und einen dann ablaufenden Arbeitsprozess bis 720 °KW. Diese Darstellung wurde hier gewählt, da diese zu den vorliegenden Datenblättern und den notwendigen Angaben bei AVL Cruise M passt.

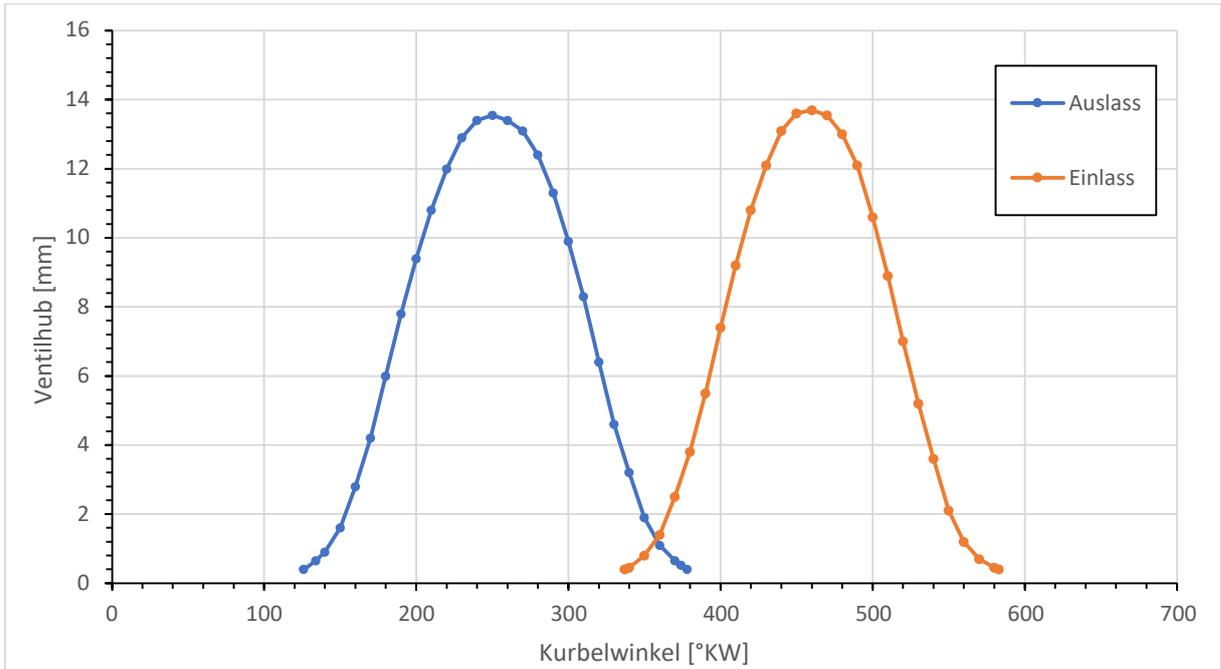


Abbildung 12: Ventilhubkurven Ein- und Auslass

**Abb. 13** zeigt den Durchflusskoeffizienten am Einlass. **Abb. 14** zeigt den Durchflusskoeffizienten am Auslass.

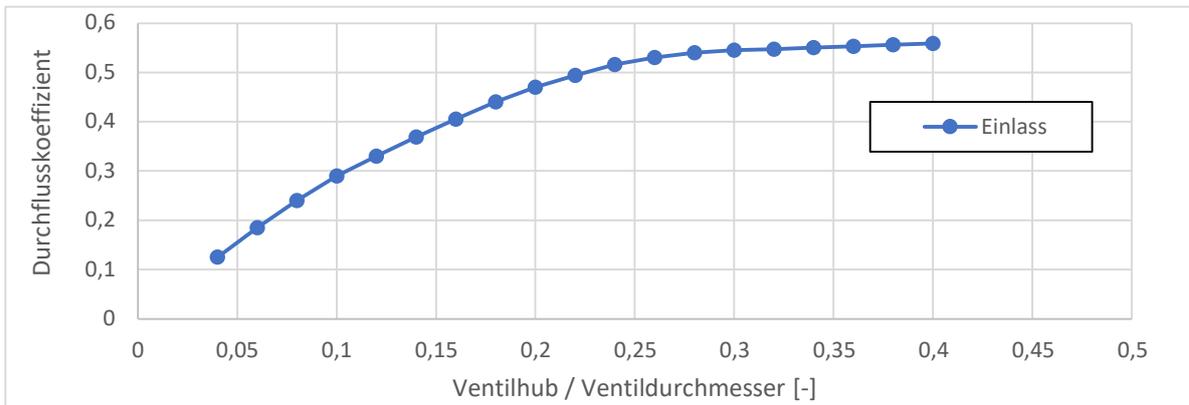


Abbildung 13: Durchflusskoeffizient am Einlass

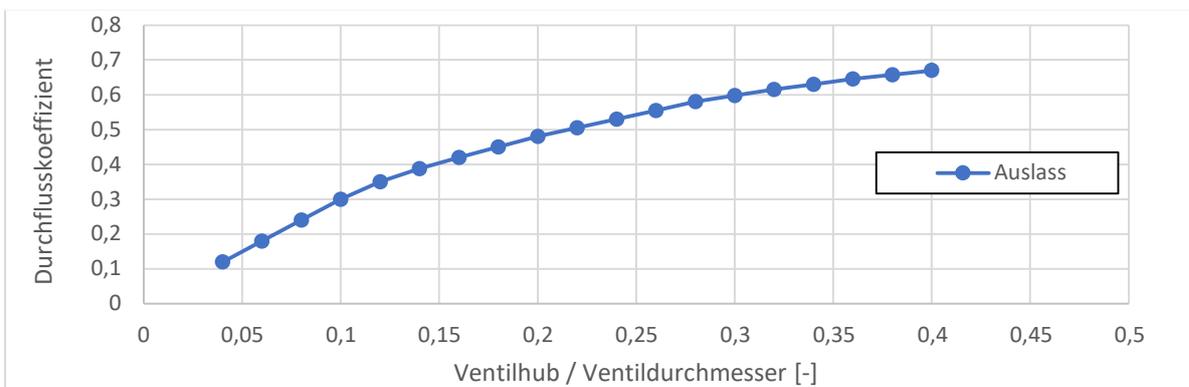


Abbildung 14: Durchflusskoeffizient am Auslass

## 5 AVL Cruise M-Modelle

Für die Simulation verschiedener verbrennungsmotorischer Konzepte mit Methan und Wasserstoff wurden verschiedene Modelle in AVL Cruise M entwickelt: ein Modell für die Simulation von saugrohreinblasenden Methankonzepten, welches als Basismodell fungiert, ein Modell für saugrohreinblasende Wasserstoffkonzepte, sowie die Erweiterung des Methanmodells auf Direkteinblasung, Turboaufladung und eine Erweiterung für Mehrzylinder Konzepte. Die verschiedenen Modelle werden nachfolgend hinsichtlich ihrer charakteristischen Eigenschaften dargestellt.

### 5.1 Grundmodell 1-Zylinder mit Methan-Saugrohreinblasung

Das Grundmodell der vorliegenden Arbeit beruht auf der Modellierung des Forschungsmotors in AVL Cruise M, ausgeführt mit einer Saugrohreinblasung und Methan als Kraftstoff. Dargestellt ist das Modell in **Abb. 15**. Die Systemgrenze des Modells bildet der Einlass zum Einlassbehälter und der Auslass des Auslassbehälters. Für die vorliegende Modellbeschreibung wird auf die Funktionen der einzelnen Komponenten eingegangen, und nur für das Verständnis wichtige Modellgrößen werden genauer erläutert. Eine Erläuterung aller gewählten Werte für die verschiedenen Komponenten würde den sinnvollen Umfang dieses Kapitels überschreiten. In Anhang A-1 sind zusätzlich zu diesem Kapitel weitere gewählte Modell-Werte mit kurzer Erläuterung dargestellt. Wurden spezifische Werte für einzelne Komponenten hergeleitet, wird dieser Vorgang im Kapitel 6 (Modellbildung) genauer erläutert. Die mathematischen Gleichungen, welche für die einzelnen Komponenten während der Simulation gelöst werden, sind in der AVL Cruise M-Anleitung dargestellt. Es sei hier auf diese Anleitung verwiesen für vertiefende Informationen zu allen Komponenten.

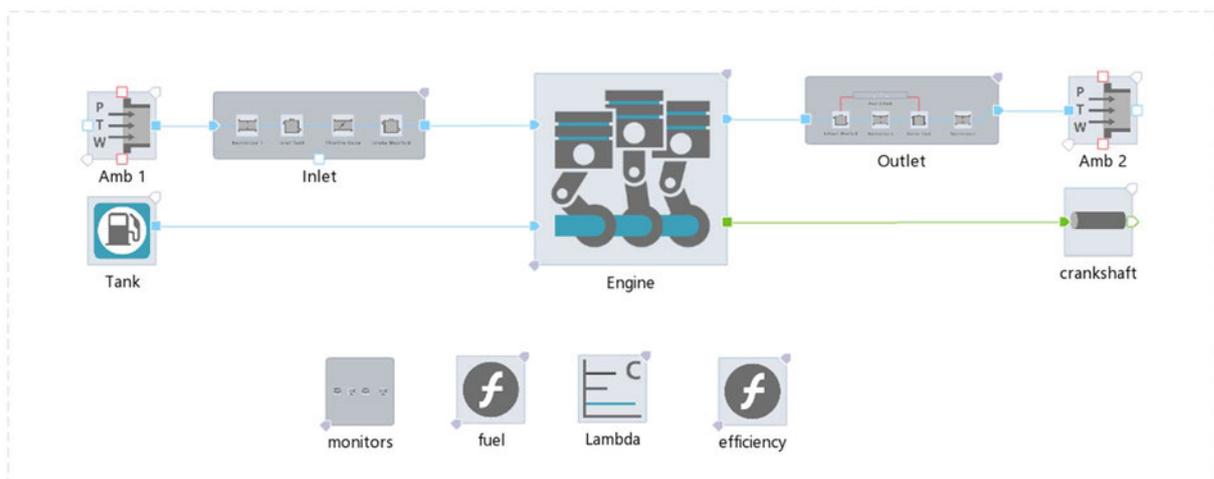


Abbildung 15: Basismodell Methan mit Saugrohreinblasung

Das Modell unterteilt sich in direkte Modellkomponenten, die den Forschungsmotor modellieren und steuernde beziehungsweise anzeigende Komponenten. Letztere sind die Blöcke *monitors*, *fuel*, *Lambda* und *efficiency*. Zu den direkten Modellkomponenten gehören alle weiteren Blöcke.

Blaue Verbindungslinien stellen einen Fluidfluss dar, also zum Beispiel den Luftmassenstrom von der *Amb 1* hin zur *Engine* oder auch den Kraftstoffmassenstrom vom *Tank* zum Kraftstoffinjektor. Rote Linien stellen den Wärmefluss dar, und grüne Linien sind mechanische Verbindungen.

Die *Engine* ist der Kern des Modells. Hier werden alle verbrennungsrelevanten Einstellungen vorgenommen. Dazu zählen auch Einstellungen zu den Ein- und Auslassventilen, der Art der Einblasung oder den Wärmeverlusten. Die Untergruppen *Inlet* und *Outlet* stellen die konstruktiven Komponenten vor und nach der *Engine* dar. Hier, als Nulldimensionale Ausführung, werden verschiedene Volumengrößen und Durchflussdurchmesser angegeben, um den Luftmassenstrom in den Brennraum und den Abgasmassenstrom sinnvoll darzustellen. Systemgrenzen und Umgebungszustand werden durch *Amb 1* und *Amb 2* dargestellt. Hier werden die Umgebungstemperatur und der Umgebungsdruck vorgegeben. Die Kurbelwelle wird durch ein Wellen-Element *crankshaft* dargestellt. Innerhalb des Wellen-Elements kann eine Drehzahl festgelegt werden, welche durch ein sehr hoch gewähltes Trägheitsmoment der *Engine* aufgeprägt wird. Durch die Veränderung der Drehzahl an der Welle kann daher die Drehzahl des Motors geändert werden. Der *Tank* stellt das Kraftstoffsystem dar. Hierüber wird jedoch nur die Kraftstofftemperatur mitgegeben und eine Verbindung zum Kraftstoffinjektor gezogen. Der Kraftstoff selbst kann an fast beliebiger Stelle im System näher definiert werden. Genauer wird dabei bei der Beschreibung des Einlasses eingegangen.

Der Einlass *Inlet* soll die Komponenten vor dem Zylinderblock geometrisch richtig abbilden. Es wurden also alle zu wählenden geometrischen Größen der einzelnen Komponenten durch den Forschungsmotor vorgegeben. Zum Einlass gehört der Einlassbehälter, die Drosselklappe und der Ansaugstutzen. Dargestellt sind die Komponenten des Einlasses in **Abb. 16**. Die Modellierung basiert auf einer nulldimensionalen Umsetzung. Es wird also nur eine zeitliche Veränderung der Modellgrößen berücksichtigt, jedoch keine Ortsabhängigkeit. Die Modellierung von Einlass soll lediglich eine sinnvolle Umgebung für den Zylinderblock ermöglichen, daher wurde sich für die nulldimensionale Modellierung entschieden, und Strömungsverluste werden nur bedingt berücksichtigt.

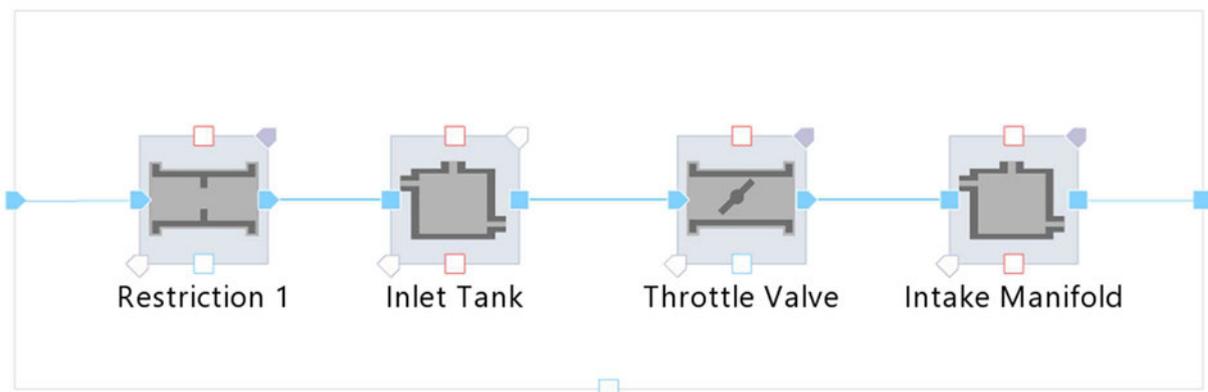


Abbildung 16: Einlass des Methan-Basismodells

Eine *Restriction* wird immer dann notwendig, wenn zwischen zwei Komponenten der Massenstrom modelliert werden soll. Hier dient die *Restriction 1* der Modellierung des Massenstroms der Umgebung hin zum Einlassbehälter. Während der Simulation werden die Gleichungen gelöst, die den Massentransport von der Umgebung hin zum *Inlet Tank* beschreiben. An einer *Restriction* können Durchmesser und Durchflusskoeffizient festgelegt werden.

Der *Inlet Tank* stellt den Einlassbehälter dar und wird durch ein *Plenum* modelliert. Ein *Plenum* stellt ein Volumen dar, welches mit Gas gefüllt ist. Während der Simulation wird das *Plenum* gefüllt und entleert. Dem *Plenum* kann eine Volumengröße zugeordnet werden. Für eine bessere Berechnung können Startwerte für Druck und Temperatur angepasst werden. Für die Berechnung des instationären Füllens und Entleerens wird während der Simulation die instationäre Bilanzgleichung des *Plenums* aufgestellt und gelöst.

Das *Throttle Valve* stellt die Drosselklappe dar und ist wie eine *Restriction* ein Element, an dem der Massenstrom zwischen zwei Komponenten berechnet wird. Hierbei besteht jedoch die Möglichkeit, den Durchflussdurchmesser variabel durch eine Winkelvorgabe einzustellen, um zum Beispiel den Teillastbetrieb eines quantitativ geregelten Motors zu realisieren. Bei einer Drosselklappe können Durchflusskoeffizient, Durchmesser und Öffnungswinkel einer Klappe vorgegeben werden. Zu der Lösung der Massenstromgleichung wird am *Throttle Valve* noch der Durchflussquerschnitt in Abhängigkeit des eingestellten Winkels der Klappe berechnet.

Der *Intake Manifold* steht für den Ansaugstutzen und ist wie der Einlassbehälter durch ein *Plenum* dargestellt. Vom *Intake Manifold* geht der Gasfluss hin zum Zylinderblock.

Der gewünschte Kraftstoff kann an einer beliebigen Stelle im System gewählt werden. Dafür wird ein Element im Einlass als *Circuit Master* definiert. Anschließend kann innerhalb des gewählten Elements der Kraftstoff mit seinen Stoffgrößen gewählt werden. Hier wurde der *Intake Manifold* als Master gesetzt und Methan als Kraftstoff ausgewählt (**Abb. 17**).

	Directory	File	Mean Mass Fraction ([-])	Lower Heating Value (kJ / kg)	Stoichiometric A/F Ratio ([-])	Heat of Evaporation (kJ / kg)
1	SYSTEM	Methane.bgp	1	50000	17.2	513

Abbildung 17: Kraftstoffwahl Methan

Der Auslass stellt die Komponenten hinter dem Zylinderblock dar. Dazu gehören Abgaskrümmer und Auslassbehälter. Diese sind modelliert durch die beiden Plena *Exhaust Manifold* und *Outlet Tank*. Die Verbindung der Volumen werden durch zwei *Restrictions* dargestellt. Der Auslass ist in **Abb. 18** dargestellt. Auch hier wurde eine nulldimensionale Modellierung umgesetzt. Durch die hohen Temperaturen des Abgases wird auch ein Wärmeverlust an die Umgebung modelliert. Die Größen und Werte der einzelnen Komponenten sind durch den Forschungsmotor vorgegeben.

Die *Heat Transfer Connections* (HTC) stellen die Berechnungselemente des Wärmeübergangs dar. Hier können verschiedene Modelle zur Berechnung von Wärmeübergangskoeffizienten festgelegt werden. Ebenfalls wird die Oberfläche der Wärmeübertragung eingegeben. Die Berechnung des Wärmeübergangs vom Abgas an die Wände wurde durch die Elemente *HTC 1* und *HTC 2* realisiert. Hierbei stellt AVL Cruise M das Modell *Re-Analysis* zur Verfügung, um die Wärmeübertragung eines mit Gas gefüllten Volumens an eine Wand zu modellieren.

Die Wärmeübertragung der Wände an die Umgebung wird durch *HTC 3* und *HTC 4* beschrieben. Die richtige Wärmeübertragung an die Umgebung wird durch eine konvektive Wärmeübertragung mit der Festlegung eines Wärmeübergangskoeffizienten von  $10 \text{ W/m}^2\text{K}$  realisiert.

Der Block *Amb. Temp* stellt die Temperatur der Umgebung als thermische Senke dar.

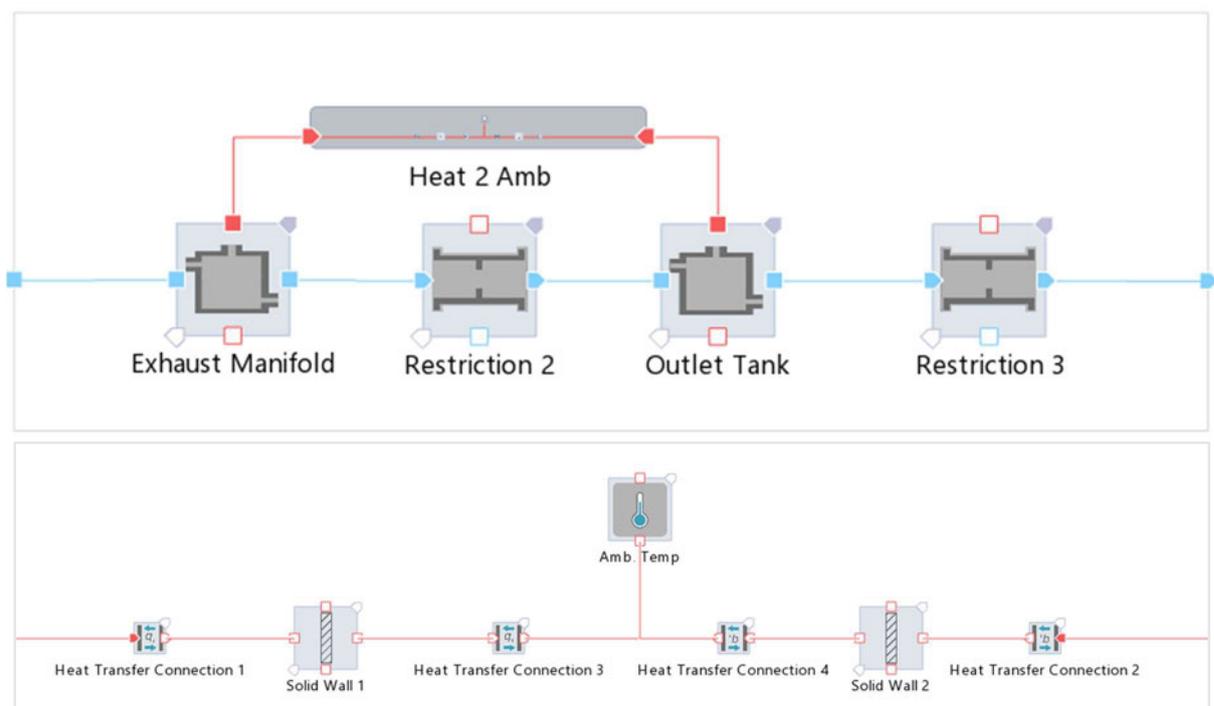


Abbildung 18: Auslass Methan-Basismodell

Der *Zylinderblock* beinhaltet den Zylinder *Cylinder 1* und die thermischen Senken *Oil* und *Coolant* (Öl und Kühlmittel), an die die Wandwärme der Zylinderkomponenten abgegeben wird, dargestellt in **Abb. 19** (unten). Der Modellblock *Cylinder 1* beinhaltet die *Combustion Chamber*, *Intake Port*, *Exhaust Port* und *Port Injector* sowie die Berechnungselemente der Wärmeübertragung an die Zylinderwände und Kühlmittel beziehungsweise Öl (Abb. 19, oben). Die gesamten thermischen Komponenten dienen der Berechnung der Wandwärmeverluste. Hierzu berechnen die *HTC*-Komponenten zunächst die Wärmeübertragung vom Brennraum an die Zylinderwände. Dafür stehen in AVL Cruise M verschiedene Modelle zur Verfügung, die den Wärmeübergangskoeffizienten bestimmen sollen. Hier verwendet wurde das Modell *AVL2000*, welches auf dem *Woschni-Ansatz* basiert.

Für die Wärmeübertragung von *Intake Port* und *Exhaust Port* an die umgebenden Wände gibt AVL Cruise M ein spezifisches Wärmeübertragungsmodell vor, das Zapf-Modell. Durch weitere HTC-Komponenten wird der Wärmeübergang der Wände an Kühlmittel und Öl bestimmt. Hierfür werden der konvektive Wärmeübergang und sinnvolle Wärmeübergangskoeffizienten für die einzelnen Komponenten gewählt.

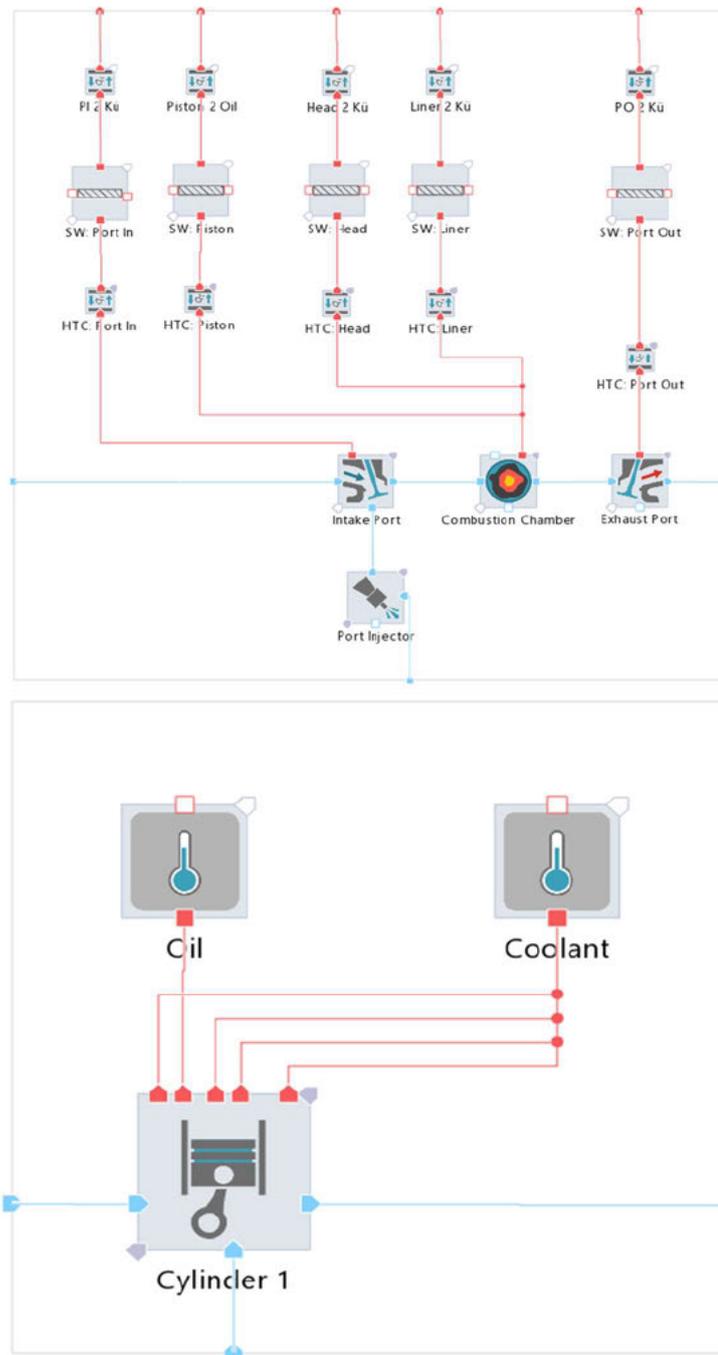


Abbildung 19: Modellierung Wärmeübertragung und Zylinder

Innerhalb der Elemente *Intake Port* und *Exhaust Port* werden alle bekannten Daten der Ventile des Forschungsmotors eingebunden. Hier werden die Ventilhubkurven und die Durchflusskurven der Ventile vorgegeben. Der *Port Injector* definiert alle notwendigen Daten für die Saugroheinblasung. Der eingeblasene Kraftstoffmassenstrom wird hier festgelegt.

Dieser kann als direkter Wert eingegeben werden oder durch eine virtuelle Verbindung (Data Bus Connections) auf eine externe Berechnung verweisen. Der Kraftstoffmassenstrom wird hier extern innerhalb der *fuel* Funktion berechnet und an den *Port Injector* übergeben. Die *fuel* Funktion berechnet den Kraftstoffmassenstrom zu:

$$\dot{m}_K = \frac{\dot{m}_L}{L_{ST} \cdot \lambda} \quad (5.1)$$

wobei  $\dot{m}_K$  den Kraftstoffmassenstrom,  $\dot{m}_L$  den Luftmassenstrom,  $L_{ST}$  den stöchiometrischen Luftbedarf und  $\lambda$  das Verbrennungsluftverhältnis darstellen.

Implementiert wird die Berechnung in der Computersprache C. In **Abb. 20** ist der Code zur Berechnung des Kraftstoffmassenstroms dargestellt.

```

1 /* Berechnung vom Kraftstoffmassenstrom anhand des Luftmassenstroms durch die Drosselklappe.
2    Luftmassenstrom wird durch stöchiometrisches A/F ratio multipliziert mit Lambda geteilt */
3
4 y[0]= max(0.0,a[0]/(a[1]*a[2]));
5

```

Abbildung 20: Berechnung Kraftstoffmassenstrom

Hierbei stellt  $y[0]$  den auszugebenen Kraftstoffmassenstrom dar. Der Eingabewert  $a[0]$  ist der an der Drosselklappe gemessene Luftmassenstrom,  $a[1]$  der stöchiometrische Luftbedarf und  $a[2]$  das gewählte Lambda, welches innerhalb des Elements *Lambda* als variierbarer Parameter definiert ist.

Innerhalb des Elementes *Combustion Chamber* werden alle notwendigen Größen des Brennraums festgelegt. Hier sind sowohl die geometrischen Größen des Brennraums vorgegeben als auch alle Parameter des fraktalen Verbrennungsmodells. Die geometrischen Größen ergeben sich dabei aus dem Forschungsmotor. Die Parameter des fraktalen Verbrennungsmodells sind angepasst an die erwartete Verbrennung des Forschungsmotors. Die Parametrisierung des fraktalen Verbrennungsmodells und damit die Wahl der Parameter erfolgt in Kapitel 6. Ebenfalls kann hier auch der Zündzeitpunkt festgelegt und angepasst werden.

Die verschiedenen Monitor-Elemente innerhalb des Subsystems *monitors* bilden lediglich die Möglichkeit ab, verschiedene Berechnungsgrößen innerhalb der *single calculation* von AVL Cruise M sich anzeigen zu lassen. Sie haben keinen direkten Einfluss auf das Modell.

Mit der Hilfe der Funktion *efficiency* lässt sich die Energiebilanz der Verbrennung berechnen. Es werden die Wandwärmeverluste, die Abgasenthalpie und die mechanische Arbeit bestimmt und zur gesamten Kraftstoffenergie ins Verhältnis gesetzt. Der Code zur Berechnung der Energiebilanz ist in Anhang A-2 dargestellt.

## 5.2 Anpassungen für Wasserstoffverbrennung

Die größte Veränderung bezüglich der Anpassung des Modells an Wasserstoff sind die veränderten Parameter des fraktalen Verbrennungsmodells. Die genaue Herleitung der Parameter ist in Kapitel 6 dargestellt. Zusätzlich muss lediglich der Kraftstoff auf Wasserstoff umgestellt werden, damit das Modell mit den richtigen Stoffgrößen rechnet. Dies geschieht innerhalb des Circuit Masters *Intake Manifold*, dargestellt in **Abb. 21**.

	Directory	File	Mean Mass Fraction [-]	Lower Heating Value (kJ / kg)	Stoichiometric A/F Ratio [-]	Heat of Evaporation (kJ / kg)
1	SYSTEM	Hydrogen.bgp	1	120000	34.3	456

Abbildung 21: Kraftstoffwahl Wasserstoff

Alle weiteren Modellgrößen müssen für die Darstellung des gleichen Systems mit Wasserstoff nicht angepasst werden. Es wurde hier auch keine potenzielle Umstellung auf eine qualitative Regelung bei verbrennungsmotorischen Konzepten mit Wasserstoff berücksichtigt.

## 5.3 Anpassungen für Direkteinblasung

Für die Darstellung eines verbrennungsmotorischen Konzeptes mit Direkteinblasung muss vorrangig der *Port Injector* zu einem *Direct Injector* verändert werden. Der *Direct Injector* bläst den Kraftstoff direkt in die Verbrennungskammer ein. In **Abb. 22** sind die beiden Varianten nebeneinander dargestellt.



Abbildung 22: Modellierung Direkteinblasung vs. Saugrohreinsaugung

Die Bestimmung der Kraftstoffmenge bleibt gleich. Der Kraftstoffmassenstrom wird innerhalb der *fuel* Funktion berechnet und dem *Direct Injector* übergeben. Beim *Direct Injector* muss jedoch ein Einblaseprofil vorgegeben werden. Hierüber lässt sich auch der Einblaszeitpunkt festlegen. Das Einblaseprofil des AVL Cruise M-Modells mit Direkteinblasung ist in **Abb. 23** dargestellt. Die y-Achse stellt das Injection Profile in [1/deg] dar, die x-Achse den Kurbelwinkel in [deg]. Hierbei ist die Kurbelwinkel-Skala so vom Programm vorgegeben, dass der obere Totpunkt nach dem Verdichtungsstakt bei 0 deg liegt.

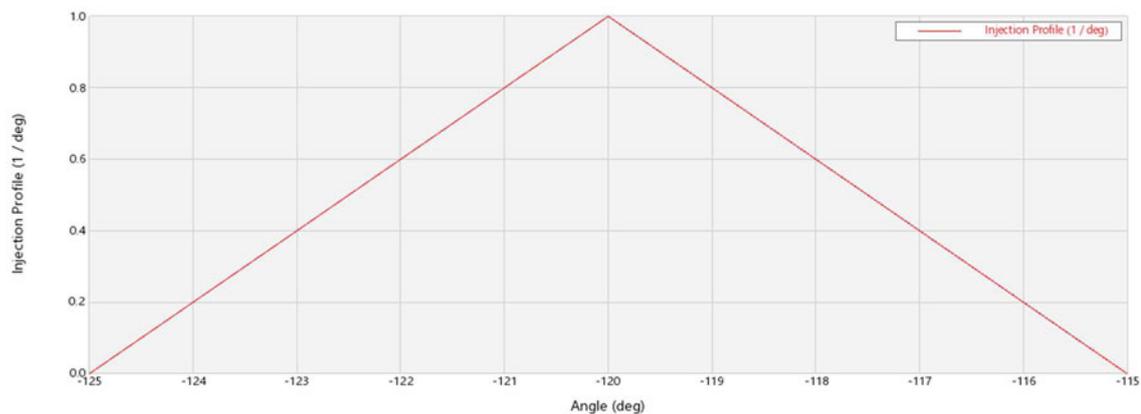


Abbildung 23: Einblase-Profil Direkteinblasung

#### 5.4 Anpassungen für Turboaufladung

Um die Turboaufladung darzustellen, wurde eine Drossel hinter dem *Outlet Tank* eingefügt, die durch eine starke Verkleinerung des Durchflussquerschnittes einen Gegendruck erzeugt. Um die Turboaufladung zu regeln, wurde eine *Restriction* eingefügt, die als Bypass einen Teil des Abgases um die eigentliche Drossel herumführen kann. In Abhängigkeit von der Drehzahl wird der Durchfluss am Bypass verändert. Dadurch wird eine Gegendruckkurve vorgegeben, **Abb. 24** zeigt die zugefügten Elemente für die Turboaufladung.

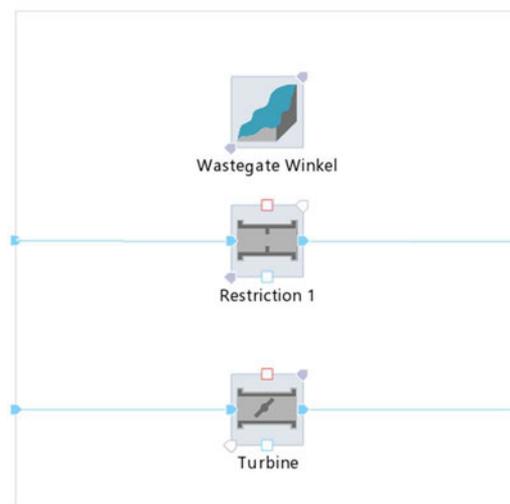


Abbildung 24: Modellierung Turboaufladung

Der Ladedruck wird eingestellt durch das direkte Vorgeben eines Systemdruckes im Element *Amb 1*. Der Ladedruck wird in Abhängigkeit der Drehzahl vorgegeben, dargestellt in **Abb. 25**.

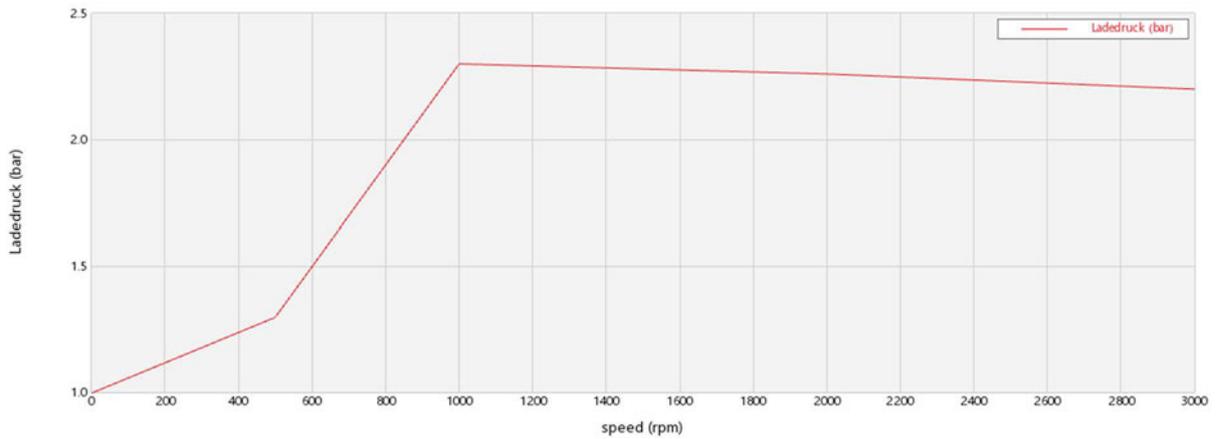


Abbildung 25: vorgegebener Ladedruck in Abhängigkeit von der Drehzahl

Die Temperatur der Ladeluft wird auf 200 °C angehoben. Ein Ladeluftkühler wurde nicht vorgesehen. Wegen der erhöhten Ladelufttemperatur wurde ein Wärmeübergang vom *Intake Manifold* zur Umgebung modelliert.

## 5.5 Mehrzylindermotor

Für die Untersuchung von Mehrzylindermotoren gilt, dass sich hinsichtlich der Verbrennung nichts ändert. Die Anpassungen für die Untersuchung am Mehrzylindermotor können daher über ein Vervielfältigen der Einzylinder-Brennkammer geschehen, dargestellt in **Abb. 26**.

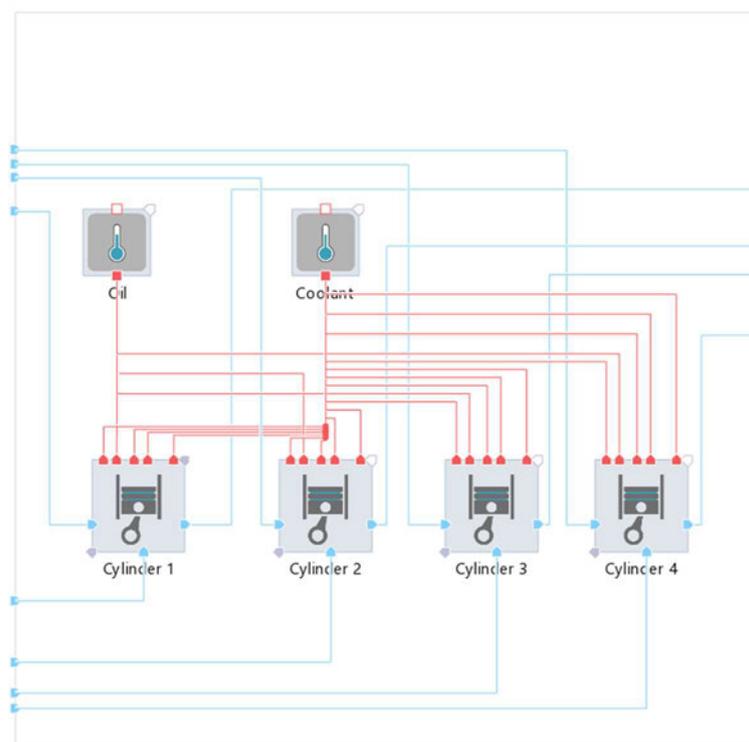


Abbildung 26: Modellierung Mehrzylinder

Je nach dem, welches Mehrzylinderkonzept dargestellt werden soll, muss eine entsprechende Anzahl von Zylindern gewählt werden und eine entsprechende Zündreihenfolge festgelegt werden. Zusätzlich müssen mögliche Anpassungen der Geometrien am Ein- und Auslass überprüft werden.

## 5.6 Case Sets

Um die Modelle simulieren zu können, stehen verschiedene *Cases* in sogenannten *Case Sets* zur Verfügung. Die *Case Sets* sind für alle Modelle über das gesamte Projekt auswählbar. Ein *Case* gibt immer verschiedene Parameter vor, mit dem das ausgewählte Modell simuliert werden soll. Hier wird also zum Beispiel das Verbrennungsluftverhältnis oder die Drehzahl vorgegeben. Es muss immer darauf geachtet werden, zu dem richtigen Modell das richtige *Case Set* zu wählen. Soll zum Beispiel das Basismodell Methan simuliert werden, müssen innerhalb des Modells die *Cases* im *Case Set* „*Basismodell Methan*“ simuliert werden. Damit ist sichergestellt, dass die richtigen Parameter dem richtigen Modell übergeben werden.

## 6 Parametrisierung und Modellbildung in AVL Cruise M

Das folgende Kapitel stellt den Prozess der Modellbildung dar. Für die Modellbildung wird zunächst das grundsätzliche Vorgehen vorgestellt. Anschließend werden die fraktalen Parameter und äußere Modellparameter hinsichtlich ihrer Einflüsse auf die Verbrennung untersucht. Des Weiteren werden die fraktalen Parameter gewählt und die Wärmeübergänge modelliert. Abschließend werden die Einschränkungen der Modelle erörtert.

### 6.1 Modellbildung in AVL Cruise M mit dem fraktalen Verbrennungsmodell

Bevor die konkrete Modellbildung der vorliegenden Arbeit beschrieben wird, soll zunächst grundsätzlich erklärt werden, wie das Vorgehen bei dem Aufbau eines Simulationsmodells für Hubkolbenmotoren mit AVL Cruise M und dem fraktalen Verbrennungsmodell ist. In **Abb. 27** ist die Modellbildung schematisch dargestellt. Zunächst werden in einem ersten Schritt umfangreiche Messungen am Forschungsmotor durchgeführt. Hierbei sind die Messgrößen im Brennraum von Interesse (Schritt 1.1). Gleichzeitig kann basierend auf den geometrischen Größen des Forschungsmotors in Schritt 1.2 ein Basismodell in AVL Cruise M implementiert werden. Dieses soll zunächst nur eine geometrisch richtige Modellierung des Forschungsmotors realisieren. Auf Basis der gemessenen Werte können nun innerhalb des Basismodells die fraktalen Parameter variiert werden (Schritt 2). Hierbei ist das Ziel, die fraktalen Parameter so zu variieren, dass der Brennverlauf und die Wärmefreisetzung korrekt simuliert werden. Dafür stellt das fraktale Verbrennungsmodell verschiedene Parameter zur Verfügung. Wurden die fraktalen Parameter für einen Betriebspunkt korrekt gewählt, kann das Modell für viele verschiedene Betriebspunkte validiert werden (Schritt 3). Das heißt, die Simulationsergebnisse für verschiedene Betriebspunkte werden mit den Messungen aus Schritt 1.1 verglichen. Der Prozess der Modellbildung ist nach dem Schritt 3 bereits abgeschlossen, die weiteren Schritte sind Teil der Auswertung und Umsetzung der Motorumrüstung. Für das validierte Modell können in Schritt 4 verschiedene physikalische Modellgrößen variiert werden, um unterschiedliche verbrennungsmotorische Konzepte zu untersuchen. Hierbei ist zum Beispiel das Verdichtungsverhältnis oder das Verbrennungsluftverhältnis zu nennen. Diese Untersuchung physikalischer Modellgrößen ist möglich, weil das fraktale Verbrennungsmodell kein rein mathematisches Modell ist. Das validierte Modell reagiert auf die veränderten äußeren Bedingungen und berücksichtigt diese in der Berechnung der Verbrennung. Letztendlich lässt sich durch die Simulation verschiedener verbrennungsmotorischer Konzepte das Konzept finden, welches für die Umrüstung des Forschungsmotors am sinnvollsten ist. Im Schritt 5 würde daher eine abschließende Umrüstung des Forschungsmotors geschehen. Um die Validität des Simulationsmodells auch für das veränderte verbrennungsmotorische Konzept zu überprüfen, würde der Prozess jetzt bis zum Schritt 3 eingeschränkt von vorn beginnen.

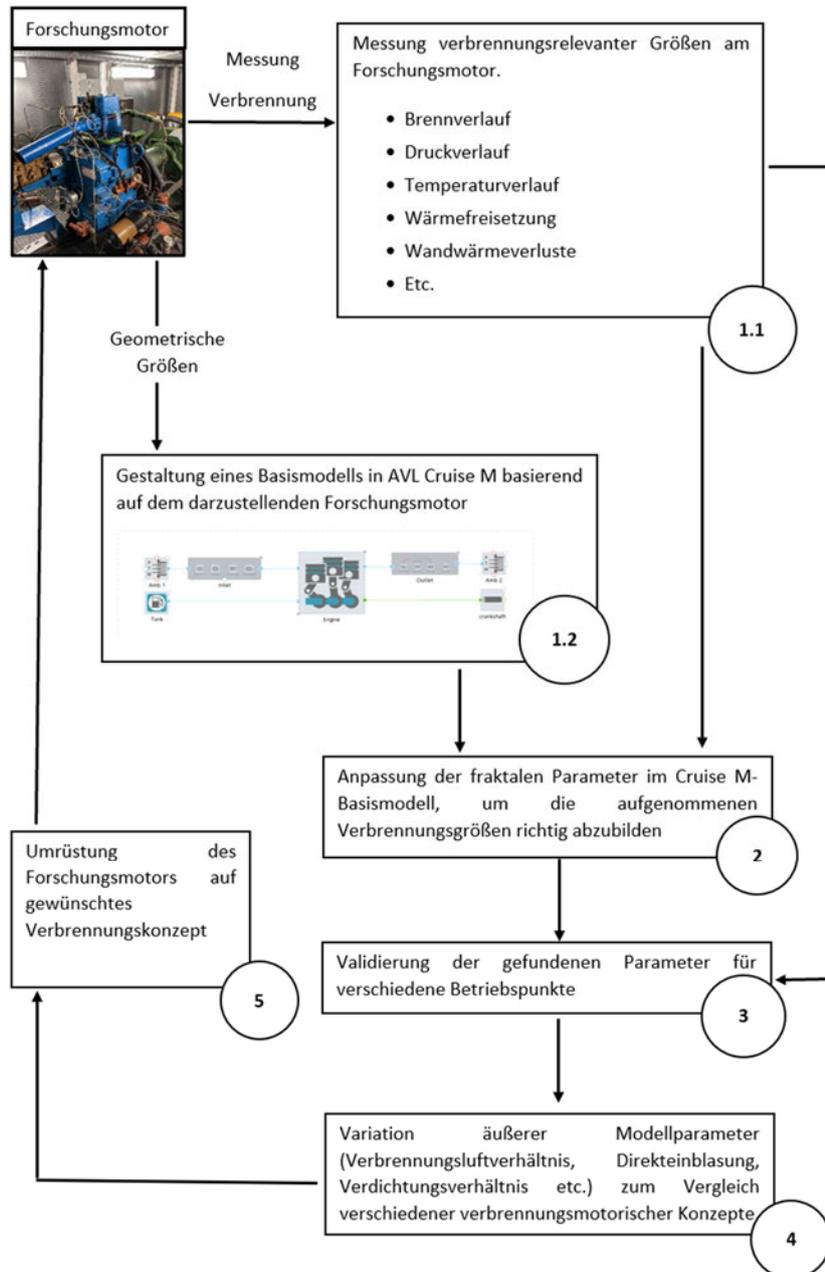


Abbildung 27: Theoretisches Vorgehen beim Modellieren mit dem fraktalen Verbrennungsmodell

Für die vorliegende Arbeit liegen keine Messungen für den Forschungsmotor vor. Die Anpassung der fraktalen Parameter kann daher nicht anhand von vorhandenen Messdaten geschehen. Damit dennoch das fraktale Verbrennungsmodell sinnvoll parametrisiert werden kann, wurde stattdessen mit einem validierten fraktalen Modell aus der Literatur gearbeitet (Bozza et al., 2005). Da das validierte Modell jedoch nicht exakt auf Grundlage eines ähnlichen Motors wie der Forschungsmotor beruht, mussten die Unterschiede zwischen dem Forschungsmotor und dem Motor von Bozza et al. berücksichtigt werden. Das daraufhin gefundene fraktale Modell für den Forschungsmotor wurde anhand eines Methan-Brennverlaufes (Universiti Kebangsaan Malaysia & Mohamad, 2010) validiert. Auf Grund unerwarteter Unterschiede zwischen den Brennverläufen wurden die fraktalen Parameter an

dieser Stelle nochmals angepasst. Für die Wasserstoffverbrennung, die Direkteinblasung und die Turboaufladung wurde ausgehend von dem gefundenen Modell eine Anpassung der Parameter durchgeführt. Hierbei wurden verschiedene aus der Literatur bekannte Unterschiede zwischen den Verbrennungskonzepten berücksichtigt. Das veränderte Schema zur Modellbildung ist in **Abb. 28** dargestellt.

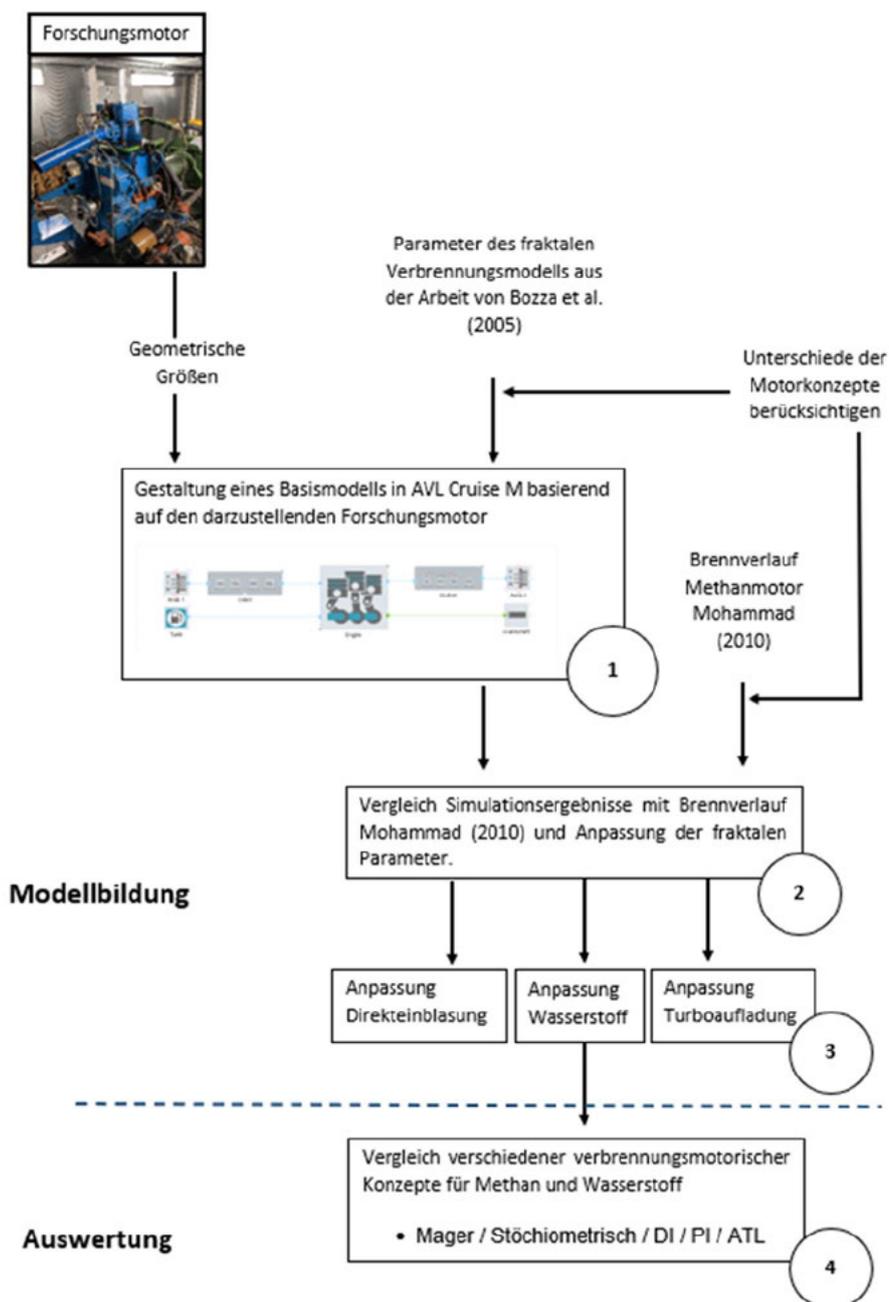


Abbildung 28: Praktisches Vorgehen der Modellbildung mit dem fraktalen Verbrennungsmodell für die vorliegende Arbeit

Bevor die konkrete Parametrisierung der fraktalen Verbrennung erläutert wird (Schritt 1 bis 3), soll zunächst dargestellt werden, welchen Einfluss die fraktalen Parameter (Kapitel 6.2) und äußere Modellparameter (Kapitel 6.3) auf die Verbrennung haben. Anschließend wird die Parametrisierung, also die Wahl der fraktalen Parameter, vorgenommen.

## 6.2 Einflüsse der Parameter des fraktalen Verbrennungsmodells

Mit dem fraktalen Verbrennungsmodell stehen in AVL Cruise M verschiedene variierbare Parameter zur Verfügung, welche die Prognostizierung der Wärmefreisetzung beeinflussen:

Turbulenzparameter:	$c_t$
Längenskalenparameter:	$c_l$
Referenzradius:	$r_{ref}$
Zündungsparameter:	$c_{ign}$
Dichteexponent	$m$

Optional angepasst werden können:

Wandverbrennung:	$m_f: \left(\frac{m_b}{m}\right)_{tr}$
LFS-Exponent:	$d$
LFS-Unterrelaxations-Faktor:	$urelax$

Im folgenden Abschnitt soll die Untersuchung der konkreten Einflüsse der Parameter auf die prognostizierte Verbrennung dargestellt werden. Es hat sich dabei herausgestellt, dass die physikalischen Größen außerhalb des Brennraums nicht beeinflusst werden durch die Parameter des fraktalen Verbrennungsmodells. Jedoch werden die physikalischen Größen außerhalb des Brennraums innerhalb der Berechnung des fraktalen Verbrennungsmodells berücksichtigt (Wie in Kapitel 3.2.4 Abb. 10 gezeigt). Hier sei beispielhaft das Verbrennungsluftverhältnis genannt. Die Variation der fraktalen Parameter hat keinen Einfluss auf das Verbrennungsluftverhältnis oder den einströmenden Luftmassenstrom. Diese Größen werden lediglich von außen durch das Cruise M-Modell vorgegeben. Die Erhöhung des Verbrennungsluftverhältnisses wird jedoch innerhalb des fraktalen Modells berücksichtigt und führt zu einer langsameren Verbrennung. Zunächst sollen die direkten Einflüsse der fraktalen Parameter auf den Brennverlauf untersucht werden. Anschließend wird in Kapitel 6.3 untersucht, wie das Verbrennungsmodell auf unterschiedliche physikalische Modellparameter außerhalb des Brennraums reagiert. Die Einflüsse der fraktalen Parameter und der äußeren physikalischen Modellparameter auf die Verbrennung werden hier nur getrennt voneinander betrachtet.

Für die Untersuchung der fraktalen Parameter wurde das in **Tabelle 2** dargestellte Basismodell zu Grunde gelegt. Ausgehend davon wurden die Parameter jeweils einzeln variiert. Der Zündzeitpunkt ist  $-28$  °KW. Die Simulationen wurden durchgeführt bei einem stöchiometrischen Kraftstoff-Luft-Verhältnis, der Drehzahl von 1100 rpm und voll geöffneten Drossel.

Tabelle 2: Basismodell für Untersuchung fraktaler Parameter

$c_t =$	1	$m =$	0
$c_l =$	0,28	$m_f =$	0,6
$r_{ref} =$	0,012	$d =$	2
$c_{ign} =$	1	$urelax =$	0,3

Aus dem Grundlagenteil zum fraktalen Verbrennungsmodell wird ersichtlich, dass direkte Einflüsse der Parameter auf die laminare kinetische Energie, die turbulente kinetische Energie, die laminare Flammengeschwindigkeit, die laminare Flammenoberfläche und die fraktale Dimension stattfinden. Daher werden die Parameter nach diesen Größen untersucht. Die zu untersuchenden Größen sind auf der y-Achse dargestellt über dem Kurbelwinkel [°KW] auf der x-Achse. Einige Größen sind auch über der Simulationszeit in [s] dargestellt. Letztendlich führen die genannten Einflüsse zu der Prognostizierung der Geschwindigkeit der Wärmefreisetzung und damit zum Brennverlauf. Der Brennverlauf wird dargestellt als Massenteil des verbrannten Kraftstoff-Luft-Gemisches (MFB) in Prozent über den Kurbelwinkel in °KW. Der verbrannte Massenanteil wird ausgewertet anhand der Anteile von 5%, 10%, 50%, 90% und 95%.

Die Parameter wurden für Wasserstoff und Methan als Kraftstoff untersucht. Die Einflüsse der Parameter sind für beide Kraftstoffe grundsätzlich gleich. Die folgende Untersuchung basiert auf dem Kraftstoff Methan.

### 6.2.1 Turbulenzparameter

Der Turbulenzparameter  $c_t$  variiert den turbulenten Produktionsterm P. Ein Absenken von  $c_t$  führt zu einem kleiner werdenden Produktionsterm P. Die Einflüsse auf die Verbrennung sind in **Abb. 29** dargestellt. Der Turbulenzparameter wurde von  $c_t = 1,2$  auf  $c_t = 0,9$  in 0,1-Schritten abgesenkt. Es ist zu erkennen, dass aus dem verringerten turbulenten Produktionsterm eine zunächst niedrigere turbulente kinetische Energie im Ansaugtakt berechnet wird. Zum Verdichtungstakt hin wechselt jedoch der Effekt, und die turbulente kinetische Energie ist umso größer, je kleiner  $c_t$  und damit der Produktionsterm gewählt ist. Mit kleiner werdenden  $c_t$  nimmt die laminare kinetische Energie zu. Eine Veränderung des Turbulenzparameters um 0,1 führt im Ansaugtakt zu einer Veränderung der laminaren kinetischen Energie um etwa  $60 \text{ m}^2/\text{s}^2$ . Im Verdichtungstakt ist die Veränderung nur etwa  $10 \text{ m}^2/\text{s}^2$  bis  $20 \text{ m}^2/\text{s}^2$ . Die veränderten kinetischen Energien führen zu einer Veränderung der Wärmefreisetzung. Der Spitzenwert steigt von etwa  $190 \text{ J/deg}$  auf über  $220 \text{ J/deg}$ . Die zunehmende Wärmefreisetzungsrates ist auch im Brennverlauf erkennbar. Die Verbrennung mit  $c_t = 0,9$  ist bereits bei etwa  $55^\circ\text{KW}$  beendet. Die Verbrennung mit  $c_t = 1,2$  dauert jedoch bis knapp über  $80^\circ\text{KW}$ .

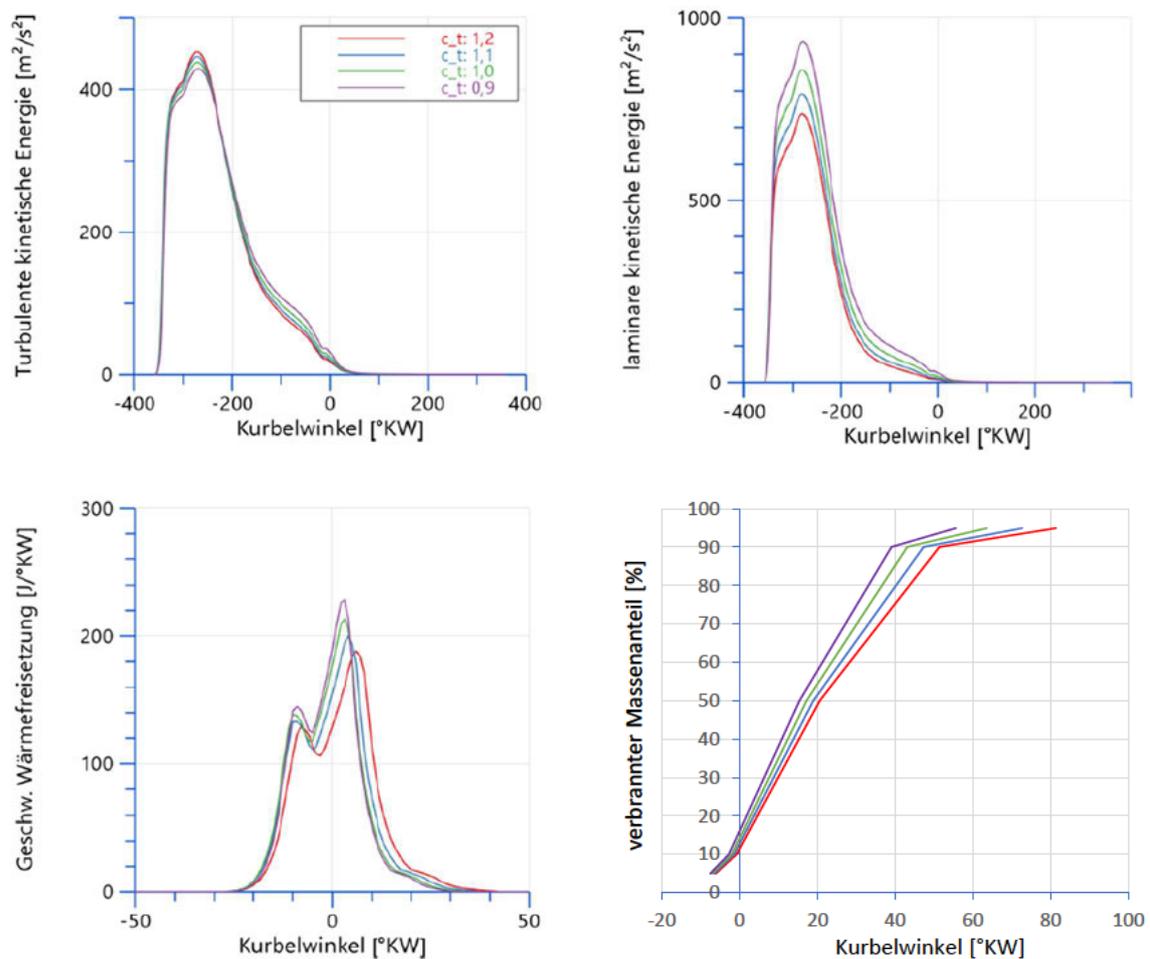


Abbildung 29: Untersuchung Turbulenzparameter

### 6.2.2 Längenskalenparameter

Der Längenskalenparameter  $c_l$  beeinflusst die integrale Längenskala. Eine Erhöhung von  $c_l$  bedeutet eine Erhöhung der integralen Längenskala und damit der maximalen Längenskala. Die integrale Längenskala hat Einfluss auf den turbulenten Produktionsterm  $P$  und die Kolmogorow-Längsskala  $l_k$  sowie die Dissipation  $\varepsilon$ . In **Abb. 30** ist der Einfluss von  $c_l$  auf verschiedene Verbrennungsgrößen dargestellt. Der Parameter wurde für 4 Werte verglichen, 0,2 / 0,28 / 0,4 / 0,5. Es ist zu erkennen, dass sich aus der Erhöhung von  $c_l$  eine Erhöhung der laminaren und turbulenten kinetischen Energie ergibt. Die turbulente kinetische Energie steigt im Spitzenwert von ca. 370  $m^2/s^2$  auf etwa 550  $m^2/s^2$ . Hier sei besonders erwähnt, dass die turbulente kinetische Energie durch den Längenskalenparameter auch im Verdichtungsstakt stark beeinflusst wird. Für die laminare kinetische Energie steigt der Spitzenwert von etwa 700  $m^2/s^2$  auf 1200  $m^2/s^2$ . Die Geschwindigkeit der Wärmefreisetzung nimmt mit der Steigerung von  $c_l$  deutlich zu. Der Spitzenwert steigt um etwa 240  $J/deg$  auf 380  $J/deg$  an. Daraus ergibt sich eine schnellere Verbrennung für höher gewählte  $c_l$ .

Im Vergleich zum Turbulenzparameter hat eine Erhöhung von  $c_l$  um 0,1 einen ähnlichen, aber stärkeren Effekt wie die Verringerung des Turbulenzparameters um 0,1.

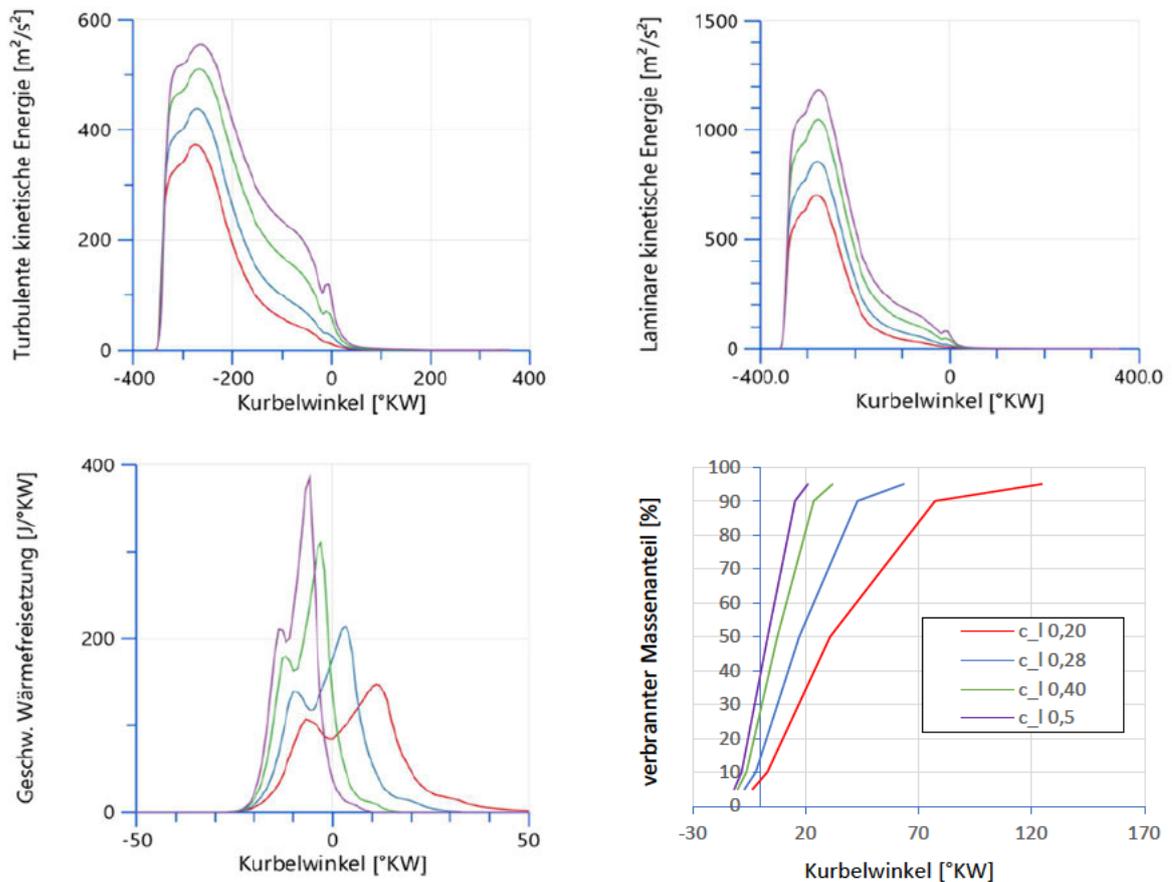


Abbildung 30: Untersuchung Längenskalenparameter

### 6.2.3 Referenzradius

Der Referenzradius  $r_{ref}$  beeinflusst die Flammenfaltungsrates. Diese wiederum hat Einfluss auf die maximale fraktale Dimension. In **Abb. 31** ist die Variation des Parameters  $r_{ref}$  dargestellt. Der Referenzradius wurde von 0,02 auf 0,005 in 0,005-Schritten abgesenkt. Für niedrige Referenzradien zeigt sich ein schnellerer Anstieg der fraktalen Dimension. Es werden bei niedrigen Referenzradien leicht höhere maximale fraktale Dimensionen erreicht. Die fraktale Dimension hat mathematisch lediglich einen Einfluss auf die Berechnung der verbrannten Masse  $\frac{dm_b}{dt}$  und beeinflusst damit den Brennverlauf und die prognostizierte Wärmefreisetzung. Eine Vergrößerung des Referenzradius und der damit veränderte Verlauf der fraktalen Dimension führt zu einer Verschiebung der Verbrennung nach spät sowie einer leicht erhöhten Brenndauer. Die Verbrennung beginnt durch eine Verringerung des Referenzradius um 0,005 im Durchschnitt etwa  $4^{\circ}\text{KW}$  früher und endet etwa  $8^{\circ}\text{KW}$  früher.

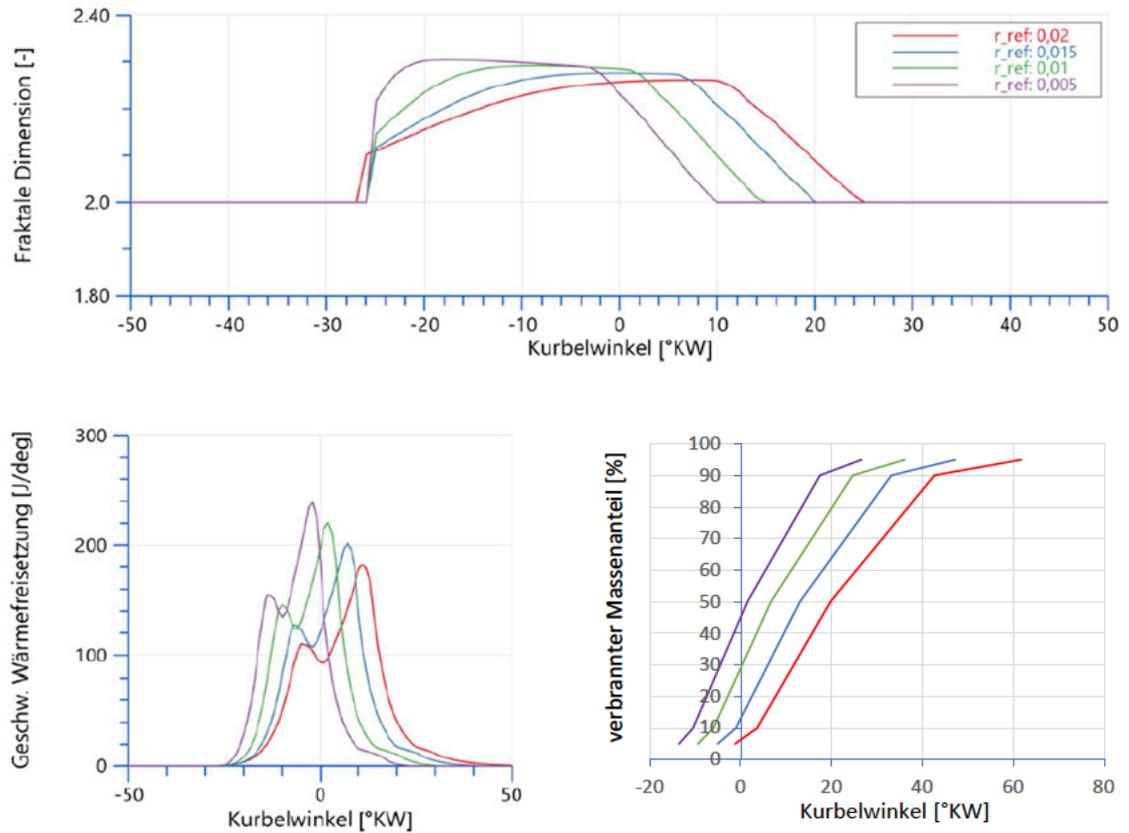


Abbildung 31: Untersuchung Referenzradius

### 6.2.4 Zündungsparameter

Der Parameter  $c_{ign}$  beeinflusst den Berechnungsstart mit dem fraktalen Modell. Der Zeitraum von Zündung bis zum Start der Verbrennung wird dadurch durch eine Erhöhung von  $c_{ign}$  verlängert. Der Zusammenhang ist in **Abb. 32** erkennbar. Der Parameter wurde von 4 auf 1 abgesenkt. Einflüsse auf Größen wie die turbulente kinetische Energie, die laminare Flammgeschwindigkeit etc. sind nur bedingt durch den verschobenen Brennverlauf und die daraus resultierenden veränderten Zustandsgrößen wie Druck und Temperatur und nicht durch den Parameter selbst und deshalb hier nicht dargestellt.

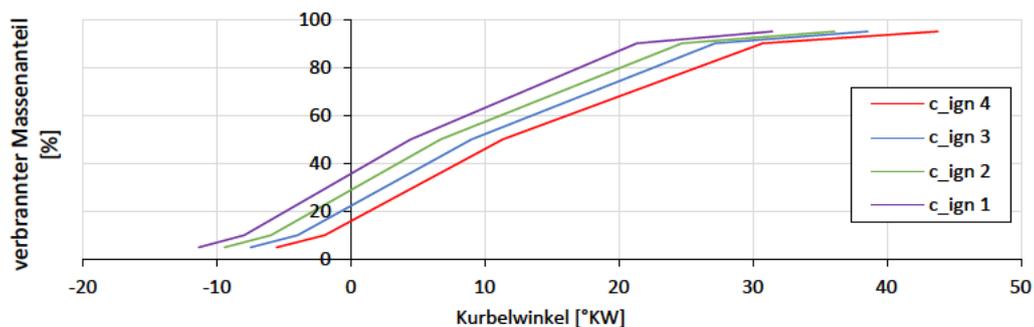


Abbildung 32: Untersuchung Zündungsparameter

### 6.2.5 Dichteexponent

In dem fraktalen Verbrennungsmodell von AVL Cruise M lässt sich die Längenskala anhand der Dichte der unverbrannten Zone anpassen:

$$\frac{dm_b}{dt} = \rho_u \cdot \left( \frac{L_{\max}}{L_{\min}} \cdot \left( \frac{\rho_{SOC}}{\rho_{UZ}} \right)^m \right)^{D_3-2} \cdot A_L \cdot S_L \quad (6.1)$$

wobei  $\rho_{SOC}$  die Dichte der unverbrannten Zone beim Start der Verbrennung ist,  $\rho_{UZ}$  die Dichte der unverbrannten Zone und  $m$  der variierbare Parameter. In **Abb. 33** ist der Einfluss des Dichteexponenten dargestellt. Der Exponent wurde variiert zwischen 0 und 2,5. Die laminare Flammenoberfläche erreicht bei höheren Exponenten höhere Spitzenwerte. Die Rate der Wärmefreisetzung nimmt gleichzeitig ab.

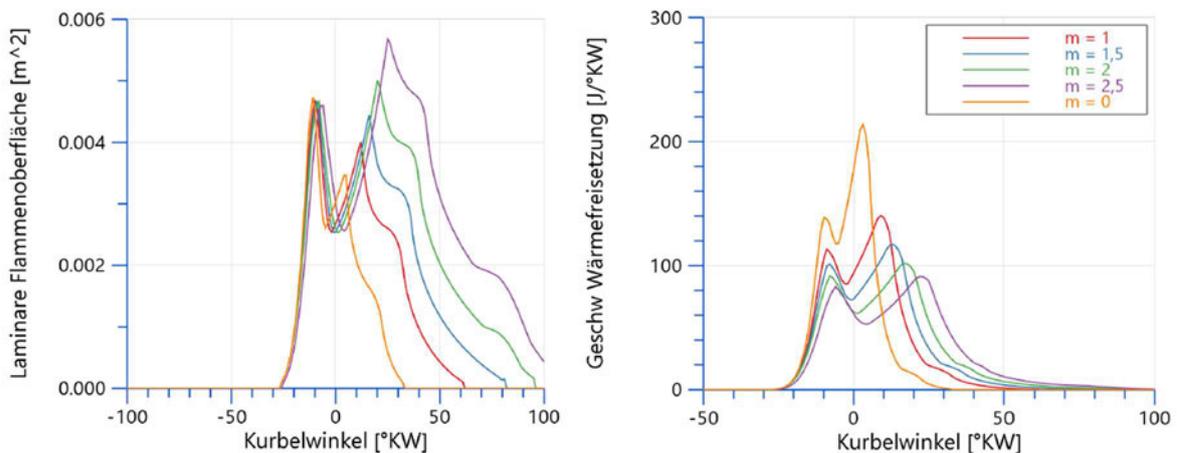


Abbildung 33: Untersuchung Dichteexponent

Da die Abhängigkeit der Längenskala von der Dichte der unverbrannten Zone nicht weiter in AVL Cruise M oder dem zu Grunde liegenden fraktalen Modell erläutert wird, können die Einflüsse auf die Verbrennung nicht beurteilt und eingeordnet werden. Der Faktor wurde daher für diese Arbeit nicht weiter berücksichtigt und auf 0 belassen.

### 6.2.6 Wandverbrennung

Die Zeit, ab der mit der Wandverbrennung begonnen wird, kann über den Parameter  $m_f$  angepasst werden. Dieser Parameter kann jedoch auch ausgeschaltet bleiben. Dann gelten die Zusammenhänge aus dem Verbrennungsmodell. Der Einfluss dieses Parameters erstreckt sich lediglich auf das Ende der Verbrennung. Ab einem Anteil von 50% verbrannter Masse ist eine Veränderung erkennbar. Untersucht wurden Werte von  $m_f = 0,7$  bis  $m_f = 0,4$ , dargestellt in **Abb. 34**. Je kleiner der Parameter gewählt wird, desto länger dauert die Verbrennung an. Dass die Verbrennung bei  $m_f = 0,4$  auch erst nach MFB 50% einen Unterschied in der Verbrennung zeigt, scheint nicht sinnvoll. Die Wandverbrennung ist grundsätzlich langsamer

als die fraktale Verbrennung im Brennraum, und es müsste daher bereits eine Abweichung von den anderen Kurven für den MFB 50%-Wert berechnet werden. Es besteht ein direkter Zusammenhang zwischen dem Parameter und dem Massenanteil, bei dem die Wandverbrennung gestartet wird. Bei  $m_f = 0,7$  zum Beispiel startet die Wandverbrennung bei MFB 70%. Die Wandverbrennung für einen ausgeschalteten Parameter beginnt erst bei MFB 80%, dennoch ist die Brenndauer länger als bei einem Wert von  $m_f = 0,7$

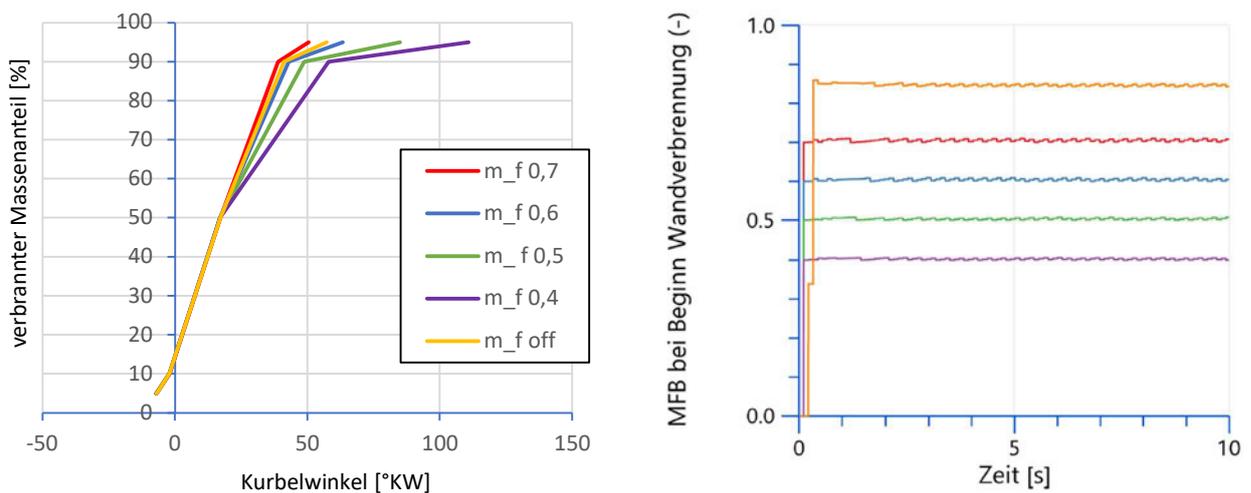


Abbildung 34: Untersuchung Wandverbrennung

### 6.2.7 LFS-Exponent

Der LFS-Exponent lässt sich ebenfalls bei Bedarf aktivieren. Er hat direkten Einfluss auf die laminare Flammgeschwindigkeit. Es wurden Werte von 4 bis 1 untersucht. Eine Erhöhung des Exponenten führt zu einer geringeren laminaren Flammgeschwindigkeit und damit zu einer Verlängerung der Brenndauer (**Abb. 35**). Das Absenken des LFS-Exponenten von 4 auf 1 führt zu einer Verringerung der laminaren Brenngeschwindigkeit von 130 cm/s auf 110 cm/s. Die Variante „LFS = 4“ und „LFS-off“ liegen übereinander.

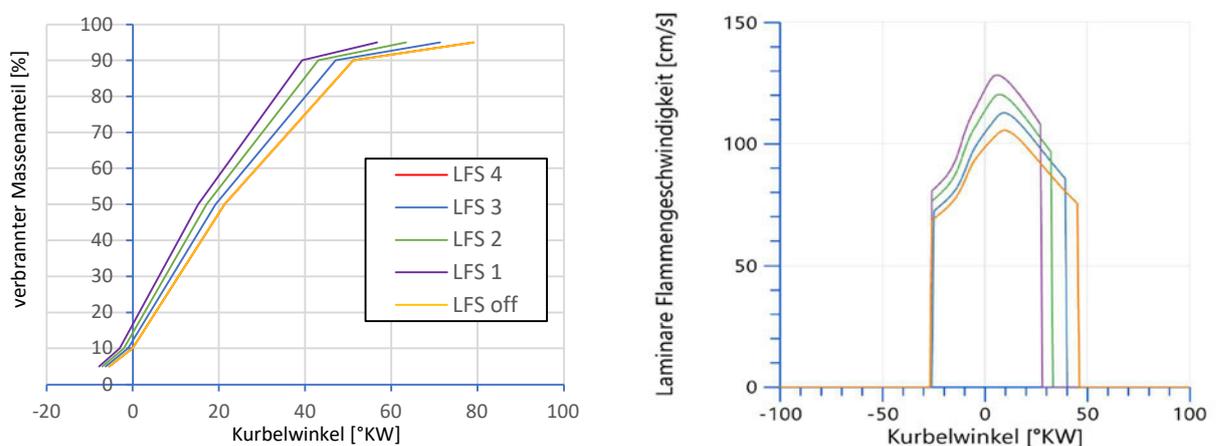


Abbildung 35: Untersuchung-LFS Exponent

### 6.3 Einflüsse physikalischer Modellgrößen auf die fraktale Verbrennung

Das Modell in Cruise M lässt die Variation verschiedener Modellgrößen zu. So können das Verdichtungsverhältnis, der Kraftstoffmassenstrom, der Kraftstoff etc. verändert werden. Eine rein mathematische Beschreibung der Verbrennung würde die Veränderung dieser Modellparameter nicht berücksichtigen. Das fraktale Modell hingegen soll Größen wie die Brennraumgeometrie, Ladungsbewegung und die Ladungszusammensetzung ebenfalls beachten. In der Berechnung der Massenumsatzrate werden laminare Flammengeschwindigkeit, laminare Flammenoberfläche, die Dichte des unverbrannten Kraftstoff-Luftgemisches sowie die Turbulenzen (Längenskala, fraktale Dimension) berücksichtigt. Die laminare Flammengeschwindigkeit hängt hierbei zum Beispiel stark von dem gewählten Kraftstoff ab. Die Flammenoberfläche hingegen hängt vor allem von der Brennraumgeometrie ab. Äußere Modellparameter wie das Verbrennungsluftverhältnis, das Verdichtungsverhältnis oder auch Ladedruck und Temperatur haben einen Einfluss auf die Dichte des unverbrannten Kraftstoff-Luftgemisches und werden so in die Berechnung der Massenumsatzrate mit einbezogen. Im folgenden Kapitel sollen die Einflüsse der äußeren Modellparameter genauer untersucht und auf Plausibilität überprüft werden.

Um den Einfluss der Brennlage auf die Verbrennungsgrößen weitgehend zu reduzieren und die Beeinflussung durch die äußeren physikalischen Größen isoliert zu betrachten, wurde der Zündzeitpunkt variiert. Die Zündung wurde so gelegt, dass alle entstehenden Brennverläufe in der optimalen Schwerpunktlage liegen. Die optimale Schwerpunktlage wurde, durch das Variieren des Zündzeitpunktes während einer laufenden Simulation gefunden. Der Zündzeitpunkt wurde so lange variiert, bis sich der maximale Wirkungsgrad ergeben hat. Das Vorgehen wurde für jedes Case durchgeführt.

Grundlage für die Untersuchung war erneut das Basismodell aus Kapitel 6.1. Die Simulationen wurden durchgeführt bei einem stöchiometrischen Kraftstoff-Luft-Verhältnis, der Drehzahl von 1100 rpm und voll geöffneter Drossel. Die fraktalen Verbrennungsparameter wurden nicht verändert. Untersuchte Größen waren das Verdichtungsverhältnis, das Verbrennungsluftverhältnis, die Einlasstemperatur, der Einlassdruck, der Kraftstoff und die Brennraumgeometrie. Die Modellparameter wurden für den Brennstoff Methan und Wasserstoff untersucht. Da die qualitativen Unterschiede gleich sind, wird folgend nur die Untersuchung mit dem Kraftstoff Methan dargestellt.

#### 6.3.1 Verdichtungsverhältnis

In **Abb. 36** ist der Einfluss des Verdichtungsverhältnis dargestellt. Das Verdichtungsverhältnis wurde von  $\varepsilon = 10$  bis auf  $\varepsilon = 14$  schrittweise erhöht. Zu erkennen ist, dass eine Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses zu einer schnelleren laminaren Flammengeschwindigkeit führt. Gleichzeitig erhöht sich der Spitzendruck. Die Geschwindigkeit der Wärmefreisetzung hingegen nimmt ab. Nach Porpatham et al. (2012) wäre hingegen eine erhöhte Geschwindigkeit der Wärmefreisetzung zu erwarten. Nach Bargende et al. (2015) ist jedoch durch ungünstige Brennraumgeometrien auch eine Verlängerung der Brenndauer, also eine

Verringerung der Geschwindigkeit der Wärmefreisetzung, möglich. Grundsätzlich ist der entscheidende Effekt, ein erhöhter Wirkungsgrad durch die Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses, durchaus darstellbar.

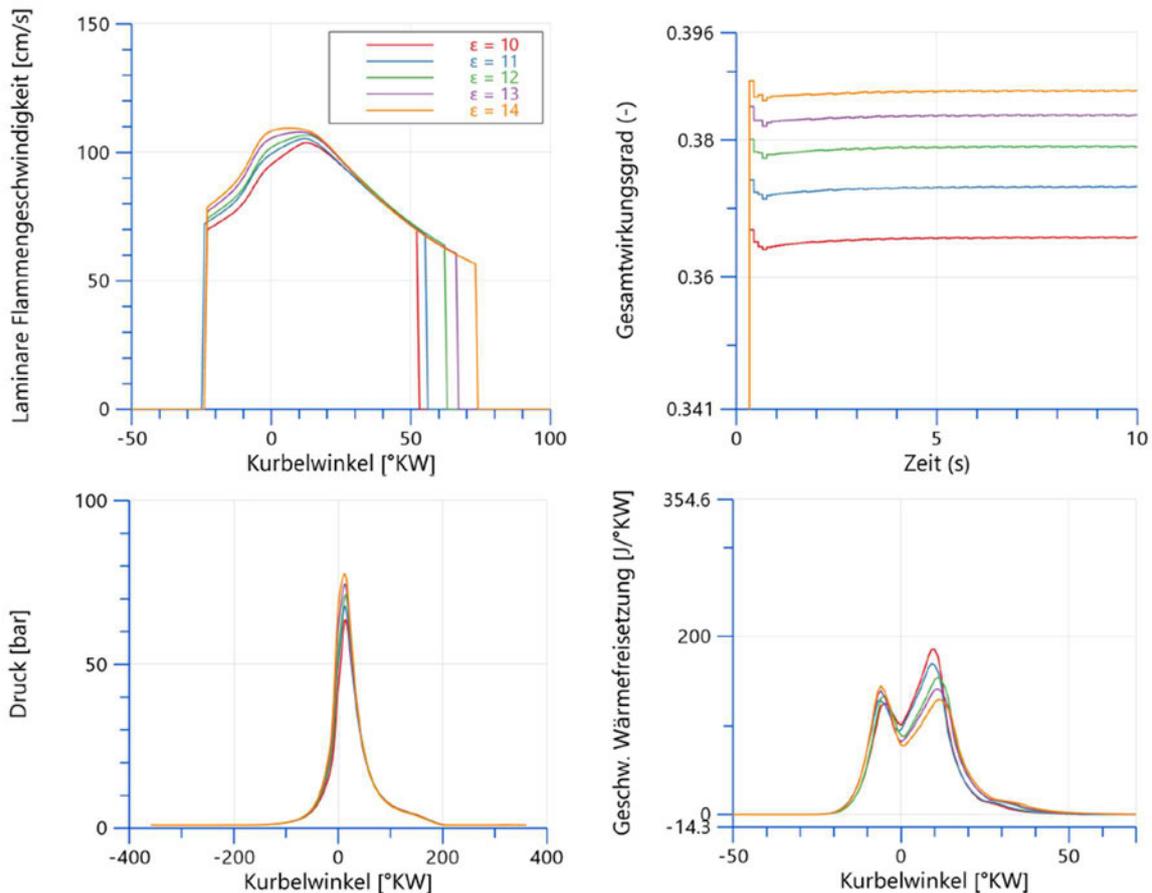


Abbildung 36: Untersuchung Verdichtungsverhältnis

### 6.3.2 Verbrennungsluftverhältnis

Ein weiterer äußerer Einfluss ist das Verbrennungsluftverhältnis  $\lambda$ . Dieses wurde für die Verhältnisse  $\lambda = 1,0$ ,  $\lambda = 1,2$ ,  $\lambda = 1,4$  sowie  $\lambda = 1,7$  und  $\lambda = 2,2$  untersucht. Die Ergebnisse der Untersuchung sind in **Abb. 37** dargestellt. Mit steigendem Verbrennungsluftverhältnis nimmt zunächst die maximale laminare Flammgeschwindigkeit ab. Der Effekt nimmt jedoch bei hohen Verbrennungsluftverhältnissen ab. Während die maximale laminare Flammgeschwindigkeit bei der Veränderung von  $\lambda = 1,0$  auf  $\lambda = 1,2$  um fast 30 cm/s abnimmt, verringert sich die maximale laminare Flammgeschwindigkeit bei einer Veränderung von  $\lambda = 1,7$  auf  $\lambda = 2,2$  nur noch um ca. 2 cm/s. Mit der sinkenden laminaren Flammgeschwindigkeit erhöht sich die Brenndauer, die Geschwindigkeit der Wärmefreisetzung nimmt ab und es werden ebenfalls geringere Spitzendrücke erreicht.

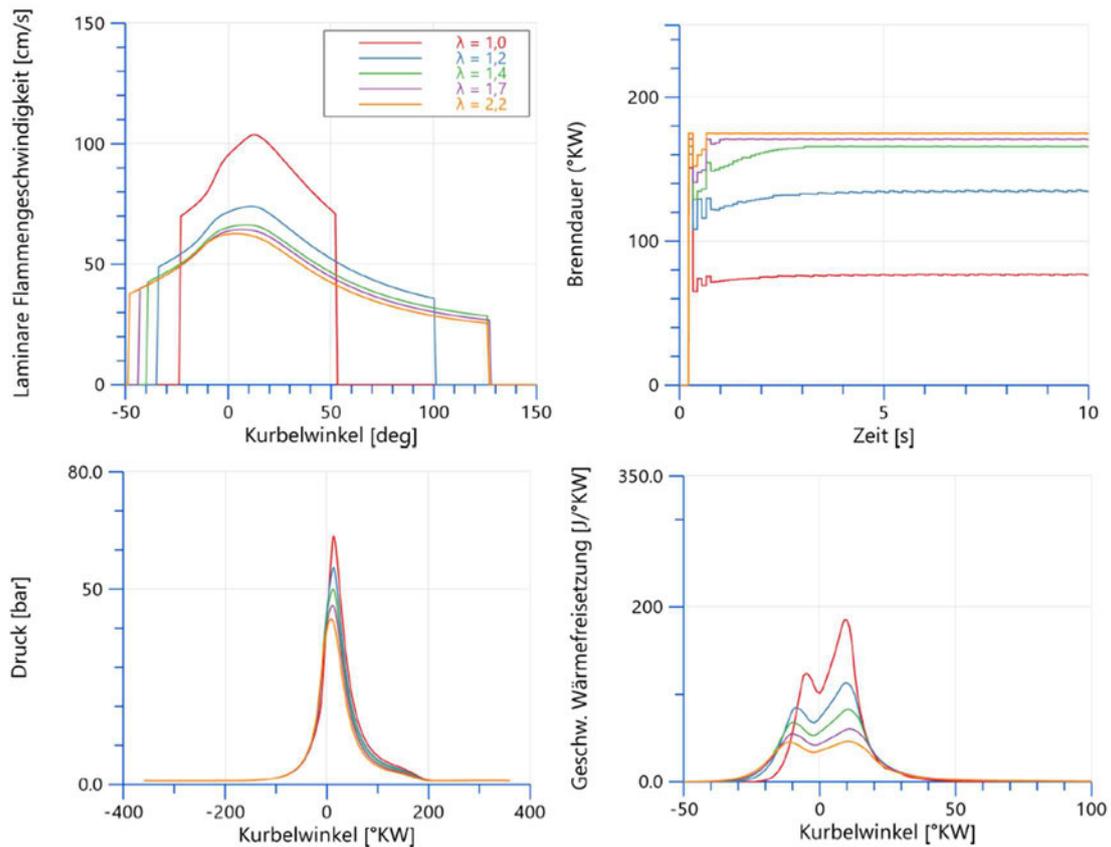


Abbildung 37: Untersuchung Verbrennungsluftverhältnis

### 6.3.3 Brennraumgeometrie

Innerhalb des fraktalen Verbrennungsmodells besteht die Möglichkeit, die Brennraumgeometrie anzupassen, konkret durch die Wahl der Form des Kolbens und des Zylinderkopfes. Die Brennraumgeometrie wird dann berücksichtigt für die Prognostizierung der Wärmefreisetzung. In **Abb. 38** wird dargestellt, wie sich ein flacher Kolben von einem Kolben mit Mulde unterscheidet. Es zeigt sich, dass durch die Mulde die laminare Flammenoberfläche kurz vor dem oberen Totpunkt ihr Maximum erreicht. Jedoch verkleinert sich dann die laminare Flammenoberfläche zum oberen Totpunkt hin, bevor sie kurz nach dem oberen Totpunkt sich nochmal vergrößert. Es entsteht ein wellenartiger Verlauf, der sich auch im Verlauf der Geschwindigkeit der Wärmefreisetzung zeigt. Hat der Kolben keine Mulde, ist dieses charakteristische Verkleinern der Flammenoberfläche zum oberen Totpunkt hin nicht vorhanden. Es zeigten sich für die Mulde eine etwas verringerte maximale laminare Flammengeschwindigkeit und ein verringerter Spitzendruck. Die maximal erreichte laminare Flammenoberfläche ist für den flachen Kolben etwas größer.

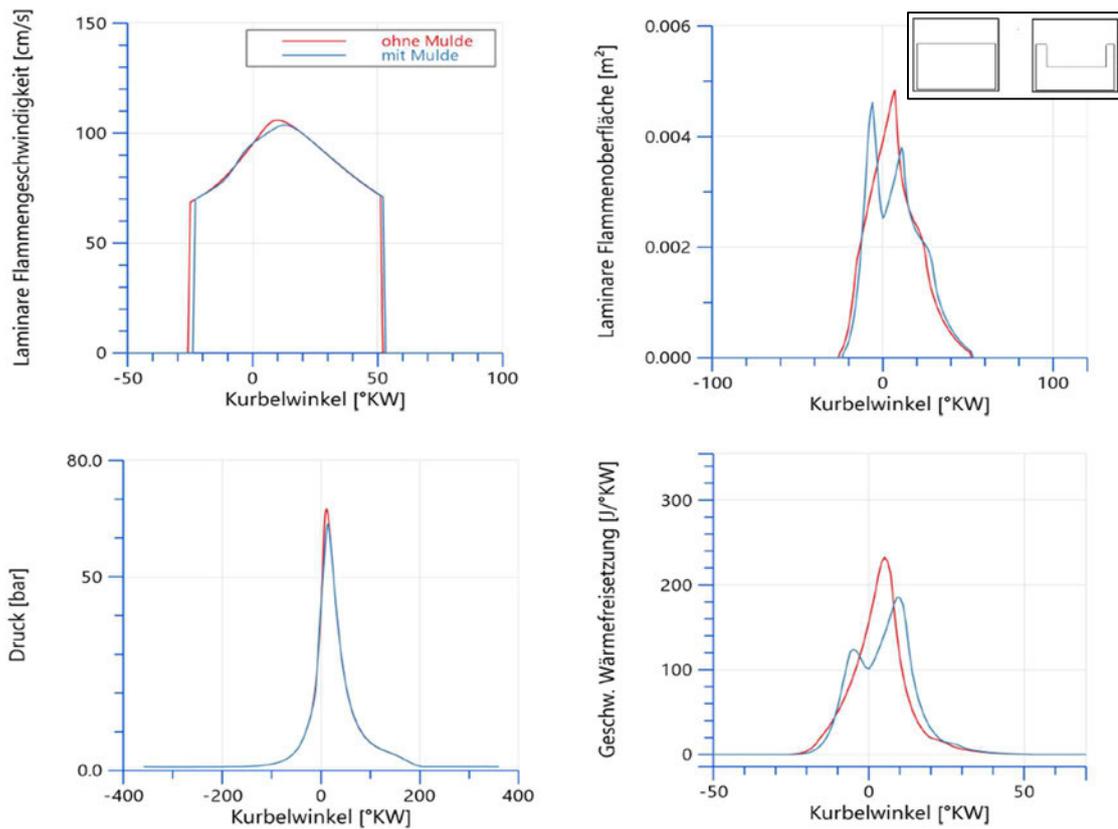


Abbildung 38: Untersuchung Brennraumgeometrie

### 6.3.4 Druck und Temperatur

Für die Erweiterung des Modells um eine Turboaufladung ist ebenfalls wichtig zu verstehen, ob das Verbrennungsmodell sinnvoll mit verändertem Druck und veränderter Temperatur am Einlass umgehen kann. Grundsätzlich führen veränderter Druck und veränderter Temperatur dazu, dass mehr beziehungsweise weniger Luft und damit auch Kraftstoff in den Brennraum gelangen. In **Abb. 39** ist zunächst der Einfluss von unterschiedlichen Einlassdrücken dargestellt. Durch eine Erhöhung des Einlassdruckes steigt die Geschwindigkeit der Wärmefreisetzung deutlich an und es werden höhere Spitzendrücke erreicht. Die Erhöhung des Einlassdruckes von 1 bar auf 2 bar führt zu einer Erhöhung des Spitzendrucks von etwa 60 bar auf über 120 bar. Wie erwartet führt der erhöhte Druck dazu, dass ein höherer Luftmassenstrom in den Brennraum gefördert werden kann. Die Erhöhung von 1 bar auf 2 bar führt zu einer Verdoppelung des Luftmassenstroms.

In **Abb. 40** ist der Einfluss der Temperatur dargestellt. Hier zeigen sich ähnliche Effekte wie bei der Veränderung des Druckes, jedoch mit einer längeren Einlaufzeit. Eine veränderte Temperatur der Ladeluft führt zu einer veränderten Dichte und kann damit wie beim Druck für veränderte Massenströme sorgen. Steigt die Ladelufttemperatur, nimmt der Luftmassenstrom ab, der induzierte Mitteldruck sinkt, die Geschwindigkeit der Wärmefreisetzung nimmt ab, und es werden geringere Spitzendrücke erreicht.

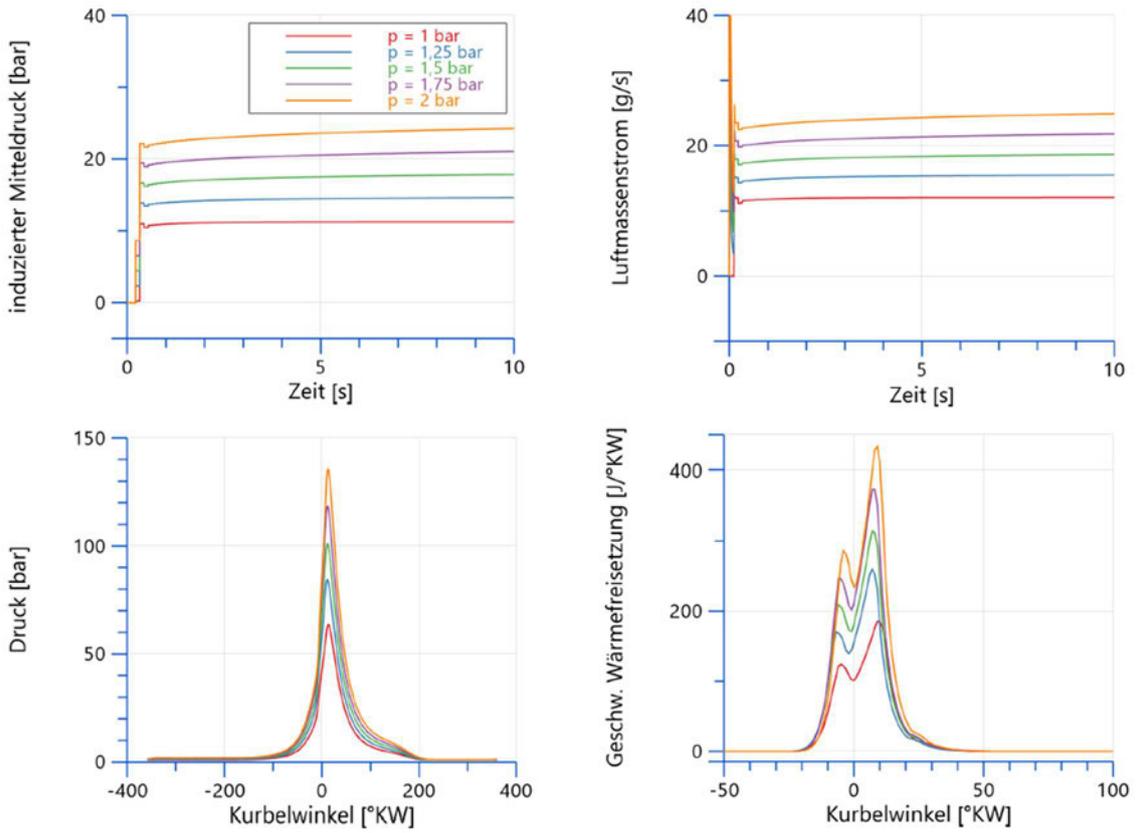


Abbildung 40: Untersuchung Druck

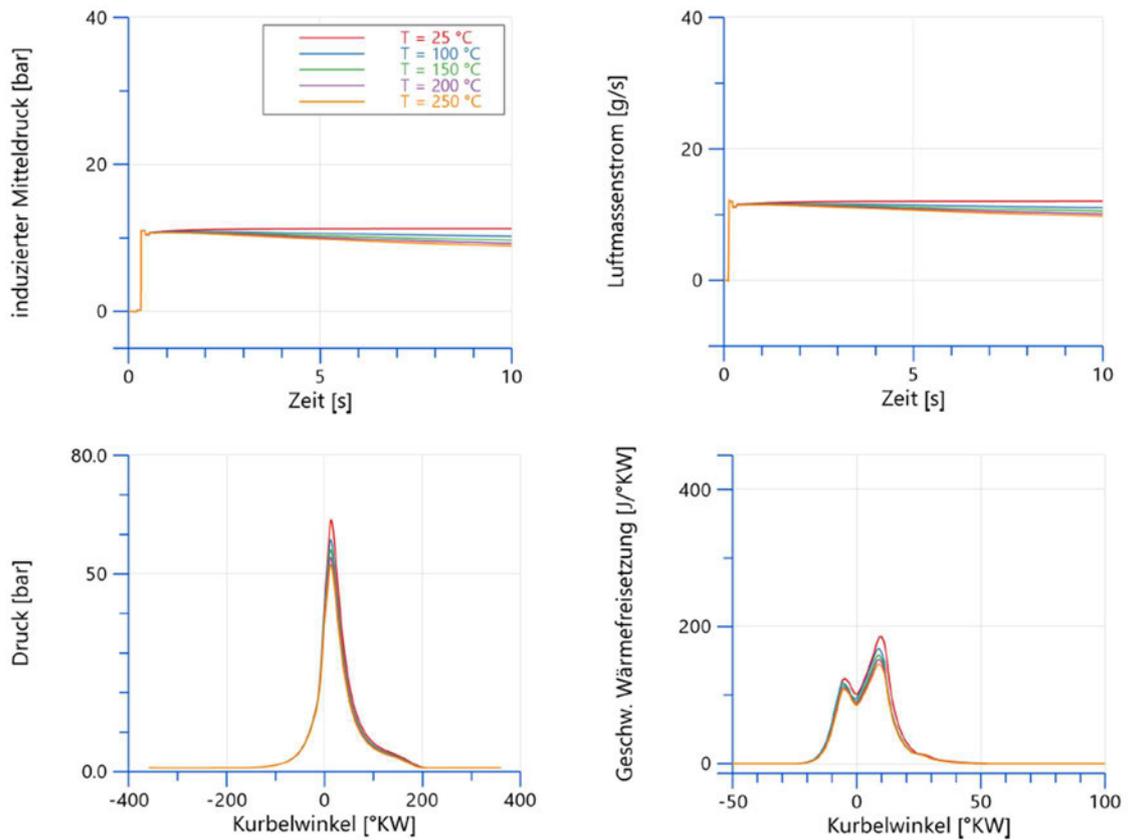


Abbildung 39: Untersuchung Temperatur

### 6.3.5 Kraftstoff

In **Abb. 41** soll abschließend betrachtet werden, wie sich die Verbrennung verändert, wenn der Kraftstoff gewechselt wird bei gleichen fraktalen Parametern. Hierbei wird der Kraftstoff von Methan (Rot) auf Wasserstoff (Blau) geändert. Die erwarteten Veränderungen treten jedoch nicht auf. Die Simulation mit Wasserstoff führt entgegen der Erwartung zu einer langsameren Verbrennung. Die laminare Flammgeschwindigkeit steigt nur sehr gering an. Auch der Spitzendruck von Wasserstoff ist geringer als der von Methan. Es stellt sich daher das Problem dar, dass für verbrennungsmotorische Konzepte mit Wasserstoff nicht auf die gleichen fraktalen Parameter wie bei Methan zurückgegriffen werden kann. Es wird eine Anpassung hinsichtlich der fraktalen Parameter notwendig.

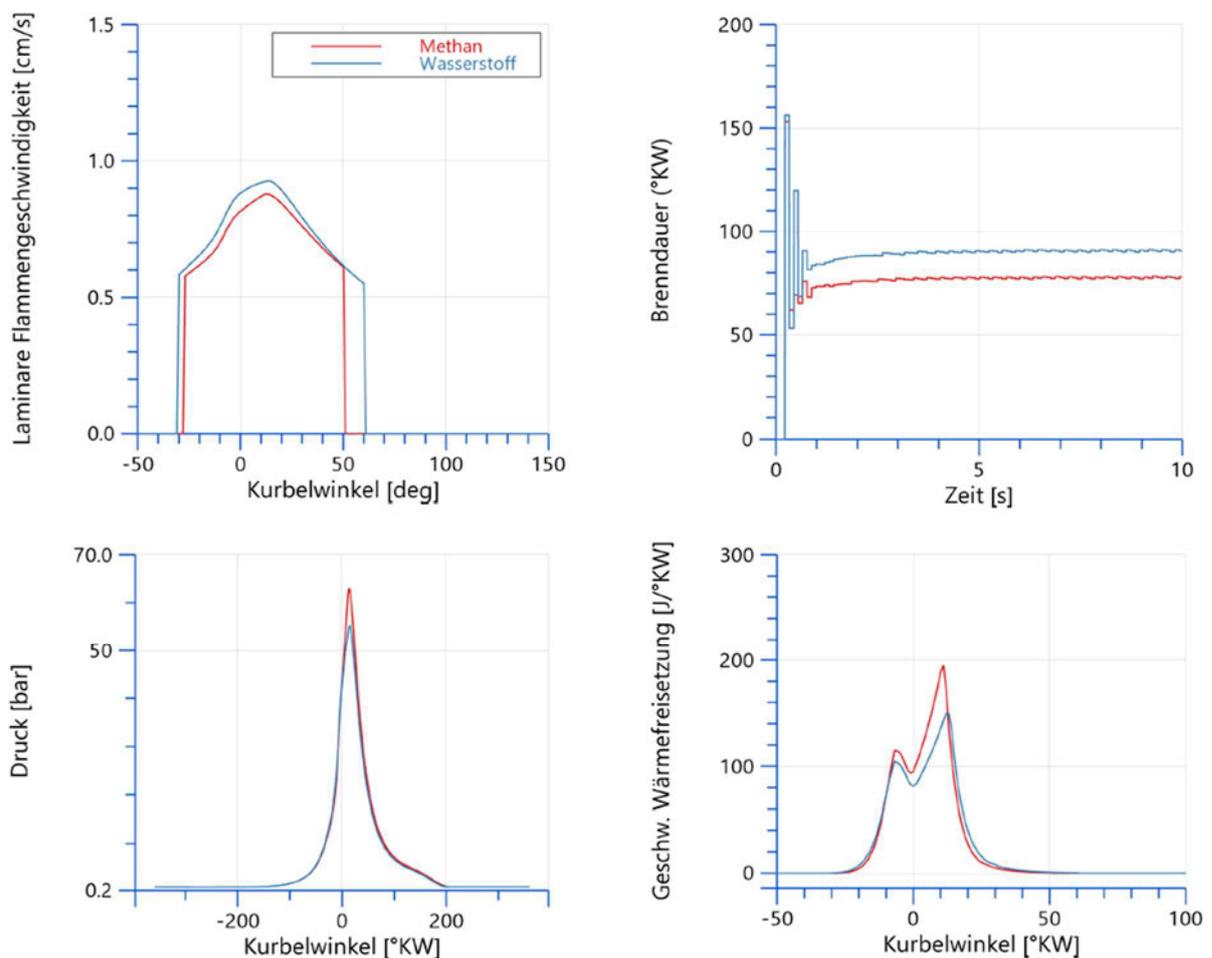


Abbildung 41: Untersuchung Kraftstoff

## 6.4 Parametrisierung des fraktalen Verbrennungsmodells

Im folgenden Abschnitt soll die Parametrisierung des fraktalen Verbrennungsmodells in AVL Cruise M für den vorhandenen Forschungsmotor erörtert werden. Dafür wird zunächst von einem Basismodell ausgegangen, welches aus der Literatur entnommen wurde (Bozza et al., 2005). Von diesem Modell ausgehend wurden verschiedene Einflussfaktoren auf den Brennverlauf berücksichtigt, da der Forschungsmotor hinsichtlich der Geometrien und der verwendeten Brennstoffe von dem Motor aus der Literatur abweicht.

Die Untersuchung der fraktalen Parameter hat gezeigt, dass der Einfluss der Parameter auf den Brennraumgrößen (z.B. turbulente und laminare kinetische Energie) liegt. Dadurch wird die Geschwindigkeit der Wärmefreisetzung beeinflusst, wodurch sich der Brennverlauf verändert. Der Brennverlauf ist daher für die folgenden Überlegung die Hauptgröße, um eine passende Parameterwahl zu erreichen. Zeitgleich soll jedoch berücksichtigt werden, dass auch die laminare Flammengeschwindigkeit und die Brennraumgeometrie realistisch dargestellt sind.

### 6.4.1 Parametrisierung Methan

Ausgangslage für eine Anpassung der Parameter an den Forschungsmotor ist die Arbeit von Bozza et al. (2005), da das fraktale Verbrennungsmodell auf dieser Arbeit beruht und dafür die Parameter des fraktalen Verbrennungsmodells teilweise bekannt und validiert sind. Die technischen Daten aus der Arbeit sind dargestellt in **Tabelle 3**.

Tabelle 3: Technische Daten des Motors von Bozza et al.

Hubvolumen	399 cm <sup>3</sup>
Bohrung	79.0 mm
Hub	81.3 mm
Pleuellänge	143 mm
Verdichtungsverhältnis	10:1
Lambda	1
Kraftstoff	Benzin

Der verwendete Kraftstoff bei Bozza et al. ist anders als in dieser Arbeit Benzin. Ebenfalls unterscheiden sich die beiden Motoren hinsichtlich verschiedener Motorkenngrößen. Daher muss folgend eine überlegte Anpassung und Überprüfung der Parameter stattfinden.

Die validierten Parameter aus der Arbeit von Bozza et al. lauten:  $c_l = 0,28$ ,  $r_{ref} = 1,2 \text{ cm}$ , und für  $c_t$  ist die Größenordnung von 1 bekannt. Um die Parameter auf den für diese Arbeit zu

Grunde liegenden Forschungsmotor anzupassen, müssen Hub-Bohrungsverhältnis, Hubvolumen, Zylinder-Geometrie und Brennstoffe berücksichtigt werden.

Das Hub-Bohrungsverhältnis hat einen bedeutenden Einfluss auf die Brenndauer (Huß, 2013). Untersucht wurden in der Arbeit von M. Huß (2013) die Verhältnisse  $s/d$  von 0,8 bis 1,2. Mit steigendem Verhältnis hat die Brenndauer deutlich abgenommen. Da das Hub-Bohrungsverhältnis des Basismodells und Forschungsmotors ähnlich ist, wurden hierfür keine Anpassungen der Parameter notwendig.

M. Huß (2013) hat für das Hubvolumen festgestellt, dass in einem untersuchten Bereich von 300ccm bis 600ccm kein Unterschied in der Brenndauer erkennbar ist. Es wird ein höheres Turbulenzniveau festgestellt, welches zu einer höheren absoluten Brenngeschwindigkeit führt, jedoch müssten auch längere Flammenwege in einem Brennraum zurückgelegt werden. Da kein Trend innerhalb des betrachteten Hubvolumenbereiches erkannt wurde, wurde für diese Arbeit auch für größere Zylinder angenommen, dass das Hubvolumen keinen Einfluss auf die absolute Brenndauer hat.

Basismodell und Forschungsmotor unterscheiden sich hinsichtlich der Brennraumgeometrie, schematisch dargestellt in **Abb. 42**. Links der Brennraum des Basismodells (Bozza et al.) und rechts der Brennraum des zu untersuchenden Forschungsmotors

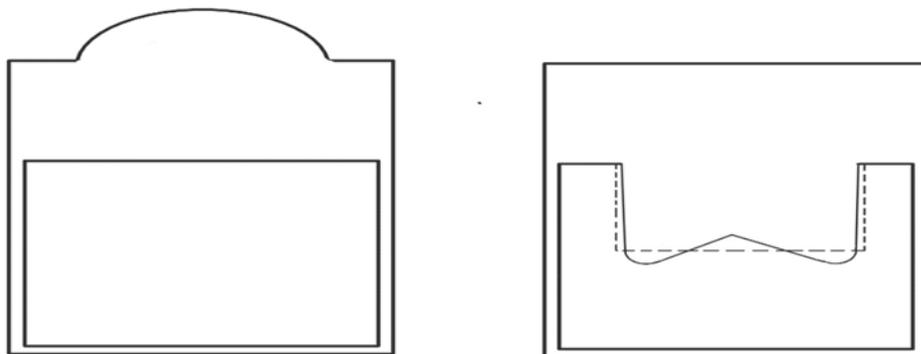


Abbildung 42: Brennraumgeometrie Bozza et al. vs Forschungsmotor HAW

Das fraktale Verbrennungsmodell ermöglicht, verschiedene Zylinder- und Pleuelnase-Geometrien vorzugeben. Die gestrichelt dargestellte Mulde ist die im fraktalen Modell alternativ gewählte Form des Pleuels, da eine exakte Darstellung nicht möglich ist. Grundsätzlich hat die Brennraumgeometrie einen Einfluss auf den Brennverlauf (Poulos & Heywood, 1983). Durch die Möglichkeit, im fraktalen Verbrennungsmodell Geometrien auszuwählen, werden die Einflüsse der Brennraum-Geometrie bereits berücksichtigt. Es muss daher keine Anpassung der Parameter vorgenommen werden. Auf Grund der beschriebenen Einflüsse werden folgende Parameter gewählt zu:

$$c_l = 0,28, r_{ref} = 1,2 \text{ cm und } c_t = 1$$

Wobei  $c_t$  noch als potenziell zu variierende Größe gilt.

Damit weitere Parameter festgelegt und bisher gewählte Parameter plausibilisiert werden konnten, wurden die auf den bisher gewählten Parametern entstandenen Brennverläufe für Methan mit einem bekannten Brennverlauf aus der Literatur verglichen, dargestellt in **Abb. 43**, und anschließend die Wasserstoffverbrennung hinsichtlich der Unterschiede zur Methanverbrennung angepasst.

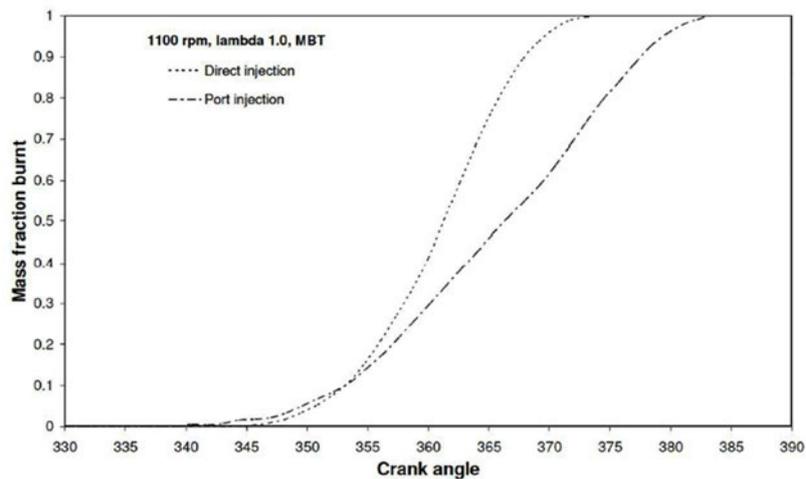


Abbildung 43: Brennverlauf Vergleichsmotor (Quelle Universiti Kebangsaan Malaysia & Mohamad, 2010)

Als Vergleichsmotor für die Methanverbrennung wurde die Arbeit von T. Mohamad (Universiti Kebangsaan Malaysia & Mohamad, 2010) herangezogen. Die Brennverläufe bei Mohamad (Abb. 43) wurden aufgenommen für eine Drehzahl von 1100 rpm. Der Zündzeitpunkt lag bei  $25^\circ$  vor dem oberen Totpunkt. Das Verbrennungsluftverhältnis lag bei 1,0. Der Vergleichsmotor hat ein Verdichtungsverhältnis von 10,5. Der Forschungsmotor hat ein Verdichtungsverhältnis von 10. Durch die Ähnlichkeit des Verdichtungsverhältnisses kann ein Einfluss auf die Brennverläufe als gering betrachtet werden. Das Hub-Bohrungsverhältnis des Vergleichsmotors liegt bei 1,46. Das erhöhte Hub-Bohrungsverhältnis sollte zu einer höheren Brenngeschwindigkeit führen (Huß, 2013). Gleichzeitig könnte die Geometrie des Vergleichsmotors mit einem flachen Kolben und einem flachen Zylinderkopf wiederum eine Verringerung der Brenngeschwindigkeit bewirken. Es fällt auf, dass die Position der Zündkerze im Vergleichsmotor weit abseits des Zentrums liegt. Im Forschungsmotor ist die Zündkerze hingegen sehr zentral angeordnet. Besonders im späteren Verlauf der Verbrennung führt eine zentrale Zündkerze zu einer schnelleren Verbrennung (Poulos & Heywood, 1983).

**Abb. 44** zeigt vier verschiedene Brennverläufe. Zunächst wurde das Basismodell simuliert, mit und ohne Mulde. Eine weitere Kurve stellt den Vergleichsmotor von Mohamad dar. Der Vergleich zwischen Basismodell und Vergleichsmotor zeigt nicht vollständig die erwarteten Unterschiede zwischen den Brennverläufen. Es wurde daher eine Anpassung der Parameter vorgenommen. Der angepasste Brennverlauf ist als vierte Variante in Abb. 44 dargestellt.

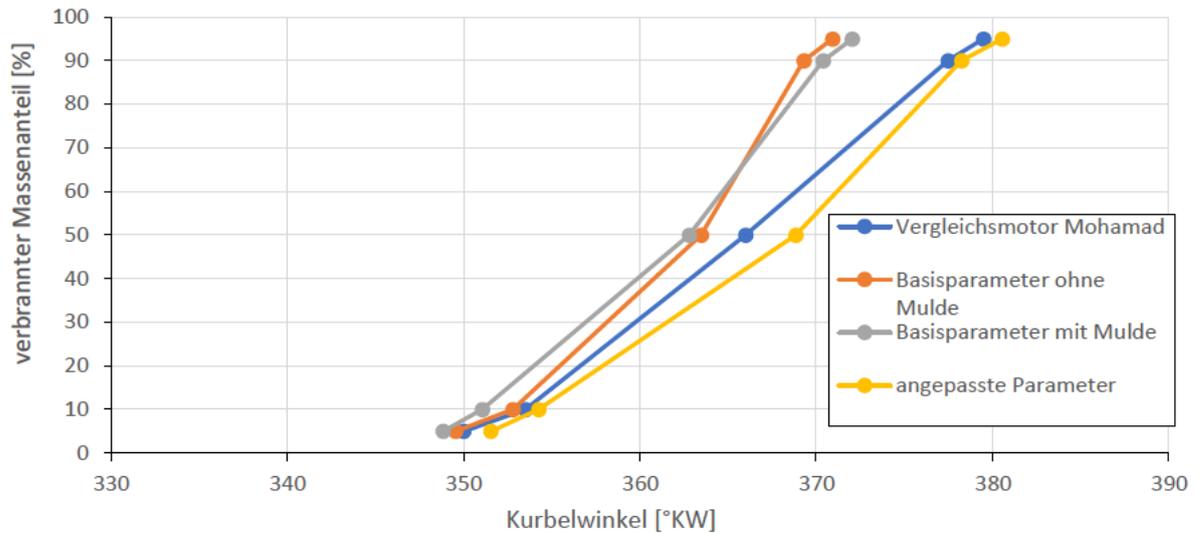


Abbildung 44: Brennverläufe Basisparameter vs. Vergleichsmotor vs. angepasste Parameter

Die Diagramme zeigen, dass die Mulde zu einer schnelleren Verbrennung um den MFB 10%-Wert führen. Hier wird daher die erhöhte Brenngeschwindigkeit des Vergleichsmotors durch das hohe Hub-Bohrungsverhältnis ausgeglichen. Die Mulde hat jedoch keinen nennenswerten Effekt auf den MFB 50%-Wert. Daher sollte der Vergleichsmotor durch das höhere Hub-Bohrungsverhältnis den MFB 50% Wert schneller erreichen. Anschließend setzt der Effekt der zentral gelegenen Zündkerze ein, und eine schnellere Verbrennung beim Forschungsmotor ist zu erwarten. Durch eine Variierung des  $c_t$ - und  $c_{ign}$ -Parameters sowie des LFS-Parameters konnten genau diese zu erwartenden Brennverlaufs-Unterschiede erreicht werden.

Durch die Wahl eines hohen LFS-Exponenten wird eine realistische laminare Flammgeschwindigkeit berechnet. Bei erreichten Spitzendrücken von ca. 60 bar und Temperaturen der unverbrannten Zone von ca. 900 °C ist eine maximale laminare Flammgeschwindigkeit von etwa 0,8 m/s für Methan als sinnvoll zu erachten (Ratzke, 2013). Dargestellt ist die laminare Flammgeschwindigkeit in **Abb. 45**.

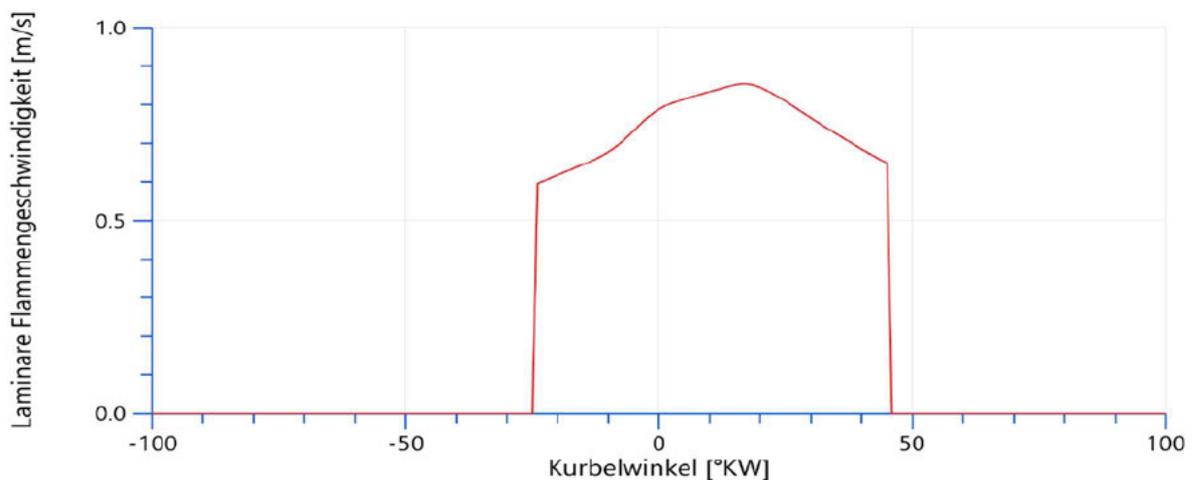


Abbildung 45: Laminare Flammgeschwindigkeit für Modell mit angepassten Parametern

Die Untersuchung der verschiedenen Einflussgrößen auf die Verbrennung hat gezeigt, dass bei ausgeschaltetem  $m_f$  die Wandverbrennung erst sehr spät beginnt. Daher wurde hier für den Parameter  $m_f$  der Wert 0,65 festgelegt.

In **Tabelle 4** ist die abschließende Parameterwahl für das fraktale Verbrennungsmodell dargestellt:

Tabelle 4: Parameterwahl Methanmodell Saugrohreinblasung

$c_t =$	0,9		$m =$	0
$c_l =$	0,28		$m_f =$	0,7
$r_{ref} =$	0,012		$d =$	7
$c_{ign} =$	0,8		$urelax =$	0,3

#### 6.4.2 Anpassung Wasserstoff

Wasserstoff hat eine deutlich höher laminare und turbulente Flammgeschwindigkeit als Methan. Die Brenndauer von Wasserstoff ist daher deutlich verkürzt (Wolany et al., 2015). Um diesen Zusammenhang am Modell zu überprüfen, wurde für das gefundene fraktale Verbrennungsmodell der Brennstoff auf Wasserstoff gewechselt. Die Drehzahl wurde auf 2000 rpm umgestellt. Ansonsten blieb der Betriebspunkt unverändert. Die Brennverläufe von Methan- und Wasserstoffverbrennung sind in **Abb. 46** dargestellt. Da die Wasserstoffverbrennung jedoch deutlich zu langsam ist, stellt ein dritter Brennverlauf ein für die Wasserstoffverbrennung modifiziertes Modell dar. Hier bestätigen sich nochmal die gefundenen Probleme bei dem Wechsel des Kraftstoffs.

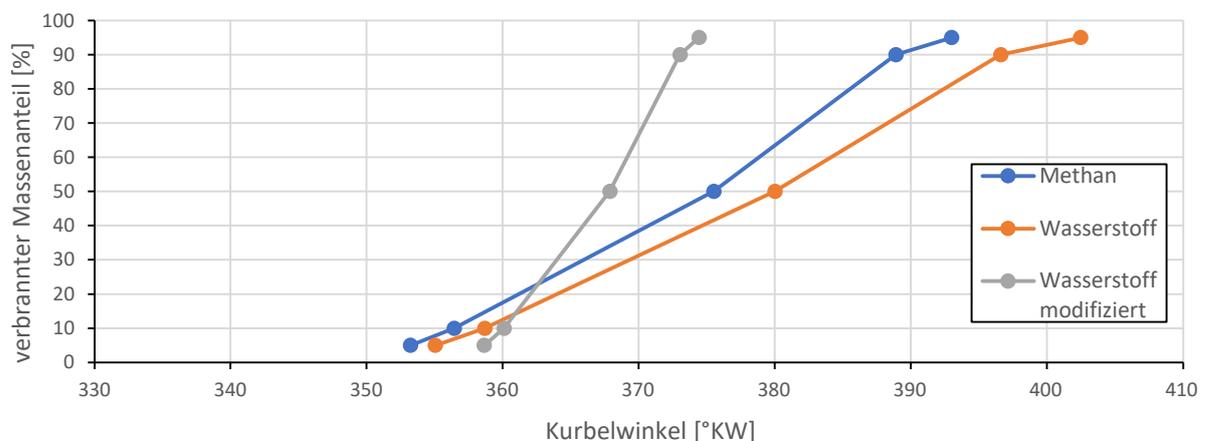


Abbildung 46: Brennverläufe Methan vs. Wasserstoff vs. Wasserstoff modifiziert

Angepasst wurde der Brennverlauf mit dem Ziel, die Brenndauer auf 40% der Brenndauer von Methan zu verkürzen (Skalla et al., 2009). Zielwert war daher eine Brenndauer von ca. 16 °KW

im betrachteten Intervall von MFB 5% bis MFB 95%. Der Zündzeitpunkt wurde für die angepasste Wasserstoffsimulation verändert, um den Brennverlauf in einem realistischen Bereich darzustellen. Da die Zündverzugszeit bei Wasserstoff deutlich geringer ist im Vergleich zu Methan (Wolany et al., 2015), wurde auch der Parameter  $c_{ign}$  verkleinert.

Um die laminare Flammengeschwindigkeit zu erhöhen, wurde ein sehr kleiner LFS-Exponent gewählt. Es zeigt sich, wie in **Abb. 47** zu erkennen, dass dennoch keine sinnvolle laminare Flammengeschwindigkeit erreicht wird.

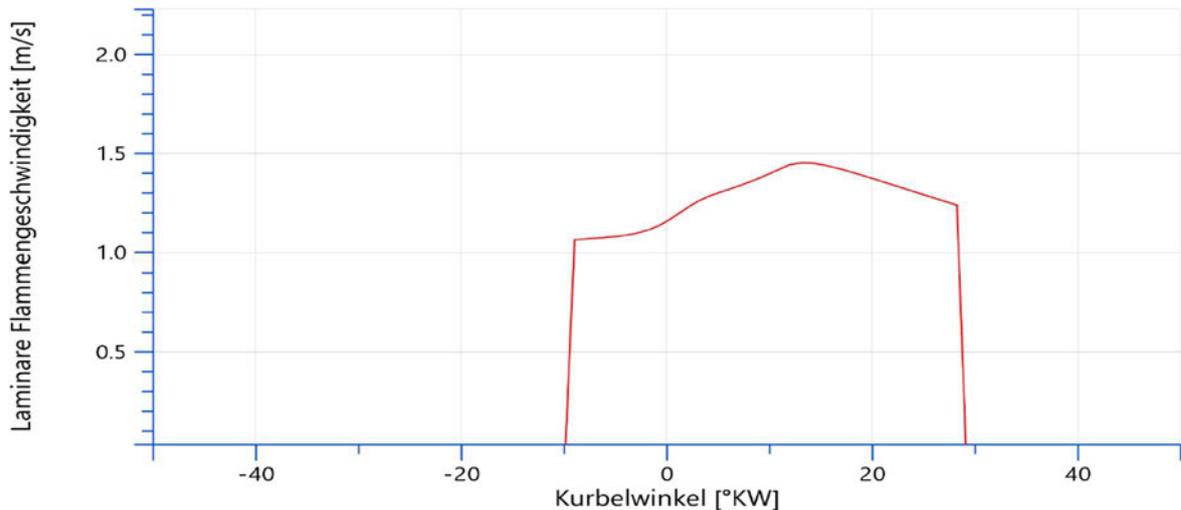


Abbildung 47: Laminare Flammengeschwindigkeit für modifiziertes Wasserstoffmodell

Die maximale laminare Flammengeschwindigkeit liegt für das Simulationsmodell bei etwa 1,5 m/s. Jedoch wäre zu erwarten, dass die laminare Flammengeschwindigkeit oberhalb von 2 m/s liegt. Damit dennoch eine sinnvolle Brenndauer erzeugt werden konnte, wurden die Parameter  $c_t$  und  $c_l$  stark angepasst. **Tabelle 5** stellt die Parameterwahl für das Wasserstoff Basismodell dar.

Tabelle 5: Parameterwahl Wasserstoffmodell Saugrohrenblasung

$c_t =$	0,52	$m =$	0
$c_l =$	0,61	$m_f =$	0,7
$r_{ref} =$	0,012	$d =$	0,8
$c_{ign} =$	0,5	$urelax =$	0,3

### 6.4.3 Anpassung Direkteinblasung und Turboaufladung

Das Wasserstoffmodell hat sich hinsichtlich der laminaren Flammengeschwindigkeit als unsicher herausgestellt. Für die Betrachtung von Direkteinblasung und Turboaufladung wurde

daher das Methanmodell als Grundlage gewählt. In der bisherigen Untersuchung des fraktalen Verbrennungsmodells hat sich gezeigt, dass äußere Einflüsse durchaus richtig berücksichtigt werden. Durch die Direkteinblasung sind eine Veränderung der Ladungsbewegung und eine erhöhte Kraftstoff- und Luftmenge zu erwarten. Die daraus resultierenden Effekte auf die Verbrennung sollten durch das vorhandene Modell berücksichtigt werden ohne Veränderung der fraktalen Parameter. Zur Überprüfung wurden die Brennverläufe sowie die kinetischen Energien des Methanbasismodells und eines Methanmodells mit Direkteinblasung in **Abb. 48** gegenübergestellt. Das Modell mit der Direkteinblasung zeigt eine verkürzte Brenndauer. Bei den kinetischen Energien ist im Ansaugtakt ein Unterschied zwischen den zwei Modellen erkennbar. Dieser könnte auf Grund der veränderten Füllungsverluste auftreten. Dass die unterschiedlichen Füllungsverluste vom Cruise M-Modell berücksichtigt werden, zeigt sich in dem zugeführten Verbrennungsluftmassenstrom. Dieser steigt durch die Wahl der Direkteinblasung bei gleichen geometrischen Bedingungen an. Der Verbrennungsluftmassenstrom steigt von etwa 43,4 kg/h auf 47,8 kg/h an. Das entspricht einer Steigerung von ca. 9,89 %. Die Plausibilität der kinetischen Energien muss hinsichtlich zweier Aspekte abgewägt werden. Grundsätzlich führt eine Hochdruck-Direkteinspritzung bei einem Dieselmotor zu einem Peak in den kinetischen Energien, jedoch nur für eine sehr kurze Zeit (Neubert, 2016). Für diese Arbeit hingegen wird der Kraftstoff sehr früh bei einem niedrigen Druck eingeblasen. Der frühe Einblasezeitpunkt und der niedrige Einblasedruck machen es daher plausibel, dass kein merklicher Einfluss auf die kinetischen Energien beim Einblasezeitpunkt erkennbar ist.

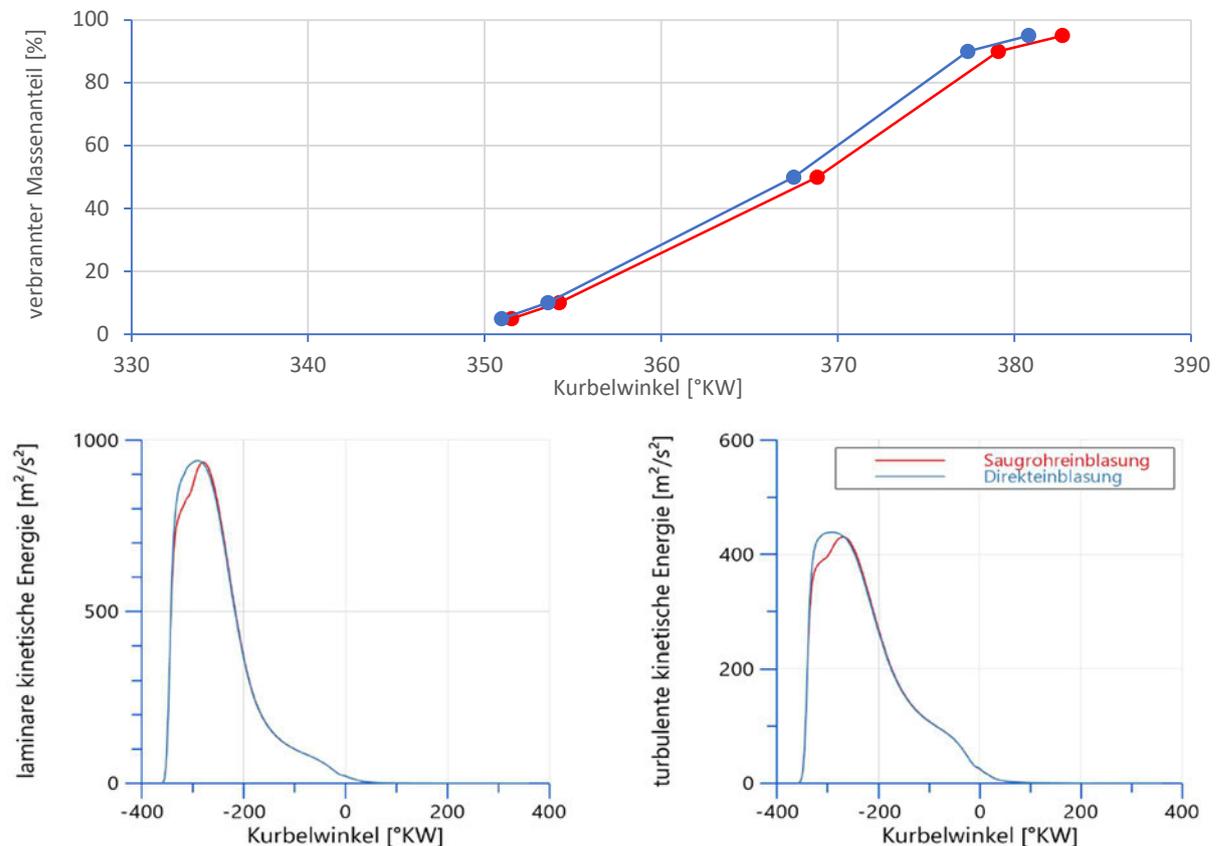


Abbildung 48: Untersuchung Direkteinblasung vs. Saugroheinblasung

Da die Ergebnisse des Vergleiches von Direkteinblasung und Saugrohrenblasung plausibel sind, wird für das Modell mit Direkteinblasung keine Veränderung der Verbrennungsparameter vorgenommen.

Hinsichtlich veränderter Ladedrücke hat sich gezeigt, dass diese vom fraktalen Verbrennungsmodell plausibel berücksichtigt werden. Es wird daher für die Turboaufladung keine Veränderung der fraktalen Parameter vorgenommen.

## 6.5 Wärmeübertragung

Für verschiedene Bauteile ist es notwendig, eine Wärmeübertragung zu modellieren. Besonders die Wärmeübertragung von Brennraum an die Brennraumwände und die umgebenden Kühlmittel haben Einfluss auf die Verbrennungssimulation. Für die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten von Brennraum an Brennraumwände können in AVL Cruise M verschiedene Modelle gewählt werden. Hier wurde sich für das Modell AVL 2000 entschieden. Dieses Modell beruht auf dem Woschni-Ansatz, berücksichtigt jedoch stärker den Einfluss des Wärmeübergangs beim Gaswechsel auf die volumetrischen Wirkungsgrade. Dies ist bei niedrigen Drehzahlen im besonderen Maße relevant und wurde daher für den hier vorliegenden Forschungsmotor gewählt. Da die Wärmeübergangsflächen an Zylinderkopf, Kolben und Laufbuchse nicht exakt bekannt sind, wurden diese anhand der technischen Daten des Forschungsmotors und existierenden AVL Cruise M-Beispielen sinnvoll abgeschätzt. Auf Grund sehr gering ausfallender Wandwärmeverluste wurden die Wärmeübergänge angepasst. Hierfür wurden der „Heat transfer multiplier“ für alle Elemente des Brennraums von 1 auf 1,8 erhöht. Die Abschätzung des „Heat transfer multipliers“ fand anhand der Energiebilanz der Verbrennungskammer und der Abgastemperaturen statt.

Für die Wärmeübergangskoeffizienten von Brennraumwänden an die Kühlmittel wurde sich auf existierende Werte aus AVL Cruise M-Beispielen gestützt.

Um auch die Bedingungen vor und hinter dem Motorblock möglichst genau zu beschreiben, wurde auslasseitig die Wärmeübertragung von Abgaskrümmern und Auslassbehälter an die Umgebung modelliert. Für die Wärmeübertragung von Gasströmen an Wände steht in AVL Cruise M das Modell Re-Analysis zur Verfügung. Die Wärmeübergangsflächen wurden anhand der Abmaße von Abgaskrümmern und Auslassbehälter gewählt. Für die Turboaufladung wurde auch am Ansaugstutzen ein Wärmeübergang an die Umgebung vorgesehen.

Der Wärmeübergangskoeffizient von Wänden an die Umgebung wurde überschlägig berechnet. Die Berechnung ist im Anhang B dargestellt. Die Berechnung wurde für einen vertikalen Zylinder (Abgasbehälter) und einen horizontalen Zylinder (Rohr) durchgeführt. Weil für weitere Komponenten keine wesentlichen Unterschiede hinsichtlich des Wärmeübergangskoeffizienten erwartet werden, wird der gemittelte Wert der berechneten Wärmeübergangskoeffizienten für alle Formen der Wärmeübertragung einer Wand an die Umgebung verwendet. Die Wärmeübergänge des Brennraums sind hiervon jedoch

ausgeschlossen. Die Berechnung wurde durchgeführt nach Klan & Thess (2013) und Schmidt (2017). Es wurde ein Wärmeübergangskoeffizient von  $\alpha = 10 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$  berechnet.

## 6.6 Einschränkungen des Modells

Die Modelle zeigen hinsichtlich verschiedener Aspekte unterschiedliche Einschränkungen, die zu berücksichtigen sind. Zunächst gilt für alle Modelle, dass die Parameterwahl für das fraktale Verbrennungsmodell ohne Versuchsdaten am Forschungsmotor vorgenommen wurde. Die vorliegenden Modelle sind daher nicht als genaue Darstellung des Forschungsmotors zu verstehen, sondern der Forschungsmotor dient hierbei als Grundlage für die Untersuchung verschiedener verbrennungsmotorischer Konzepte. Für die gewünschte Abbildung eines vorhandenen Forschungsmotors ist es notwendig, mit Messverläufen zu arbeiten und das fraktale Modell darauf anzupassen. In der vorliegenden Arbeit musste mit vielen Annahmen und Vergleichen zur Literatur gearbeitet werden, um eine sinnvolle Konzeptdarstellung zu ermöglichen. Für die genaue Motordarstellung reicht dieses Vorgehen nicht aus. Die Umgebung des modellierten Zylinderblockes basiert zudem auf einer nulldimensionalen Modellierung. Die Umgebung ist daher nur als eine grundlegende Darstellung zu verstehen und liefert keine genauen Strömungsverhältnisse im Ein- und Auslass.

Das fraktale Verbrennungsmodell ohne Berücksichtigung von Schichtung gilt nur für homogene, fremdgezündete Verbrennungskonzepte. Es können daher nur solche Konzepte verglichen werden. Für das Modell mit Direkteinblasung bedeutet das, dass nur frühe Einblasezeitpunkte betrachtet werden können.

Das Basismodell Wasserstoff zeigt hinsichtlich der laminaren Flammengeschwindigkeit nur unzureichende Werte. Der Brennverlauf musste daher mittels anderer Parameter angepasst werden. Es ist nur eingeschränkt von einer korrekten Darstellung der Wasserstoffverbrennung auszugehen. Genauerer Aufschluss soll der Vergleich der Modelle in Kapitel 7 ergeben.

## 7 Vergleich verbrennungsmotorischer Konzepte mit Wasserstoff und Methan

Um abschließend die Qualität der Modelle zu überprüfen, wird ein Vergleich verschiedener verbrennungsmotorischer Konzepte mit Methan und Wasserstoff durchgeführt. Anschließend wird der Vergleich in einer Diskussion beurteilt. Die gefundenen Unterschiede der Konzepte sollen in die aus den Grundlagen bekannte Literatur eingeordnet und basierend darauf diskutiert werden, wie gut die Eigenschaften der Wasserstoff- und Methanverbrennung, der Direkteinblasung und der Turboaufladung dargestellt werden.

### 7.1 Berechnung von Zylinderdruckverlauf, -temperaturverlauf, Energiebilanz und Schadstoffemissionen für verschiedene verbrennungsmotorische Konzepte

Die verbrennungsmotorischen Konzepte werden anhand der Zylinderdruckverläufe, der Temperaturverläufe, der Energiebilanz und der Schadstoffemissionen folgend miteinander verglichen. Die Schadstoffe werden lediglich hinsichtlich der Stickoxidbildung beurteilt, weil die Modellbildung bereits viele Unsicherheiten aufweist und eine Beurteilung von auftretenden Kohlenwasserstoffen und Kohlenmonoxid daher nur sehr ungenau durchgeführt werden kann. Der Vergleich soll anhand zweier Betriebspunkte im Motorkennfeld stattfinden, zum einen ein Zielwert für den Volllast-Betriebspunkt ( $p_{mi} = 10$  bar,  $n = 1500$  rpm), zum anderen ein Betriebspunkt, der den Teillastbetrieb darstellt ( $p_{mi} = 5$  bar,  $n = 1000$ ). Die Betriebspunkte wurden durch das Einstellen einer entsprechenden Luft-Kraftstoff-Menge erreicht. Folgende in **Tabelle 6** dargestellte verbrennungsmotorische Konzepte werden miteinander verglichen. Um die besondere Wichtigkeit der geringen Schadstoffemissionen für zukünftige verbrennungsmotorische Konzepte zu berücksichtigen, wurden hier vor allem magerer Konzepte verglichen. Für Wasserstoff kommt im Teillastbereich ein mageres Konzept und im Volllastbereich ein stöchiometrisches Konzept zum Einsatz. Es wurde vernachlässigt, dass bei einem stöchiometrischen Wasserstoffbetrieb mit Saugrohreinblasung Rückzündungen entstehen würden. Es wurde sich dennoch für dieses Konzept entschieden, um die Verbrennung von Wasserstoff bezüglich einer stöchiometrischen und einer mageren Verbrennung vergleichen zu können. Geometrische Größen des Forschungsmotors wurden für alle Konzepte nicht verändert. Das Verdichtungsverhältnis wurde für die Methankonzepte auf  $\varepsilon = 12$  angehoben. Für Wasserstoff wurde das Verdichtungsverhältnis nicht angehoben, da ansonsten die Gefahr des Klopfens deutlich steigt (Klell et al., 2018).

Tabelle 6: verbrennungsmotorische Konzepte

Konzept 1	Konzept 2	Konzept 3	Konzept 4	Konzept 5
Methan	Methan	Methan	Methan	Wasserstoff
Direkteinblasung (DI) mit Turboaufladung	Direkt-einblasung (DI)	Saugrohr-einblasung (PI)	Saugrohr-einblasung (PI)	Saugrohr-einblasung (PI)
$\lambda = 1,7$	$\lambda = 1,7$	$\lambda = 1,0$	$\lambda = 1,7$	$\lambda = 2,2 / 1,0$
$\varepsilon = 12$	$\varepsilon = 12$	$\varepsilon = 12$	$\varepsilon = 12$	$\varepsilon = 10$

Um zu überprüfen, ob alle Konzepte die angestrebte Vollastleistung erfüllen können, ist in **Abb. 49** der erreichte induzierte Mitteldruck dargestellt. Es zeigt sich, dass die mageren Konzepte mit Methan den angestrebten induzierten Mitteldruck von 10 bar nicht erreichen. Lediglich das verbrennungsmotorische Konzept mit Methan, Direkteinblasung und Turboaufladung können den induzierten Mitteldruck von 10 bar darstellen. Das Konzept 5 mit Wasserstoff erreicht durch den stöchiometrischen Betrieb im Vollastbereich den Zielwert, ebenso das stöchiometrische Konzept mit Methan. Den Teillastbereich können alle Konzepte darstellen.

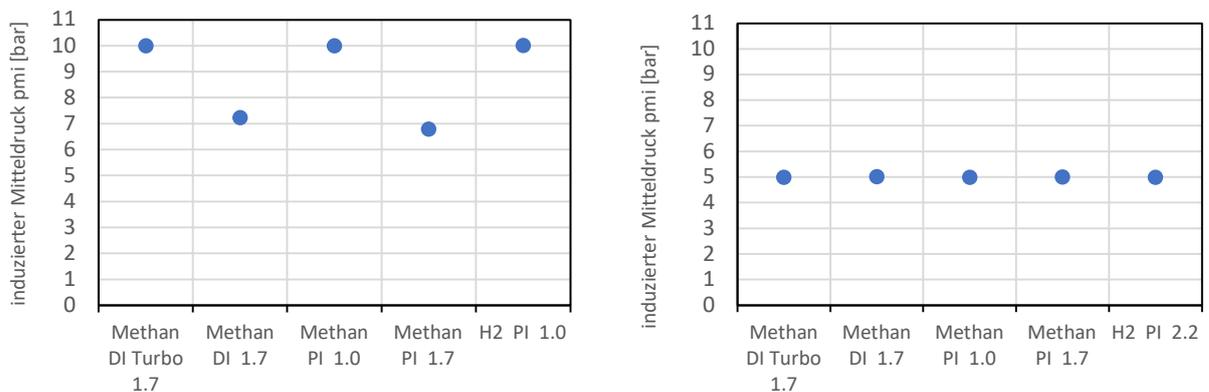


Abbildung 49: Links, induzierter Mitteldruck Vollast. Rechts, induzierter Mitteldruck Teillast

In **Abb. 50** sind die Druckverläufe der verschiedenen Konzepte dargestellt. Für den Vollastbereich stellt sich der höchste Spitzendruck beim Konzept 1 (Methan mit Turboaufladung) ein. Dieser liegt bei fast 80 bar. Alle anderen Konzepte erreichen Spitzendruckwerte zwischen 50 bar und 60 bar. Im Teillastbereich sind nahezu alle Konzepte

bei einem Spitzendruck von knapp unter 40 bar. Lediglich das Konzept 3 (Methan stöchiometrisch) erreicht einen geringeren Spitzendruck von 30 bar.

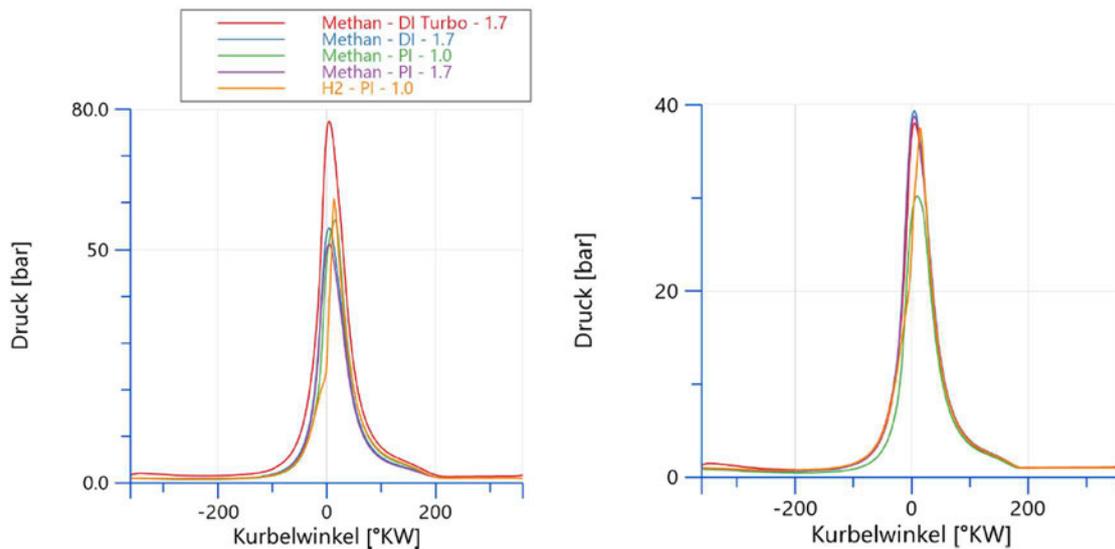


Abbildung 50: Links, Druckverlauf Vollast. Rechts, Druckverlauf Teillast

Die Temperaturverläufe sind in **Abb. 51** dargestellt. Die höchste Spitzentemperatur im Vollastbereich erreicht das Wasserstoffkonzept, welches Spitzenwerte von 2800 K erreicht. Das stöchiometrische Methankonzept zeigt ebenfalls sehr hohe Verbrennungstemperaturen mit etwa 2400 K Spitzentemperatur. Die mageren Konzepte bleiben unterhalb von 2000 K. Im Teillastbereich zeigt das stöchiometrische Methankonzept die höchsten Temperaturen mit etwa 2200 K Spitzentemperatur. Alle anderen Konzepte erreichen im Teillastbetriebspunkt Höchsttemperaturen von 1600 K – 1800 K.

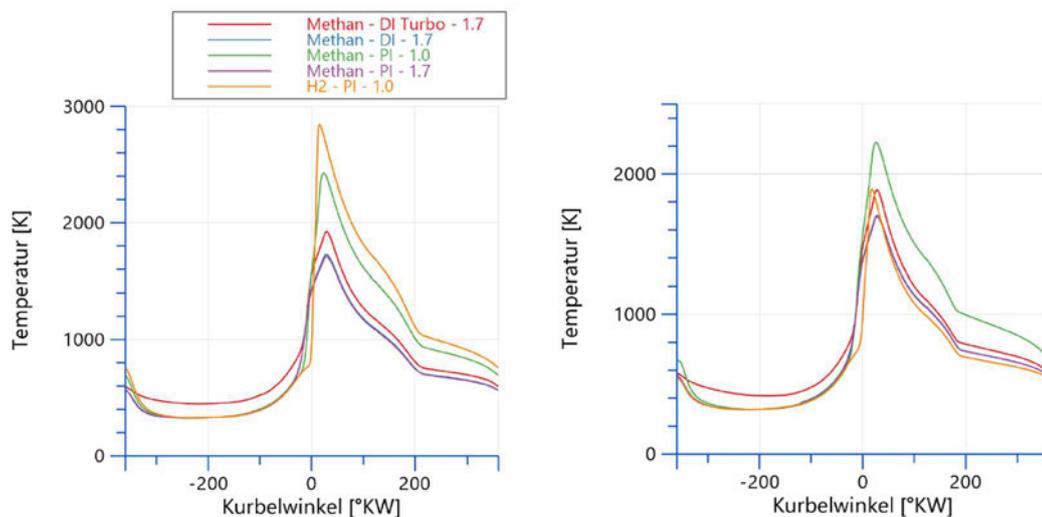


Abbildung 51: Links, Temperaturverlauf Vollast. Rechts, Temperaturverlauf Teillast

In **Abb. 52** ist die Energiebilanz dargestellt. Die Energieanteile sind dargestellt als Werte zwischen 0 und 1. Die Summe aller Energieanteile soll 1 ergeben. Zunächst lässt sich festhalten, dass die Bilanz nicht immer in der Summe einen Wert von 1 erreicht. Die berechnete Bilanzsumme liegt bei der vorliegenden Abbildung zwischen 0,98 und 1,02. Die Werte der einzelnen Blöcke sollten daher in der Diskussion mit einer Toleranz von +/- 1% betrachtet werden. Die mechanische Leistung ist in Blau dargestellt, die Abgasverluste in Orange und die Wandwärme in Grau. Im Volllastbereich erreicht Konzept 1 (Methan – DI Turbo) die höchste mechanische Leistung mit einem Anteil von 0,43. und den höchsten Anteil der Wandwärme mit 0,32. Die Energiebilanzen für Konzept 3 und 4 zeigen bei unterschiedlichen Einblasekonzepten dennoch sehr ähnliche Energiebilanzen. Das Wasserstoffkonzept hat die höchsten Abgasverluste. Im Teillastbereich sinkt für alle Konzepte die mechanische Leistung. Die Wandwärme steigt bei allen Konzepten für den Teillastbereich an. Die größten Veränderungen von Volllast zu Teillast zeigen sich beim Wasserstoffkonzept, weil hier unterschiedliche Verbrennungsluftverhältnisse vorliegen.

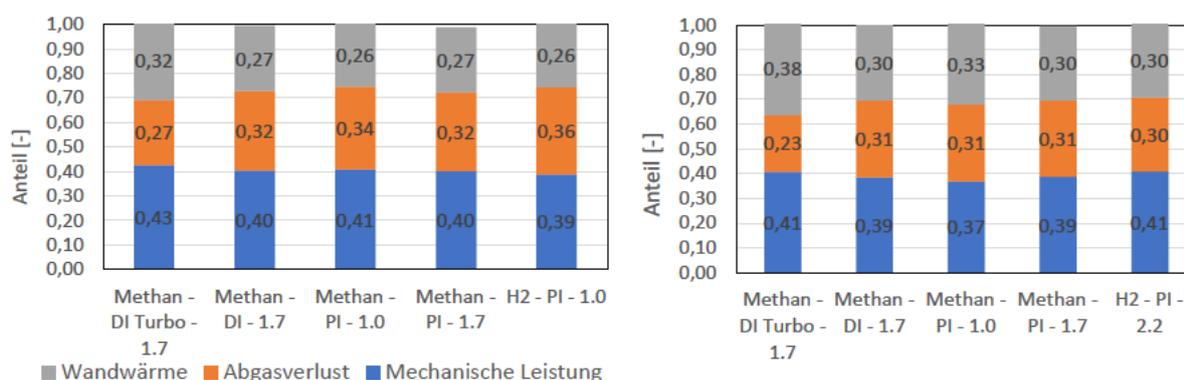


Abbildung 52: Links, Energiebilanz Volllast. Rechts, Energiebilanz Teillast

Abschließend sind in **Abb. 53** die entstehenden Stickoxide dargestellt für den Teillast- und Volllast-Bereich. Der Volllastbereich ist in Blau dargestellt und der Teillastbereich in Orange. Die verbrennungsmotorischen Konzepte mit hohen Spitzentemperaturen und stöchiometrischen Verbrennungsluftverhältnissen zeigen eine hohe Stickoxidbildung. Dazu gehört das stöchiometrische Verbrennungskonzept mit Methan, welches im Volllastbereich eine Stickoxidbildung von 1000 ppm aufweist, und das stöchiometrische Wasserstoffkonzept, welches eine Stickoxidbildung von 3000 ppm aufweist. Bei mageren Konzepten treten kaum Stickoxide auf.

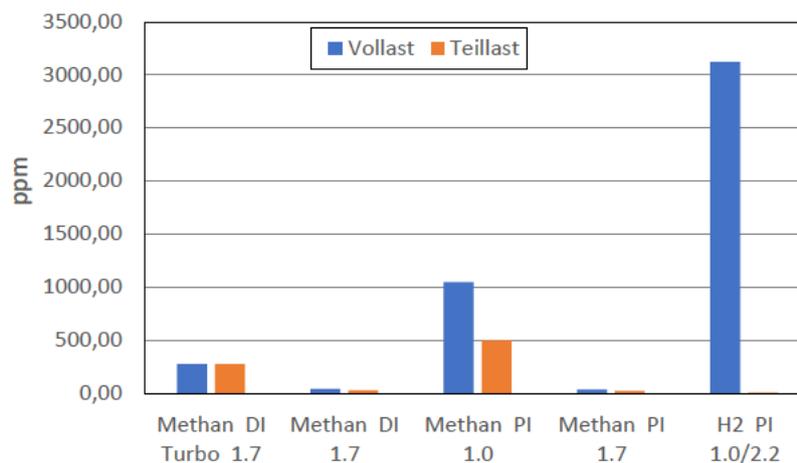


Abbildung 53: Stickoxidbildung

## 7.2 Diskussion

Über die Entwicklung der Modelle hinweg bis zur Auswertung hat sich zunächst einmal grundsätzlich gezeigt, dass mit dem fraktalen Verbrennungsmodell sinnvolle Verbrennungen simuliert werden können. Auch ohne konkrete Messwerte wurden Modelle entwickelt, die vom Verlauf her sinnvolle Druck-, Temperatur- und Brennverläufe wiedergeben. Hinsichtlich der Plausibilität der berechneten Werte der verschiedenen Konzepte soll folgend eine Diskussion geführt werden.

Die Druckverläufe haben für ein Konzept mit Turboaufladung für den Vollast-Betriebspunkt die höchsten Spitzendrücke aufgezeigt. Im Teillastbetrieb ist der Druckverlauf von Konzept 1 (Methan DI Turbo) kaum unterschiedlich von den anderen Methankonzepten. Der induzierte Mitteldruck wird jedoch mit einem höheren Wirkungsgrad erreicht, wie die Energiebilanz gezeigt hat. Dadurch ergibt sich der gleiche Betriebspunkt bei weniger Kraftstoff (Konzept 1: 33,6 mg/Zyklus / Konzept 2: 35,8 mg/Zyklus). Durch die schnelle Verbrennung bei hohen Drücken sind hohe Wandwärmeverluste in der Energiebilanz zu erwarten. Diese werden korrekt wieder gegeben vom Modell für Konzept 1, sowohl im Vollast-Betriebspunkt als auch im Teillast-Betriebspunkt. Die erwarteten Eigenschaften der Turboaufladung scheinen hier sinnvoll berechnet worden zu sein.

Betrachtet man den Unterschied von Konzept 3 (Methan PI stöch.) mit Konzept 4 (Methan PI mager) lässt sich beurteilen, ob unterschiedliche Konzepte hinsichtlich des Verbrennungsluftverhältnisses gut dargestellt werden. Das stöchiometrische Konzept zeigt im Teillastbereich geringere Spitzendrücke. Auf Grund einer kürzeren Brenndauer, eines geringeren Wirkungsgrades und daraus resultierend mehr notwendigem Kraftstoff für Konzept 3 wurde hier kein so deutlich geringer Spitzendruck im Vergleich zu Konzept 4 erwartet. Hier ist fraglich, ob der Druckverlaufsunterschied zwischen Konzept 3 und 4 sinnvoll berechnet ist. Im Volllastbereich sind die Drücke, durch unterschiedlich erreichte induzierte Mitteldrücke schwer vergleichbar. Im Teillastbereich ergeben sich Wirkungsgradvorteile für das magere

Konzept 4. Dies ist auf Grund des höheren Luftanteils plausibel. Zur Volllast hin wird der Vorteil geringer.

Konzept 3 und Konzept 2 unterschieden sich lediglich in der Art der Einblasung. Durch eine sehr frühe Einblasung werden jedoch für die beiden Konzepte nur geringfügige Unterschiede in den Berechnungsergebnissen erwartet. Es zeigen sich in den Ergebnissen ähnliche Druckverläufe, ähnliche Temperaturverläufe und eine ähnliche Energiebilanz. Die ergebnisse scheinen daher plausibel.

Der Druckverlauf für das Wasserstoffkonzept im Volllast-Betriebspunkt zeigt leicht höhere Spitzendrücke als das vergleichbare Konzept 3 mit einer stöchiometrischen Methanverbrennung. Mit deutlich geringeren Brennzeiten erreicht Wasserstoff höhere Spitzendrücke als Methan, weshalb das Ergebnis sinnvoll erscheint. Dass der Spitzendruck nur geringfügig höher liegt, kann an den unterschiedlichen Verdichtungsverhältnissen liegen. Dieses ist für das Wasserstoffkonzept geringer, was zu einer Annäherung der Spitzendrücke führt. Durch die sehr hohen Verbrennungstemperaturen und die kurzen Brenndauern werden bei verbrennungsmotorischen Konzepten mit Wasserstoff hohe Wärmeverluste an die Wand erwartet. Der berechnete Anteil von 26% im Volllast-Betriebspunkt scheint hier zu niedrig. Im Teillastbereich sind die 30% realistisch, weil durch ein sehr hohes Verbrennungsluftverhältnis die Verbrennung deutlich kälter und langsamer abläuft.

Die Temperaturverläufe können für alle Konzepte als sinnvoll berechnet betrachtet werden. Stöchiometrische Konzepte zeigen höhere Spitzentemperaturen. Ebenso zeigt Wasserstoff besonders hohe Verbrennungstemperaturen. Im Vergleich der mageren Konzepte zeigt das Konzept 1 mit Turboaufladung etwas höhere Spitzentemperaturen als die anderen mageren Konzepte.

Für die Stickoxidbildung ist eine starke Abhängigkeit hinsichtlich des Verbrennungsluftverhältnisses vorhanden. Wie durch die Modelle richtig dargestellt, werden für magere Konzepte wenig bis gar keine Stickoxide erwartet und für stöchiometrische Konzepte NO<sub>x</sub>-Anteile im kleinstelligen Tausender-Bereich. Besonders die stöchiometrische Wasserstoffverbrennung zeigt eine Stickoxidbildung im Bereich von 3000ppm. Der Wert kann bei einer stöchiometrischen Verbrennung als realistisch angesehen werden.

Für das Wasserstoffmodell wurden nur bedingt sinnvolle laminare Flammgeschwindigkeiten modelliert. Der Vergleich der verschiedenen Konzepte zeigt dennoch für viele Bereiche des Wasserstoff-Konzeptes sinnvolle Ergebnisse.

Es hat sich gezeigt, dass mit Einschränkungen die verschiedenen verbrennungsmotorischen Konzepte grundsätzlich von den entworfenen Modellen simuliert werden können. Einige Berechnungen entsprechen nicht den Erwartungen. Die Modelle können daher ohne eine Validierung nur eingeschränkt für eine Untersuchung herangezogen werden.

## 8 Zusammenfassung und Ausblick

Ziel der Arbeit war die Darstellung verbrennungsmotorischer Konzepte mit Methan und Wasserstoff mit dem Programm AVL Cruise M. Hierfür wurde ein Basismodell auf Grundlage der fraktalen Verbrennung entwickelt, welches hinsichtlich unterschiedlicher Kraftstoffe, unterschiedlicher Einblasung, Turboaufladung und Mehrzylinder erweitert wurde. Die Modelle wurden auf der Basis einer Sensitivitätsanalyse von fraktalen Parametern und Modellparametern aufgebaut. Die Validierung der gewählten fraktalen Parameter basierte auf dem Abgleich von Brennverläufen des simulierten Basismodells und aus der Literatur entnommenen Brennverläufen. Für die Erstellung der Modelle wurden die technischen Daten des an der HAW vorliegende Forschungsmotors aufgenommen und als Grundlage für die Modellbildung verwendet.

Die erstellten Modelle ermöglichen den Vergleich verschiedener verbrennungsmotorischer Konzepte mit Methan und Wasserstoff. Es können auf Grundlage der Modelle qualitative Aussagen zu Unterschieden von verschiedenen verbrennungsmotorischen Konzepten getätigt werden. Dabei müssen jedoch die nicht korrekten Berechnungen der Modelle aus dem Diskussionsteil berücksichtigt werden. Quantitative Aussagen sind durch eine fehlende Validierung am realen Forschungsmotor nicht möglich. Der Forschungsmotor kann auf Grund fehlender Messungen nicht genau abgebildet werden, sondern dient lediglich als Basis für die Modellerstellung. Aussagen der Simulationsergebnisse können nicht auf den Forschungsmotor bezogen werden.

Die mit den entwickelten Modellen darstellbaren Konzepte sind begrenzt auf homogene, fremdgezündete Konzepte mit offenem Brennraum. Mit Blick auf die Darstellung von direkteinblasenden Konzepten sind in weiterführenden Arbeiten die Möglichkeiten der Schichtung mit dem fraktalen Verbrennungsmodell zu untersuchen. Die Darstellung der Verbrennung von Wasserstoff mit dem fraktalen Verbrennungsmodell hat sich als ungenau bezüglich der laminaren Brenngeschwindigkeit erwiesen. Angepasste fraktale Parameter konnten die zu langsame laminare Brenngeschwindigkeit ausgleichen, es ist in weiterführenden Untersuchungen zu überprüfen, wie gut das fraktale Verbrennungsmodell für die Simulation von Wasserstoffverbrennungen geeignet ist. Das fraktale Verbrennungsmodell ist grundsätzlich dafür gedacht, gemessene Verbrennungsgrößen nachzubilden. Ohne Messdaten kann daher ein zu untersuchender Motor nicht genau dargestellt werden. Die hier gefundenen Modelle sollten daher in zukünftigen Arbeiten mit aufgenommen Messwerten vom Forschungsmotor abgeglichen und validiert werden. Die Erweiterung des Basismodells auf ein Mehrzylindermodell wurde in dieser Arbeit nur modelliert, jedoch nicht untersucht und mit anderen Konzepten verglichen. Ein weiteres zu untersuchendes Themenfeld ist daher die Untersuchung von Mehrzylinderkonzepten, welche mit dem fraktalen Verbrennungsmodell modelliert sind.

## Literatur- und Quellenverzeichnis

- Bargende, M. (2015). Fahrzeugentwicklung für Erdgas und erneuerbares Methan. In R. van Basshuysen (Hrsg.), *Erdgas und erneuerbares Methan für den Fahrzeugantrieb: Wege zur klimaneutralen Mobilität* (S. 233–463). Springer Fachmedien.
- Bozza, F., Gimelli, A., Merola, S. S., & Vaglieco, B. M. (2005). *Validation of a Fractal Combustion Model through Flame Imaging*. 2005-01–1120.
- Damköhler, G. (1940). Der Einfluss der Turbulenz auf die Flammgeschwindigkeit in Gasgemischen. *Zeitschrift Für Elektrochemie Und Angewandte Physikalische Chemie*, 46(11), 601–626.
- Erren, R. A. (1939). *Der Erren-Wasserstoffmotor*. *Automobiltechnische Zeitschrift*(41), 523–524.
- Gatowski, J. A., Heywood, J. B., & Deleplace, C. (1984). Flame photographs in a spark-ignition engine. *Combustion and Flame*, 56(1), 71–81.
- Gouldin, F. C. (1987). An application of fractals to modeling premixed turbulent flames. *Combustion and Flame*, 68(3), 249–266.
- Hacker, F., von Waldenfels, R., & Mottschall, M. (2015). *Wirtschaftlichkeit von Elektromobilität in gewerblichen Anwendungen*. Öko-Institut e.V.
- Huß, M. (2013). *Übertragung von Motoreigenschaften mit Hilfe charakteristischer Skalierfunktionen zur Simulation verschiedener Varianten von Ottomotoren*.
- Klan, H., & Thess, A. (2013). F2 Wärmeübertragung durch freie Konvektion: Außenströmung. In VDI e. V. (Hrsg.), *VDI-Wärmeatlas* (S. 757–764). Springer Berlin Heidelberg.
- Klell, M., Eichlseder, H., & Trattner, A. (2018). *Wasserstoff in der Fahrzeugtechnik*. Springer Fachmedien Wiesbaden.
- Koch, T., Toedter, O., & Weber, P. (2020). *Ökobilanz von PKWs mit verschiedenen Antriebssystemen*. Verein Deutscher Ingenieure e.V.
- Mantzaras, J., Felton, P. G., & Bracco, F. V. (1988). Three-Dimensional Visualization of Premixed-Charge Engine Flames: Islands of Reactants and Products; Fractal Dimensions; and Homogeneity. *SAE Technical Paper 881635*.
- Matthews, R. D., & Chin, Y.-W. (1991). A Fractal-Based SI Engine Model: Comparisons of Predictions with Experimental Data. *SAE Transactions*, 100, 99–117.
- Merker, G. P., & Teichmann, R. (Hrsg.). (2018). *Grundlagen Verbrennungsmotoren*. Springer Fachmedien Wiesbaden.

- Neubert, V. M. (2016). *Experimentelle Untersuchung der Brennraumströmung eines Zweiventil-Dieselmotors*. Technische Universität Darmstadt.
- North, G. L., & Santavicca, D. A. (2007). The Fractal Nature of Premixed Turbulent Flames. *Combustion Science and Technology*.
- Pischinger, R., Klell, M., & Sams, T. (Hrsg.). (2009). Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine. In *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine* (S. 1–61). Springer.
- Porpatham, E., Ramesh, A., & Nagalingam, B. (2012). Effect of compression ratio on the performance and combustion of a biogas fuelled spark ignition engine.
- Poulos, S. G., & Heywood, J. B. (1983). *The Effect of Chamber Geometry on Spark-Ignition Engine Combustion* (SAE Technical Paper Nr. 830334). SAE International.
- Prehn, S. (2016). *Gasmotoren in Landmaschinen—Lehrstuhl für Kolbenmaschinen und Verbrennungsmotoren—Universität Rostock*. (2021, Mai 09) <https://www.lkv.uni-rostock.de/forschung/abgeschlossene-forschungsprojekte/gasmotoren-in-landmaschinen>.
- Ratzke, A. (2013). *Modellierung der Flammenausbreitung und des Flammenlöschens im Gasmotor*. 151.
- Schmidt, A. (2017). *Formelsammlung Wärme- und Stoffübertragung*. HAW Hamburg
- Skalla, C. (2011). *Gemischbildung und Verbrennung von Wasserstoff/Methan-Gemischen in Pkw-Anwendungen*.
- Skalla, C., Haslacher, R., & Eichlseder, H. (2009). Mischgase mit Wasserstoff – verbrennungsrelevante Eigenschaften und Eignung für die motorische Anwendung. *Aktuelle Probleme und moderne Lösungsansätze (9. Tagung)*. International Congress Motorische Verbrennung/Engine Combustion Processes, München.
- Thermophysical Properties of Fluid Systems*. (2021, Mai 02). <https://webbook.nist.gov/chemistry/fluid/>
- Universiti Kebangsaan Malaysia, & Mohamad, T. I. (2010). Combustion Characteristics of Methane in A Direct Injection Engine Using Spark Plug Fuel Injector. *Jurnal Kejuruteraan*, 22(1), 43–52.
- van Basshuysen, R. (Hrsg.). (2015). *Erdgas und erneuerbares Methan für den Fahrzeugantrieb: Wege zur klimaneutralen Mobilität*. Springer Fachmedien Wiesbaden.
- Wolany, A. (2015). Erdgas und erneuerbares Methan. In R. van Basshuysen (Hrsg.), *Erdgas und erneuerbares Methan für den Fahrzeugantrieb: Wege zur klimaneutralen Mobilität* (S. 51–232). Springer Fachmedien.

## Anhang

### A. Anhang aus Kapitel 5

#### A-1

Tabelle 7: Beschreibung gewählter Modellparameter

Modell-Element	Parameter	Wert	Beschreibung
Amb 1 / Amb 2/ Inlet Tank / Intake Manifold			
<i>Classic Species Transport:</i>	<i>Fuel Vapor:</i>	0	Mit Hilfe der Einstellungsmöglichkeiten unter <i>Classic Spezies Transport</i> werden die Verbrennungsproduktanteile berücksichtigt. Weil im Einlass-Bereich noch keine Verbrennung stattgefunden hat, sind entsprechende Werte auf 0 belassen, und ein theoretisch hohes anfängliches Air-Fuel Ratio gewählt.
	<i>Combustion Products:</i>	0	
	<i>Ratio type:</i>	A/F Ratio	
	<i>Initial ratio:</i>	10000	
Outlet Tank / Exhaust Manifold			
<i>Classic Species Transport:</i>	<i>Fuel Vapor:</i>	0	Volumen hinter der Verbrennung müssen die Verbrennungsproduktanteile berücksichtigen. Der Wert <i>Combustion Products</i> gibt den maximalen Verbrennungsproduktanteil vor. Das anfängliche Air-Fuel Ratio wird auf einen sinnvollen Wert gesetzt.
	<i>Combustion Products:</i>	1	
	<i>Ratio type:</i>	A/F Ratio	
	<i>Initial ratio:</i>	20	
Restriction 1 / Restriction 2 / Restriction 3			
<i>Flow Coefficients</i>	<i>Flow coefficient A:</i>	1	Für die <i>Restrictions</i> ist der <i>flow coefficient</i> auf 1 gesetzt. Dadurch

	<i>Flow coefficient B:</i>	1	werden keine Verluste an den <i>Restrictions</i> berechnet.
<i>Gas Flow Inertia</i>	<i>Transient momentum balance</i>	off	Der Parameter <i>Transient momentum balance</i> wurde ausgeschaltet, um Schwankungen in der Berechnung zu verhindern. Es muss dabei auf eine ausreichend kleine Step-size geachtet werden.
Throttle Valve			
<i>Flow Coefficients</i>	<i>Flow coefficient A:</i>	0,8	Für das <i>Throttle Valve</i> ist der <i>flow coefficient</i> auf 0,8 gesetzt, um einen leichten Strömungswiderstand zu berücksichtigen.
	<i>Flow coefficient B:</i>	0,8	
<i>Gas Flow Inertia</i>	<i>Transient momentum balance</i>	off	Der Parameter <i>Transient momentum balance</i> wurde ausgeschaltet, um Schwankungen in der Berechnung zu verhindern. Es muss dabei auf eine ausreichend kleine Step-size geachtet werden.
crankshaft			
<i>Mass Properties</i>	<i>Moment of inertia</i>	1e+10kgm <sup>2</sup>	Um die eingestellte Drehzahl am <i>crankshaft</i> dem Motor aufzuprägen, wurde hier ein sehr hohes Trägheitsmoment gewählt.
Engine			
<i>Settings</i>	<i>Engine friction</i>	Shayler, Leong, Murphy - model	Für die <i>Engine Friction</i> wurden die voreingestellten Werte übernommen. Für die vorliegende Arbeit spielte eine richtige Darstellung der Reibung noch keine Rolle.
<i>Speeds Limits</i>	<i>Idle speed</i>	300 rpm	<i>Idle speed</i> und <i>Minimum engine Speed</i> sind keine genauen Werte des Forschungsmotors, sondern nur sinnvoll niedrig gewählt. Die genauen Werte sind für die Arbeit nicht bekannt.
	<i>Minimum engine speed</i>	50 rpm	

<i>Mass Properties</i>	<i>Moment of inertia</i>	0.25 kgm <sup>2</sup>	Das <i>Moment of inertia</i> wurde hier mit einem Wert versehen, der angelehnt ist an Werte aus AVL Cruise M-Beispielen. Der Wert ist kein genauer Wert des Forschungsmotors und daher nur ungenau.
Intake Port / Exhaust Port			

Alle Werte für *Intake Port* und *Exhaust Port* basieren auf den bekannten Ventildaten des Forschungsmotors.

Solid Walls			
<i>Solid Properties</i>	<i>Solid material</i> und <i>Mass:</i>	Die Materialien und Massen der verschiedenen Wandelemente sind angelehnt an gewählten Materialien und Massen aus AVL Cruise M-Beispielen.	

## A-2

```
1 double WallHeat;
2 double ExhaustLoss;
3 double indicatedTorque;
4 double Pi;
5 double Vh;
6 double MechPower;
7 double fuelEnergyFlow;
8 double fractionWallHeat;
9 double fractionExhaustLoss;
10 double fractionMechPower;
11
12 /*WallHeat and ExhaustLoss*/
13 WallHeat = a[0]+a[1]+a[2]+a[9]+a[10];
14 ExhaustLoss = a[4]+a[3];
15
16 /*MechPower*/
17 Pi = 3.1415926;
18 Vh = 1.375;
19 indicatedTorque = a[5]*Vh/(4*Pi) *1e2;
20 MechPower = a[6]*indicatedTorque;
21
22 /*efficiency*/
23 fuelEnergyFlow = (a[9])*(5000000);
24
25 if (fuelEnergyFlow > 0.0) {
26     fractionWallHeat = WallHeat/fuelEnergyFlow;
27     fractionExhaustLoss = ExhaustLoss/fuelEnergyFlow;
28     fractionMechPower = MechPower/fuelEnergyFlow;
29 }
30
31 /*output*/
32 y[0]=fuelEnergyFlow;
33 y[1]=fractionWallHeat;
34 y[2]=fractionExhaustLoss;
35 y[3]=fractionMechPower;
36 y[4]=fractionWallHeat+fractionExhaustLoss+fractionMechPower;
37 y[5]=MechPower;
38 y[6]=WallHeat;
39 y[7]=ExhaustLoss;
```

## B. Anhang aus Kapitel 6

Berechnung Wärmeübergangskoeffizient.

Die Bezugstemperatur für die notwendigen Stoffgrößen der Luft ergibt sich zu:

$$T_{Bez} = \frac{(T_w - T_\infty)}{2} = \frac{(825 \text{ °C} - 25 \text{ °C})}{2} = 400 \text{ °C} \quad (\text{B.1})$$

$T_w$  ist die Wandtemperatur,  $T_\infty$  die Umgebungstemperatur und  $T_{Bez}$  die Bezugstemperatur für die Stoffgrößen.

Daraus ergeben sich die folgenden Stoffgrößen in **Tabelle 8**:

Tabelle 8: Stoffwerte Wärmeübertragung

Prandtl-Zahl	Kinematische Viskosität	Dichte	Wärmeleitfähigkeit	Temperaturleitfähigkeit
Pr [-]	$\nu \left[ \frac{\text{m}^2}{\text{s}} \right]$	$\rho \left[ \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$	$\lambda_{leit} \left[ \frac{\text{W}}{\text{mK}} \right]$	$a \left[ \frac{\text{m}^2}{\text{s}} \right]$
0,7137	$64,51 \cdot 10^{-6}$	0,5170	$49,96 \cdot 10^{-3}$	$90,38 \cdot 10^{-6}$

Die Berechnung der Nußelt-Zahl kann für einen vertikalen Zylinder bei freier Konvektion berechnet werden zu:

$$Nu = Nu_{platte} + 0,435 \cdot \frac{h_{zyl}}{d_{zyl}} \quad (\text{B.2})$$

Wobei  $Nu$  die Nußelt-Zahl eines vertikalen Zylinders,  $Nu_{platte}$  die Nußelt-Zahl einer senkrechten Platte,  $h$  die Höhe des Zylinders und  $d$  den Durchmesser eines Zylinders darstellt. Die Höhe des Zylinders  $h = 0,625 \text{ m}$  und der Durchmesser  $d = 0,3 \text{ m}$ .

Die Nußelt-Zahl einer Platte bei einer turbulenten Strömung ergibt sich dabei zu:

$$Nu_{platte} = 0,13 \cdot (Gr_L \cdot Pr)^{1/3} \quad (\text{B.3})$$

$$Gr_L = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_w - T_\infty) \cdot L^3}{\left(\frac{\eta}{\rho}\right)^2} \quad (\text{B.4})$$

$$L = h \quad (\text{B.5})$$

$$\eta = \nu \cdot \rho \quad (\text{B.6})$$

$$\beta = \frac{1}{T_\infty} \quad (\text{B.7})$$

Hierbei stellt  $Gr_L$  die Grashof-Zahl,  $L$  die charakteristische Länge,  $g$  die Erdbeschleunigung und  $\eta$  die dynamische Viskosität dar. Daraus ergibt sich die Grashof-Zahl zu:

$$Gr_L = \frac{9,81 \frac{m}{s^2} \cdot \frac{1}{(273,15 + 25)K} \cdot (825 - 25)K \cdot 0,625^3 m^3}{(64,51 \cdot 10^{-6} \frac{m^2}{s})^2} \quad (\text{B.8})$$

$$Gr_L = 1,544 \cdot 10^9 \quad (\text{B.9})$$

Zur Überprüfung, ob eine turbulente Strömung vorliegt, wird die Probe gemacht nach:

$$Gr_L \cdot Pr = 1,102 \cdot 10^9 \quad (\text{B.10})$$

Da das Produkt aus  $Gr_L \cdot Pr$  zwischen  $1 \cdot 10^9$  und  $1 \cdot 10^{12}$  liegt, kann hier mit einer turbulenten Strömung weiter gerechnet werden. Die Nußelt-Zahl der Platte kann daher bestimmt werden zu:

$$Nu_{Platte} = 0,13 \cdot (1,544 \cdot 10^9 \cdot 0,7137)^{1/3} \quad (\text{B.11})$$

$$Nu_{Platte} = 134,28 \quad (\text{B.12})$$

Daraus ergibt sich die Nußelt-Zahl des Zylinders:

$$Nu = 134,28 + 0,435 \cdot \frac{0,625 m}{0,3 m} \quad (\text{B.13})$$

$$Nu = 135,18 \quad (\text{B.14})$$

Womit der Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha$  bestimmt werden kann:

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda_{leit}}{L} \quad (\text{B.15})$$

$$\alpha = \frac{135,18 \cdot 49,96 \cdot 10^{-3} \frac{W}{mK}}{0,625 m} \quad (\text{B.16})$$

$$\alpha = 10,81 \frac{W}{m^2 K} \quad (\text{B.17})$$

Für eine überschlägige Berechnung für einen vertikalen Zylinder (Rohr) nach Schmidt (2017) wurde ein Wärmeübergangskoeffizient von 9,35 berechnet. Es wurde daher grob gerundet der Wärmeübergangskoeffizient für eine beheizte Wand an die Umgebung zu  $\alpha = 10 \text{ W/m}^2\text{K}$  festgelegt.



## Erklärung zur selbstständigen Bearbeitung einer Abschlussarbeit

Gemäß der Allgemeinen Prüfungs- und Studienordnung ist zusammen mit der Abschlussarbeit eine schriftliche Erklärung abzugeben, in der der Studierende bestätigt, dass die Abschlussarbeit „– bei einer Gruppenarbeit die entsprechend gekennzeichneten Teile der Arbeit [(§ 18 Abs. 1 APSO-TI-BM bzw. § 21 Abs. 1 APSO-INGI)] – ohne fremde Hilfe selbstständig verfasst und nur die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt wurden. Wörtlich oder dem Sinn nach aus anderen Werken entnommene Stellen sind unter Angabe der Quellen kenntlich zu machen.“

Quelle: § 16 Abs. 5 APSO-TI-BM bzw. § 15 Abs. 6 APSO-INGI

Dieses Blatt, mit der folgenden Erklärung, ist nach Fertigstellung der Abschlussarbeit durch den Studierenden auszufüllen und jeweils mit Originalunterschrift als letztes Blatt in das Prüfungsexemplar der Abschlussarbeit einzubinden.

Eine unrichtig abgegebene Erklärung kann -auch nachträglich- zur Ungültigkeit des Studienabschlusses führen.

### Erklärung zur selbstständigen Bearbeitung der Arbeit

Hiermit versichere ich,

Name: Klawun

Vorname: Kiran

dass ich die vorliegende Bachelorarbeit bzw. bei einer Gruppenarbeit die entsprechend gekennzeichneten Teile der Arbeit – mit dem Thema:

Simulation des Betriebsverhaltens von Hubkolbenmotoren der Nutzfahrzeugklasse im Erdgas- oder Wasserstoffbetrieb

ohne fremde Hilfe selbstständig verfasst und nur die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt habe. Wörtlich oder dem Sinn nach aus anderen Werken entnommene Stellen sind unter Angabe der Quellen kenntlich gemacht.

*- die folgende Aussage ist bei Gruppenarbeiten auszufüllen und entfällt bei Einzelarbeiten -*

Die Kennzeichnung der von mir erstellten und verantworteten Teile der -bitte auswählen- ist erfolgt durch:

Hamburg

Ort

06.06.2021

Datum

  
Unterschrift im Original