

UNIVERSITÄT ROSTOCK

Möglichkeiten zur Prädiktion von unverbrannten Kohlenwasserstoffen in einem direkteinspritzenden Ottomotor

Dissertation

zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor Ingenieur (Dr.-Ing.)

der Fakultät für Maschinenbau und Schiffstechnik der Universität Rostock Lehrstuhl für Technische Thermodynamik Lehrstuhl für Kolbenmaschinen und Verbrennungsmotoren

von Dipl.-Ing. Christoph Janssen

Erster Gutachter:	Prof. DrIng. habil. E. Hassel	
	Lehrstuhl für Technische Thermodynamik	
	Universität Rostock	
Zweiter Gutachter:	Prof. DrIng. H. Harndorf	
	Lehrstuhl für Kolbenmaschinen und Verbrennungsmotoren	
	Universität Rostock	
Dritter Gutachter:	Dr. O. Magnor	
	IAV GmbH	
Tag der Verteidigung:	26. Februar 2010	

"Der Unterschied zwischen Theorie und Praxis ist in der Praxis weit höher als in der Theorie"

Ernst Ferstl (*1955), österreichischer Lehrer und Autor

Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Zeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Technische Thermodynamik der Fakultät für Maschinenbau und Schiffstechnik der Universität Rostock in Zusammenarbeit mit der Ingenieurgesellschaft Auto und Verkehr GmbH (IAV GmbH).

Ich möchte zuerst Prof. Dr.-Ing. habil. E. Hassel danken, der mir diese interessante und anspruchsvolle Arbeit anvertraute, mich mit Rat und Tat unterstützte und mir durch zahllose Diskussionen weiterhalf.

Der IAV GmbH und insbesondere Herrn M. Schultalbers und Dr. O. Magnor danke ich für die fachliche, finanzielle Unterstützung und den Anstoß, diese interessante Thematik anzugehen.

Dr.-Ing. J. Nocke danke ich für viele freundschaftliche und aufbauende Worte sowie unzählige Diskussionen und Anregungen. Des Weiteren danke ich allen anderen Mitarbeitern des Lehrstuhls für Technische Thermodynamik und des Lehrstuhls für Kolbenmaschinen und Verbrennungsmotoren, die bei Fragen und Problemen immer ein offenes Ohr und einen guten Rat hatten.

Herrn Prof. Dr.-Ing. H. Harndorf danke ich für die Übernahme des Koreferats und die vielen Denkanstöße.

Ein besonderer Dank gilt Andreas Schulze, der mit mir das Büro über viele Jahre teilte und mir sowohl freundschaftlich als auch fachlich immer zur Seite stand. Seine kritischen aber auch humorvollen Kommentare haben vieles einfacher gemacht.

Meiner Freundin, Katharina Holz, die mich über all die Jahre begleitet und dabei unendlich viel Geduld bewiesen hat, bin ich für ihre motivierenden Worte und kontinuierliche Unterstützung unendlich dankbar.

Meinen Eltern gilt mein inniger Dank, für alles was sie für mich getan und mir ermöglicht haben. Es ist mehr als ich aufzählen könnte. Danke!

Stuttgart, im Mai 2009

Kurzfassung

Kohlenwasserstoffemissionen stellen insbesondere bei direkteinspritzenden Ottomotoren ein Problem dar. Es gibt verschiedene Quellen für Kohlenwasserstoffemissionen, die, in Abhängigkeit von Brennraumgeometrie und Einspritzverfahren, anders gewichtet werden. Eine vollständige messtechnische Analyse für jede Motorgeneration und Baureihe wäre extrem kostenintensiv, während eine vollständige CFD-Analyse heutzutage zum einen ausgesprochen schwierig ist und zum anderen enorme Rechenleistungen benötigt. Daher ist der Einsatz solcher Methoden noch unpraktikabel.

Diese Arbeit beschreitet den Mittelweg und analysiert Möglichkeiten, um auf der Basis von eindimensionalen physikalischen Modellen Vorhersagen zu den Kohlenwasserstoffemissionen treffen zu können. Hierfür wird der gegenwärtige Stand der Literatur hinsichtlich einer Bewertung der Kohlenwasserstoffquellen zusammengefasst. Anhand der gewonnenen Erkenntnisse werden die Quellen jeweils noch einmal separat behandelt. Hierzu zählt eine Beschreibung der physikalischen Vorgänge, eine Analyse des gegenwärtigen Standes der Literatur hinsichtlich der Modellierung der jeweiligen Quelle, die Modellumsetzung und der Vergleich mit Messwerten. Zusätzlich werden mögliche Verfahren und Kinetiken zur Beschreibung der Nachoxidation der Kohlenwasserstoffe betrachtet und verglichen.

Eine Modellierung, die günstig bezüglich der Rechenzeit ausfällt, möglichst physikalisch korrekt ist und hinreichend genau Ergebnisse liefert, gestaltet sich mit den aufgeführten Modellen schwierig, insbesondere da eine individuelle Validierung mit der verwendeten Messtechnik nicht möglich ist. Dennoch bilden die aufgeführten Modelle die Grundlage zur einfachen Beschreibung der Entstehung von Kohlenwasserstoffen und können entweder durch eine Parametrierung oder durch entsprechende Erweiterungen und Validierung akzeptable Ergebnisse bei moderatem Rechenaufwand liefern. Diesbezügliche Möglichkeiten zur Erweiterung der Modelle werden am Ende der Arbeit erläutert.

Inhaltsverzeichnis

Al	okürz	ungen		iii
AI	obildu	ingsver	zeichnis	vi
N	omen	klatur	& Indizes	vii
Ta	belle	nverzei	ichnis	xi
1	Einl	eitung	und Aufgabenstellung	1
2	Star	nd der	Forschung	7
3	Vers	suchsag	gregat und Vergleichsdaten	13
4	Mot 4.1 4.2 4.3 4.4 4.5	dellieru Krafts Nacho 4.2.1 4.2.2 4.2.3 Erhalt Ablau Feuers 4.5.1 4.5.2 4.5.3 4.5.4	ng der HC Entstehung toffzusammensetzung	17 17 18 20 20 21 23 24 26 29 32 36 40
	4.6	Olfilm 4.6.1 4.6.2 4.6.3 4.6.4 4.6.5 Krafts 4.7.1	Gegenwärtige Modelle	$\begin{array}{c} 42 \\ 43 \\ 45 \\ 51 \\ 53 \\ 57 \\ 58 \\ 67 \\ 67 \\ 67 \end{array}$
		4.7.2 4.7.3	Wiodellansatz und Annahmen	67 68

		4.7.4 Ergebnisse	70
	4.0	4.7.5 Modellspezifische Zusammentassung	72
	4.8	Wallquenching	(3
		4.8.1 Gegenwartige Modelle	(3 74
		4.8.2 Modellalisatz und Almanmen	75
		4.8.5 Ligebilisse	70 79
	10	4.0.4 Modelispezifische Zusählnemassung	70 70
	4.5	4.9.1 Fraktales Verbrennungsmodell	81
	4.10	Modellkombination und Parametrierung	85
5	7.152	ammonfassung	80
J	Zusc 5.1	Feuersteg	89
	5.1	Ölfilm	90
	5.3	Kraftstoffwandfilm	90
	5.4	Wallquenching	90
	5.5	Flamequenching	91
	5.6	Modellkombination	91
6	Ausl	blick	93
Lit	eratu	ırverzeichnis	95
•			107
Α		ang	107
	A.1	Abbildungen	107
			107
		A.1.1 Abgastemperaturen	107
		A.1.1 Abgastemperaturen A.1.2 Ladungsbewegungsklappe A.1.3 Zwlinderspezifische Medellergebnisse	107 108 100
		 A.1.1 Abgastemperaturen	107 108 109
	A 2	A.1.1Abgastemperaturen	107 108 109 110 111
	A.2	A.1.1 Abgastemperaturen	107 108 109 110 111 111
	A.2	A.1.1AbgastemperaturenA.1.2LadungsbewegungsklappeA.1.3Zylinderspezifische ModellergebnisseA.1.4Ventilhub AuslassventilTabellen	107 108 109 110 111 111 113
	A.2	A.1.1AbgastemperaturenA.1.2LadungsbewegungsklappeA.1.3Zylinderspezifische ModellergebnisseA.1.4Ventilhub AuslassventilTabellen	107 108 109 110 111 111 113 114
	A.2	A.1.1AbgastemperaturenA.1.2LadungsbewegungsklappeA.1.3Zylinderspezifische ModellergebnisseA.1.4Ventilhub AuslassventilTabellen	107 108 109 110 111 111 113 114 115
	A.2 A.3	A.1.1AbgastemperaturenA.1.2LadungsbewegungsklappeA.1.3Zylinderspezifische ModellergebnisseA.1.4Ventilhub AuslassventilTabellen	107 108 109 110 111 111 113 114 115 117
Le	A.2 A.3 bensl	A.1.1 Abgastemperaturen	107 108 109 110 111 111 113 114 115 117 119

Abkürzungen

AGR	\mathbf{A} b \mathbf{G} as \mathbf{R} ückführung <i>engl. EGR</i>
ASP	\mathbf{A} rbeits \mathbf{SP} iel
CAS	engl. Chemical $oldsymbol{A}$ bstract $oldsymbol{S}$ ervice (Registry Number)
CFD	Computational Fluid Dynamics
СО	Carbon mon O xide
DISI	D irect I njection S park I gnition
EIHC	Emission Index \mathbf{HC}
EÖ/AÖ	Einlassventil $\ddot{\mathbf{O}}$ ffnet/Auslassventil $\ddot{\mathbf{O}}$ ffnet
ES/AS	\mathbf{E} inlassventil \mathbf{S} chließt/ \mathbf{A} uslassventil \mathbf{S} chließt
ESB	\mathbf{E} in \mathbf{S} pritz \mathbf{B} eginn
EV/AV	\mathbf{E} inlass \mathbf{V} entil / \mathbf{A} uslass \mathbf{V} entil
FFID	Fast Response Flame Ionisation Detector
FHC	\mathbf{F} uel \mathbf{H} ydro \mathbf{C} arbon
FSI/T-FSI	(Turbo-) Fuel Stratified Injection
FVM	$\mathbf{F} \text{inite } \mathbf{V} \text{olumen } \mathbf{M} \text{ethode}$
ICE	Internal Combustion Engine
IHC	Intermediate \mathbf{H} ydro \mathbf{C} arbon
LDA	${\bf L} aser-{\bf D} oppler-{\bf A} nemometrie$
LLNL	Lawrence Livermore National Laboratory
LPG	Liquefied Petroleum Gas
MPI	Multi Port Injection
NO	Nitrogen Oxide
PFI	Port Fuel Injection
RANS	\mathbf{R} eynolds- \mathbf{A} veraged \mathbf{N} avier- \mathbf{S} tokes

RMS	Standardabweichung (engl. $Root Mean Square$)
SPI	Single Port Injection
SATP	Unter neuen Normalbedingungen $(T = 298.15 K \text{ und } p = 100000 Pa)$
	engl. $old S$ tandard $old M$ mbient $old T$ emperatur $old P$ ressure
STP	Unter Normalbedingungen $(T = 273.15 K \text{ und } p = 101325 Pa)$
	engl. $old S$ tandard $old T$ emperatur $old P$ ressure
THC	\mathbf{T} otal \mathbf{H} ydro \mathbf{C} arbon
TKE	Turbulente Kinetische Energie
UHC	Unburned \mathbf{H} ydro \mathbf{C} arbon
ZOT	Oberer Totpunkt während der Zündungphase
ZZP	\mathbf{Z} ünd \mathbf{Z} eit \mathbf{P} unkt

Abbildungsverzeichnis

1.1	Zulassungszahlen für Pkw (Kraftfahrtbundesamt 2008)	1
1.2	Preisentwicklung von 1987-2008 für verschiedene Olsorten (Mine-	0
	ralölwirtschaftverband 2008)	2
2.1	Brennraum des 1.61 FSI-Motors	8
3.1	Referenzmessungen	14
3.2	Druck- und Temperaturverläufe im Referenzpunkt	15
4.1	Kompression	26
4.2	Verbrennung	26
4.3	Expansionsphase	27
4.4	Ausschubphase	27
4.5	Diskretisierung des Feuerstegs über den Hub	34
4.6	Alle drei Phasen der Flammenausbreitung - Links: Halbkugelför-	
	mig, Mitte: Kugelabschnitt, Rechts: Zylinder und Kugelabschnitt	34
4.7	Phasen der Flammenausbreitung	36
4.8	THC Vergleich, Feuersteg, Arbeitsspiel(e)	37
4.9	THC Vergleich, Feuersteg, Nachoxidationsansätze	38
4.10	Massenstrom aus dem Feuersteg in Abhängigkeit des Kurbelwinkels	39
4.11	THC Emissionen in Abhängigkeit des Kurbelwinkels	39
4.12	Berechnungsergebnisse im Referenzpunkt für alle komplexen Kine-	
	tiken und über jeweils alle Zylinder gemittelt	40
4.13	Kompression	42
4.14	Expansion	42
4.15	Diffusionskoeffizient in Abhängigkeit von der Temperatur	46
4.16	Dicke des Ölfilms in Abhängigkeit von Temperatur und Drehzahl .	48
4.17	Temperaturabhängigkeit der <i>Henry</i> 'sche Konstante	50
4.18	Diskretisierung des Ölfilms	51
4.19	THC Vergleich, Ölfilm, Arbeitsspiel(e)	53
4.20	Vergleich der THC Emissionen in Abhängigkeit des Diffusionskoef-	
	fizienten und der <i>Henry</i> 'schen Konstante im Referenzpunkt, keine	
	Nachoxidation	54
4.21	THC Emissionen eines ausgewählten Ölfilmelements bei $150^{\circ}C$, im	
	Referenzpunkt ohne Nachoxidation, gemitteltes Arbeitsspiel	55
4.22	THC Emissionen aus dem Ölfilm im Referenzpunkt, keine Nacho-	
	xidation, gemitteltes Arbeitsspiel, erster Zylinder	56

4.23	Nukiyama Temperatur	61
4.24	Verdampfungszeit von Isooktan in Abhängigkeit von Druck und	
	Temperatur	62
4.25	EIHC für die Umsetzung von Isooktan/Toluol und n-Oktan/Toluol	64
4.26	Sättigungsdruck/Dampfdruckkurve von n-Heptan und Isooktan	68
4.27	Kondensationsverlauf bei $300 K$, normiert mit der eingespritzten	
	Kraftstoffmenge. $0 ^{\circ}KW$ entspricht ZOT	70
4.28	Temperatur im Wandbereich zu unterschiedlichen Zeitpunkten. Wäh-	
	rend der Verdichtung (8 $^{\circ}KW$), nach der Zündung (20 $^{\circ}KW$), beim	
	Auftreffen der Flammenfront auf die Wand (30 $^{\circ}KW$) und der an-	
	schließenden Expansionsphase $(40 \circ KW)$	71
4.29	Konzentration von n-Heptan im Wandbereich zu unterschiedlichen	
	Zeitpunkten. Während der Verdichtung (8 $^{\circ}KW$), nach der Zün-	
	dung $(20 \circ KW)$, beim Auftreffen der Flammenfront auf die Wand	
	$(30 \ ^{\circ}KW)$ und der anschließenden Expansionsphase $(40 \ ^{\circ}KW)$	72
4.30	Temperaturverlauf im Wandbereich zu ausgewählten Zeitpunkten .	75
4.31	Massenbruch für n-Heptan im wandnahen Bereich	75
4.32	Massenbruch ausgewählter Kohlenwasserstoffe bei $27,5^{\circ}KW$ (oben),	
	30,0 ^o KW (Mitte oben), $32,5$ ^o KW (Mitte unten) und $35,0$ ^o KW	
4.99	$(unten) nach ZOT \dots \dots$	77
4.33	Leeds-Diagramm (Dai u. a. 1998)	84
4.34	Anteil der berechneten THC Emissionen nach Quelle aufgeschlüs-	0 F
4.95	selt, wobei 100% den gemessenen THC Emissionen entsprechen.	85
4.35	Summe der berechneten THC Emissionen aus den jeweiligen An-	
	teilen der beiden Quellen. 100% Entsprechen den gemessenen THC	00
4.90	Emissionen.	80
4.30	Relativer Fehler der berechneten zu den gemessenen THC Emis-	
	sionen in anen gemessenen Betriebspunkten unter Verwendung des	
	kanbrierten Parametersatzes von Lavole (1978) (obernaid) und des	00
	optimierten Parametersatzes (unternaib) der jeweingen Messstehen.	00
A.1	Abgastemperaturen	107
A.2	Einsatz der LBK	108
A.3	THC Vergleich, Feuersteg, pro Zylinder	109
A.4	THC Vergleich, Ölfilm, pro Zylinder	109
A.5	Ventilhub des Auslassventils	10

Nomenklatur	&	Indizes
-------------	---	---------

Symbol	Maßeinheit	Bedeutung
A	m^2	Oberfläche
A	$m^3/(mols)$	präexponentielle Faktor
C_R	_	Kalibrierungsfaktor
Ср	J/(kgK)	Spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck
$D_{i,j}$	m^2/s	Diffusionskoeffizient von Komponente i in Komponente j
D_i	m^2/s	Diffusionskoeffizient von Komponente \boldsymbol{i}
E_a	J/mol	Aktivierungsenergie
L_I	m	Integrale Längeskala
M	kg/mol	Molmasse
R	J/(kgK)	Gaskonstante
R_u	$J/(mol \ K)$	Universelle Gaskonstante
Re_t	_	Turbulente Reynolds-Zahl
T	K	Temperatur
T_B	K	Mittlere Brennraumtemperatur
T_K	K	Kolbentemperatur
T_{KM}	K	Kühlmitteltemperatur
T_L	K	Leidenfrost-Temperatur
T_N	K	Nukiyama-Temperatur
T_W	K	Wandtemperatur
V	m^3	Volumen
X_i	$moli/(\sum mol)$	Molenbruch der Spezies oder Komponente i
Y_i	$kgi/(\sum kg)$	Massenbruch der Spezies oder Komponente i

h	m	Kolbenhub
k_H	Pa	Henrysche Konstante
l_K	m	Kolmogorov Länge
m	kg	Masse
n	s^{-1}	Drehzahl
n_F	mol	Molzahl im Feuersteg
n_U	mol	Molzahl unverbrannt Gemisch im Feuersteg
n_V	mol	Molzahl verbranntes Gemisch im Feuersteg
$n_{i,j}$	mol	Mol der Komponente i in Komponente j
p	Pa	Druck (im Zylinder)
p_{me}	bar	Effektiver Mitteldruck
p_S	bar	Sättigungsdruck
u	m/s	Geschwindigkeit
x	m	Kolbenweg

Griechisches	Maßeinheit	Bedeutung
Symbol		
α	$W/(m^2K)$	Wärmeübergangskoeffizient
δ_i	m	Schichtdicke (Ölfilm, Grenzschicht usw.)
η	m^2/s	Kinematische Viskosität
λ	$Wm^{-1}K^{-1}$	Wärmeleitfähigkeit
λ	_	Verbrennungsluftverhältnis
ω	*	Quellterm
ψ	_	Assoziationsparameter
μ	kg/(ms)	Dynamische Viskosität
ϑ	m^3/mol	Molvolumen
[X]	mol/m^3	Konzentration der Spezies X

* Gleichungsabhängig

Nomenklatur & Indizes

Index	Bedeutung
AGR	siehe Abkürzungen
Air	Luft bzw. Luft+Abgas (engl. Air)
C	Kohlenstoff (engl. Carbon)
Fuel	Kraftstoff (engl. Fuel)
Gas	Gasphase (Luft-Kraftstoff-Gemisch)
Н	Wasserstoff (engl. Hydrogen)
Oil	Öl (engl. Oil)
i,j,k	Laufender Index
ref	Referenzpunkt

Tabellenverzeichnis

2.1	Wichtung der HC-Quellen	12
3.1	Ausgewählte Betriebspunkte zum Modellabgleich	15
4.1	Auszug aus der Kraftstoffzusammensetzung nach DIN EN 228:2004- 03	18
4.2	Verwendete Kraftstoffe und Parametersätze für die Arrhenius-Ansätze	01
4.9	Zur Berechnung der Nachoxidation mittels Einschrittkinetik	21
4.3	Eingesetzte detaillierte Reaktionsmechanismen	22
4.4	Ablaufplan	24
4.5	Anstieg der THC Emissionen im Vergleich zum LPG Betrieb in Ab- hängigkeit der Siedetemperatur der Kraftstoffs. Änderungen gegen- über dem Betrieb mit LPG. 1500 U/min, 262 kPa BMEP, $\lambda = 1.1$,	
	$ZZP = 28^{\circ} \text{ v.ZOT.}$ Quelle: (Huang u. a. 2001a)	63
4.6	Anstieg der THC Emissionen im Vergleich zum LPG Betrieb in Abhängigkeit der Siedetemperatur der Kraftstoffs. Betriebsbedin-	
	gungen siehe Abbildung 4.5. Quelle: (Huang u. a. 2001a)	64
4.7	Quelle: (National Institute of Standards and Technology 2008)	70
4.8	Kraftstoffspezifische Konstanten nach Metgalchi u. Keck (1982)	83
4.9	Optimierter Parametersatz zur Berechnung der Nachoxidation mit-	
	tels Einschrittkinetik	87
A.1	An der Universität Rostock gemessene Kraftstoffdaten	.11
A.2	Verschiedene Assoziationsfaktor.	11
A.3	Kraftstoffzusammensetzung $[Vol - \%]$ nach Angabe der Firma Aral. 1	12
A.4	Parametersätze für verschiedene Öle aus: 1.(Schramm u. Sorenson	
	1990), 2.(Trinker u. a. 1993), 3. (Sodre u. Yates 1997), 4. Datenblatt	
	(Castrol SLX Longlife 3 SAE 5W-30), 5. (Norris u. Hochgreb 1994).	13
A.5	Daten des Versuchsaggregates	14
A.6	Betriebsdaten des FSI Versuchsaggregates	16
A.7	Mögliche detaillierte Reaktionskinetiken.	17

1 Einleitung und Aufgabenstellung

In Deutschland dominieren Pkw und Motorrad mit 81.3% die Personenverkehrsleistung, die sich aus den gefahrenen Kilometern multipliziert mit der jeweiligen Zahl der beförderten Personen ergibt. Die Eisenbahn, der öffentliche Personennahverkehr und das Flugzeug erreichen hingegen nur Anteile von 5,8\%, 8,5\% und 4,4\% (Bundesministerium für Verkehr, Bau und Stadtentwicklung 2007).

Auch die Zahl der Pkw-Zulassungen nimmt kontinuierlich zu, siehe Abbildung 1.1, wenn auch die Wachstumsraten zwischen 2006 und 2008 geringer ausfielen als die Jahre vorher. Vorübergehende Stilllegungen fließen ab 2008 als Außerbetriebsetzungen in die Statistik ein, wodurch sich die Zulassungszahlen entsprechend für 2008 reduzieren. Gleichzeit lässt sich ein starker Anstieg der Rohölpreise im Verlauf der letzten Jahre verzeichnen und somit auch der daran gekoppelten Kraftstoffpreise, die insbesondere nach dem 11. September 2001 stark angestiegen sind, wie Abbildung 1.2 verdeutlicht.



Abbildung 1.1: Zulassungszahlen¹ für Pkw (Kraftfahrtbundesamt 2008)

Gleichzeitig hat sich die umweltpolitische Diskussion in den letzten Jahren und insbesondere in den zurückliegenden Monaten verschärft und damit auch auf gesellschaftlicher Ebene zu einem verstärkten ökologischen Denken geführt. Daraus resultierten Reglementierungen, wie zum Beispiel die Feinstaubplakette, die zum 1. März 2007 in Kraft trat und die kürzlich verabschiedete *Euro V Norm*. Sie trat zum 1. September 2009 in Kraft und führt zu einer Verschärfung der Emissionsrichtlinien für Pkw mit Otto- oder Dieselmotor. Dies erfordert weitere Optimierungen und auch neuartige Ansätze im Hinblick auf den Verbrennungsprozess oder die Abgasreinigung.

 $^{^1\}mathrm{Stichtag}$ für die Ermittlung war bis 2000 jeweils der 1.7. und ab 2001 jeweils der 1.1.



Abbildung 1.2: Preisentwicklung von 1987-2008 für verschiedene Ölsorten (Mineralölwirtschaftverband 2008)

Neben CO und NO_x Emissionen kommen in Verbrennungsmotoren auch unverbrannte Kohlenwasserstoffe in Form von HC-Emissionen vor. Hierbei handelt es sich um nicht oder nur teilweise oxidierten Kraftstoff. Unverbrannter Kraftstoff verschlechtert nicht nur den Wirkungsgrad eines Motors; auch sind die verbleibenden Kohlenwasserstoffe, sofern sie nicht bei der Abgasnachbehandlung nachoxidiert werden, gesundheitsgefährdend. So sind zum Beispiel Kohlenwasserstoffe wie Benzol oder Toluol Karzinogene (Bignion 2001; Merker u. a. 2006). Auch im Hinblick auf den Treibhauseffekt müssen Kohlenwasserstoffe beachtet werden, da zum Beispiel Methan ein 20mal höheres Treibhauspotential hat als CO_2 (Pötter 2007).

Vor diesem Hintergrund ist die Verbesserung des Wirkungsgrads eines Motors und die damit verbundene Verbrauchsreduktion eines der wesentlichen Ziele in der Automobilindustrie. Bei Fremdzündern, also Motoren bei denen der Verbrennungsprozess durch Fremdenergie wie zum Beispiel eine Zündkerze eingeleitet wird, haben hierbei direkteinspritzende Motoren mit inneren Gemischbildungsverfahren (DISI - *engl. Direct Injection Spark Ignition*) ein größeres Potential als herkömmliche äußere Gemischbildner (PFI - *engl. Port-Fuel-Injector*).

Dies liegt zum einen an der Möglichkeit den Motor zu entdrosseln, indem die Ladung im Leerlauf und unteren Teillastbereich geschichtet wird. Im Gegensatz zum Homogenbetrieb, bei dem der Kraftstoff bereits in der Ansaugphase in den Zylinder eingespritzt wird, erfolgt beim Schichtbetrieb die Einspritzung erst während der Kompressionsphase, mit dem Ziel im Bereich der Zündkerze ein zündfähiges Gemisch zu erhalten. Gleichzeitig wird das Gemisch zur Brennraumwand hin magerer oder besteht vollständig aus Abgas oder Luft und bildet so auch eine isolierende Schicht aus, die zu niedrigeren Wandwärmeverlusten führt. Zum anderen sorgt beim Direkteinspritzer der direkt in den Zylinder eingespritzte Kraftstoff sowohl im Schicht- als auch im Homogenbetrieb für eine Innenkühlung, wodurch die Klopfneigung reduziert wird. Dies ermöglicht wiederum eine Erhöhung der Verdichtung, die durch "Downsizing", also eine Verkleinerung des Hubraums bei gleichzeitiger Entdrosselung bzw. Aufladung, erreicht wird und letztendlich zu einer Verringerung der Reibleistung führt. Diese Vorteile gehen mit einer entsprechenden Kraftstoffersparnis einher (Stovell u. a. 2000; Hertzberg 2001; Davy u. a. 2001).

Als nachteilig für die heutigen DISI-Motoren stellen sich jedoch die höheren NO_{x^-} , HC^- und Partikelemissionen heraus. Die HC Emissionen liegen im Homogenbetrieb zwischen 40-50% über denen von PFI-Motoren und können bei Fahrzyklen zur Emissionsmessung auf dem Fahrleistungsprüfstand, wie dem Neuen Europäischen Fahrzyklus oder dem amerikanischen FTP75 Fahrzyklus, sogar die dreifache Menge erreichen (Stovell u. a. 2000; Suck 2001; Hertzberg 2001; Stanglmaier u. a. 2002). Auf Grund dieser höheren HC Emissionen war sogar ein Vertrieb von Fahrzeugen mit DISI-Motoren außerhalb des japanischen und europäischen Marktes zeitweilig nicht möglich (Stovell u. a. 2000; Huang u. a. 2001a).

Der Kaltstart stellt eine besonders kritische Phase hinsichtlich der HC Emissionen dar. Zum einen ist das Hochfahren des Motors ein hoch dynamischer Prozess hinsichtlich Drehzahl, Massenstrom/Saugrohrdruck und Reibung; zum anderen ist die λ -Sonde für eine Regelung noch nicht aufgeheizt, so dass nur eine Steuerung des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses möglich ist. So "entstehen" während der ersten 200 s eines Kaltstarts, in denen der Katalysator noch nicht arbeitet, ungefähr 60 – 80% der gesamten HC Emissionen des Neuen Europäischen Fahrzyklus bzw. des amerikanischen FTP75 Fahrzyklus (Stanglmaier u. a. 1997; Koltsakis u. Stamatelos 1997; Witze u. Green 1997; Cho u. a. 2001). Nach Spicher u. a. (1999) werden beim Kaltstart unter einer Umgebungstemperatur von 7 °C nur etwa 20 % des in den Brennraum eingebrachten Kraftstoffs umgesetzt; bei Umgebungstemperaturren um -20 °C sogar weniger als 10 %.

Roberts u. Matthews (1996) ermittelten einen Anstieg der Kohlenwasserstoffemissionen um 25 %, wenn die Kühlmitteltemperatur von 88 °C auf 27 °C abgesenkt wurde. Zudem bestehen die HC Emissionen beim Kaltstart zum Großteil aus unverbranntem Kraftstoff (Fulcher u. a. 1995). Bei betriebswarmem Motor entkommen im unteren Lastbereichen hingegen "nur" bis zu 10% des Kraftstoffs der primären Verbrennungsphase und werden erst während der Expansionsphase teilweise nachoxidiert, so dass noch ungefähr $\approx 1, 5 - 2\%$ der eingebrachten Kraftstoffmenge im Abgastrakt hinter dem Auslassventil ankommen. Diese können anschließend durch den betriebswarmen Katalysator zu über 90% konvertiert werden (Giovanetti u. a. 1983; Cheng u. a. 1993; Hochgreb 1998).

Sowohl die ökologischen als auch finanziellen Auswirkungen, die die hohen HC Emissionen während des Kaltstarts haben, sind vor dem Hintergrund des in Deutschland dominierenden Kurzstreckenverkehrs nicht zu vernachlässigen. So werden 45,7% aller Fahrten von fünf und 67,2% aller Fahrten bis zu zehn Kilometer in Deutschland mit dem Pkw zurückgelegt (Döring 1998; Spicher u. a. 1999).

Ein wichtiges Element zur Emissionsreduktion ist neben neuartiger Brennverfahren und der Abgasnachbehandlung auch das Motormanagement. Die Entwicklung der dafür notwendigen Steuerungs- und Regelungsalgorithmen ist allerdings sehr aufwendig und erfordert für jeden Motortyp eine Vielzahl an Messungen auf dem Prüfstand. Allein die Bestimmung des Leistungskennfeldes für einen Prototypen benötigt nach Trinker u. a. (1993) etwa 2500 Messpunkte. Aus diesem Grund sind empirische mathematische Modelle zur HC Bestimmung (Hamrin u. Heywood 1995; Schintzel 2005) mit einem enormen finanziellen und messtechnischen Aufwand verbunden, da sie nicht nur über das gesamte Kennfeld parametriert werden, sondern auch Variationen verschiedener Parameter zu berücksichtigen sind, wie zum Beispiel die des Zündzeitpunktes, des Einspritzbeginns oder der Abgasrückführrate. Abhilfe könnten da physikalische Modelle schaffen, die auf der Basis von wenigen Messungen oder reinen CAD-Daten die Rohemissionen im Motorkennfeld berechnen.

Derartige Modelle können dann erweitert oder auch mit anderen Modellen gekoppelt werden, um den gesamten Abgaspfad erfassen und bewerten zu können. Zum Beispiel mit den bereits existierenden Modellen, die die katalytischen Prozesse während der Abgasnachbehandlung erfolgreich beschreiben (Schulze u. a. 2006).

Aufgrund dieser angeführten Fakten stellt sich für die Forschung an bzw. Entwicklung von Verbrennungsmotoren die Frage, ob und wie eine zufriedenstellende, rechnergestützte Bestimmung bzw. Abschätzung von Kohlenwasserstoffemissionen beim Motorbetrieb möglich ist. In der vorliegenden Arbeit werden hierzu bisher vorliegende physikalisch basierte Modelle, die zur Beschreibung der "Entstehung" von HC Emissionen in SI-Motoren verwendet werden, analysiert und bewertet. Da sich die gesamten motorischen HC Emissionen aus unterschiedlichen HC-Quellen zusammensetzen, werden diese Quellen jeweils eigenständig betrachtet. Gegebenenfalls erfolgt eine Umsetzung, Anpassung bzw. Weiterentwicklung und ein Vergleich der entsprechenden Ansätze. Dies geschiet mit den Einschränkungen der begrenzten Rechenkapazitäten, die das heutige Motormanagement bereitstellt. Daher werden bei der Modellierung vorwiegend eindimensionale Ansätze verfolgt, deren Berechnungsaufwand sich in akzeptablen Grenzen hält. Komplexe mehrdimensionale Ansätze zur Beschreibung der Strömungsverhältnisse sind somit ausgeschlossen, während detaillierte Kinetiken zur Beschreibung der chemischen Stoffumsätze zum Teil noch berücksichtigt werden. Ein Vergleich mit Messwerten erfolgt anhand von Abgasmessungen im Abgaskrümmer eines straßentauglichen DISI-Motors. Da eine Parametrierung innerhalb eines sinnvollen Rahmens erlaubt ist, werden die jeweiligen Modelle sowohl einzeln als auch in Kombination an ausgewählten Betriebspunkten kalibriert.

Um den Modellierungs- und Berechnungsaufwand in Grenzen zu halten und auch zusätzliche Unsicherheiten zu minimieren werden sowohl die Messungen wie auch die Modellierungen unter folgenden Randbedingungen durchgeführt. Die aus der Abgasrückführung resultierenden Unsicherheiten bezüglich der Gemischzusammensetzung und der zurückgeführten Kohlenwasserstoffe werden durch Abschaltung der externen AGR minimiert. Wie oben bereits erwähnt kann durch den Schichtladebetrieb im Leerlauf und unteren Teillastbereich der Kraftstoffverbrauch gegenüber dem Homogenbetrieb reduziert werden. Allerdings erfordert der Schichtladebetrieb eine Berücksichtigung des mehrdimensionalen Strömungsfeldes und würde somit die notwendige Rechenzeit massiv erhöhen. Des Weiteren ist er nicht über das gesamte Motorkennfeld einsetzbar. Deshalb wird nur der Homogenbetrieb betrachtet, um möglichst losgelöst vom Strömungsfeld zu sein und der einerseits im gesamten Betriebsbereich des Motors eingesetzt werden kann und andererseits eine bessere Übertragbarkeit der Ergebnisse auf PFI-Motoren verspricht. Außerdem werden nur stationäre Betriebspunkte beim Einsatz der Modelle herangezogen, da die Dynamik von Last- und Drehzahlsprüngen Unsicherheiten beinhaltet, die eine Modellierung erheblich erschweren würden.

Der Kaltstart und Warmlauf des Motors bleibt bei der Modellierung der HC-Emissionen im Rahmen dieser Arbeit außen vor, da es sich um einen sehr dynamischen Prozess handelt, der mit erheblichen Unsicherheiten behaftet ist. So wird nicht nur der Zünd- und Einspritzzeitpunkt oder die Einspritzmenge durch das Motormanagment angepasst, sondern auch der Wärmehaushalt und die damit gekoppelten Materialtemperaturen ändern sich kontinuierlich. Dies würde die Anzahl der Abhängigkeiten stark erhöhen und somit zusätzliche Unsicherheiten birgen. Weitere Untersuchungen zum Einfluss des Kaltstarts, der Motortemperatur und Ladungsschichtung scheinen daher erst angebracht zu sein, wenn die Darstellung der HC Emissionen unter den genannten Einschränkungen ausreichend genau ist.

2 Stand der Forschung

Im Gegensatz zur NO_x und CO-Bildung, die kinetisch dominiert sind und inzwischen relativ gut modelliert werden können (Merker u. a. 2006; Chindaprasert u. a. 2006), setzt sich die Entstehung der Kohlenwasserstoffemissionen aus mehreren teilweise voneinander unabhängigen Bildungsprozessen zusammen. Dieses Kapitel gibt einen Überblick über den gegenwärtigen Stand, während jeder Bildungsprozess, einschließlich einer genaueren Betrachtung der physikalischen Prozesse und der korrespondierenden Literatur, in einem eigenständigen Kapitel behandelt wird. Um Missverständnisse zu vermeiden, sollen hier zuvor noch einige Begriffe und Bezugsgrößen geklärt werden.

- Der Begriff "unverbrannte Kohlenwasserstoffe" beinhaltet sowohl die unverbrannten als auch den teiloxidierten Kohlenwasserstoffanteil.
- "Entstehung" bezieht sich im Kontext der unverbrannten Kohlenwasserstoffe auf das nicht oder nur teilweise Aufbrechen und Oxidieren von Kohlenwasserstoffen.
- Da die Aufschlüsselung der Kohlenwasserstoffe bei der Abgasanalyse sehr aufwendig ist, werden häufig nur die gesamten bzw. totalen Kohlenwasserstoffe angegeben. Die Angabe erfolgt in Abhängigkeit des Kalibriergases als ppm C1 oder ppm C3. Aus diesem Grund und mit den genannten Definitionen wird zwischen vier Angaben für die Kohlenwasserstoffe unterschieden:
 - HC (engl. HydroCarbon) / UHC (engl. Unburned HydroCarbon) Ist die Menge aller Kohlenwasserstoffe, die nach der Verbrennungsphase im Brennraum noch vorhanden sind.
 - FHC (*engl. Fuel HydroCarbon*) Ist die Menge der nicht verbrannten Kohlenwasserstoffe aus dem Kraftstoff, ohne die Zwischenprodukte die beim Aufspalten entstehen, zu berücksichtigen.
 - IHC (engl. Intermediate HydroCarbon) Ist die Menge der Kohlenwasserstoffe die als Zwischenprodukte beim Aufspalten des Kraftstoffs entstehen. Also die UHCs ohne die FHCs.
 - THC (engl. Total HydroCarbon) Gibt die Menge an Kohlenwasserstoffen an; bezogen auf die Anzahl der Kohlenstoffatome des Kalibriergases als ppm C1 oder ppm C3.

• Alle HC/THC Angaben beziehen sich auf die Kohlenwasserstoffe, die hinter dem Auslassventil und vor dem Katalysator bestimmt werden, die so genannten Engine-Out HCs, sofern nichts anderes angegeben ist.

Während in der Literatur umfangreiche Quellen über die HC Entstehungsmechanismen bei PFI Motoren zu finden sind, ist deren Anzahl bezüglich der HC Emissionen bei DISI-Motoren geringer. Ausführliche frei zugängliche Analysen mit einer quantitativen Bewertung für moderne DISI-Motoren fehlen. Daher bezieht sich ein Großteil der Veröffentlichungen und die Wichtung der HC Entstehungsmechanismen auf SPI/MPI Motoren (SPI/MPI - *Single-/Multi-Port-Injector*). Auch ein direkter Vergleich der verschiedenen Veröffentlichungen ist nur begrenzt möglich, da die Untersuchungen mit jeweils stark unterschiedlichen Motoren, Kraftstoffen und Randbedingungen durchgeführt wurden. Neben Mehrkomponentenkraftstoffen kamen auch reine Kraftstoffe wie Isooktan, n-Heptan, Toluol oder synthetische Kraftstoffe zum Einsatz. Zur direkten Validierung einzelner Entstehungsmechanismen wurde auch häufig ein Mischbetrieb dieser flüssigen Kraftstoffe mit Methan, Propan oder Autogas (LPG - *engl. Liquefied Petroleum Gas*) gefahren. Eine qualitative Bewertung der HC Quellen ist vor diesem Hintergrund dennoch zulässig.



Abbildung 2.1: Brennraumskizze des 1.6l FSI-Motors mit möglichen HC Quellen

In Abbildung 2.1 sind alle näher betrachteten Entstehungsorte in einem Zylinder für HC Emissionen dargestellt. Die Spalte und insbesondere der Feuersteg werden als die Hauptentstehungsorte unverbrannter Kohlenwasserstoffe angesehen, da sie während der Verdichtung bis zu 10% der Gasmasse im Zylinder speichern können (Bignion 2001). Ihr Anteil an den HC Emissionen wird mit 38 - 90%angeben (Cheng u. a. 1993; Döring 1998; Eng u. a. 1998; Hochgreb 1998). Dies ist stark abhängig von der Höhe des Feuerstegs, seiner Breite und der Beschaffenheit des Kolbenrandes, also ob Fasen oder Rundungen angebracht sind oder etwaige Beschichtungen aufgetragen wurden (Sterlepper 1992; Min u. a. 1994; Suck 2001; Bignion 2001). Des Weiteren spielt auch die Wärmeausdehnung des Kolbenmaterials eine Rolle, die zu einer Verkleinerung des Feuerstegvolumens führt und gegenüber dem Kaltstart zu einer Verringerung der HC Emissionen aus dem Feuersteg von bis zu 30% führen kann (Roberts u. Matthews 1996).

Durch Absorptions- und Desorptionsprozesse speichert der Ölfilm einen Teil der Kohlenwasserstoffe während der Verdichtung und Verbrennung. Nach dem Durchlauf der Flammenfront treten diese Kohlenwasserstoffe wieder aus dem Ölfilm aus und werden nur teilweise im heißen Abgas nachoxidiert. Ihr Anteil an den HC Emissionen beträgt 5-30% (Cheng u. a. 1993; Döring 1998; Eng u. a. 1998; Hochgreb 1998). Dies ist allerdings von der eingesetzen Öl-Kraftstoff-Paarung abhängig, da zum einen die Löslichkeit von Kraftstoffen in synthetischen Ölen geringer ist als in mineralischen Ölen (Parks u. a. 1998) und zum anderen die Löslichkeit mit zunehmender Kohlenstoffzahl zunimmt (Linna u. Hochgreb 1995).

Ablagerungen im Brennraum sind ebenfalls eine Quelle von HC Emissionen, da sie, wie der Ölfilm, den Kraftstoff während der Ansaug- und Verdichtungsphase aufnehmen und erst nach der Verbrennung wieder abgeben. Entsprechende Untersuchungen von Sodre (1998) und Suck (2001) haben gezeigt, dass dieser Anteil nicht unerheblich ist und über entsprechende Maßnahmen, wie zum Beispiel eine Keramikbeschichtung des Kolbens, reduziert werden kann. Nach Cheng u. a. (1993) können durch Ablagerungen die HC Emissionen im stationären Betrieb um 50 - 100% ansteigen, wobei sie Messdaten aus den 80er Jahren verwendeten. Die Übertragbarkeit auf heutige Motoren ist daher nicht ohne Einschränkungen möglich. Weitere Untersuchungen zu Ablagerungen in einer Bombe zeigten einen Anstieg der HC Emissionen um nur 10%. Im Allgemeinen werden jedoch zwischen 7 und 20% angenommen (Cheng u. a. 1993; Eng u. a. 1998; Hochgreb 1998). Da Ablagerungen aber sehr stark vom Laufzeitverhalten des Motors abhängen, werden sie im Rahmen dieser Arbeit nicht behandelt.

Flüssiger Kraftstoff an Brennraumwänden oder auf der Kolbenoberfläche führt grundsätzlich zu einem starken Anstieg der HC Emissionen (Huang u. a. 2001a; Alger u. a. 2001; Stanglmaier u. a. 2002). Dies gilt sowohl für äußere als auch innere Gemischbildner, wobei ein Kraftstoffwandfilm im Brennraum eines DISI-Motors eher auftritt. Alger u. a. (2001) gehen sogar davon aus, dass bei direkteinsprit-

zenden Ottomotoren die HC Emissionen zum Großteil aus der Wandbenetzung und dem Flamequenching kommen, während bei PFI-Motoren die HC Emissionen aus dem Feuersteg dominieren. So führt bei DISI-Motoren eine zu frühe Einspritzung zur Wandbenetzung und eine zu späte Einspritzung zu einer inhomogenen Gemischaufbereitung. Beide Effekte resultieren in einem Anstieg der HC Emissionen. Eine qualitative oder gar quantitative Bewertung gestaltet sich schwierig, da die Entstehung des Kraftstoffwandfilms im Brennraum sowohl von der Zusammensetzung und molekularen Struktur des Kraftstoffs bzw. seiner Komponenten abhängt als auch von vielen weiteren Parametern wie zum Beispiel der Brennraumgeometrie, dem Einspritzdruck- und zeitpunkt, dem Betriebspunkt, der Ladungsbewegung, der Injektorposition und -art und der Wandtemperatur. Bezüglich des Anteils an den gesamten HC Emissionen durch den Kraftstoffwandfilm reichen die Angaben von 5% (Ernst 2001) bis 45% (Döring 1998). Leider ohne eine genauere Konkretisierungsmöglichkeit des Gemischbildungsverfahren bzw. des Entstehungsortes des Kraftstoffwandfilms. In dieser Arbeit soll daher der Begriff "Kraftstoffwandfilm" sich immer auf den Kraftstoffwandfilm im Brennraum eines DISI-Motors beziehen.

Wie bereits erwähnt, gehen Alger u. a. (2001) davon aus, dass das Flamequenching bei innerer Gemischbildung eine der Hauptursachen für hohe HC Emissionen ist. Flamequenching bzw. Bulkquenching bezeichnet hierbei die Verlöschung der Flammenfront im Gemisch aufgrund schlechter Durchmischung oder zu hoher Turbulenz. Hochgreb (1998) gehen von einem Anteil $\leq 6\%$ aus, allerdings wird keine Angabe zum Gemischbildungsverfahren gemacht. Bignion (2001) gibt einen Anteil von < 10% an.

Wallquenching, also die Verlöschung der Flammenfront an relativ kalten Wänden, hat nur einen Anteil von 5 - 7% an den HC Emissionen. Im Allgemeinen wird der Anteil bei betriebswarmen Motoren als nur sehr gering erachtet (Cheng u. a. 1993; Ernst 2001) und sollte nur beim Kaltstart nicht vernachlässigt werden.

Der Anteil der Leckage liegt in einem Bereich von 1-5% (Cheng u. a. 1993; Roberts u. Matthews 1996; Döring 1998; Hochgreb 1998; Ernst 2001) und wird auf Grund seines geringen Anteils im Rahmen dieser Arbeit nicht berücksichtigt.

Obwohl der Schichtbetrieb im Rahmen der Arbeit nicht behandelt wird, sei erwähnt, dass die HC Emissionen im Schichtbetrieb um bis zu 500% (Hertzberg 2001) gegenüber Saugrohreinspritzern ansteigen können und werden nach Stanglmaier u. a. (1999), Ernst (2001) und Schintzel (2005) zu etwa 80% durch die späte Einspritzung und den damit verbundenen Sprayauftrag auf den Kolben bzw. die Laufbuchse hervorgerufen. CFD Untersuchungen untermauern diese Annahme, da hierbei zwischen 3 und 20% des eingebrachten Kraftstoffs in flüssiger Form auf dem Kolben festgestellt werden konnten (Drake u. a. 2003). Der Einfluss von Parametern wie Einspritzdüsenlage, Strahlrichtung, Strahlausbildung, Einspritzzeitpunkt, Einspritzdruck und Gegendruck dominieren hier allerdings. So konnte Spicher u. a. (1990) bei einem Versuchsmotor mit zentraler, senkrechter Einspritzanlage und seitlicher Zündkerze die HC Emissionen um über 50 % senken.

Alle Literaturangaben zur Wichtung der HC-Quellen sind noch einmal in Tabelle 2.1 zusammengefasst. Es wurden nur Literaturstellen verwendet, die mehrere HC-Quellen parallel betrachten.

Tabelle 2.1:
Wichtung
der
· HC-Quellen
aus
s verschiedenen
Literaturquellen.

2001	2001	1998	1998	1998	1993		Jahr
Bignion	Ernst	Eng u.a.	Hochgreb	Döring	Cheng u.a.		Lit.Quelle
27-52 %	43 %	80-90 %	58 %	43-37 %	38 %	Spalte	Feuersteg/
25-50 %	10-30 %	5-10 %	11~%	18 %	16~%		Ölfilm
10~%	7-20 %		11~%		16~%		Ablagerungen
	5 %		13~%	39 - 45 %	20~%		Kraftstoffwandfilm
< 10 ~%	5-7 %		\wedge		5%	Wall	Quer
			% 9			Flame	uching
2~%	2~%		1~%	5%	5%		Leckage

2. Stand der Forschung

3 Versuchsaggregat und Vergleichsdaten

Zur Durchführung der Validierungsmessungen wird ein wandgeführter direkteinspritzender 1.61 FSI-Motor eingesetzt. Der Motor besitzt einen seitlich zwischen den Einlassventilen angebrachten Injektor und eine mittig positionierte Zündkerze. Da es sich um einen Motor mit innerer Gemischbildung und wandgeführtem Brennverfahren handelt, hat der Kolben eine Mulde, um so in unteren Last- und Drehzahlbereichen die Ladungsschichtung zu gewährleisten. Zusätzlich befindet sich im Ansaugkanal eine Ladungsbewegungsklappe (LBK), um sowohl im Schichtbetrieb als auch in unteren Last- und Drehzahlbereichen des Homogenbetriebs für eine erhöhte Turbulenz, bessere Durchmischung und schnellere Verbrennung zu sorgen. Als Schmieröl wird Castrol SLX Longlife 3 SAE 5W-30 eingesetzt. Die Motordaten sind in Tabelle A.5 zusammengefasst.

Zur Beurteilung der Modellgüte werden Referenzmessungen im Stationärbetrieb durchgeführt. Diese bestehen aus Kennfeldmessungen, in denen ein Großteil der Motorbetriebspunkte im Homogenbetrieb mit $\lambda = 1,0$ vermessen wird. Um eine realitätsnahe Erzeugung der Emissionen zu erhalten, wird die Motorsteuerung mit den Daten eines Serienfahrzeugs betrieben. Die Messungen werden dreimal wiederholt, um die Reproduzierbarkeit der Ergebnisse sicherzustellen. In Tabelle A.6 sind aller Betriebsparameter aufgelistet.

Die Zylinderdruckverläufe werden für alle vier Zylinder aufgenommen und pro Zylinder 100 Arbeitsspiele aufgezeichnet, wobei die Messwerterfassung mit einer Auflösung von 0, 25 °KW erfolgt. Parallel dazu wird mit einer Kraftstoffwaage der Gesamtverbrauch ermittelt und die trockenen THC Emissionen mit einem FID in einer AVL-CEB II Abgasmessanlage als [ppm C1] gemessen. Außerdem werden die Drücke und Temperaturen im Saugrohr und Abgaskrümmer gemessen und ausgewählte Parameter des Steuergerätes aufgezeichnet (Aufgrund von Schwingungsproblemen war bei einer Drehzahl von 3000 min^{-1} kein Versuch möglich).

In Abbildung 3.1 sind die Ergebnisse der Kennfeldmessungen dargestellt. Im Leerlauf sind die THC Emissionen am höchsten und nehmen dann sowohl mit steigender Last als auch mit steigender Drehzahl ab. Die THC Emissionen sind umgekehrt proportional zu den Abgastemperaturen, die im Leerlauf mit 217°C am niedrigsten sind und bei 4500 min⁻¹ und 10 bar einen Wert von 839°C erreichen, siehe Abbildung A.1. Im niedrigen Last- und Drehzahlbereich sind die Abgastemperatu-

ren besonders niedrig, da hier die Ladungsbewegungsklappe (LBK) zugeschaltet ist. Dies führt zu einem besseren Durchbrennen des Gemisches, wodurch es zu einem schnelleren Druckansteig im Bereich des oberen Totpunktes und damit zu niedrigeren Abgastemperaturen kommt. Der betriebspunktspezifische Einsatz der LBK über das Kennfeld ist in Abbildung A.2 zu erkennen.



Abbildung 3.1: Ergebnisse der Referenzmessungen, THC in [ppmC1]

Die nachfolgend aufgeführten Modellansätze werden jeweils an fünf Kennfeldpunkten überprüft, um die Berechnungszeit in einem akzeptablen Rahmen zu halten. Diese fünf Kennfeldpunkte sind in Tabelle 3.1 aufgeführt und berücksichtigen sowohl niedrige als auch hohe Last- und Drehzahlbereiche. Als Referenzpunkt für Detailuntersuchungen und zur Kalibrierung der einzelnen Modelle wird nur auf die Ergebnisse im Punkt Nr. 3 zurückgegriffen; im Folgenden als Referenzpunkt bezeichnet.

LfdNr.	Drehzahl	Effektiver Mitteldruck	THC Emissionen	
	$[min^{-1}]$	[bar]	[ppmC1]	
1	1500	2	3418.29	
2	1500	8	1862.48	
3	2500	6	2098.86	
4	4000	2	2045.81	
5	4000	10	1243.33	

Tabelle 3.1: Ausgewählte Betriebspunkte zum Modellabgleich

In Abbildung 3.2 sind für alle Zylinder die über 100 Arbeitsspiele gemittelten Druck- und die damit berechneten Temperaturverläufe im Referenzpunkt dargestellt. Da die gemittelten Verläufe für alle Zylinder sehr ähnlich sind, ist zylinderaufgelöste Berechnung mit den einzelnen Modellen nicht notwendig.



Abbildung 3.2: Gemessene Druck- und berechnete Temperaturverläufe im Referenzpunkt
4 Modellierung der HC Entstehung

Die folgenden Kapitel fassen den gegenwärtigen Stand hinsichtlich der Modellierung jeweils einer HC Quelle zusammen. Die Modelle aus den angegebenen Literaturquellen werden näher analysiert, einzelne Modelle herangezogen und teilweise mit neuen Ansätzen kombiniert und anhand der vorliegenden Messungen überprüft. Gleichzeitig werden alle anderen HC Quellen außer Acht gelassen.

Jedes Kapitel beginnt mit der Beschreibung des dem Modell zugrunde liegenden physikalischen Prozesses und gibt einen Überblick über den derzeitigen Stand der Modellierung. Anschließend werden die bisher vorliegenden Modellansätze bewertet, die in dieser Arbeit verwendeten erläutert und deren Umsetzung beschrieben. Die Modellrechnung wird gegebenenfalls am Referenzpunkt kalibriert und die Ergebnisse werden mit den Messergebnissen in den Betriebspunkten aus Tabelle 3.1 überprüft.

Zusätzlich zu den jeweiligen Modellen werden auch übergreifende Einflussgrößen betrachtet. Hierzu zählen die Kraftstoffzusammensetzung oder die verwendete Kinetik, die in den folgenden Kapiteln erläutert werden.

4.1 Kraftstoffzusammensetzung

Der Kraftstoff ist eine veränderliche Mischung von unterschiedlichen Kohlenwasserstoffen. Die Zusammensetzung hat daher erheblichen Einfluss auf die Kohlenwasserstoffemissionen (Alkidas u. Drews 1996; Eng u. a. 1998). Sie beeinflusst entscheidend die Verdampfungscharakteristik und auch die Oxidation durch Interaktion der Zersetzungsprodukte.

Die Tabelle 4.1 enthält einen Auszug aus der DIN EN 228:2004 über die Zusammensetzung von Ottokraftstoff. Da nur Maximalwerte angegeben werden, können die Mischungsanteile schwanken. In Tabelle A.3 befindet sich ein umfangreicheres Datenblatt für reale Ottokraftstoffe der Firma ARAL.

Mit der Zusammensetzung ändern sich somit auch der Heizwert und der Mindestluftbedarf des Kraftstoffs. Diesbezügliche Daten aus Kraftstoffanalysen die an der Universität Rostock durchgeführt wurden sind in Tabelle A.1 angegeben. Im Allgemeinen werden daher nur reine Kraftstoffe wie Methan, Propan, Isooktan oder n-Heptan bei Berechnungen und Versuchen verwendet, da für diese Kraftstoffe teilweise entsprechende Kinetiken existieren, Näherungslösungen anwendbar sind

Stoff	Vol-%
Benzol	max. 1 %
Aromaten	max. 35 $\%$
Alkene (Olefine)	max. 18 $\%$
Methanol	max. 3%
Ethanol	max. 5%
Iso-propyl-Alkohol	max. 10 $\%$
Iso-butyl-Alkohol	max. 10 $\%$
Tert-butyl-Alkohol	max. 7 $\%$

Tabelle 4.1: Auszug aus der Kraftstoffzusammensetzung nach DIN EN 228:2004-03

oder das Kraftstoffverhalten relativ gut bekannt ist.

Die Auswirkungen verschiedener Kraftstoffmischungen sowohl auf die Verbrennung als auch auf die Entstehung von unverbrannten Kohlenwasserstoffen werden in Kapitel 4.7 im Zusammenhang mit dem Kraftstoffwandfilm näher betrachtet. Auf mögliche Nachoxidationsmodelle wird im folgenden Kapitel eingegangen.

4.2 Nachoxidation und Reaktionskinetik

Die Nachoxidation bezeichnet die Oxidation der unverbrannten und aufgespalteten Kohlenwasserstoffe im Anschluss an die Hauptverbrennung. Die Reaktionskinetik bildet dabei den fundamentalen Bestandteil jeglicher Berechnung von chemischen Reaktionen. Sie kann sowohl für die Hauptverbrennung als auch für die Nachoxidation eingesetzt werden, falls die Kinetik für die auftretenden Drücke und Temperaturen validiert ist.

Grundsätzlich treten bei der Konservierung des Kraftstoffs zwei verschiedene Arten auf, die sich hinsichtlich der Nachoxidation stark unterscheiden.

- Kraftstoff-Luft-Gemisch: Sowohl im Feuersteg bzw. in Spalten als auch beim Wall- und Flamequenching handelt es sich um ein Gemisch aus Kraftstoff und Luft. Bei entsprechend hohen Temperaturen kann von einer guten Nach- oxidationsrate ausgegangen werden.
- Reiner Kraftstoff: Im Ölfilm, dem Kraftstoffwandfilm und in Ablagerungen wird reiner Kraftstoff konserviert, der nach der Verbrennung bzw. während der Expansionsphase austritt. Auf Grund des geringen Sauerstoffangebots kann selbst bei hohen Temperaturen nur eine vergleichsweise geringe Nachoxidation erfolgen.

Von den nach
oxidierten Kohlenwasserstoffen stammen nach Cheng u.a. (1993) ungefähr 65 % aus Quellen des Kraftstoff-Luft-Gemisches und die verbleibenden 35 % aus Quellen des reinen Kraftstoffs.

Im Allgemeinen durchlaufen die Kohlenwasserstoffe während der Ausschubphase heißere Zonen im Brennraum. Bei ausreichender Sauerstoffkonzentration, Verweildauer und Abgastemperatur kann so60-70%der gesamten Nachoxidation noch im Brennraum stattfinden (Schramm u. Sorenson 1990; Trinker u. a. 1993; Norris u. Hochgreb 1996). Im Abgaskrümmer findet die restliche Nachox
dation statt, wobei nach Mendillo u. Heywood (1981) unter optimalen Bedingungen bis zu
 $\approx 33\%$ der verbleibenden Kohlenwasserstoffe nachoxidiert werden können.

Für eine hinreichende Nachoxidation ist entweder eine ausreichende Verweildauer oder eine entsprechend hohe Temperatur notwendig. Untersuchungen hinsichtlich der notwendigen Verweildauer zum Abbau des reinen Kraftstoffs unter abgasähnlichen Bedingungen haben Tamura u. Hochgreb (1992) durchgeführt. Sie berechneten mit den jeweiligen Kinetiken die Zeit, die zur Halbierung der ursprünglichen Kraftstoffkonzentration notwendig ist (gemeint ist hierbei nicht die Zeit bis zur vollständigen Umsetzung zu CO_2). Bei einer Temperatur von 1200 K und einem λ von 1,1 bestimmten sie Zeiten von ca. 4ms für Propan, ca. 50ms für Toluol und ca. 200 ms für Methan. In Abhängigkeit des Betriebspunktes und der Geometrie des Abgastraktes kann die Verweildauer schätzungsweise zwischen 10 msund $200 \, ms$ liegen. Daher ist die Abgastemperatur ebenfalls von entscheidender Bedeutung. Bei einfachen Kohlenwasserstoffen, wie Propan, setzt eine signifikante Nachoxidation bereits ab $\approx 1000 - 1200 K$ ein (Min u. a. 1994; Wu u. Hochgreb 1997). Bei komplexeren Kohlenwasserstoffen, wie Toluol, macht sich der Einfluss der Nachoxidation erst bei Temperaturen um 1800-1900 K entscheidend bemerkbar, da diese eine sehr stabile Ringstruktur besitzen (Norris u. Hochgreb 1996; Eng u.a. 1998).

Kraftstoffe nach DIN EN 228:2004 bestehen aus einer nicht konstanten Mischung von vielen verschiedenen Kohlenwasserstoffverbindungen (siehe oben) und die Verbrennung findet bei relativ hohen Drücken und Temperaturen statt. Daher existiert bisher noch keine Reaktionskinetik, die für diese Kraftstoffe und für alle motorischen Bedingungen validiert ist. Es existieren allerdings Reaktionskinetiken für einfache Kohlenwasserstoffe, die für geringe Drücke und Temperaturen entwickelt wurden. Für den innermotorischen Einsatz können sie daher nur bedingt in Betracht gezogen werden, sind aber für die Beschreibung der Nachoxidation geeignet (Meisner u. Sorenson 1986). In diesem Zusammenhang sei auf Lee u. Morley (1994) verwiesen, die davon ausgehen, dass die HC Emissionen mit den Reaktionskonstanten der OH-Radikale korrelieren und somit eine Modellierung alleine auf der Basis dieser Reaktionskonstanten möglich wäre.

Das Fehlen entsprechender Kinetiken ist neben der Rechenzeit auch der Grund, weshalb vollständige dreidimensionale CFD Berechnungen nur begrenzt sinnvoll sind und viele Versuche zur Bestimmung von unverbrannten Kohlenwasserstoffen nur mit reinen Kraftstoffen durchgeführt werden.

Im Allgemeinen wird bei der Nachoxidation von Kraftstoffen nach DIN EN 228:2004 unter motorischen Bedingungen von einer Temperatur von ungefähr 1500 K ausgegangen, ab der ein signifikanter Abbau der Kohlenwasserstoffe festzustellen ist (Mendillo u. Heywood 1981; Cheng u. a. 1993; Eng u. a. 1998; Suck 2001). Zur Beschreibung der Nachoxidation existieren drei Vorgehensweisen, die im Folgenden betrachtet werden.

4.2.1 Schwellwertansätze

Einen rechentechnisch und, hinsichtlich komplexer Kraftstoffe, einfachen Ansatz haben Dent u. Lakshminarayanan (1983) gewählt. Sie gehen von einer Schwellwerttemperatur aus. Liegt die Temperatur, zu dem Zeitpunkt in dem die Kohlenwasserstoffe aus den unterschiedlichen Quellen in den Brennraum übergehen, über der Schwellwerttemperatur, werden diese vollständig oxidiert. Liegt die Temperatur aber unterhalb des Schwellwertes, so findet keine Nachoxidation statt. Das Modell wird anhand von Messungen parametriert, um so den Schwellwert zu bestimmen.

4.2.2 Einschrittkinetiken

Der überwiegende Teil der derzeitigen Modelle setzt auf die direkte Berechnung der Konzentrationsänderung der Kohlenwasserstoffe mittels eines angepassten Arrhenius-Ansatzes von Lavoie (1978), Gleichung 4.1, der für Benzin entwickelt wurde.

$$\frac{d\left[HC\right]}{dt} = -A \left[HC\right]^a \left[O_2\right]^b \exp\left(-\frac{E_a}{RT}\right)$$
(4.1)

Schramm u. Sorenson (1990), Huang u. a. (1996), Sodre u. Yates (1997) und Sodre (1999) haben den Ansatz übernommen und in angepasster Form für Isooktan und andere Kraftstoffe verwendet. Sie führten aber zusätzlich den Anpassungsfaktor C_R ein und veränderten die Parametersätze, um das Modell an ihre Messungen und ihren Kraftstoff anzupassen. Die eingesetzten Kraftstoffe und Parametersätze sind in Tabelle 4.2 aufgeführt.

Quelle	Kraftstoff	A	E_a	a	b
Lavoie (1978)	Benzin	6.7×10^9	155874.6	1.0	1.0
Schramm u. Sorenson (1990)	Benzin	7.7×10^9	155874.6	1.0	1.0
Schramm u. Sorenson (1990)	p-Xylol	2.3×10^8	188573.5	0.882	0.657
Min u. Cheng (1995)	Propan	1.0×10^{17}	207862.8	1.0	1.0
Sodre (1999)	Isooktan	6.7×10^{9}	155874.6	1.0	1.0

Tabelle 4.2: Verwendete Kraftstoffe und Parametersätze für die Arrhenius-Ansätze zur Berechnung der Nachoxidation mittels Einschrittkinetik

4.2.3 Detaillierte Reaktionsmechanismen

In den letzten Jahren werden vermehrt detaillierte Reaktionskinetiken bei der Modellierung eingesetzt. Mit dem Vorteil einer detaillierten Bestimmung der verschiedenen Spezieskonzentrationen und der reaktionsbedingten Wärmefreisetzung oder -aufnahme. Sie existieren überwiegend für reine Kraftstoffe und reichen von einfacheren Kohlenwasserstoffe mit nur einem oder zwei C-Atomen, siehe Warnatz u. a. (2006), bis hin zu einer Mischung aus Isooktan und n-Heptan, siehe Curran u. a. (2002). Mit zunehmendem Umfang der Reaktionskinetik steigt zwangsläufig auch der Berechnungsaufwand, deshalb wird parallel zur Weiterentwicklung der Reaktionskinetiken auch an einer Reduktion der Mechanismen gearbeitet, siehe Joos (2006). Des Weiteren sind bisherige Reaktionsmechanismen nur in engen Grenzen bezüglich Druck, Temperatur und λ validiert.

Um eine detaillierte Reaktionskinetik überhaupt sinnvoll nutzen zu können, muss die vorgeschaltete Modellierungstiefe ausreichen, um Spezieskonzentrationen zeitlich und räumlich entsprechend aufzulösen. Der gewonnene Detaillierungsgrad erhöht allerdings sehr stark die Rechenzeit. Der Einsatz bei der motorischen Verbrennungssimulation ist deshalb vor dem Hintergrund der schwierigen Modellvalidierung und des hohen Berechnungsaufwandes gründlich zu überlegen. Wie Wu u. a. (1995) und Hasse u. a. (2000) andererseits gezeigt haben, gelingt häufig nur mit einer entsprechenden Kinetik eine hinreichende Beschreibung der chemischphysikalischen Vorgänge. So verwendete Oliveira (1999) bei der Modellierung des Kraftstoffwandfilmes drei verschiedene Reaktionskinetiken, um deren Einfluss auf die HC Emissionen zu untersuchen. Die mit diesen Kinetiken berechneten HC Emissionen schwankten um bis zu 16 %.

Die im Rahmen dieser Arbeit eingesetzten Reaktionsmechanismen sind in Tabelle 4.3 angegeben. Hierbei handelt es sich um Kinetiken, die speziell für die motorische Verbrennung entwickelt wurden und nur für einen relativ niedrigen Temperatur und Druckbereich validiert sind. Ohne einen Anspruch auf Vollständigkeit zu erheben sind weitere Kinetiken, die bereits bei der motorischen Verbrennung eingesetzt

Quelle	Kraftstoff	Formel	Spezies	Reaktionen
Seiser u. a. (2000)	n-Heptan	$C_7 H_{16}$	160	1540
Curran u. a. (2002)	n-Heptan	$C_7 H_{16}$	561	4564
Curran u. a. (2002)	Isooktan	C_8H_{18}	857	6480

wurden, mit entsprechender Quellenangabe in Tabelle A.7 aufgeführt.

Tabelle 4.3: Eingesetzte detaillierte Reaktionsmechanismen

4.3 Erhaltungsgleichungen

Sowohl für die Modellierung der Kohlenwasserstoffe aus dem Kraftstoffwandfilm als auch aus dem Wallquenching sind die Erhaltungsgleichungen für Masse, Energie und Spezies in eindimensionaler Form zu lösen. Das Feuersteg- und Ölfilmmodell wiederum lassen sich gegebenenfalls diesbezüglich erweitern, um einen höheren Detaillierungsgrad im Wandbereich zu erhalten. Insbesondere die Temperatur- und Speziesverteilung als auch die Beschreibung der Nachoxidation kann hierdurch verbessert werden. Daher wird in diesem Kapitel kurz auf die zugrunde liegenden Erhaltungsgleichungen und deren allgemein gültigen Vereinfachungen eingegangen. Auf modellspezifische Anpassungen, Vereinfachungen oder Erweiterungen wird in den jeweiligen Kapiteln eingegangen.

Alle Modelle sind grundsätzlich eindimensional und die entsprechenden Erhaltungsgleichungen für Masse, Energie und Spezies enthalten Gleichungen 4.2 - 4.4. Da die tatsächlichen Strömungsgeschwindigkeiten im Vergleich zur *Mach*-Zahl sehr klein sind, kann die nicht-konservative Form der Erhaltungsgleichungen verwendet werden und die Energieerhaltung auf die Temperaturänderung eingeschränkt werden. Des Weiteren wird der Brennraum als ein druckhomogenes System betrachtet und Feldkräfte werden vernachlässigt.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\rho u \right) = 0 \tag{4.2}$$

$$\rho c_P \frac{\partial T}{\partial t} + \rho c_P u \frac{\partial T}{\partial x} - \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \rho \frac{\partial T}{\partial x} \left(\sum_{k=1}^N c_{P,k} Y_k D_k \right) - \frac{Dp}{Dt} - \dot{\omega}_T = 0$$
(4.3)

$$\rho \frac{\partial Y_k}{\partial t} + \rho \, u \frac{\partial Y_k}{\partial x} - \frac{\partial}{\partial x} \left(D_k \frac{\partial Y_k}{\partial x} \right) - \dot{\omega}_k = 0 \tag{4.4}$$

Alle drei Gleichungen 4.2 - 4.4 beinhalten in den ersten zwei Termen die lokale und die konvektive Änderung der Dichte ρ in kg/m^3 , der Temperatur T in K oder des Massenbruchs Y_k der Spezies k. Die Strömungsgeschindigkeit in Wandnormalenrichtung ist mit u in m/s angegeben. Die Energieerhaltung Gleichung 4.3 wird um einen Term zur Beschreibung des diffusiven Wärmetransports erweitert, mit λ als Wärmeleitfähigkeit in W/(m K) und berücksichtigt durch den vierten Term auch Temperaturänderungen auf Grund von diffusiven Konzentrationsänderungen der Spezies k mit dem zugehörigen Diffusionskoeffizienten D_k in m^2/s und der entsprechenden Wärmekapazität bei konstantem Druck $c_{P,k}$ in J/(kg K). Auch werden Änderungen des Drucks p in Pa durch den fünften Term und Quellen bzw. Senken aus der Verbrennung durch den sechsten Term $\dot{\omega}_T$ mit einbezogen.

Die Spezieserhaltung Gleichungen 4.4 beinhaltet ebenfalls den diffusiven Stofftransport im dritten Term und den aus den chemischen Reaktionen stammenden Quell- bzw. Senkenterm $\dot{\omega}_k$ an vierter Stelle.

4.4 Ablaufplan

Abbildung 4.4 zeigt den Ablaufplan der jeweiligen Modelle. Die Berechnung mit dem Ein- bzw. Zweizonenmodell erfolgt separat mit Matlab und die Ergebnisse werden gespeichert. Eine Beschreibung dieser Modelle mit Angabe der notwendi-



Tabelle 4.4: Ablaufplan der jeweiligen Modelle

gen Eingangsdaten findet sich in Janssen u. a. (2005). Die vorberechneten Daten beinhalten unter anderem den Druckverlauf pro Zylindern und Arbeitsspiel, die zugehörigen Temperaturen, Volumina und spezifischen Gaskonstanten in der verbrannten und unverbrannten Zone. Beim Start der HC Modelle werden diese Daten eingelesen und Vorberechnungen durchgeführt, die für alle Modelle wichtig sind, wie zum Beispiel die Flammenausbreitung. Anschließend wird das jeweilige Modell gestarteter und zunächst erfolgen zusäzliche modellspezifische Initialisierungen und Vorberechnungen. Im nächsten Schritt findet dann die eigentliche Modellrechnung statt, um entweder nur die Rohemissionen zu bestimmen und im Anschluß daran die Nachoxidation zu berechnen oder direkt die Erhaltungsgleichungen mit entsprechender detaillierter Kinetik zu lösen.

Alle Modelle werden in Matlab implementiert, wobei auf Cantera zur Berechnung der detaillierten Kinetiken oder Bestimmung von Stoffeigenschaften zurückgegriffen wird, das über eine direkte Matlabschnittstelle verfügt.

4.5 Feuersteg

Spalte wie der Feuersteg, die Zylinderkopfdichtung oder das Zündkerzengewinde stellen im Brennraum besonders kritische Bereiche dar, da in ihnen das Frischgemisch während der Verbrennung konserviert wird. Hierbei handelt es sich um *Two-Plate-Quenching*, also um die Verlöschung zwischen zwei relativ kalten Wänden. Der Abstand zwischen den Wänden ist dabei deutlich größer als der zweifache Löschabstand der Flamme zu einer Wand beim Wallquenching (Bignion 2001).

Der Feuersteg ist der größte Spalt im Brennraum und für 38-90% der HC Emissionen verantwortlich, siehe Kapitel 2. Daher wird er im Folgenden unabhängig von anderen Spalten im Brennraum betrachtet, die aber bei Kenntnis der notwendigen Geometriedaten analog behandelt werden können.

Während der Verdichtungsphase bewegt sich der Kolben noch oben, wie in Abbildung 4.1 dargestellt. Zum Zündzeitpunkt kann der Kolben sich noch in der aufwärts oder bereits in der Abwärtsbewegung befinden, wie in Abbildung 4.2 dargestellt. Der in beiden Fällen auftretende Druckanstieg führt zu einer Massenzunahme im Feuersteg und somit zu einer Zwischenspeicherung des Frischgemischs, wobei es gegebenenfalls zur Leckage über die Kolbenringe ins Kurbelgehäuse kommen kann.



Abbildung 4.1: Kompression



Abbildung 4.2: Verbrennung

Die den Feuersteg begrenzenden Wände sind im Vergleich zum restlichen Brennraum relativ kalt. So liegt die Laufbuchsentemperatur in Abhängigkeit der Last bei ca. $80 - 100 \,^{\circ}C$ im Bereich des unteren und bei ca. $120 - 150 \,^{\circ}C$ im Bereich des oberen Totpunktes (Sodre u. Yates 1997; Buchholz 2005). Ernst (2001) und Alger u. a. (2001) geben für die Kolbentemperatur eine Größenordnungen von ca. $130 \,^{\circ}C$ am Rand des Kolbens und ungefähr $150 \,^{\circ}C$ in der Kolbenmitte an, die nach Stevens u. Steeper (2001) bereits nach etwa 2 Minuten erreicht wird.



Abbildung 4.3: Expansionsphase

Abbildung 4.4: Ausschubphase

Der enge Spalt und die relativ niedrigen Temperaturen verhindern das Eindringen der Flammenfront in den Feuersteg, wodurch das Frischgemisch erhalten bleibt. Erst in der Expansionsphase tritt es wieder aus dem Feuersteg aus und bildet eine dünne Wandschicht an der Laufbuchse aus, von dem ein Teil in den Brennraum diffundiert, siehe Abbildung 4.3. Während der Ausschubphase wird die Wandschicht abgekratzt und es bildet sich ein so genannten "roll-up vortex" aus, Abbildung 4.4. Die HCs aus dem Feuersteg verlassen somit erst gegen Ende der Ausschubphase den Brennraum und sind für einen zweiten kurzzeitigen Anstieg der Kohlenwasserstoffe im Abgastrakt verantwortlich (Spicher u. Velji 1983; Trinker u. a. 1993; Merker u. a. 2006).

Nach Huang u. a. (1996) macht der Feuersteg im Mittel zwar nur 1-2% des Kompressionsvolumens aus, beherbergt aber 4-8% der Gemischmasse, auf Grund der geringeren Temperaturen. Bei dem in den Versuchen eingesetzten FSI Motor liegt der Volumenanteil bei ca. 1% und der Massenanteil zwischen 2, 5-3%, abhängig von der Feuersteg- und Laufbuchsentemperatur.

Min u. a. (1994) untersuchten den Einfluss des Feuerstegs auf die HC Emissionen unter Verwendung von Propan. Propan hat nur eine geringe Löslichkeit in Öl, so dass Ab-/Desorptionseffekte ausgeschlossen werden können. Es zeigte sich, dass die Nachoxidation der Kohlenwasserstoffe aus dem Feuersteg hauptsächlich während der Expansionsphase stattfindet, da das notwendige Temperaturniveau noch erreicht wird. Während der Ausschubphase ist das Temperaturniveau bereits zu niedrig für eine signifikante Nachoxidation. Sinkende HC Emissionen beim Warmlauf des Motors sind nach ihrer Einschätzung nur zu ungefähr 20 % auf den sich ausdehnenden Feuersteg zurückzuführen.

In einer späteren Untersuchung machten Min u. Cheng (1995) den Feuersteg sogar für 80 % der HC Emissionen verantwortlich. Bei einer Verkleinerung des Feuerstegvolumens um 86 % erhalten sie eine Abnahme der HC Emissionen um "nur" 20 - 40 % bzw. bei einer Verringerung des Volumens um 95 % einen Rückgang um 30 %. Nicht nur die Volumenverkleinerung kann eine Minderung der HC Emissionen bewirken, sondern auch, bei gleichem Volumen, eine veränderte Feuerstegbreite. So begünstigt nach Norris u. Hochgreb (1996) ein schmalerer Feuersteg auf Grund der größeren Austrittsgeschwindigkeiten die Nachoxidation und die HC Emissionen können somit gesenkt werden.

Ausführliche Untersuchungen zur Feuersteggeometrie wurden für einen 2.0 l MPI Motor unter anderem von Sterlepper (1992) mit verschiedenen Kolbenformen durchgeführt. Sowohl die Feuerstegbreite und -höhe wurden geändert als auch eine Phase am Kolbenrand angebracht. Die HC Emissionen konnten dadurch um bis zu 22.4% Prozent reduziert werden. Suck (2001) hat im Rahmen seiner Dissertation ähnliche Untersuchungen an einem 1.4 l FSI-Motor durchgeführt und konnte auch hier die HC Emissionen aus dem Feuersteg um 11 - 28% reduzieren. Die Position der Verdichtungsringe selbst bzw. deren Stoßspiel wie auch ihre Zuordnung zur Zündkerze haben ebenfalls Einfluss auf die HC Emissionen und können diese um einige hundert *ppm* senken (Roberts u. Matthews 1996).

Neben diesen konstruktiven Einflüssen wirkt sich auch die Wärmedehnung des Kolbens und der Laufbuchse auf den Feuerstegbereich aus. Nach Cheng u. a. (1993) dehnt sich der Kolben stärker als die Laufbuchse aus und kann das Feuerstegvolumen um bis zu 30% verringern. Allerdings ist die Volumenänderung von den verwendeten Werkstoffen und entsprechenden Wärmeausdehnungskoeffizienten abhängig, wobei das eingesetzte Kolbenmaterial sich seit 1929 nicht maßgeblich verändert hat. Die Laufbuchse wird bei Großmotoren aus Grauguß gefertigt und bei kleineren aus einer Al-Si-Legierungen, die auch für die Kolben verwendet wird (van Basshuysen 1994). Der Einsatz neuer Werkstoffe kann zu einer Senkung der HC Emissionen führen, wie (Bignion 2001) zeigt. Bei Untersuchungen mit einem optimierten Kohlefaserkolben konnten er die HC Emissionen um bis zu 35% senken.

Choi u. a. (2001) führten 3D-CFD Berechnungen zum Einfluss der Spalte auf die HC Emissionen mit einer angepassten vier Schritt Kinetik für Propan durch. Danach kommen 67% der Spalt-HCs aus dem Feuersteg, $\approx 16\%$ aus der Zylinderkopfdichtung und ca. 16% aus dem Bereich der Ventilsitze und Zylinderkopfwände. Annähernd 68% der HC Emissionen aus dem Feuersteg werden während der Expansions- und Ausschubphase nachoxidiert.

4.5.1 Gegenwärtige Modelle

Die HC Emissionen aus dem Feuersteg werden in der Literatur relativ ausführlich behandelt, da der Feuersteg als Hauptquelle für die Emissionen gilt. Es existieren verschiedene Modelle, die in den zurückliegenden Jahren entwickelt und erweitert wurden. So stellen Schramm u. Sorenson (1990) ein HC Modell vor, dass sowohl den Feuersteg als auch das Öl und die Nachoxidation erfasst. Für die Nachoxidation wurde auch der Abgaskanal mit einbezogen und als Plug-Flow Reaktor modelliert, wobei die Nachoxidationsrate über einen Kalibrierungsfaktor angepasst wurde. Zwei Kraftstoffe, Benzin und para-Xylol, wurden in zwei unterschiedlichen Motoren eingesetzt. Die Motoren wurden vor den Tests gesäubert, um den Einfluss von Ablagerungen zu minimieren und hinsichtlich AGR und λ weit entfernt von der Entflammungsgrenze betrieben. Die Validierung des Modells erfolgte nur in wenigen Punkten und brachte für Benzin eine teilweise gute Übereinstimmung mit den Messdaten.

Trinker u. a. (1993) entwickelten eine erweiterte Modellkombination, die auf dem Ansatz von Schramm u. Sorenson (1990) beruht und um einen Ansatz zur partiellen Flammenverlöschung erweitert wurde. Ausgangspunkt für den Ansatz zur Beschreibung der Flammenverlöschung ist eine Schwellwertbestimmung. Auf das eingesetzte Modell übertragen liefern die Berechnungsergebnisse aber keine sinnvollen Werte, weshalb dieser Ansatz nicht weiter verfolgt wurde.

Seegmiller (1993) benutzte ein phänomenologisches Modell zur Beschreibung der HC Emissionen aus dem Feuersteg und dem Ölfilm. Es handelt sich um einen einfachen Ansatz, der über Messungen parametriert werden muss. Eine Parametervariation und eine Betrachtung und Analyse der damit verbundenen Trends lieferte plausible Ergebnisse.

Hamrin u. Heywood (1995) stellen ein semi-empirisches HC Modell vor, mit dem Hauptaugenmerk auf dem Teillastbereich, da dieser einen Großteil des FTP Testzyklus ausmacht. Berücksichtigt werden nur der Feuersteg als Quelle für das unverbrannte Gemisch und der Ölfilm als Quelle für den reinen Kraftstoff. Der verwendete Nachoxidationsansatz wurde nur für das Gemisch verwendet. Die Anpassung und Kalibrierung wurde an 6 verschiedenen PFI Motoren durchgeführt und zeigt gute Ergebnisse. Da das Modell einen semi-empirischen Charakter hat, kalibriert werden muss und keine flüssigen HC Quellen berücksichtigt, ist es für eine weitergehende Betrachtung im Rahmen dieser Arbeit nicht geeignet.

Min u. Cheng (1995) vermuten, dass 80% der HC Emissionen aus dem Feuersteg kommen und berechnen mit einem eindimensionalen Modell die Kraftstoffverteilung und Oxidation in Wandnähe. Sie berücksichtigen die Erhaltungsgleichungen für Masse, Spezies und Energie und verwenden Propan für die Messungen und Rechnungen. Ausgangspunkt ihrer Berechnungen waren die Messdaten von Min

u.a. (1994). Sie untersuchten unterschiedliche Kolbengeometrien mit verschiedenen Feuerstegvolumina in einem Einzylindermotor mit zentraler Zündkerze bei niedriger Drehzahl und niedriger Last. Das Gemisch, das während der Abwärtsbewegung des Kolbens aus dem Feuersteg austritt, bildet eine dünne Schicht von etwa 10 μm auf der Laufbuchse. Die Reynoldszahl des austretenden Fluids beträgt Re = 100. In Analogie zur Strömung über eine ebene Platte gehen sie von der Ausbildung einer laminaren Grenzschicht aus, die sich beim Austreten des Gemisches aus dem Feuersteg an der Laufbuchse ausbildet. Unter diesen Voraussetzungen liegt das Kraftstoff-Luft-Gemisch in der viskosen Unterschicht, die mit $\approx 40 \, \mu m$ abgeschätzt wird. Die Transportprozesse werden durch den diffusiven Anteil dominiert. Die Ergebnisse zeigen, dass ein Großteil des Gemischs schon sehr früh aus dem Feuersteg austritt. Da die Brennraumtemperaturen noch sehr hoch sind und ausreichend Sauerstoff vorhanden ist, findet eine vollständige Nachoxidation des Propans statt. Danach austretende Kohlenwasserstoffe werden jedoch nicht mehr abgebaut, da die Temperaturen zu niedrig sind. Rechnungen und Messungen stimmen gut überein. Die Untersuchungen belegen außerdem, dass die Größe des Feuerstegs einen signifikanten Einfluss auf die Nachoxidationsrate hat, da die Wärmefreisetzung bei der Nachoxidation einen weiteren HC Abbau begünstigt. Wird der Feuersteg so weit verkleinert, dass er eine kritische Größe unterschreitet, so ist die Nachoxidation nicht mehr "selbsttragend". Die Abnahme der HC Emissionen mit kleiner werdendem Feuersteg ist nur noch gering.

Ein komplexes eindimensionales Modell zur Bestimmung des Blow-By benutzen Roberts u. Matthews (1996). Der Schwerpunkt des Modells liegt auf der Bestimmung des Blow-by ins Kurbelgehäuse unter Berücksichtigung der Wärmeausdehung des Kolbens, während die brennraumseitigen Kohlenwasserstoffemissionen nicht in die Modellierung einbezogen werden. Die Ergebnisse wurden mit Messungen an einem Einzylindermotor mit zwei Ventilen und dezentraler Zündkerze verglichen. Sowohl das Stoßspiel der Kolbenringe und deren Lage zueinander als auch die Position der Zündkerze sind in das Modell integriert. Wie bereits erwähnt, strömen nach Roberts u. Matthews (1996) bei deckungsgleicher Position des Stoßspiels einige hundert *ppm* an Kohlenwasserstoffen durch die Ringspalte in das Kurbelgehäuse über. Insgesamt kann ein erhöhter Blow-by niedrigere HC Emissionen herbeiführen, weil die Kohlenwasserstoffe wie bei einem Bypass aus dem Feuersteg abgeführt werden und dieser mit Abgas "gespült" wird.

Huang u. a. (1996) arbeiten ebenfalls mit einem Modell, das sowohl die HCs aus dem Feuersteg als auch aus dem Ölfilm erfasst. Sie setzen voraus, dass 70 - 85% der HC Emissionen aus dem Feuersteg und 15 - 30% aus dem Ölfilm kommen. Das Modell berücksichtigt auch die Wärmeausdehnung des Kolbens und eine nicht mittig positionierte Zündkerze. Die Validierung erfolgte für einen Einzylindermotor in wenigen Kennfeldpunkten und zeigt gute Ergebnisse. Allerdings fehlen Angaben zum eingesetzten Kraftstoff und zur Kalibrierung.

Sodre u. Yates (1997) haben im Rahmen ihrer nulldimensionalen Modellierung ebenfalls den Feuersteg, den Ölfilm und die Nachoxidation betrachtet. Ein Schwerpunkt betraf die Erfassung der Gasströme, die in Abhängigkeit von der Zündkerzenposition in den Feuersteg ein- bzw. austreten. Die Kalibrierung erfolgte an einem Einzylindermotor, der mit Isooktan betrieben wurde. Bei mittig eingebauter Zündkerze liegen die HC Emissionen um den Faktor 1,75 bis 1,89 über denen von Motoren mit seitliche angeordneter Zündkerze. Die Position des Stoßspiels des oberen Kolbenrings zur Zündkerze ist ebenfalls signifikant und kann bei seitliche angeordneter Zündkerze zu einer Differenz von 8% in den HC Emissionen führen.

Wu u. Hochgreb (1997) benutzen ein eindimensionales Modell zur Beschreibung der Wandschicht aus Frischgemisch. Das Modell geht von den Erhaltungsgleichungen für Masse-, Energie- und Spezies aus und erfasst daher sowohl die Diffusion des Kraftstoffs in der Wandschicht als auch die thermische Grenzschicht. Als Kraftstoff wurde Propan verwendet und die Nachoxidation bzw. die Berechnung der Kinetik wurde mittels CHEMKIN und einer Kinetik für Propan mit 227 Elementarreaktionen und 48 Spezies durchgeführt. Als Ergänzung wurde ein einfacher Turbulenzansatz eingebaut, um die Durchmischung besser erfassen zu können. Nach den Berechnungsergebnissen entweichen 90% der HC Emissionen aus dem Feuersteg, wenn die Temperatur noch über 1400 K liegt. Da Propan aber schon ab ca. 1100 – 1200 K nachoxidiert fallen die HC Emissionen dementsprechend gering aus.

Eng u.a. (1997) entwickelten ein empirisches Modell zur Beschreibung der HC Emissionen mit dem Hauptaugenmerk auf der Reaktionskinetik, worüber das Modell kalibriert wurde. Die Kalibrierung erfolgte an einem PFI-Motor im unteren Last- und Drehzahlbereich, der mit n-Butan und Isooktan betrieben wurde und zeigt relativ gute Ergebnisse. Da eine Kalibrierung notwendig ist und das Modell für eine detaillierte Analyse der Vorgänge im Brennraum ungeeignet ist wird es im Rahmen der Arbeit nicht weiter verfolgt.

Oliveira u. Hochgreb (1999) legen ebenfalls die Erhaltungsgleichungen für Masse, Energie und Spezies zugrunde, um die Wandschicht und die stattfindenden Diffusionsprozesse zu erfassen. Das Modell stützt sich im Wesentlichen auf die Ergebnisse von Wu u. Hochgreb (1997), verwendet allerdings drei unterschiedliche Kinetiken, die entweder für Propan oder für Isooktan entwickelt wurden. Des Weiteren wird auch der Einfluss der Turbulenz genauer untersucht. Sowohl die Kinetik als auch das Turbulenzmodell haben einen maßgeblichen Einfluss auf die Berechnungsergebnisse. Eine Vergleich mit Messdaten erfolgte nicht.

4.5.2 Modellansatz und Annahmen

Das in dieser Arbeit verwendete Modell basiert auf einfachen Annahmen und verzichtet auf eine detailliertere Modellierung der Erhaltungsgleichungen. Ihre Berücksichtigung würde die Komplexität und Rechenzeit des Modells erhöhen, mit dem Nachteil, dass die Ergebnisse auf Grund der fehlenden Validierungsmöglichkeiten nicht verifiziert werden könnten. Daher werden einfachere Modellierungsansätze vorgezogen, die eine geringe Rechenzeit benötigen und schon erfolgreich getestet wurden. Eine Einbindung der Erhaltungsgleichungen zu einem späteren Zeitpunkt ist aber möglich.

Die Modellierung geht davon aus, dass der Brennraum ein druckhomogenes System ist und der Druck im Feuersteg mit dem gemessenen Zylinderdruck übereinstimmt. Die Temperatur im Feuersteg wird als Mittelwert aus Kolben- und Wandtemperatur berechnet. Die Kolbentemperatur wird anhand von Erfahrungswerten und die Wandtemperatur über die Kühlmitteltemperatur abgeschätzt. Des Weiteren soll für den Feuersteg die thermische Zustandsgleichung des idealen Gases gelten, und es wird vorausgesetzt, dass sowohl das Gemisch im Feuersteg als auch im Brennraum perfekt homogenisiert ist. Eine mögliche Reduktion des Feuerstegvolumens durch Öl bleibt unberücksichtigt, und bei Kompressionsbeginn befindet sich nur Frischgemisch im Feuersteg. Da die Temperaturen im Feuersteg weit unter der Oxidationsgrenze liegen, kann davon ausgegangen werden, dass Oxidationsvorgänge erst beim Austritt des Gemisches aus dem Feuersteg stattfinden. Die Reynolds-Zahl liegt im Feuersteg nach Roberts u. Matthews (1996) um $Re \approx 1$, so dass etwaige Strömungsvorgänge im Feuersteg vernachlässigt werden können. Die Ausbreitung der Flammenfront soll sphärisch erfolgen.

Die Molzahl im Feuersteg n_F ist die Summe von verbranntem n_V und unverbranntem Gemisch n_U , Gleichung 4.5. Da die thermische Zustandsgleichung des idealen Gases gelten soll und das Feuerstegvolumen wie auch die Temperatur im Feuersteg als konstant angenommen wird, ist der Druck die einzige unabhängige Variable. Der Druck wiederum ist durch Messungen bekannt. Durch Differentiation nach dem Kurbelwinkel ergibt sich die Änderung der Molzahl im Feuersteg Gleichung 4.6.

$$n_F = n_U + n_V \tag{4.5}$$

$$\frac{dn_F}{d\varphi} = \frac{V_F}{R_u T_F} \frac{dp}{d\varphi} \tag{4.6}$$

Da der Versuchsträger druckindiziert ist, kann die Druckdifferenz direkt zur Berechnung der Moländerung im Feuersteg herangezogen werden, Gleichung 4.7.

$$\frac{\Delta n_F}{\Delta \varphi} = \frac{V_F}{R_u T_F} \frac{\Delta p}{\Delta \varphi} \tag{4.7}$$

Die Temperatur im Feuersteg T_F setzt sich zu gleichen Teilen aus Wand- und Kolbentemperatur zusammen. Nach Schramm u. Sorenson (1990) liegt die mittlere Wandtemperatur T_W ungefähr 30 K über der Kühlmitteltemperatur; die Kolbentemperatur wird $T_K = 130 \,^{\circ}C$ angenommen.

$$T_F = 0.5 \cdot (T_W + T_K) \tag{4.8}$$

Des Weiteren muss noch der Molenbruch im Feuersteg betrachtet werden, um eine Mischung aus Frischgemisch und Abgas einbeziehen zu können.

$$X_U = \frac{n_U}{n_U + n_V} \tag{4.9}$$

In Abhängigkeit des Abstandes zwischen Feuersteg und Zündkerze r, der sphärischen Flammenfront zur Zündkerze R und der differentiellen Änderung der Molzahl im Feuersteg $dn_F/d\varphi$ tritt entweder Frischgemisch oder Abgas in den Feuersteg ein oder aus. Nimmt die Molzahl im Feuersteg zu, dann bedeutet das entweder eine Zunahme an Abgas dn_V oder an Frischgemisch dn_U , je nachdem ob die Flammenfront den Feuersteg bereits erreicht hat oder nicht, siehe Gleichung 4.10. Nimmt hingegen die Molzahl im Feuersteg ab, so wird Frischgemisch und Abgas aus dem Feuersteg an den Brennraum abgegeben, siehe Gleichung 4.11.

$$\frac{dn_F}{d\varphi} > 0 \begin{cases} R \geq r : dn_F = dn_V \\ R < r : dn_F = dn_U \end{cases}$$

$$\frac{dn_F}{d\varphi} < 0 \begin{cases} dn_F = dn_U + dn_V \\ dn_U = X_U dn_F \\ dn_V = (1 - X_U) dn_F \end{cases}$$
(4.10)

Die absolute Strömungsgeschwindigkeit des Gasgemisches im Feuersteg zeigt in Richtung der Kolbenbewegung. Da die Kolbengeschwindigkeit aber höher als die Strömungsgeschwindigkeit des Gasgemisches ist, tritt das Gemisch aus dem Feuersteg aus. Die auftretenden Reynoldszahlen liegen drehzahlabhängig um $Re \approx 14 - 2761$. Die sich an der Wand ausbildende Grenzschicht ist daher laminar. Bestätigt werden diese Ergebnisse durch die Versuche von Min u. a. (1994) sowie Min u. Cheng (1995).

Das aus dem Feuersteg ausströmende Gemisch bildet somit eine direkt an der Wand haftende Schicht. Diese Wandschicht wird über den Hub diskretisiert, Abbildung 4.5, um die Nachoxidation, die in jedem Element stattfindet als Funktion von der lokalen Temperatur und Zeit berechnen zu können. Weil eine Exposition der einzelnen Elemente zum heißen Brennraum immer zu unterschiedlichen Zeiten stattfindet, erfolgt die Nachoxidationsberechnung sowohl bei den Einschrittkinetiken als auch bei den detaillierten Kinetiken für jedes einzelne Element getrennt. Die HC Emissionen der Einzelelemente in der Wandschicht werden aufsummiert, erst wenn das Auslassventil öffnet.



Abbildung 4.5: Diskretisierung des Feuerstegs über den Hub

Die betreffende Temperatur des Elements wird in Anlehnung an Sodre (1999) anteilig aus der Brennraumtemperatur und der Wandtemperatur bestimmt, siehe Gleichung 4.12

$$T_{Element} = 0, 7 \cdot T_{Zulinder} + 0, 3 \cdot T_{Wand} \tag{4.12}$$

Um den Abstand zur Zündkerze zu erhalten werden über ein Zweizonenmodell die Temperatur und das Volumen der verbrannten Zone bestimmt. Anhand dieses Volumens, der geometrischen Gegebenheiten des Brennraumes und unter der Annahme einer sphärischer Flammenausbreitung lassen sich sowohl der Radius bis zur Flammenfront R als auch der Abstand zum Feuersteg r ermitteln. Die Flammenfrontausbreitung kann dann in drei Abschnitte zerlegt werden (siehe Abbildung 4.6).



Abbildung 4.6: Alle drei Phasen der Flammenausbreitung - Links: Halbkugelförmig, Mitte: Kugelabschnitt, Rechts: Zylinder und Kugelabschnitt

• Halbkugelförmig: Direkt nach der Zündung breitet sich die Flammenfront halbkugelförmig aus, Gleichung 4.13.

$$\Rightarrow R = \sqrt[3]{\frac{96V_V}{\pi}} \tag{4.13}$$

• Kugelabschnitt: In der Nähe des OT ist der Abstand zwischen Kolbenboden und Zündkerze weitaus kleiner als der Abstand zwischen Zündkerze und Laufbuchse. Daher trifft die Flammenfront erst auf den Kolben und breitet sich anschließend nur radial aus, Gleichung 4.14.

$$\Rightarrow R = \sqrt{\frac{V_V}{\pi h} + \frac{1}{3}h^2} \tag{4.14}$$

• Zusammengesetzte Geometrie aus Zylinder und Kugelabschnitt: Erreicht die Flammenfront die Laufbuchse, so wächst das verbrannte Volumen sowohl in der Normalenrichtung des Kolbens als auch Radial, Gleichung 4.15. *d* ist der Laufbuchsendurchmesser.

$$\Rightarrow \quad 0 = V_V - \frac{1}{3}\pi \left(h - h_1\right) \left(\frac{3}{4}d^2 + 2h_1^2 - h^2 - hh_1\right) - \pi \frac{1}{4}d^2 \quad (4.15)$$

$$\Rightarrow R = \sqrt{\frac{d^2}{4} + h_1^2} \tag{4.16}$$

Während die ersten beiden Phasen direkt berechnet werden können, stellt die zusammengesetzte Geometrie ein Nullstellenproblem dar, da die Aufteilung des Volumens der verbrannten Zone nicht bekannt ist und muss mit entsprechenden Verfahren gelöst werden.

In Abbildung 4.7 sind die einzelnen Phasen der Flammenausbreitung dargestellt. Eine Ausbreitung in Form einer Halbkugel erfolgt nur kurz nach der Zündung, da der Kolben sich noch dicht am oberen Totpunkt befindet. Die anschließende Phase in Form einer Halbkugel setzt ca. 12 °KW v.ZOT ein und bleibt bis ungefähr 17 °KW n.ZOT bestehen. Die abschließende Phase einer zusammengesetzten Geometrie endet mit der vollständigen Verbrennung des Gemischs bei etwa 30 °KW n.ZOT.



Abbildung 4.7: Oben: Die Distanz von der Zündkerze zur Flammenfront bzw. zum Feuersteg. Unten: Die einzelnen Phasen der Flammenausbreitung.

4.5.3 Ergebnisse

Zu erst wird betrachtet inwiefern Druckschwankungen von Arbeitsspiel zu Arbeitsspiel und Druckdifferenzen zwischen den Zylindern sich auf die berechneten HC Emissionen auswirken. Abbildung 4.8 zeigt einen Vergleich zwischen Berechnungen mit einem gemittelten Druckverlauf und Berechnungen, bei denen jeder Druckverlauf einzeln analysiert wird und erst die Ergebnisse gemittelt werden. Obwohl die Druckverläufe zwischen den Arbeitsspielen stark schwanken können, zeigt sich kein großer Unterschied zwischen beiden Berechnungsarten. Das gleiche Ergebnis ergibt sich für die einzelnen Zylinder, Abbildung A.3. Daraus lässt sich schließen, dass die Analyse einzelner Einflussgrößen allein mit Mittelwerten für die Druckverläufe durchgeführt werden können.

In Abbildung 4.9 ist für die Nachoxidation der relative Fehler in Bezug auf die gemessenen THC Emissionen für die verwendeten Arrheniusansätze und eines Schwellwertansatzes aufgetragen. Alle Modelle sind auf den Referenzpunkt kalibriert.

Die Abbildung verdeutlicht den starken Einfluss des Nachoxidationsmodells auf die berechneten HC Emissionen und das mangelhafte Ergebnis bei den einfachen Nachoxidationsmodellen über das gesamte Motorkennfeld. Der Schwellwertansatz



Abbildung 4.8: Vergleich der THC Emissionen aus dem Feuersteg bei einer Berechnung aller Arbeitsspiele und anschließender Mittelung und bei Berechnung eines gemittelten Arbeitsspiels über ausgewählte Lastpunkte, keine Nachoxidation

nach Dent u. Lakshminarayanan (1983) weist die größten Schwankungen auf. Alle anderen Ansätze haben gleiche Tendenzen und liefern teilweise ähnliche Ergebnisse.

Für die vollständige Kennfeldanalyse bietet sich das Nachoxidationsmodell nach Lavoie (1978) an, da alle anderen Nachoxidationsmodelle auf diesem Modell beruhen, es für Mehrkomponentenkraftstoff entwickelt wurde und keines der anderen Modelle erheblich bessere Ergebnisse liefert. Ein Versuch diese Modell durch Parametrierung des Arrheniusansatzes zu optimieren wird in Kapitel 4.10 gemacht.

Abbildung 4.10 stellt den Massenstrom aus dem Feuersteg pro $^{\circ}KW$ für alle Zylinder im Referenzpunkt dar, ohne Nachoxidation und unter Verwendung gemittelter Druckverläufe Die Analysen und auch die Kalibrierung der Nachoxidationsmodelle sind auf 100° KW nach dem ZOT bezogen bzw. für diesen Punkt durchgeführt worden, da das vorgeschaltete Einzonenmodell nur für geschlossenes Systeme gilt und das Auslassventil 23° vor dem UT einen Ventilhub von 1 mm hat. Ein Ausschnitt der Ventilhubkurve befindet sich im Anhang, Abbildung A.5. Ein Großteil der Masse aus dem Feuersteg tritt relativ früh aus, ab $\approx 13^{\circ}KW$. Dies korreliert erwartungsgemäß mit dem Druckverlauf aus Abbildung 3.2, da ab diesem Punkt der Druck im Brennraum fällt. Die berechneten Temperaturen im Brenn-



Abbildung 4.9: Vergleich der THC Emissionen aus dem Feuersteg hinsichtlich der Nachoxidationsansätze, bei einer Analyse eines gemittelten Arbeitsspiels und Kalibrierung auf den Referenzpunkt.

raum liegen zu diesem Zeitpunkt noch über 2500 K. Abbildung 4.11 zeigt die THC Emissionen mit und ohne Nachoxidation, wobei das Modell von Lavoie (1978) auf die Messdaten kalibriert ist. Ohne Verwendung eines Nachoxidationsmodells steigen die THC Emissionen aus dem Feuersteg stark an und erreichen ungefähr das 3,5-fache der gemessenen THC Emissionen. Bei Anwendung eines Nachoxidationsmodells ist ein signifikanter THC Anstieg erst ab $\approx 34^{\circ} KW$ nach dem OT zu erkennen. Die mittlere Brennraumtemperatur beträgt in diesem Punkt etwa 2380 K. Sowohl der große Massenstrom zu Beginn des Druckabfalls im Brennraum als auch die Verläufe der THC Emissionen stimmen gut mit Resultaten von Min u. Cheng (1995) überein.

Weil der Berechnungsaufwand extrem hoch ist¹, wird die Analyse der Nachoxidationsmodelle mit detaillierten Kinetiken nur am Referenzpunkt mit gemittelten Druckverläufen und nur für einen Zylinder durchgeführt. Die Ergebnisse sind in Abbildung 4.12 dargestellt. Die Emissionen der Isooktan Kinetik sind mit 2930 ppmC1 ca. 34 % geringer als die Emissionen der n-Heptan Kinetik die um 4470 ppmC1 liegen. Jedoch sind alle berechneten Emissionen höher als die gemes-

 $^{^1\}mathrm{Auf}$ einem modernen PC kann eine Berechnung, je nach Kinetik, bis zu fünf Wochen dauern



Abbildung 4.10: Massenstrom aus dem Feuersteg in Abhängigkeit des Kurbelwinkels im Referenzpunkt. Gemittelte Druckverläufe.



Abbildung 4.11: THC Emissionen in Abhängigkeit des Kurbelwinkels im Referenzpunkt. Gemittelte Druckverläufe.

senen 2098 ppmC1. Der Verlauf der THC Emissionen über Grad KW ist ähnlich dem mit dem Arrhenius-Ansatz nach Lavoie (1978) abgebildeten. Allerdings setzt der Anstieg des Isooktans und des n-Heptans schon zu Beginn des Druckabfalls im Brennraum ein, ungefähr 17° KW nach ZOT. Der Anstieg bleibt moderat, hält aber kontinuierlich an. Der Unterschied in den berechneten Verläufen mit dem reduzierten n-Heptan Ansatz von Seiser u. a. (2000) und dem detaillierten Ansatz von Curran u. a. (2002) ist nur marginal. Die Endwertdifferenz beträgt nur wenige ppm.



Abbildung 4.12: Berechnungsergebnisse im Referenzpunkt für alle komplexen Kinetiken und über jeweils alle Zylinder gemittelt

4.5.4 Modellspezifische Zusammenfassung

Die Menge des im Feuersteg während der Verbrennungsphase konservierten Kraftstoffs lässt sich mit dem beschriebenen Modell einfach und schnell berechnen. Die Ergebnisse stimmen mit Literaturvorgaben gut überein bedürfen aber noch einer messtechnischen Validierung.

Die Erfassung der Nachoxidation ist hingegen unzureichend, da trotz Kalibrierung bei einfachen Einschrittkinetiken mit vorgegebenen Reaktionskonstanten die Abweichungen zu groß werden. Detaillierte Kinetiken können ohne eine Kalibrierung angewendet werden und sind daher empfehlenswert. Die Ergebnisse zeigen zwar auch hier große Abweichungen, allerdings sind die verwendeten Kinetiken für reines n-Heptan oder Isooktan gedacht. Auch ist der Einsatz von detaillierten Kinetiken ausgesprochen rechenintensiv und geht somit an der Zielstellung dieser Arbeit vorbei. Eine Reduktion der detaillierten Kinetik, ähnlich der n-Heptan Kinetiken von Seiser u. a. (2000) bzw. Curran u. a. (2002), stellt einen alternativen Ansatz dar, um bei hinreichender Genauigkeit nur die wesentlichen Reaktionsschritte zu berücksichtigen (Joos 2006). Jedoch gibt es derzeit keine Kinetik, die den gesamten Druck- und Temperaturbereich bei der motorischen Verbrennung erfasst. Ein begrenzter Einsatz in unteren Last- und Drehzahlbereichen ist allerdings denkbar, um einfachere Ansätze zu entwickeln bzw. Modelle zu überprüfen und zu kalibrieren.

Des Weiteren ist davon auszugehen, dass die Modellierungstiefe nicht ausreicht, um den Einsatz von detaillierten Kinetiken zu rechtfertigen. So wird sowohl der Temperaturverlauf normal zur Wand und über den Hub vernachlässigt als auch die Transportprozesse im wandnahen Bereich. Diese Transportprozesse sind allerdings gekoppelt mit den HC Emissionen aus dem Ölfilm, dessen Modell im nachfolgenden Kapitel 4.6 vorgestellt wird, da die Nachoxidationsprozesse beider Modelle sich überlagern. Sollten diese Prozesse einbezogen werden, dann ist von einer Verbesserung der Ergebnisse auszugehen, die wiederum zur Optimierung von Einschrittkinetiken oder reduzierten Kinetiken verwendet werden kann.

4.6 Ölfilm

Der Ölfilm fungiert durch Ab- und Desorption als Zwischenspeicher für Kohlenwasserstoffe. In der Kompressionsphase existiert ein Konzentrationsgefälle des Kraftstoffs zwischen dem Frischgemisch im Brennraum und dem Ölfilm an der Laufbuchse. Dies führt zu einem Ausgleichsprozess, bei dem Kraftstoff in den Ölfilm übertritt, siehe Abbildung 4.13.

Nachdem die Flammenfront den Brennraum durchlaufen hat kehrt sich das Konzentrationsgefälle um; der Kraftstoff tritt aus dem Ölfilm aus und geht in das heiße verbrannte Gemisch über, siehe Abbildung 4.14. Ein Teil des Kraftstoffs wird in Abhängigkeit von der Sauerstoffkonzentration und der Temperatur noch nachoxidiert. Je nach Ölfilmdicke und Diffusionskoeffizient kann der Desorptionsprozess auch bis in die nächste Ansaugphase andauern (Schramm u. Sorenson 1990).





Abbildung 4.14: Expansion

Der Absorptionsprozess wird nach Hochgreb (1998) stark von der Öl-Kraftstoff-Paarung beeinflusst und der HC-Anteil kann zwischen 5 und 30 % erreichen. Diese Angaben werden durch Untersuchungen von Huang u. a. (1996) gestützt, der für einen schmierölfreien Betrieb auf eine Reduzierung der HC Emissionen um 25-30% kommt. Trinker u. a. (1993) gehen ebenfalls davon aus, dass 30% der HC Emissionen aus dem Ölfilm stammen.

Schramm u. Sorenson (1989) ermittelten die HC Emissionen aus dem Ölfilm von zwei verschiedenen Ölen (SAE~5W-50 und SAE~10W-40) in einem mit zwei unterschiedlichen Kraftstoffen (Isooktan und Xylen) betriebenen Einzylindermotor. Danach hat die Kraftstoff-Öl-Paarung Einfluss auf die HC Emissionen. Die Auswirkungen der Nachoxidation auf die Ergebnisse konnten aber nicht hinreichend geklärt werden.

Trinker u. a. (1991) untersuchten ebenfalls diesen Sachverhalt mit zwei Kraftstoffen und Schmierölen. Vorher überprüften sie jedoch in einer Bombe die Löslich-

keit des jeweiligen Öls in den einzelnen Kraftstoff. Sie stellten fest, dass aromatische Kohlenwasserstoffe eine höhere Löslichkeit in mineralischen Ölen besitzen als nicht-aromatische. Da die Messungen jedoch starken Schwankungen unterlagen, war eine eindeutige Zuordnung der Kohlenwasserstoffquellen einschließlich der HC Reduktion durch Nachoxidation nicht möglich.

Norris u. Hochgreb (1994) betrieben einen Versuchsmotor mit Methan und versetzten das Schmieröl mit 2 – 8 % Toluol. Dies soll einem achtstündigen Motorbetrieb bei Kühlmitteltemperaturen von 80 °C und 40 °C entsprechen, bei dem ein Kraftstoffanteil von 2 % und 6 % im Ölsumpf vorliegt. Die Ölfilmdicke betrug etwas 1 – 2,5 μm bei 1500 min^{-1} und einer Wandtemperatur von 110 °C. Es konnte gezeigt werden, dass nur 2,5 – 4 % des Öls pro Arbeitsspiel erneuert werden. Die HC Emissionen lagen beim Betrieb mit Methan und frischem Öl unter 10 ppmC1. Beim Betrieb mit versetztem Öl stiegen die Emissionen um ca. 100 ppmC1 pro 1% Kraftstoff im Öl an.

Linna u. a. (1997) untersuchten den Einfluss des Ölfilms auf die HC Emissionen unter Verwendung synthetischer Kraftstoffe. Mit zunehmender Kettenlänge steigt bei Alkanen die Löslichkeit im Öl. Sie kommen zu dem Schluss, dass der Anteil der HC Emissionen aus dem Ölfilm maximal 10% beträgt.

Nach Parks u. a. (1998) kommen jedoch 50% der HC Emissionen aus dem Ölfilm. Sie kontrollierten mittels LIF-Spektroskopie die Kohlenwasserstoffkonzentration im Ölfilm. Hingewiesen wird auch auf die unterschiedliche Löslichkeit des Kraftstoffs in Öl, die, wie bereits erwähnt, bei synthetischen Ölen geringer ist als bei mineralischen. Neben der Löslichkeit des Kraftstoffs ist auch die Dicke des Ölfilmes ausschlaggebend für die Emissionen. Die Ölfilmdicke ist <10 μm und liegt im Durchschnitt bei $0, 2 - 4 \mu m$. Eine genaue Messung der Ölfilmdicke wurde aber nicht durchgeführt. Mit steigender Temperatur wird außerdem der Ölfilm dünner und die HC Konzentration darin sinkt.

4.6.1 Gegenwärtige Modelle

Erste Modellierungsansätze sind bei Dent u. Lakshminarayanan (1983) nachzulesen. Die Konzentrationsverteilung der Kohlenwasserstoffe im Ölfilm wurde linear über die Ölfilmdicke angenommen und die Eindringtiefe in den Ölfilm näherungsweise in Abhängigkeit von der Drehzahl angenommen. Für die Nachoxidation kam ein Schwellwertansatz zum Einsatz. Ein Vergleich zwischen Messungen und Rechnungen wurde nur in einem Punkt miteinander verglichen. Dementsprechend stimmen die mitgeteilten Ergebniss recht gut überein.

Wie bereits in Kapitel 4.5 erwähnt verwenden sowohl Schramm u. Sorenson (1990) und Trinker u. a. (1993) als auch Sodre u. Yates (1997) im Rahmen ihrer Modelle

für den Feuersteg auch Modelle für die Erfassung der unverbrannten Kohlenwasserstoffe aus dem Ölfilm. Letztere wurden hierbei sukzessive weiterentwickelt.

Für ihr Modell gingen Schramm u. Sorenson für die Berechnung der Diffusion von dem Diffusionskoeffizienten für Kraftstoff in der Gasphase aus, multipliziert mit 1×10^{-4} . Mit Hilfe einer Näherungsgleichung bestimmten sie die *Henry*'sche Konstante. Die Validierung erfolgte an zwei Motoren in jeweils nur einem Lastpunkt bei unterschiedlichen Luft-Kraftstoff-Verhältnissen. Eingesetzt wurden auch zwei unterschiedliche Öle (*SAE 5W-50* und *SAE 10W-40*) und Kraftstoffe (Isooktan und para-Xylol). Die Ergebnisse stimmen relativ gute Überein. Die Nachoxidationsrate wurde jedoch mittels des Faktors C_R kalibriert, siehe Kapitel 4.2.2.

Trinker u. a. (1993) haben den gleichen Ansatz wie Schramm u. Sorenson verwendet, erweiterten das Modell durch die Gleichungen von Wilke u. Chang (1955) und Watkins (1984), um den Diffusionskoeffizienten und die Viskosität in Abhängigkeit vom Öl- und Kraftstofftyp berechnen zu können. Die *Henry*'sche Konstante wurde von Dent u. Lakshminarayanan (1983) übernommen. Die Validierung erfolgte an zwei unterschiedlichen Motoren unter Anpassung der Nachoxidationsrate. Dieser Ansatz liefert relativ gute Ergebnisse.

Die Gleichungen von Wilke u. Chang (1955) und Watkins (1984) zur Berechnung des Diffusionskoeffizienten und der Viskosität finden sich ebenfalls bei Sodre u. Yates (1997). Des Weiteren haben sie ihre Untersuchungen auf die Ölfilmdicke und die Wandtemperaturen ausgedehnt. Danach wird einerseits mit steigender Öltemperatur weniger Kraftstoff vom Ölfilm absorbiert und andererseits kann der Desorptionsprozess bei entsprechender Ölfilmdicke bis in die Ansaugphase anhalten.

Seegmiller (1993), Hamrin u. Heywood (1995) und Schintzel (2005) berücksichtigen in ihren phänomenologischen bzw. semi-empirischen Modellen ebenfalls den Ölfilm. Aufgrund des erheblichen Aufwands zur Parametrierung wird aber auf diese Modelle verzichtet.

Linna u. Hochgreb (1995) gehen von einem einfachen analytischen Modell aus, um den Einfluss von Öltemperatur und Ölfilmdicke auf die HC Emissionen zu bestimmen. Die Abhängigkeit der Ölfilmdicke von der Drehzahl und der Viskosität wurde über einen Näherungsansatz von Norris u. Hochgreb (1994) berücksichtigt. Bei normalen Betriebstemperaturen hat die Löslichkeit einen größeren Einfluss auf die Kohlenwasserstoffemissionen als die Drehzahl oder Last. Infolge dessen korrelieren die HC Emissionen mit der Ölfilmdicke. Bei kaltem Motorbetrieb haben sowohl die Drehzahl und auch die Löslichkeit den größten Einfluss, so dass die Emissionen höher sind als bei warmem Motor. Die Last hat dagegen nur geringe Auswirkung auf die HC Emissionen.

Döring (1998) führte experimentelle und numerische Untersuchungen zur Ab-/De-

sorption von Isooktan in den Ölfilm mittels einer Bombe durch. Die Versuchsbedingungen waren den Kaltstartbedingungen im Brennraum nachempfunden. Der Stoffübergang des Kraftstoffes in den Ölfilm wurde über das Phasengleichgewicht berechnet. Demnach kann der Isooktananteil im Ölfilm bis zu 70 % betragen und mit steigender Temperatur rapide fallen. Außerdem wurde der Stofftransport in der flüssigen Phase für den Ausbrand als limitierende Größe identifiziert.

In die Berechnung des Phasengleichgewichts gehen allerdings stoffspezifische Kenngrößen ein, die experimentell erfasst werden müssen. Sowohl für das verwendete Öl als auch für den Kraftstoff ist die Ermittlung dieser Größen und die Berechnung des Phasengleichgewichts mit einem hohen Aufwand verbunden, vor allem, weil sich beim Kraftstoff und auch beim Öl die Zusammensetzung nicht konstant ist (Castrol 2007). Deshalb wird diese Modell nicht weiter in Betracht gezogen.

Sangseok u. a. (2000) verwendete als Basis für seine Modellierung die Gleichungen von Sodre u. Yates (1997) und untersuchte den Einfluss von synthetischem mehrkomponenten Kraftstoff auf die HC Emissionen. Der eingesetzte Kraftstoff entsprach dem von Linna u. a. (1997) verwendeten. Diese Berechnungen erzielten aber keine neuen Ergebnisse.

4.6.2 Modellansatz und Annahmen

Die Ab-/Desorption des Kraftstoffs in den Ölfilm kann näherungsweise als binäre Diffusion betrachtet werden. Die Konzentrationsänderung des Kraftstoffs im Ölfilm lässt sich somit über das zweite *Fick'sche* Gesetz beschreiben, siehe Gleichung 4.17, wobei der Diffusionskoeffizient $D_{Fuel,Oil}$ als konstant angesehen wird. Diese Herangehensweise ist identisch mit allen geschilderten gegenwärtigen Modellen.

$$\frac{\partial X}{\partial t} = D_{Fuel,Oil} \frac{\partial^2 X}{\partial x^2} \qquad \forall \left[0 \le x \le \delta_{Oil} \right]$$
(4.17)

Diffusionskoeffizient

Sowohl Trinker u. a. (1993), Huang u. a. (1996) als auch Sodre u. Yates (1997) verwenden zur Bestimmung des Diffusionskoeffizienten den Ansatz nach Wilke u. Chang (1955). Der Diffusionskoeffizient $D_{Fuel,Oil}$ von Kraftstoff in Öl wird wie folgt berechnet:

$$D_{Fuel,Oil} = \left[7.4 \cdot 10^{-8} \frac{\left(\psi M_{Oil} \cdot 10^3\right)^{0.5} T_{Oil}}{\left(\mu_{Oil} \cdot 10^3\right) \left(\vartheta_{Fuel} \cdot 10^6\right)^{0.6}} \right] \cdot 10^{-4}$$
(4.18)

Der Assoziationsfaktor ψ wird auf $\psi = 1,0$ gesetzt. Dieser Wert gilt für Lösungsmittel wie Heptan, Benzen oder Ethen. Andere Werte finden sich in Tabelle A.2. Die Bestimmung der dynamischen Viskosität μ und des molaren Volumens im Siedepunkt ϑ wird in den folgenden Abschnitten beschrieben. Die Temperatur des

Öls liegt nach Sodre (1999) um ca. 20 K über der mittleren Wandtemperatur, die nach Schramm u. Sorenson (1990) wiederum etwa 30 K über der Kühlmitteltemperatur liegt. Die daraus berechneten Öltemperaturen liegen zwischen 116 °C und 148 °C und decken sich mit Aussagen von Schramm u. Sorenson (1990) bzw. Sodre u. Yates (1997), die von einer Öltemperatur von 135 °C bzw. 101 – 152 °C ausgehen. Norris u. Hochgreb (1994) verwenden einen anderen Ansatz zur Bestimmung des Diffusionskoeffizienten (Poling u. a. 2001)

$$D_{Fuel,Oil} = \left[1.33 \cdot 10^{-7} T_{Oil}^{1.47} \left(\mu_{Oil} \cdot 10^3 \right)^C \left(\vartheta_{Fuel} \cdot 10^6 \right)^{-0.71} \right] \cdot 10^{-4} (4.19)$$
$$C = \frac{10.2}{\left(\vartheta_{Fuel} \cdot 10^6 \right)} - 0.791$$

Die damit erziehlten Ergebnisse sind von der Größenordnung her mit Werten von Baehr u. Stephan (1994) für die Diffusionskoeffizienten in Flüssigkeiten vergleichbar.

In Abbildung 4.15 werden die beiden mit Gleichung 4.18 bzw. Gleichung 4.19 in Abhängigkeit von der Temperatur berechneten Diffusionskoeffizienten miteinander verglichen. Die Verläufe sind ähnlich. Die Differenz zwischen den Diffusionskoeffizienten ist im unteren Temperaturbereich nur gering nimmt aber mit steigender Temperatur zu.



Abbildung 4.15: Vergleich der mit Gleichung 4.18 bzw. Gleichung 4.19 in Abhängigkeit von der Temperatur berechneten Diffusionskoeffizienten

Dynamische Viskosität Die dynamische Viskosität kann über den doppellogarithmischen Ansatz 4.21 nach Walther (aus Watkins 1984) bestimmt werden. Dieser ist identisch mit dem Ansatz nach Ubbelhode (Wichmann 2005), bei dem die Konstante C = 0,8 gesetzt wird. Die Parameter A, B und C sind vom Öltyp abhängig und können anhand des Datenblattes für Öle und der darin enthaltenen physikalischen Kenndaten bestimmt werden. Einige Parametersätze für verschiedene Öle sind in Tabelle A.4 zusammengefasst.

$$\log_{10} \left(\log_{10} \left(\eta_{Oil} + C \right) \right) = A - B \cdot \log_{10} \left(T_{Oil} \right)$$
(4.20)

$$\mu_{Oil} = \rho_{Oil} \left(10^{10} (A - B \cdot \log_{10} (T_{Oil})) - C \right) \times 10^{-6} \quad (4.21)$$

Molvolumen des Kraftstoffs Das Molvolumen kann näherungsweise entweder nach Gleichung 4.22 direkt über die Molmasse und Dichte bestimmt werden oder mit einer Genauigkeit von 3–4 % nach Gleichung 4.23, der Methode von Schroeder (nach Sodre u. Yates (1997) aus Poling u. a. (2001) Ausgabe von 1987), bestimmt werden. Hierbei wird das Molvolumen aus dem Molvolumen pro Atom aufsummiert. Für einen Kraftstoff mit $n_C = 7, 2$ Kohlenstoffatomen und $n_H = 12, 7$ Wasserstoffatomen sowie einem Molvolumen pro Atom von $7 \, cm^3 \, mol^{-1}$, sowohl für Wasserstoff als auch für Kohlenstoff, ergibt sich demnach ein gesamtes Molvolumen von $\vartheta_F = 1,393 \times 10^{-4} \, m^3 \, mol^{-1}$.

$$\vartheta_{Fuel} = \frac{M_{Fuel}}{\rho_{Fuel}} \tag{4.22}$$

$$\vartheta_{Fuel} = 7 \cdot 10^{-6} \left(n_C + n_H \right) = 1.393 \times 10^{-4} \ m^3 \, mol^{-1} \tag{4.23}$$

Ölfilmdicke

Norris u. Hochgreb (1994) beschreiben eine Näherungsgleichung, über die in Abhängigkeit von Drehzahl n und dynamischer Viskosität μ die Ölfilmdicke berechnet werden kann. Es handelt sich um eine auf Messdaten basierende Näherungsgleichung. Die Messdaten wurden für unterschiedliche Öle und bei Wandtemperaturen von $40 - 85 \,^{\circ}C$ und Drehzahlen von $1000 - 2500 \, min^{-1}$ aufgenommen.

$$\delta_{Oil} = \left(0.143\sqrt{\mu_{Oil} \cdot n \cdot 60} + 2.08\right) \times 10^{-6} \tag{4.24}$$

In Ermangelung einer besseren Näherungsfunktion für die Ölfilmdicke wird Gleichung 4.24 für das gesamte Kennfeld verwendet. Wie aus Abbildung 4.16 hervorgeht, stimmen die Ergebnisse mit Angaben zur Ölfilmdicke von Parks u. a. (1998) (mit $0, 2 - 4 \mu m$) und Sodre u. Yates (1997) (mit $2 - 5 \mu m$) gut überein. Eine Ölfilmdicke von $5 \mu m$ wird im Referenzpunkt erst bei Temperaturen um $0 \,^{\circ}C$ erreicht.



Abbildung 4.16: Dicke des Ölfilms in Abhängigkeit von Temperatur und Drehzahl

Harigaya u. a. (2000) modellierten den gesamten Ölfilm über die Erhaltungsgleichungen und konnten die Temperaturverteilung über den Ölfilm und die Ölfilmdicke in Abhängigkeit von der Kolbenposition und den Betriebsparametern bestimmen. Für zukünftige Untersuchungen könnte dieser Ansatz interessant sein, wurde in dieser Arbeit aber auf Grund des hohen Rechenaufwands und der schwierigen Validierung nicht umgesetzt.

Stoffübergang

Beim Übergang des Kraftstoffs von der Gasseite in das Öl oder umgekehrt muss ein Widerstand überwunden werden. Nach Baehr u. Stephan (1994) sind Gase nur schwach in Flüssigkeiten löslich. Daher kann in Analogie zu Schramm u. Sorenson (1990), Norris u. Hochgreb (1994) und Sodre u. Yates (1997) angenommen werden, dass das *Henrysche Gesetz* gilt. Für den Übergangskoeffizienten k_H ergibt sich somit für den jeweiligen Molenbruch X der Komponente *i* in der Ölschicht *Oil* oder im Gemisch *Gas* folgender Zusammenhang, mit *p* als Zylinderdruck.

$$k_H \cdot X_{i,Oil} = p \cdot X_{i,Gas}. \tag{4.25}$$

Zur Bestimmung des Übergangskoeffizienten kann der Molenbruch für Kraftstoff in Öl in erster Näherung mittels Gleichung 4.26 bzw. im Gasgemisch aus Gleichung 4.27 berechnet werden.

$$\frac{n_{Fuel}}{n_{Fuel} + n_{Oil}} \approx \frac{n_{Fuel}}{n_{Oil}} \tag{4.26}$$

$$\frac{n_{Fuel}}{n_{Fuel} + n_{Air}} \approx \frac{n_{Fuel}}{n_{Air}} \tag{4.27}$$

Das Einsetzen von Gleichung 4.26 bzw. 4.27 in Gleichung 4.25 führt zu Gleichung 4.28.

$$k_{H} \cdot X_{Fuel,Oil} = p \cdot X_{Fuel,Gas}$$

$$X_{Fuel,Oil} = \frac{n_{Fuel}}{n_{Fuel} + n_{Oil}}$$

$$X_{Fuel,Gas} = \frac{n_{Fuel}}{n_{Fuel} + n_{Air}}$$

$$\frac{n_{Fuel}}{n_{Fuel} + n_{Oil}} = \frac{p}{k_{H}} \frac{n_{Fuel}}{n_{Fuel} + n_{Air}}$$

$$k_{H} = p \frac{M_{Air}}{M_{Oil}} \frac{m_{Oil}}{m_{Air}}$$
(4.28)

Die Ölmasse m_{Oil} lässt sich über die Ölfilmdicke, die geometrischen Gegebenheiten und die Dichte ausrechnen.

Schramm u. Sorenson (1990) haben die *Henry*'sche Konstante über Gleichung 4.29 berechnet. Es handelt sich um einen durch Messdaten gestützten Ansatz (Schramm u. Sorenson 1989). Der Faktor k_H^* wurde hierbei in Abhängigkeit von der Temperatur für Isooktan in *SAE 5W-50* und in *SAE 10W-40* in einem Temperaturbereich von 90 - 150 °C bestimmt.

$$k_H = k_H^* \frac{M_{Fuel}}{M_{Oil}} \tag{4.29}$$

Dent u. Lakshminarayanan (1983) und Trinker u. a. (1993) verwenden Gleichung 4.30. Es handelt sich um einen Näherungsansatz für den Übergangskoeffizienten von n-Oktan in Squalan $(C_{30}H_{62})$, das ähnliche Eigenschaften wie *SAE 5W-20* haben soll.

$$k_H = \left[10^{\left(-1.921 + 0.013 \cdot (T_{Oil} - 300)\right)}\right] \cdot 1.0133 \times 10^5 \tag{4.30}$$

Norris u. Hochgreb (1994) verwenden mit Gleichung 4.31 eine Näherungslösung, die für einen Temperaturbereich von $90 \,^{\circ}C$ bis $150 \,^{\circ}C$ an Messdaten für Toluen in *SAE 10W-30* angepasst wurde.

$$k_H = \left[6.8 \cdot 10^{-5} \cdot \left(T_{Oil} - 273.15\right)^{2.25}\right] \times 10^5 \tag{4.31}$$

Sodre u. Yates (1997) greifen bei den Berechnungen der Übergangskoeffizienten auf den bereits erwähnten Näherungsansatz von (Dent u. Lakshminarayanan 1983) zurück und passen diesen für den Stoffübergang von Isooktan in SAE~5W-20 an.

$$k_H = \left[\exp^{\left(0.04292 \cdot T_{Oil} - 17.0045\right)}\right] \cdot 1.0133 \times 10^5 \tag{4.32}$$

Aus Abbildung 4.17 ist für unterschiedliche Kraftstoff-Öl-Paarungen die Änderung des Übergangskoeffizienten mit der Temperatur abzulesen. Deutlich werden zum

einen die großen Unterschiede für unterschiedliche Kraftstoff-Öl-Paarungen und zum anderen auch die zum Teil starke Abhängigkeit von der Öltemperatur, die für alle Kombinationen bis auf den Ansatz von Sodre u. Yates (1997) erkennbar sind. Dieser Übergangskoeffizient für Isooktan in $SAE \ 5W-20$ bleibt über den betrachteten Temperaturbereich nahezu konstant.



Abbildung 4.17: Änderung der *Henry*'schen Konstanten mit der Temperatur für unterschiedliche Kraftstoff-Öl-Paarungen

4.6.3 Umsetzung

Die zur numerischen Berechnung verwendete Diskretisierung wird analog zum Feuerstegmodell über den Hub durchgeführt, so dass jedes Ölfilmelement zu einem anderen Zeitpunkt dem Gas im Brennraum ausgesetzt ist bzw. vom Kolben verdeckt wird. Diffusionsvorgänge parallel zur Wand werden nicht berücksichtigt, sondern nur die in Wandnormalenrichtung. Deshalb werden die entstehenden Ölfilmelemente zusätzlich noch über die Ölfilmtiefe äquidistant diskretisiert, siehe Abbildung 4.18.



Abbildung 4.18: Diskretisierung des Ölfilms

Somit ergeben sich über den Hub N Ölfilmelemente die ungekoppelt berechnet werden können. An der Brennraumwand muss der Gradient null sein. Daher gilt dort die *Neumannsche*-Randbedingung aus Gleichung 4.34. An der Grenze zwischen Ölfilm und Brennraum muss der Übergang des Kraftstoffs in den Ölfilm berücksichtigt werden. Infolge dessen gilt während der Kompressionsphase Gleichung 4.25, um die *Dirichletsche*-Randbedingung in Gleichung 4.35 zu beachten. Wird das jeweilige Element vom Kolben verdeckt, so findet im Ölfilm noch ein Ausgleichsprozess statt. Dadurch muss auch brennraumseitig der Gradient null sein, Gleichung 4.36. Wird das Element in der Expansionsphase wieder freigegeben, so liegt entweder noch Frischgemisch vor, Gleichung 4.35 oder aber die Flammenfront hat das Element bereits erreicht bzw. überstrichen. Da die Kraftstoffkonzentration im Brennraum nach Merker u. a. (2006) hinter der Flammenfront Null ist, gilt dann brennraumseitig Gleichung 4.37.

Als Anfangsbedingung soll der Ölfilm frei von Kohlenwasserstoffen aus dem Kraft-

stoff sein, Gleichung 4.33. Zum Lösen der partiellen Differentialgleichung wird die Zentrale-Differenzen-Methode in Verbindung mit einem impliziten Finite-Differenzen-Verfahren angewendet. Da die entstehende Berechnungsmatrix für alle Elemente identisch ist, kann durch Bildung der Inversen die Berechnungszeit erheblich verringert werden.

$$[X_{Fuel,Oil}]_{t=0} = 0 (4.33)$$

$$\left[\frac{\partial X}{\partial x}\right]_{x=0} = 0 \tag{4.34}$$

$$[X_{Fuel,Oil}]_{x=\delta_{Oil}} = \frac{p}{k_H} X_{Fuel,Gas}$$
(4.35)

$$\left[\frac{\partial X}{\partial x}\right]_{x=\delta_{Oil}} = 0 \tag{4.36}$$

$$\left[X_{Fuel,Oil}\right]_{x=\delta_{Oil}} = 0 \tag{4.37}$$

Eine mögliche Nachoxidation im wandnahen Bereich wird vernachlässigt, da eine Aussage weder über die dort herrschenden Temperaturen noch über die vorhandene Sauerstoffkonzentration gemacht werden kann.
4.6.4 Ergebnisse

Um den Einfluss der Druckschwankungen auf das Modell abzuschätzen, werden auch hier zunächst die Ergebnisse aus den Berechnungen mit einem mittleren Druckverlauf und den Berechnungen für jeden einzelnen Druckverlauf mit anschließender Mittelwertbildung in Abbildung 4.19 miteinander verglichen. Da die Berechnungsergebnisse nahezu identisch sind, können alle weiteren Untersuchungen nur mit gemittelten Druckverläufen durchgeführt werden. Ein Vergleich nach Zylindern aufgeschlüsselt für den Referenzpunkt befindet sich im Anhang, Abbildung A.4 und liefert ähnliche Ergebnisse.



Abbildung 4.19: Vergleich der THC Emissionen aus dem Ölfilm bei einer vollständigen Analyse und bei Analyse eines gemittelten Arbeitsspiels über ausgewählte Lastpunkte, keine Nachoxidation, *Henry*'sche Konstante *Isooktan/SAE 10W-40*, Diffusionskoeffizient Wilke u. Chang (1955)

Die Berechnungsergebnisse im Referenzpunkt mit unterschiedlichen Diffusionskoeffizienten und *Henry*'schen Konstanten sind in Abbildung 4.20 dargestellt. Die berechneten Emissionen unterliegen sowohl durch unterschiedliche Diffusionskoeffizienten als auch durch veränderliche Übergangskoeffizienten erheblichen Schwankungen. Wie zu erwarten sind die mit dem Ansatz nach Poling u. a. (2001) berechneten Emissionen höher als die mit dem Ansatz von Wilke u. Chang (1955) berechneten. Unabhängig von der Wahl des Diffusionskoeffizienten treten die drei höchsten THC Emissionen bei Verwendung eines Ansatzes für Isooktan auf. Für alle weiteren Berechnungen erfolgt die Wahl einer geeigneten Kombination beider Koeffizienten anhand der in Kapitel 2 gegebenen Emissionswerte für den Ölfilm. Im Referenzpunkt wurde eine Gesamt-THC Konzentration von $2098 \, ppm \, C1$ im



Abbildung 4.20: Vergleich der THC Emissionen in Abhängigkeit des Diffusionskoeffizienten und der *Henry*'schen Konstante im Referenzpunkt, keine Nachoxidation

Abgas gemessen. Als unterer und oberer Grenzwert werden 5 % bzw. 50 % der HC Emissionen dem Ölfilm zugeschrieben. Die Berechnungsergebnisse mit dem Näherungsansatz sind extrem klein und unterschreiten die untere Grenze. Der Ansatz für *Isooktan/SAE 5W-20* liefert andererseits mit beiden Diffusionskoeffizienten sehr hohe Emissionswerte und überschreitet die 50 % Grenze, was auf Grund des geringen Übergangskoeffizienten zu erwarten war. Beide Ansätze liefern wenig plausible Emissionswerte und scheinen daher ungeeignet für die verwendete Kraftstoff-Öl-Paarung zu sein.

Die verbleibenden Ansätze variieren zwischen 5 und 26 % bezüglich des Emissionensanteils des Ölfilms und sind somit alle für eine weitere Verwendung im Rahmen dieser Arbeit geeignet. Verwendet wird im weiteren für den Übergangskoeffizienten das Modell von Schramm u. Sorenson (1990) für *SAE 10W-40* in Verbindung mit dem Diffusionskoeffizieten von Wilke u. Chang (1955), Gleichung 4.29 und 4.18. Die Berechnung liefert 313 ppm C1 im Referenzpunkt, was einem Anteil an den HC Emissionen von fast 15 % entspricht und somit durch die Literatur gestützt wird.

Die THC Emissionen, die von einem Ölfilmelement in einem Arbeitsspiel ab- und

desorbiert werden, sind in Abbildung 4.21 für den ersten Zylinder dargestellt. Hierbei wird der Kraftstoffanteil im Ölfilm auf die Molzahl des Abgases bezogen. Das Ölfilmelement wird bei zwei unterschiedlichen Temperaturen betrachtet, zum einen bei 150 °C und zum anderen bei 90 °C. Das Elemente hat jeweils eine Tiefe von 2, 5 μm bzw. 3, 89 μm , eine Höhe von 22, 5 μm und befindet sich knapp unter dem oberen Totpunkt.



Abbildung 4.21: THC Emissionen eines ausgewählten Ölfilmelements bei $150 \,^{\circ}C$, im Referenzpunkt ohne Nachoxidation, gemitteltes Arbeitsspiel

Die Verläufe in Abbildung 4.21 für $150 \,^{\circ}C$ und $90 \,^{\circ}C$ sind qualitativ ähnlich. Zu Beginn der Ansaugphase wird das Element noch vom Kolben verdeckt, weshalb kein Kraftstoff absorbiert werden kann. Nach der Freigabe durch den Kolben, die bereits $\approx 5 \,^{\circ} KW$ nach dem Ladungswechsel-OT erfolgt, steigt die HC Konzentration im Element langsam aber kontinuierlich an. Mit dem Einsetzen der Kompressionsphase bei $\approx -140 \,^{\circ} KW$ nimmt die Kraftstoffkonzentration stärker zu und erreicht ein Plateau um den oberen Totpunkt. Das Olfilmelement wird hier wieder vom Kolben verdeckt, wodurch der Kraftstoffanteil konstant bleibt, allerdings finden Ausgleichprozesse im Element noch statt. Erst in der Abwärtsbewegung des Kolbens wird das Element wieder freigegeben. Da der Druck nach der Zündung noch steigt, aber die Flammenfront das Element noch nicht erreicht hat, nimmt die Kraftstoffkonzentration im Ölfilm massiv zu, bis das Element ungefähr $20\,^{\circ}KW$ nach dem oberen Totpunkt von der Flammenfront überstrichen wird. Die HC Konzentration im Brennraum fällt hinter der Flammenfront auf null und die Desorption des Kraftstoffs setzt ein. An der Schnittstelle zum Brennraum ist die Konzentration von Kohlenwasserstoffen im Olfilm zu diesem Zeitpunkt noch am höchsten, da die Zeit für etwaige diffusive Ausgleichsprozesse nicht ausgereicht hat. Aus diesem Grund nimmt die HC Konzentration bis $\approx 90 \,^{\circ} KW$ rapide und anschließend nahezu gleichförmig ab, wobei der Desorptionsprozess bis über den unteren Totpunkt in die Ausschub- bzw. Ladungswechselphase hineinreicht. Der Anteil der THC Emissionen nimmt mit sinkender Oltemperatur zu, was sich mit Ergebnissen von Linna u. Hochgreb (1995) deckt. Zwar wird bei einer geringeren Temperatur der Diffusionskoeffizient kleiner, aber die Dicke des Ölfilms nimmt zu und der Übergangskoeffizient nimmt ab, siehe Abbildungen 4.15 - 4.17. Der dominierende Faktor ist der Übergangskoeffizient, der bei einem Betrieb um 90 °C ungefähr um ein Drittel geringer ist als bei 150 °C, was umgekehrt proportional zur Zunahme der HC Konzentration ist.



Abbildung 4.22: THC Emissionen aus dem Ölfilm im Referenzpunkt, keine Nachoxidation, gemitteltes Arbeitsspiel, erster Zylinder

Abbildung 4.22 zeigt den Verlauf der THC Emissionen aus dem Ölfilm hinter der Flammenfront, ebenfalls bei 90 °C und 150 °C. Nach dem oberen Totpunkt findet bis ca. $20\,^{\circ}KW$ kein erkennbarer Anstieg der HC Emissionen statt, obwohl ab etwa $12 \,^{\circ}KW$ der Druck bereits fällt, siehe Abbildung 3.2. Zwar werden die ersten Ölfilmelemente bei dieser Kolbenposition bereits dem Brennraum exponiert, aber die Flammenfront hat sie noch nicht erreicht, weshalb Kraftstoff noch absorbiert wird. Ab ungefähr $20\,^{\circ}KW$ überstreicht die Flammenfront die ersten Olfilmelement, was zu einem starken Anstieg der HC Emissionen im Brennraum führt, während der Kolben sich kontinuierlich abwärts bewegt. Hierdurch werden vorher verdeckte Elemente dem hohen Druck und dem Frischgemisch exponiert und können bis zum Eintreffen der Flammenfront noch Kohlenwasserstoffe absorbieren. Nach dem die Flammenfront das Element erreicht hat, kehrt sich der Prozess um. Dieses Wechselspiel setzt sich fort, bis die Flammenfront den Brennraum bei etwa $30\,^{\circ}KW$ vollständig durchlaufen hat. Auf Grund der diskreten Natur des Modells kommt es in diesem Punkt zu einer Unstetigkeit, da alle Elemente, die anschließend vom Kolben freigegeben werden, nur noch die während der Kompressionsphase aufgenommenen Kohlenwasserstoffe desorbieren. Daher ist der Anstieg der HC Emissionen vor bzw. nach etwa $30^{\circ}KW$ unterschiedlich.

4.6.5 Modellspezifische Zusammenfassung

Die im Ölfilm gespeicherten Kohlenwasserstoffe lassen sich mit dem beschriebenen Modell berechnen und die Ergebnisse decken sich mit bisherigen Erfahrungen aus der Literatur. Es fehlt jedoch noch eine messwertgestützte Validierung. Der Berechnungsaufwand ist allerdings relativ hoch, da mehrere Ölfilmelemente über den Kolbenhub notwendig sind und bei nicht mittiger Zündkerzenposition auch über den Umfang der Laufbuchse. Für jedes dieser Ölfilmelemente muss die Ab-/Desorption separat berechnet und die THC Emissionen aufsummiert werden. Dadurch nimmt die Rechenzeit erheblich zu.

Mehrere Modelle zur Bestimmung der benötigten Parameter wie Ölfilmdicke, Übergangskoeffizient und Diffusionskoeffizient wurden für unterschiedliche Kraftstoff-Öl-Paarungen überprüft. Die Ergebnisse mit den einzelnen Modellen unterscheiden sich zum Teil erheblich. Darin dürfte auch der Grund für die in der Literatur stark divergierenden Einschätzungen zum Einfluss des Ölfilms auf die HC Emissionen zu finden sein. Die weitere Erfassung und Beschreibung dieser Abhängigkeiten ist eine der wichtigsten zukünftigen Aufgaben, denn für eine genauere Kalibrierung und Bewertung des Modells ist eine bessere Bestimmung der Stoffwerte und eine genaue Vermessung des Motors mit entsprechender Kraftstoff-Öl-Paarung notwendig.

Des Weiteren konnte gezeigt werden, dass sich die Speicherfähigkeit des Ölfilms bezüglich der Kohlenwasserstoffe umgekehrt proportional zur Temperatur verhält. Dies hängt unter anderem von folgenden Parametern ab:

- Die *Henry*'sche Konstante wird mit niedrigerer Temperatur kleiner, wodurch der Übergang des Kraftstoffs in den Ölfilm steigt.
- Der Diffusionskoeffizient nimmt mit niedrigerer Temperatur ab, wodurch der Ausgleichs-/Transportprozess im Ölfilm geringer ausfällt.
- Die Ölfilmdicke steigt mit niedrigerer Temperatur an, wodurch mehr Kraftstoff absorbiert werden kann.

Zusätzlich sind beim kalten Motor die Abgastemperaturen niedriger, wodurch die Nachoxidation geringer ausfällt. Beim Kaltstart ist das Gemisch normalerweise fetter, was ebenfalls zu höheren HC Emissionen aus dem Ölfilm führt.

Mögliche Nachoxidationsprozesse werden nicht berücksichtigt, da der Ölfilm eine reine Kohlenwasserstoffquelle ist und notwendiger Sauerstoff zur Oxidation separat betrachtet werden müsste. Dieser stammt entweder aus dem Wallquenching oder dem Feuersteg. Eine Kombination mit diesen Modellen, insbesondere dem Feuerstegmodell aus Kapitel 4.5 ist notwendig, da die Nachoxidationsprozesse beider Modelle sich überlagern.

4.7 Kraftstoffwandfilm

Die Einbringung des Kraftstoffs erfolgt bei direkteinspritzenden Motoren über einen Hochdruckinjektor und bei SPI/MPI-Motoren über einen Injektor mit niedrigerem Einspritzdruck. In Abhängigkeit der Brennraum- oder Saugrohrgeometrie, der Injektorposition und -art, dem Injektortiming, dem Einspritzdruck und Gegendruck, den physikalischen Randbedingungen und weiterer Parameter kann es zu einer Anlagerung von Tropfen im Saugrohr oder Brennraum kommen. Der Einfluss dieses Kraftstoffwandfilms auf die Höhe der HC Emissionen bei kaltem und warmem Motor ist bei SPI/MPI-Motoren intensiv untersucht worden. Demnach nehmen die HC Emissionen stark zu, wenn flüssiger Kraftstoff über den Ventilsitz in den Brennraum gelangt und dort nicht mehr verdampft (Shin u. a. 1994; Witze u. Green 1997; Li u. a. 1999; Spicher u. a. 1999).

Diese Problematik ist bei DISI-Motoren weitaus gravierender, so dass sie in den letzten Jahren mehr und mehr in den Vordergrund der Forschung rückte. Die Benetzung des Brennraumes von DISI-Motoren wird im Rahmen dieser Arbeit in zwei Arten unterteilt:

- Primärer Kraftstoffwandfilm, der aus der Benetzung der Kolbenlauffläche oder des Kolbens durch die Kraftstoffeinspritzung resultiert.
- Sekundärer Kraftstoffwandfilm, der aus der Kondensation des Kraftstoffs an den Wänden des Brennraumes herrührt.

Die Bildung des primären Kraftstoffwandfilms dürfte verfahrensbedingt insbesondere bei wandgeführten Einspritzverfahren auftreten, da hierbei der Injektor normalerweise auf der Einlassseite positioniert ist und der Einspritzstrahl schräg nach unten auf die Kolbenmulde gerichtet ist (siehe auch Abbildung 2.1).

Nach den Untersuchungen von Suck (2001) und Schintzel (2005) an einem DISI-Motor hat der Kraftstoffwandfilm einen nicht unerheblichen Beitrag an den gesamten HC Emissionen. Sie differenzieren jedoch nicht zwischen primärem und sekundärem Kraftstoffauftrag. Huang u. a. (2001a) registrieren einen starken Anstieg der HC Emissionen, wenn 10 - 20% des Kraftstoffs in flüssiger Form als Kraftstoffwandfilm in den Brennraum gelangen. Li u. a. (1999) haben Untersuchungen zum Leerlauf und Teillastbereich durchgeführt. Sie geben im Leerlauf einen Anstieg der HC Emissionen um 30\% an, wenn 10% des eingespritzten Kraftstoffs als Wandfilm aufgebracht werden. Im Teillastbereich und bei gleichem Wandfilmanteil erhöhen sich die HC Emissionen sogar um 70%. Nach CFD Berechnungen von Yi u. a. (2000) enthält der Wandfilm auf Kolben und Laufbuchse 7% der eingespritzten Kraftstoffmasse.

Die Bedeutung des Kraftstoffwandfilmes muss insbesondere vor dem Hintergrund moderner Gemischbildungsverfahren mit LBK betrachtet werden. So nehmen Stanglmaier u. a. (1999) und Suck (2001) an, dass der Tumble oder Reverse-Tumble, der durch die LBK erzeugt wird, das Kraftstoffspray im Homogenbetrieb gegen die Brennraumwand drücken kann und so die HC Emissionen erhöht werden. Bestätigt wird diese Vermutung durch optische Analysen von Alger u. a. (2000) und Davy u. a. (2001). Da das Kraftstoff-Luftgemisch gegen den Uhrzeigersinn im Brennraum rotiert, was dem konventionellen Tumblewirbel entspricht, können große Tropfen aufgrund ihrer Trägheit der Luftbewegung nicht mehr folgen. Sie treffen daher entweder an der gegenüberliegenden Seite unter den Auslassventilen auf die Laufbuchse oder werden von der Kolbenbewegung erfasst und lagern sich auf dem Kolben an. Gestützt werden diese Angaben durch CFD Untersuchungen von Yi u. a. (2000) und Kim u. a. (2003). Sowohl die Position als auch die Art und Form des Injektors haben maßgeblichen Einfluss auf die mögliche Wandfilmbildung wie Frank u. Heywood (1990), Ortmann u. a. (2001) und Kawajiri u. a. (2002) anmerken.

Ein Großteil der Kraftstoffwandfilms verdampft erst beim so genannten *Blowdown*, also dem Druckabfall der im Brennraum beim Öffnen der Auslassventile entsteht. Die Gastemperaturen liegen dann allerdings meist unter den 1500 K, die für einen Abbau der Kohlenwasserstoffe benötigt werden (Alger u. a. 2001), wodurch es zu einem Anstieg der HC Emissionen kommt. Unter ungünstigen Bedingungen kann sich der Abbau des Kraftstoffwandfilms sogar über die Ausschubphase hinaus bis in das nächste Arbeitsspiel fortsetzten (Alger u. a. 2001; Stanglmaier u. a. 1999, 2002).

Sowohl Stevens u. Steeper (2001), Davy u. a. (2001) als auch Stanglmaier u. a. (2002) stellten bei ihren Untersuchungen fest, dass es dabei zu einem so genannten *Poolfire* kommen kann, bei dem der Kraftstoff in Form einer Diffusionsflamme langsam abbrennt. Wie erwähnt kann sich dieser Vorgang bis spät in die Expansionsphase bzw. frühe Ausschubphase erstrecken und dabei sowohl zu einer erhöhten Rußbildung als auch höheren HC Emissionen führen. In früheren Untersuchungen und Modellrechnungen stellten Witze u. Green (1997) sowie Yi u. a. (2000) diesen Effekt ebenfalls fest. Da gerade beim Kaltstart bzw. während der Warmlaufphase der Wandfilm zu Diffusionsflammen auf dem Kolben führt, gehen Alkidas u. Drews (1996) davon aus, dass bei kalten Umgebungsbedingungen die Kondensation des Kraftstoffs eine Hauptursache für die hohen HC Emissionen ist. Unabhängig vom *Poolfire* halten Alger u. a. (2001) den Kraftstoffwandfilm auch im warmen Betrieb für die Hauptursache der HC Emissionen.

Grundsätzlich stehen beim Kraftstoffwandfilm zwei Mechanismen im Vordergrund. Zum einen die Benetzungsposition und zum anderen der Leidenfrosteffekt (Mills u. Sharrock 1986), der von der Kraftstoffzusammensetzung abhängig ist.

Stanglmaier u. a. (1999, 2002) und Alger u. a. (2001) haben Experimente zum primären Kraftstoffauftrag durchgeführt. Sie applizierten Kraftstoff direkt auf die Wände eines mit vorgemischtem LPG betriebenen Motors. Das Abdampfen des einmalig aufgetragenen Kraftstofffilms kann mehrere Arbeitsspiele dauern und der zeitliche Verlauf des Abdampfens hängt stark von der Position des Kraftstofffilms ab. Das Abdampfen des Films direkt unter den Auslassventilen dauert am längsten und verursacht die höchsten HC Emissionen von allen Benetzungspositionen.

Stanglmaier u. a. (1999) haben im Rahmen ihrer Untersuchungen auch den Einfluss der Kühlmitteltemperatur und des Einspritzzeitpunktes analysiert. Der Kraftstoff wurde direkt auf dem Kolben oder an der Laufbuchse an unterschiedlichen Positionen appliziert. Anschließend wurden die HC Emissionen mit einem schnellen Flammen-Ionisationsdetektor (FFID engl. Fast Response Flame Ionisation Detector) im Abgaskanal gemessen. Mit dem Ergebnis, dass das Abdampfverhalten nahezu unabhängig von der Kühlmitteltemperatur und dem Einspritzbeginn ist. Das Abdampfverhalten ist stärker vom Druck als von der Temperatur abhängig; auch hat nach Shin u. a. (1994) und Witze u. Green (1997) die Flammenfront nur geringen Einfluss auf das Abdampfverhalten. Das Abdampfen des Kraftstoffwandfilmes findet daher zum Großteil erst bei niedrigeren Drücken statt. Die Abgastemperaturen unterschreiten hierbei allerdings 1500 K, was eine schlechte Nachoxidation des abgedampften Kraftstoffs und entsprechend hohe HC Emissionen zur Folge hat. Huang u. a. (2001a) sowie Davy u. a. (2001) kommen zu gleichen Ergebnissen.

Huang u. a. (2001b) analysierten den Einfluss von Last und Drehzahl auf den Wandfilm bzw. die HC Emissionen. Sie setzten vier Kraftstoffe ein, die jeweils unterschiedliche Siedepunkte haben. Eine höhere Drehzahl führte bei allen vier Kraftstoffen zu einer Senkung der THC und der anteiligen FHC Emissionen. Das ist zum einen auf die höheren Abgastemperaturen und zum anderen auf die erhöhte Turbulenz zurückführen, da sowohl die Nachoxidation begünstigt wird als auch die höhere Turbulenz für eine verbesserte Durchmischung sorgt. Eine größere Last führt zwar ebenfalls zu einer Senkung der THC Emissionen, der Anteil der FHCs nimmt jedoch zu. Die Senkung der THC Emissionen wird auf die Erhöhung der Abgastemperatur zurückgeführt, der zunehmende FHC Anteil aber wird der niedrigeren Leidenfrosttemperatur und der Verschiebung der Nukiyama-Temperatur zugeschrieben.

Drake u. a. (2003) führten mittels Refractive-Index-Matching (RIM) Image Technique Messungen zur quantitativen Erfassung des Wandfilms durch. Diese Untersuchungen wurden für den Schichtbetrieb vorgenommen; sie zeigen, dass sowohl eine quantitative Erfassung des Kraftstoffwandfilms möglich ist und dass der Injektortyp einen maßgeblichen Einfluss auf die Wandbenetzung hat.

Pierre u. a. (2004) analysierten die HC Emissionen für die ersten 100 Sekunden des MVEG Fahrzyklus an einem Einzylindermotor, der sowohl als DI als auch als PFI betrieben werden konnte. Sie nehmen an, dass der Wandfilm die Hauptursache für die, im Vergleich zum PFI Betrieb, weit höheren HC Emissionen ist.

Die Kühlmitteltemperatur und der Einspritzbeginn haben keinen Einfluss auf den Kraftstoffwandfilm. Die Ursache höherer HC Emissionen ist der *Leidenfrost*-Effekt, auf den im Folgenden näher eingegangen wird. Abbildung 4.23 zeigt die Verdampfungszeit in Abhängigkeit von der Temperatur für Tropfen verschiedener reiner Kraftstoffe mit jeweils einem Durchmesser von ca. 2 mm bei Umgebungsdruck, und zwar für n-Pentan C_5H_{12} , Isooktan (2,2,4-Trimethylpentan) C_8H_{18} und n-Dekan $C_{10}H_{22}$.



Abbildung 4.23: Verdampfungsverläufe bei Umgebungsdruck von n-Pentan, Isooktan, n-Decan. Quelle: (Stanglmaier u. a. 2002)

Das Verdampfungsverhalten ist bei allen Kraftstoffen ähnlichen. Mit steigender Temperatur fällt die Verdampfungszeit, bis sie ein Minimum erreicht. Dieser Punkt, in dem die Verdampfungsrate ihr Maximum erreicht, wird als *Nukiyama*-Punkt oder *Nukiyama*-Temperatur bezeichnet. Bis zu dieser Temperatur herrscht das klassische Blasensieden vor. Wird die Temperatur weiter erhöht, so bildet sich unter dem Kraftstoff ein Dampffilm, der eine isolierende Wirkung hat. Die Verdampfungszeit steigt wieder an, bis die *Leidenfrost*-Temperatur erreicht ist, bei der die Verdampfungsrate erneut sehr gering ist. Bei weiter ansteigender Temperatur nimmt auch die Verdampfungsrate wieder zu.

Es ist erkennbar, das für reine Kraftstoffe sich die Verdampfungskurven sehr ähneln. Standardkraftstoffe sind aber eine veränderliche Mischung aus unterschiedlichen Kohlenwasserstoffen und weisen ein anderes Verhalten auf, da die unterschiedlichen Siedepunkte die Wärmeabsorption entsprechend beeinflussen.

Alger u. a. (2001) mutmaßen, dass das Verdampfungsverhalten einer derartigen Mischung von der flüchtigsten Komponente dominiert wird. Die HC Emissionen des mit LPG betriebenen Versuchsmotors stiegen bei Isooktan um 50%, bei nPentan um 82% und bei Cal Phase II RFG um 72%. Bei letzterem Kraftstoff handelt es sich um einen aufbereiteten Kraftstoff, bei dem Benzene, Aromaten, Alkene und sauerstoffhaltige Komponenten stark reduziert wurden.

Stanglmaier u. a. (2002) haben im Rahmen ihrer Untersuchungen auch das Verdampfungsverhalten bei Temperaturen über der *Leidenfrost*-Temperatur untersucht und dabei den Druck in Bereichen variiert, die bei DISI-Motoren während der Ansaug- und Verdichtungsphase vorherrschen. Die Druckabhängigkeit der Verdampfungsrate ist bei Temperaturen oberhalb der *Leidenfrost*-Temperatur genau umgekehrt zur Druckabhängigkeit bei Temperaturen unterhalb der *Nukiyama*-Temperatur. D.h. unterhalb der *Nukiyama*-Temperatur verdampft ein Stoff bei niedrigem Druck schneller. Oberhalb der *Nukiyama*-Temperatur, wenn der Leidenfrosteffekt einsetzt, verdampft der Stoff bei höherem Druck schneller. Für Isooktan ist diese Verhalten bei unterschiedlichen Drücken und Temperaturen in Abbildung 4.24 dargestellt.



Abbildung 4.24: Verdampfungszeit von Isooktan in Abhängigkeit von Druck und Temperatur. Quelle: (Stanglmaier u. a. 2002)

Bei einem Druck von $p = 50 \ kPa$ beträgt die Nukiyama-Temperatur $T_N \approx 120 \ ^{\circ}C$ und die Leidenfrost-Temperatur $T_L \approx 170 \ ^{\circ}C$. Mit ansteigendem Druck verändern sich die Temperaturen zu höheren Werten. So liegt bei einem Druck von $p = 242 \ kPa$ die Nukiyama- und Leidenfrost-Temperatur bei $T_N \approx 155 \ ^{\circ}C$ bzw. $T_L \approx 195 \ ^{\circ}C$. Daher wird das Abdampfen des Kraftstoffs in der Hochdruckphase zwar begünstigt, allerdings verweilt der verdampfte Kraftstoff in der Nähe der Wand und bleibt daher von der Verbrennungsphase unbeeinflusst, wie Stanglmaier u. a. (1997, 2002) bei ihren Modellrechnungen festgestellt haben. Erst gegen Ende der Expansionsphase kommt es zu einer Durchmischung mit dem Abgas. Den Einfluss des Kraftstoffs auf die THC Emissionen beschreiben Huang u.a. (2001a). Bei einem mit Gas betriebenem Testmotor (LPG Betrieb) wurden 1.5 mg flüssiger Kraftstoff direkt auf den Kolben appliziert. Fünf verschiedene reine Kraftstoffe mit unterschiedlichen Siedepunkten wurden eingesetzt. Die Kolbentemperatur wird mit annährend 148.85 °C angegeben. In Tabelle 4.5 sind die verwendeten Kraftstoffe mit ihren Siedetemperaturen und den resultierenden THC Emissionen aufgelistet.

Kraftstoff	\sum -Formel	Siedepunkt	THC Emissionen
		$^{\circ}C @ \text{STP}$	[ppmC1]
n-Pentan	$C_{5}H_{12}$	36.0	2050
n-Heptan	$C_{7}H_{16}$	98.4	1000
n-Oktan	$C_{8}H_{18}$	125.7	750
n-Nonan	$C_{9}H_{20}$	150.8	850
n-Undekan	$C_{11}H_{24}$	195.9	1150

Tabelle 4.5: Anstieg der THC Emissionen im Vergleich zum LPG Betrieb in Abhängigkeit der Siedetemperatur der Kraftstoffs. Änderungen gegenüber dem Betrieb mit LPG. 1500 U/min, 262 kPa BMEP, $\lambda = 1.1$, $ZZP = 28^{\circ}$ v.ZOT. Quelle: (Huang u. a. 2001a)

Die Kraftstoffe mit einem niedrigen Siedepunkt, der relativ weit unter der Kolbentemperatur liegt, bilden einen Dampffilm aus, der das weitere Abdampfen behindert. Daher steigen die HC Emissionen stark an. Mit steigendem Siedepunkt erhöht sich die Verdampfungsrate und erreicht für n-Oktan ihren Höchstwert. Bei n-Nonan und n-Undekan stellt sich Blasensieden ein und der Kraftstoff verdampft wieder langsamer, verbunden mit höheren THC Emissionen. Neben der Siedetemperatur spielt allerdings auch die Kinetik eine entscheidende Rolle bei der HC Entstehung, da der verdampfte Kraftstoff noch oxidiert werden muss. Um den Einfluss der Kraftstoffstruktur und damit der Kinetik auf die HC Emissionen zu untersuchen haben Huang u. a. (2001a) die oben angeführten Messungen unter gleichen Randbedingungen noch mit weiteren Kraftstoffen durchgeführt, deren Siedepunkte sehr dicht beieinander liegen, die aber eine unterschiedliche Struktur aufweisen.

Kraftstoff	\sum -Formel	Siedepunkt	THC Emissionen
		$^{\circ}C @ \text{STP}$	[ppm C1]
n-Heptan	$C_{7}H_{16}$	98.4	1040
Isooktan	$C_{8}H_{18}$	99.2	1150
Methyl-Cyclohexan	$C_{7}H_{14}$	100.9	1400
Toluol	C_7H_8	110.8	1250

Tabelle 4.6: Anstieg der THC Emissionen im Vergleich zum LPG Betrieb in Abhängigkeit der Siedetemperatur der Kraftstoffs. Betriebsbedingungen siehe Abbildung 4.5. Quelle: (Huang u. a. 2001a)

Die Ergebnisse sind in Tabelle 4.6 zusammengefasst. Sie zeigen den Anstieg der THC Emissionen im Vergleich zum LPG Betrieb. Unter den gleichen Randbedingungen entstehen bei n-Heptan 360 ppmC1 weniger THC Emissionen als bei Methyl-Cyclohexan.



Abbildung 4.25: EIHC für die Umsetzung von Isooktan/Toluol und n-Oktan/Toluol. Quelle: (Eng u. a. 1998)

Somit lässt sich folgern, dass nicht nur der Siedepunkt sondern auch die molekulare Struktur bzw. die Kraftstoffart einen entscheidenden Einfluss auf die HC Emissionen haben. Eng u. a. (1998) untersuchten die Verbrennung zweier binärer Mischungen, Isooktan/Toluol und n-Oktan/Toluol. Der Schwerpunkt der Arbeit lag auf der Kinetik und der Interaktion der Radikalen, die beim monomolekularen thermischen Zerfall und dem weiteren Abbau der Kraftstoffe auftreten. Abbildung 4.25 zeigt den Einfluss, den die Kraftstoffmischung beispielsweise auf den Emission Index HC (EIHC) hat. Der EIHC gibt an, wie viel Kohlenwasserstoffe pro Kilogramm Kraftstoff freigesetzt werden. Abbildung 4.25 macht deutlich, dass beide Kraftstoffmischungen eine stark unterschiedliche Emissionscharakteristik haben und daher sowohl die Mischungsverhältnisse als auch die Struktur des Kraftstoffs für die Höhe der Emissionen maßgebend sind. Schon wenige Prozent zusätzliches Oktan reichen aus, um signifikante Unterschiede in der Reaktionskette des Kohlenwasserstoffabbaus hervorzurufen.

Aus den genannten Untersuchungen lassen sich bisher folgende Erkenntnisse für den Kraftstoffwandfilm zusammenfassen:

- Flüssiger Kraftstoff auf jedweder Fläche im Brennraum steigert die HC Emissionen. Die HC Emissionen sind am größten bei einer Benetzung der Laufbuchse unter den Auslassventilen, gefolgt von denen einer direkten Benetzung des Kolbens.
- Der Kraftstoffwandfilm kann über mehrere Arbeitsspiele bestehen und als Reservoir für HCs dienen.
- Die Höhe der HC Emissionen sind proportional zum aufgetragenen Kraftstoffwandfilm.
- Die Benetzung der Brennraumwand kann zu einem *Poolfire* führen, also einem Abbrennen des Wandfilms in Form einer Diffusionsflamme. Als Resultat steigen die HC Emissionen und der Rußanteil im Abgas.
- Die Kraftstoffart und das Siedeverhalten bestimmen den Anteil der HC Emissionen die aus dem Wandfilm austreten können.
- Die Last und die Drehzahl haben starken Einfluss auf das Abdampfverhalten und die Nachoxidation.

Die Bildung des primären Kraftstoffwandfilmes ist von vielen Faktoren abhängig. So bestimmt neben der Geometrie des Brennraumes auch die Zylinderinnenströmung die Ausbreitung des Kraftstoffsprays (Giovanetti u. a. 1983). In Abhängigkeit von der Weberzahl kann es hierbei zur Anlagerung, dem Abprallen oder dem Aufbrechen der Kraftstofftropfen kommen, sobald sie in Kontakt mit der Kolbenoberfläche oder Brennraumwand treten. Der Injektor bzw. das Injektorsystem wiederum bestimmt die Form des Konus, den Sauter-Durchmesser (SMD - engl. Sauter-Mean-Diameter) aber auch die Einspritzgeschwindigkeit. Fulcher u. a. (1995) haben unterschiedliche Injektoren an einem PFI-Motor untersucht und halten hinsichtlich der HC Emissionen einen SMD von < 10 μm für optimal. Davy u. a. (2001) gibt für die verwendeten Injektoren einen SMD von 18 – 20 μm bei 50 bar und eine mittlere Tropfengeschwindigkeit von 117 m/s an bzw. 15 – 17 μm bei 100 bar und 173 m/s. Die auftretenden Tropfengeschwindigkeiten sind wieder-um von der Kraftstofftemperatur abhängig und können bei 100 bar Einspritzdruck

und 80 °C Kraftstofftemperatur bis zu 200 m/s erreichen bzw. bei 20 °C 143 m/s. Die Kraftstofftemperatur beeinflusst zusätzlich das Verdampfungsverhalten und somit direkt auch die HC Emissionen. Spicher u. a. (1999) haben bei einer Erhöhung der Kraftstofftemperatur, zumindest bei einem PFI Motor, eine Reduzierung der HC Emissionen aus dem Wandfilm im Saugrohr festgestellt. Des Weiteren spielt der Gegendruck im Zylinder eine entscheidende Rolle. Bei niedrigen Zylinderdrücken zerfällt der eingespritzte Kraftstoff besser, so dass die Eindringtiefe des Kraftstoffstrahls geringer wird und der Konus bzw. Einspritzwinkel sich verbreitert (Alger u. a. 2001; Davy u. a. 2001). Neben den beschriebenen Einflussgrößen treten noch weitere auf, wie zum Beispiel die Ladungsbewegung, die den Mischungsprozess und die Kraftstoffverteilung dominiert (Giovanetti u. a. 1983). Die Bildung des primären Kraftstoffwandfilms ist daher sehr komplex. Auf eine detailliertere Betrachtung wird deshalb verzichtet, da die Komplexität dieser Thematik den Rahmen dieser Arbeit sprengen würde.

4.7.1 Gegenwärtige Modelle

Stanglmaier u. a. (1997) haben die Kraftstoffkondensation als Diffusionsprozess gesehen. Ablagerungen wurden vernachlässigt und das Modell sowohl auf unterschiedliche Kraftstoffe wie Hexan, Isooktan und 2,2,5-Trimethylhexan als auch auf eine synthetische Mischung aus je 20 % Hexan, Isooktan, Toluen, 2,2,5-Trimethylhexan und O-Xylen angewendet. Die Wärmefreisetzung wurde mit einer Zwei-Schritt-Kinetik berechnet. Für die Nachbildung des Kaltstarts wurde die Wandtemperatur auf 27 °C gesetzt, wodurch 17 % des eingebrachten Isooktans beim Öffnen des Einlassventils den Wandfilm bildeten. Bei der synthetischen Kraftstoffs wieder abgedampft werden. Ein großen Anteil des Kondensats war Trimethylhexan, das auch während der Expansions- und Ausschubphase nicht mehr vollständig verdampfen konnte. Erst ab einer Wandtemperatur von 70 °C wurde beim Isooktan kein Wandfilm mehr nachgewiesen.

Oliveira (1999) stellte die Massen-, Spezies- und Energiebilanz für die Gas- und Flüssigphase im Wandbereich auf. Er nimmt bereits zu Beginn der Simulation einen 0,5 mm dicken Kraftstofffilm auf der Brennraumoberfläche an. Als Kraftstoff wurde Methanol in einer mageren Mischung verwendet. Untersucht wurde das Verdampfungs- und Kondensationsverhalten sowie die Verbrennung bei unterschiedlichen Drücken, Wandtemperaturen und Dicken des Wandfilms. Die Simulationsergebnisse zeigen eine Diffusionsflamme im wandnahen Bereich, wie sie auch von Stevens u. Steeper (2001), Davy u. a. (2001) als auch Stanglmaier u. a. (2002) beschrieben werden.

Es zeigt sich, dass die Wahl der Dicke des Kraftstofffilms zu Beginn der Simulation erheblichen Einfluss auf den gesamten Verdampfungsprozess hat. Mit sinkender Wandfilmdicke steigt die Temperatur im Wandfilm schneller an. Unter den vorausgesetzten Bedingungen nimmt daher mit sinkender Wandfilmdicke die Verdampfungsrate zu. Oliveira zeigt, dass der gesamte Verdampfungsprozess bei Temperaturen von 361 K mehrere hundert identische Arbeitsspiele benötigt und der Kraftstoff erst ab einer Dicke von ca. 0,01 mm bei einem einzigen Arbeitsspiel verdampft.

4.7.2 Modellansatz und Annahmen

Die Beschreibung des sich primär oder sekundär bildenden Kraftstoffwandfilms ist relativ umfangreich, wie die obigen Kapitel gezeigt haben. Eine physikalisch detaillierte Modellierung, um quantitative Aussagen zu ermöglichen, setzt daher entsprechend umfangreiche und genau Eingangsdaten voraus, zum Beispiel für die Strömungsverhältnisse im Brennraum oder den Strahlzerfall des Kraftstoffs. Gleichzeitig erlauben weder der heterogene Kraftstoff noch die wenigen vorliegenden Validierungsdaten eine genaue Überprüfung der Berechnungsergebnisse. Vor diesem Hintergrund wird eine Modellierungstiefe gewählt, deren Ergebnisse Abschätzungen zulassen und Tendenzen wiedergeben, wobei das Modell gegebenenfalls als Grundlage genommen werden kann, um später zusätzliche Details zu integrieren.

Wie auch in den Arbeiten von Oliveira (1999) und Stanglmaier u. a. (1997) werden die allgemeinen Transportgleichungen für Masse, Spezies und Energie in differentieller Form (Gleichung 4.2 - 4.4) herangezogen. Allerdings wird auf eine getrennte Behandlung der flüssigen- und gasförmigen Phase verzichtet und die Strömungsgeschwindigkeit vernachlässigt, da nur der wandnahe Bereich betrachtet wird und sich der Berechnungsaufwand erheblich reduzieren lässt. Das Kraftstoff-Luft-Gemisch wird als homogen angesehen, wobei auskondensierter Kraftstoff nicht als Wandfilm sondern als Reservoir abgebildet wird, um flüssigen Kraftstoff zwischenzuspeichern. Auch von einem abgeschätzten Wandauftrag durch die Einspritzung wird abgesehen, da schon die Abschätzung eines solchen flüssigen Wandfilms zu hohe Unsicherheiten birgt. Der bei den Versuchen verwendete Mehrkomponentenkraftstoff wird auf n-Heptan als einzigen repräsentativen Kraftstoff reduziert. Zum einen liegen die Dampfdruckkurven von n-Heptan und Isooktan im wandnahen und motorisch interessanten Bereich bis etwa 420 K dicht beieinander, wie Abbildung 4.26 zeigt und zum anderen steht eine vereinfachte Kinetik zur Verbrennungsberechnung zur Verfügung, siehe Kapitel 4.2.



Abbildung 4.26: Sättigungsdruck/Dampfdruckkurve von n-Heptan und Isooktan

4.7.3 Umsetzung

Der Kolbenwandbereich wird als eindimensionales Berechnungsgebiet mit einer Tiefe von einem Millimeter in Wandnormalenrichtung betrachtet. Die räumliche Diskretisierung erfolgt mittels Finite-Differenzen-Verfahren. Die äquidistante räumliche Auflösung mit 250 Elementen ergibt eine Elementlänge von 4.0 μm . Höhere Auflösungen haben keine Verbesserung der Ergebnisse geliefert.

Für eine zeitliche Auflösung werden die Drehzahl und die Abtastrate des Druckaufnehmers gewählt, dies entspricht 16.68 μs . Die Massen-, Spezies- und Energieerhaltung werden entkoppelt und über ein implizites Lösungsverfahrens gelöst. Die Berechnung wird bei "Einlassventil schließt" gestartet und erst bei 100 °KW nach ZOT beendet. Als Anfangsbedingungen für die Temperatur wird an der Wand die konkrete Wandtemperatur verwendet und im restlichen Berechnungsgebiet die Brennraumtemperatur bei "Einlassventil schließt", die aus einem nulldimensionalen Einzonenmodell stammt.

$$T(x) = T_{Brennraum} \qquad \forall \left[0 < x \le 1 \, mm \right] \tag{4.38}$$

$$T(0) = T_{Wand} \tag{4.39}$$

Des Weiteren soll das Gemisch zu Beginn der Berechnung vollständig homogen sein. Nach den bisherigen Untersuchungen differieren die Ergebnisse für unterschiedliche Zylinder oder gemittelte Arbeitsspiele nur geringfügig. Da es sich zudem um eine vorläufige Bewertung handelt, werden nur ein Zylinder und ein gemitteltes Arbeitsspiel im Referenzpunkt betrachtet. Der Sättigungsdampfdruck wird über die Antoine-Gleichung errechnet. Die Zündung des Gemischs wird bei $9,0 \,^{\circ}KW$ künstlich eingeleitet, durch einen Temperatursprung für die Randbedingung auf der Brennraumseite. Dadurch erreicht die Flammenfront die Wand bei ungefähr 30 $^{\circ}KW$ n. ZOT. Das deckt sich mit dem in Gleichung 4.15 bestimmten Zeitpunkt. Hierdurch ist gewährleistet, dass die Nachoxidationstemperaturen zum Einzonenmodell äquivalent sind.

Da es sich bei dem eingesetzten Kraftstoff um n-Heptan handelt, wird ferner die Stöchiometrie durch Anpassung der Kraftstoffmasse künstlich auf $\lambda = 1$ gesetzt, was dem normalen Motorbetrieb entspricht.

Als Randbedingung für die Speziesbilanz wird während der Kondensationsphase ein konstanter Wert für n-Heptan an der Wand angenommen, der sich bei jedem Iterationsschritt aus der *Antoine*-Gleichung ergibt. Für alle anderen Spezies gilt die *Neumann*'sche Randbedingung eines festen Gradienten mit dem Wert null. Solange noch flüssiger Kraftstoff vorhanden ist, wird in der Verdampfungsphase n-Heptan ebenfalls als konstant angesehen und für die entsprechende Temperatur mit der *Antoine*-Gleichung 4.40 unter Verwendung der Parameter in Tabelle 4.7 berechnet. Liegt kein flüssiger Kraftstoff mehr vor, so wird ebenfalls auf die *Neumann*'sche Randbedingung umgeschaltet.

$$p_S = 10 \left(A - \frac{B}{T+C} \right) \tag{4.40}$$

Kraftstoff	T_{Min} [K]	T_{Max} [K]	А	В	С
n-Heptan	194.64	298.44	3.94736	1282.332	-48.444
n-Heptan	297.51	543.90	3.93679	1257.840	-52.415
Isooktan	185.29	297.50	4.81803	1635.409	-27.338
Isooktan	297.50	540.00	4.02832	1268.636	-56.199

Tabelle 4.7: Quelle: (National Institute of Standards and Technology 2008)

4.7.4 Ergebnisse

Während beim warmem Motorbetrieb und Wandtemperaturen von 396 K keine Kondensation auftritt, kondensiert beim Betrieb mit einer Wandtemperatur von 300 K Kraftstoff im Wandbereich, wie Abbildung 4.27 verdeutlicht. Durch den



Abbildung 4.27: Kondensationsverlauf bei 300 K, normiert mit der eingespritzten Kraftstoffmenge. $0^{\circ}KW$ entspricht ZOT.

Druckanstieg infolge Kompression setzt bei ca. 38 °KW v. ZOT Kondensation ein, wenn der Partialdruck des Kraftstoffs im Wandbereich den Sättigungsdruck überschreitet. Das dadurch ausgelöste Konzentrationsgefälle führt zu einem Diffusionsprozess, durch den Kraftstoff zur Wand transportiert wird, so dass der Partialdruck wieder zunimmt und dementsprechend die Masse auskondensierten Kraftstoffs wieder zunimmt. Parallel dazu kommt es zu einer Temperaturerhöhung durch die Verdichtung und die Wärmeabgabe beim Phasenwechsel und komplementär zu einer Temperaturreduktion durch den diffusiven Wärmetransport zur Wand. Dieser Prozess hält bis etwa 5,5 °KW n. ZOT an. Danach setzt der Verdampfungsprozess ein, wenn die Flammenfront sich der Wand nähert und sowohl Druck und Temperatur im wandnahen Zylinderbereich ansteigen und die Kraftstoffkonzentration fällt. Die Verdampfung des Kraftstoffs hört bei etwa 47 °KW n. ZOT auf, dann ist der Kraftstoff an der Wand vollständig verdampft.

Die Ergebnisse entsprechend annähernd denen von Stanglmaier u. a. (1997), die ebenfalls Untersuchungen bei einer Wandtemperatur von 300 K durchgeführt haben. Abweichunten treten jedoch bezüglich des Kondensationsprozesses beim aktuellen Modell auf, der, wie auch der Verdampfungsprozess, früher einsetzt und schneller vonstatten geht. Die Gründe dürften einerseits in der Vernachlässigung der Impulserhaltung im konkreten Modell liegen aber andererseits auch in der begrenzten Zweischrittkinetik und der künstlich fixierten Verlöschungsdistanz bei Stanglmaier u. a. (1997), die in erheblichem Maße Einfluss auf die Nachoxidation und den Diffusionprozess haben. Dennoch decken sich die Ergebnisse hinsichtlich der nicht auftretenden Kondensation bei warmem Motor.



Abbildung 4.28: Temperatur im Wandbereich zu unterschiedlichen Zeitpunkten. Während der Verdichtung (8 °KW), nach der Zündung (20 °KW), beim Auftreffen der Flammenfront auf die Wand (30 °KW) und der anschließenden Expansionsphase (40 °KW)

Abbildung 4.28 zeigt den Temperaturverlauf in Wandnähe zu unterschiedlichen Zeitpunkten. Bei 20 °KW n. ZOT hat die Flammenfront, die durch einen hohen Temperaturanstieg gekennzeichnet ist, den nahen Wandbereich erreicht und trifft bei ca. 30 °KW n. ZOT auf die Wand. Auf Grund des Wärmetransports über die Brennraumwand flacht der Temperaturverlauf ab, erkennbar bei 40 °KW n. ZOT. Der korrespondierende Massenbruch für n-Heptan ist in Abbildung 4.29 dargestellt. Bis ca. 5, 5 °KW n. ZOT fällt der Kraftstoffanteil im wandnahen Bereich durch die Kondensation ab. Anschließend setzt der Verdampfungsprozess ein, was durch den höheren Kraftstoffanteil direkt an der Wand bei 20 °KW n. ZOT erkennbar ist. Hinter der Flammenfront geht die Konzentration von n-Heptan gegen null. Der hohe Konzentrationsunterschied im Wandbereich leitet einen zügigen Ausgleichprozess ein, wie aus dem Verlauf bei 40 °KW n. ZOT erkennbar wird. Dadurch diffundiert der Kraftstoff von der Wand in den Brennraum und noch flüssiger Kraftstoff kann verdampfen.



Abbildung 4.29: Konzentration von n-Heptan im Wandbereich zu unterschiedlichen Zeitpunkten. Während der Verdichtung (8 °KW), nach der Zündung (20 °KW), beim Auftreffen der Flammenfront auf die Wand (30 °KW) und der anschließenden Expansionsphase (40 °KW)

4.7.5 Modellspezifische Zusammenfassung

In der Simulation tritt bei warmem Motorbetrieb keine Kondensation auf, so dass die Betrachtung der Kraftstoffkondensation bei den weiteren Untersuchungen im Rahmen dieser Arbeit unbeachtet bleiben kann. Bei Betriebstemperaturen von 300 K kann es zur Kondensation des Kraftstoffs an den kalten Brennraumwänden kommen. Diese Ergebnisse decken sich mit dem derzeitigen Wissensstand in der Literatur.

Die Kondensation setzt erst spät in der Verdichtungsphase ein und hält bis über den oberen Totpunkt an. Der anschließende Verdampfungsprozess wird von der Diffusion des Kraftstoffs in den Brennraum begleitet, wobei die Abgastemperaturen im Wandbereich zu gering sind und erst bei größerem Wandabstand ausreichen, um ein potentielles Nachoxidieren zu erlauben.

Obwohl bei warmem Motorbetrieb mit der Simulation keine Kondensation nachgewiesen werden konnte, bleibt die Frage nach der Menge des primären Kraftstoffauftrags offen, der in erheblichem Maße die HC Emissionen beeinflusst. Jegliche Form der Abschätzung bedarf allerdings einer genaueren Analyse, des Injektors, der Sprayausbreitung, der Strömungsbedingungen im Zylinder und weiterer Aspekte die mit der Kraftstoffverdampfung und Ausbreitung interagieren. Auch hinsichtlich der Kraftstoffkondensation ist der Kraftstoffmischung, dem Strömungsverhalten bzw. der Turbulenz im Zylinder und der Flammenausbreitung mehr Beachtung zu schenken, um quantitative Aussagen zu ermöglichen.

Die Komplexität dieser Untersuchung ist erheblich und, wie die Literaturanalyse gezeigt hat, mit sehr vielen Querempfindlichkeiten belastet, die bewertet und gegebenenfalls berücksichtigt werden müssen. Insbesondere das mehrphasige Strömungsfeld und die Kraftstoffmischung mit der entsprechenden Reaktionskinetik dürften hierbei die größten Hürden sein.

4.8 Wallquenching

Im Allgemeinen wird der Anteil der HC Emissionen aus dem Wallquenching, also der Flammenverlöschung in der Nähe von kalten Wänden, als sehr gering bis nicht vorhanden erachtet, siehe Kapitel 2. Allerdings ist das Verhalten der Flammenfront in der Nähe der relativ kalten Wand interessant und sowohl für die Kraftstoffverdampfung als auch für die Modellierung der Kohlenwasserstoffemissionen aus dem Feuersteg wichtig.

Gegen Ende der Verbrennung nähert sich die Flammenfront der relativ kalten Brennraumwand. Der Wärmestrom an die Wand nimmt zu und gleichzeitig sinkt die Temperatur in der Flammenfront ab. Dies führt zu einer geringeren Reaktionsrate innerhalb der Flammenfront und damit verbunden zu einer geringeren Wärmefreisetzung durch die verminderten chemischen Reaktionen. Daraus resultiert wiederum ein weiterer Abfall der Temperatur und eine weitere Verlangsamung der chemischen Reaktionen, bis die Flammenfront in einer bestimmten Entfernung zur Wand erlischt. Diese Quenchdistanz ist unter anderem von der Kraftstoffzusammensetzung, vom λ , dem Druck und der Wandtemperatur abhängig.

Der nur geringe Anteil an den HC Emissionen liegt nach Blint u. Bechtel (1982) an der hohen Konzentration von OH Radikalen, die nach der Verlöschung im Wandbereich vorhanden sind. Zum einen diffundieren diese aus der verlöschenden Flammenfront sowohl in den Brennraum als auch in Wandnormalenrichtung und zum anderen diffundieren die unverbrannten Kohlenwasserstoffe in die noch heißen Zonen an der Wand. Daher werden die Kohlenwasserstoffe bis auf wenige ppm oxidiert (Cleary u. Farrell 1995; Turns 2000; Warnatz u. a. 2006). Dieser Prozess wird maßgeblich durch den *Soret*-Effekt, also durch Temperaturdifferenzen forcierten Stofftransport beeinflusst, wie Hasse u. a. (2000) herausfanden.

Untersuchungen von LoRusso u. a. (1983) stützen diese Ergebnisse. Sie haben Untersuchungen an einem Einzylindermotor bei niedriger Drehzahl und Last durchgeführt der mit Propan betrieben wurde. Die Laufbuchse wurde angebohrt, um eine Probenentnahme aus der Wandatmosphäre zu ermöglichen. Die Ergebnisse belegen einen schnellen Abbau der Kohlenwasserstoffe nach dem Eintreffen der Flammenfront, die durch die oben genannten Diffusionsprozesse erklärt und durch die Messungen bestätigt werden. Die Nachoxidation findet innerhalb von 2 ms statt und, in Abhängigkeit vom Betriebspunkt, kamen bei dem eingesetzten Motor 3 - 12% der HC Emissionen aus dem Wallquenching.

4.8.1 Gegenwärtige Modelle

Die Untersuchungen zur Quenchdistanz von verschiedenen Kohlenwasserstoffen bei laminarer und turbulenter Flammenfront sind zahlreich, hauptsächlich mit einfacheren Kohlenwasserstoffen wie Propan oder Methan. Die Ergebnisse verdeutlichen aber den kleinen Anteil den das Wallquenching an den gesamten Kohlenwasserstoffemissionen hat (Cleary u. Farrell 1995; Dai u. a. 1998; Jensen u. a. 1999; Amano u. Okamoto 2001). Insofern gibt es in der Literatur nur wenige Modelle, die das Wallquenching im Hinblick auf HC Emissionen näher behandeln.

Popp u. Baum (1997) analysierten mit einem Simulationsmodell den Anteil an unverbrannten Kohlenwasserstoffen, der bei der Verlöschung einer laminaren Methanflamme auftritt. Dabei verwendeten sie unterschiedliche Kinetiken und variierten die Wandtemperatur. Neben einem großen Einfluss der Wandtemperatur auf den HC Abbau zeigte sich, dass eine genaue Wiedergabe der Kohlenwasserstoffe im wandnahen Bereich nur mit detaillierten Kinetiken möglich ist. Einfache Ansätze liefern nur bei geringen Wandtemperaturen hinreichend gute Ergebnisse. Auch kann unter 400 K der Soret-Effekt noch vernachlässigt werden, da erst bei höheren Wandtemperaturen auch eine höhere Radikalenkonzentrationen im Wandbereich auftritt und infolgedessen die Nachoxidation maßgeblich durch den Soret-Effekt beeinflusst wird. Nach Popp u. Baum müssen dann auch Adsorptionsprozesse und eventuelle katalytische Reaktionen im wandnahen Bereich berücksichtigt werden.

Hasse u. a. (2000) untersuchten das Wallquenching laminarer vorgemischter Isooktan-Flammen an kalten Wänden mittels detaillierter Kinetik. Sie benutzten ein eindimensionales Modell, um mit den Erhaltungsgleichungen für Masse, Spezies und Temperatur den Vorgang zu modellieren. Sie zeigten, dass gerade beim Wallquenching die Wahl einer detaillierten Kinetik entscheidenden Einfluss auf die HC Emissionen hat und mit Berücksichtigung höherkettiger Kohlenwasserstoffe noch zunimmt. Dies liegt an den beim Wallquenching vermehrt auftretenden IHCs. Ihre Menge übersteigt zum einen nach dem Quenching die der FHCs und zum anderen nimmt der Oxidationsprozess der IHCs mehr Zeit in Anspruch. Daher sind simple Schwellwertverfahren oder Einschrittkinetiken für die Modellierung des Wallquenching bei komplexen Kraftstoffen inadäquat, da auftretende Zwischenprodukte vernachlässigt werden. Zu dem hat der *Soret*-Effekt einen maßgeblichen Einfluss auf die Nachoxidation, wohingegen der Einfluss des *Dufour*-Effekts nur marginal ist und vernachlässigt werden kann.

4.8.2 Modellansatz und Annahmen

Eine physikalisch detaillierte Modellierung setzt entsprechend umfangreiche und genaue Eingangsdaten voraus, um quantitative Aussagen zu ermöglichen. Da sowohl detaillierte Messungen fehlen und die Strömungsverhältnisse weitgehend unbekannt sind, wird wiederum ein vereinfachter Modellansatz vorgezogen. Es wird das bereits in Kapitel 4.7 beschriebene Modell für den Kraftstoffwandfilm angewendet, allerdings ohne die Elemente, die die Kraftstoffkondensation beschreiben. Es sind die allgemeinen Transportgleichungen in differentieller Form (Gleichung 4.2 - 4.4) für Masse, Spezies und Energie. Als repräsentativer Kraftstoff wird wieder n-Heptan genommen. Die Umsetzung entspricht ebenfalls der in Kapitel 4.7.3 beschriebenen für das Kraftstoffwandfilmmodell. Die Wandtemperatur wird jedoch auf 396 K gesetzt und liegt somit unter 400 K. Deshalb kann der *Soret*-Effekt vernachlässigt werden (Popp u. Baum 1997).

4.8.3 Ergebnisse

Abbildung 4.30 zeigt den Temperaturverlauf in Wandnähe für ausgewählte Zeitpunkte. Abbildung 4.31 und Abbildung 4.32 präsentieren den zugehörigen Massenbruch von n-Heptan bzw. einfacheren Kohlenwasserstoffen wie CH_4 , C_2H_4 , C_3H_6 und C_3H_8 .



Abbildung 4.30: Temperaturverlauf im Wandbereich zu ausgewählten Zeitpunkten



Abbildung 4.31: Massenbruch für n-Heptan im wandnahen Bereich

Bei ca. $30 \,^{\circ}KW$ kommt die Flammenfront an der Wand an. Der n-Heptan Anteil an der Wand ist hier bereits um fast $45 \,\%$ gesunken, Abbildung 4.31. Nach dem Erreichen der Wand nimmt die Reaktionsrate hinter der Flammenfront aufgrund der fallenden Temperaturen weiter ab. Der Massenanteil des n-Heptan an der Wand fällt durch die auftretenden Diffusionsprozesse innerhalb weniger Grad

KW rapide ab und erreicht bei $35 \circ KW n. ZOT$ nur noch knapp 7% des ursprünglichen Niveaus. Da zeitgleich die Eindringtiefe des n-Heptan nicht wächst, wird der Kraftstoff im wandnahen Bereich nachoxidiert bzw. in einfachere Kohlenwasserstoffe aufgespalten.

Die Konzentrationen der einfacheren Kohlenwasserstoffe zu den ausgesuchten Zeitpunkten sind in Abbildung 4.32 dargestellt. Die Konzentrationen von CH_4 und C_2H_2 nehmen kontinuierlich zu, während die Konzentration von C_2H_4 nur bis 32,5°KW zunimmt und die Konzentration von C_3H_6 stetig fällt. Zusätzlich ist der relativ schnelle diffusive Transport ersichtlich, durch den die Spezies in den noch heißen Brennraum transportiert und, bei ausreichender Sauerstoffkonzentration, nachoxidiert werden.

Unter Berücksichtigung der einfacheren Kohlenwasserstoffe liegen die THC Emissionen aus dem Wallquenching bei 26 ppmC1. Dies enspricht einem Anteil von 1,27% an den gesamten THC Emissionen des Motors in diesem Betriebspunkt und fällt damit sehr gering aus, wie bereits vermutet wurde und aus bisherigen Veröffentlichungen auch zu erwarten war.



Abbildung 4.32: Massenbruch ausgewählter Kohlenwasserstoffe bei 27,5°KW (oben), 30,0°KW (Mitte oben), 32,5°KW (Mitte unten) und 35,0°KW (unten) nach ZOT

4.8.4 Modellspezifische Zusammenfassung

Wie bereits erwähnt ist der Anteil der Kohlenwasserstoffe aus dem Wallquenching sehr gering und macht nur 1,27% der THC Emissionen im Referenzpunkt aus, da Diffusionsprozesse für einen schnellen Transport der Kohlenwasserstoffe in den noch heißen Brennraum sorgen und es kommt somit zu einem schnellen Abbau, bei ausreichendem Sauerstoffangebot.

Allerdings muss bei einer Bewertung dieser Ergebnisse beachtet werden, dass ein vereinfachter Einkomponenten-Kraftstoff eingesetzt wurde und ferner die Impulserhaltung, der *Soret*-Effekt und die Turbulenz vernachlässigt wurden.

Eine Berücksichtigung der Turbulenz und Impulserhaltung sollte zu einer Reduktion der Emissionen führen, da sie die Durchmischung und Nachoxidation begünstigen. Welche Auswirkungen ein realer Kraftstoff und die niedrige Zündtemperatur von n-Heptan auf die HC Emissionen aus dem Wallquenching hätten bzw. haben bleibt ungeklärt.

Die ergänzende Einbindung der oben genannten, im vorliegenden Modell jedoch vernachlässigten Einflussgrößen sowie die Berücksichtigung denkbarer Strahlungseinflüsse und nicht konstanter Wandtemperaturen über den Hub würden die Komplexität des Modells allerdings erheblich erhöhen.

In Anbetracht des geringen Anteils den das Wallquenching aber auf die HC Emissionen hat, kann es bei den weiteren Untersuchungen im Rahmen dieser Arbeit unbeachtet bleiben.

4.9 Bulkquenching

Bulkquenching beschreibt das Verlöschen der Flammenfront in lokal begrenzten Bereichen des Brennraumes mit Ausnahme der Wand. Dieses Verlöschen wird im allgemeinen auf eine schlechte Durchmischung zurückgeführt, der so genannten Inselbildung. Hierbei entstehen Gemischinseln, in denen eine über- oder unterstöchiometrische Mischung vorliegt und die Flamme auf Grund der Gemischverdünnung erlischt (Ishikawa 1984; Merdes 1999). Allerdings haben auch das globale λ , die Restgasmasse und die Turbulenzintensität Einfluss auf die Flammenstabilität. Im Allgemeinen wird der Anteil der HCs aus dem Bulkquenching aber als sehr gering angesehen, siehe Kapitel 2. Vor dem Hintergrund neuer Gemischbildungsverfahren und dem Einsatz einer LBK muss das aber vermutlich neu bewertet werden.

Ladungsbewegungsklappen erlauben eine Verkleinerung des Einlasskanals und dienen entweder zur Ladungsschichtung oder, im Homogenbetrieb bei niedrigen Lastund Drehzahlen, zur Erzeugung eines ausgeprägten Tumblewirbels und zur Erhöhung der Turbulenzintensität. Die zunehmende Turbulenz resultiert in einer besseren Durchmischung, was bei ausreichender Gemischbildungszeit zu einer entsprechend guten Homogenisierung führt. Des Weiteren sorgt eine erhöhte Turbulenz während der Verbrennung zum einen für eine höhere Flammengeschwindigkeit, da die Transportvorgänge beschleunigt werden und zum anderen für eine Vergrößerung der Flammenoberfläche durch Aufrauhung (Spicher u. Velji 1983; Turns 2000; Warnatz u. a. 2006; Poinsot u. Veynante 2005).

Beim Einsatz einer LBK konnte ein Anstieg der HC Emissionen registriert werden, für den vier mögliche Ursachen verantwortlich sind:

- 1. Nach Stanglmaier u. a. (1999) und Suck (2001) werden die steigenden Emissionen durch einen Kraftstoffwandfilm verursacht. Sie gehen davon aus, dass durch den ausgeprägten Tumblewirbel der Kraftstoff an die Wand gedrückt wird.
- 2. Bei eingeschalteter LBK sind die Abgastemperaturen weitaus niedriger als ohne LBK. Das bereits erwähnte schnellere Durchbrennen führt zu einem frühen Verbrennungsende und damit zu niedrigeren Abgastemperaturen. Da die Nachoxidation entscheidend von der Temperatur abhängt, werden die Reaktionen verlangsamt bzw. kommen zum Erliegen.
- 3. Ein ungünstiges Verhältnis der chemischen zu den turbulenten Zeit- und Längenskalen. Dies führt während des Verbrennungsprozesses zu einer ausgeprägten Diffusion, die die Reaktionsprodukte verteilt und die zugehörige Reaktionswärme gegebenenfalls schneller abführt, als sie nachgeliefert werden kann. Daraus resultiert eine Reduktion der Temperatur, was zusätzlich zu einem Herabsetzen der Reaktionsgeschwindigkeit und schließlich zum Erliegen der Reaktionen führen kann, siehe Turns (2000), Warnatz u. a. (2006) oder Poinsot u. Veynante (2005).

4. Es treten Gemischinseln im Brennraum auf, die stark abgemagert sein können und somit keine normale Verbrennung gewährleisten.

Ausführliche Untersuchungen zum Bulkquenching bei Ottomotoren haben Spicher u. Velji (1983) durchgeführt. Sie stellten fest, dass sich mit zunehmendem λ eine Quenchzone über dem Kolben ausbildet, da die Flammengeschwindigkeit sinkt. Die Flammenfront erreicht den Kolben erst, wenn dieser in der schnellen Abwärtsbewegung ist. Des Weiteren konnten sie nachweisen, dass die Ausbildung einer Quenchzone auch von der Motorkühlung abhängt, da auftretende Quenchzonen eher in Bereichen mit niedriger Temperatur entstehen. Der Zündzeitpunkt hat hingegen keinen Einfluss auf das Quenchverhalten, solange er in Bereichen bleibt die einen normalen Motorbetrieb erlauben. Eine höhere Turbulenz wirkt sich nach ihren Versuchen grundsätzlich positiv auf die Verbrennung aus.

Einen phänomenologischen Ansatz zur Erfassung der unverbrannten Kohlenwasserstoffe aus Bulkquenching haben Trinker u. a. (1993) sowie Sodre (1999) verfolgt. Sie vermuten, dass die Flammenfront den Brennraum nicht vollständigen durchläuft, sondern vorher verlöscht und die übrig gebliebenen Kohlenwasserstoffe nur teilweise oxidiert werden. Sie entwickelten einen Schwellwertansatz, der über Messdaten kalibriert wurde. Dieser Ansatz hat nur unzureichende Ergebnisse gebracht. Das an einem oder mehreren Punkten parametrierte Modell lässt sich nicht auf das Kennfeld übertragen, da der Schwellwert häufig noch während der Verbrennungsphase erreicht oder nie überschritten wird.

Merdes (1999) führte CFD-Berechnungen für einen PFI Motor durch, wobei sein Hauptaugenmerk auf den Kohlenwasserstoffen aus Spaltvolumina und dem Ölfilm lag. Als Reaktionskinetik für die Verbrennungsberechnung wurde der schnelle Gleichgewichtsansatz von Olikara u. Borman (1975) verwendet, der aber keine Kohlenwasserstoffe berücksichtigt, sondern ausgehend von einer vollständigen Kraftstoffumsetzung die Abgaszusammensetzung bestimmt.

Yi u. a. (2000) führten Untersuchungen zur Auswirkung des Tumblewirbels auf das Spray durch. Sie stellten fest, dass das Spray durch den Wirbel in die Richtung der Wand gedrückt wird und diese benetzt. Alger u. a. (2000) bestätigten diese Ergebnisse und konnten außerdem noch einen Zusammenhang zwischen der Tumbleachse und der Benetzungsposition ermitteln, wobei letztere unabhängig vom Zeitpunkt der Einspritzung war.

Helie u. a. (2001) führten auf einem Höchstleistungsrechner CFD-Berechnungen zur Flammenverlöschung im Schichtbetrieb durch und berechneten eine Wandbenetzung von ungefähr 5% der eingespritzten Kraftstoffmasse. Sie berücksichtigten die auftretenden Gemischinseln und verwendeten zwei unterschiedlichen Kinetiken um die Oxidation sowohl im brennbaren als auch im nicht brennbaren Gemisch zu beschreiben. Allein die Tatsache, dass nur der halbe Brennraum mit einer mode-

raten Zahl an Zellen auf einem massiv parallelen Vektorrechner verwendet wurde, zeigt wie aufwendig solche Berechnungen sind.

Wie oben beschrieben ist eine physikalische Modellierung mit eindimensionalen Ansätzen nicht möglich und eine detailliertere dreidimensionale Analyse ist im Rahmen dieser Arbeit nicht vorgesehen und würde auch einen entsprechend hohen zeitlichen und rechentechnischen Aufwand erfordern. Des Weiteren wird der Anteil des Bulkquenchings an den HC Emissionen als nur gering eingeschätzt und eine Validierung ist nicht möglich. Daher wird von einer Modellierung abgesehen. Allerdings sollen fraktale Verbrennungsmodelle kurz vorgestellt werden. Diese sind in den letzten Jahren eine Alternative zu den etablierten nulldimensionalen Einzonenmodellen geworden und wurden bereits mehrfach erfolgreich getestet. Sie beschreiben die zeitliche Kraftstoffumsetzung anhand der turbulenten und chemischen Zeit- und Längenskalen und benötigen normalerweise einen optischen Zugang zum Motor, um die entsprechenden Verbrennungsparameter bestimmen und das Modell validieren zu können. Im Rückschluss könnten sie aber, in Verbindung mit einem nulldimensionalen Einzonenmodellen, eine Aussage über die turbulenten Zeit- und Längenskalen erlauben und somit auch eine Bewertung der Flammenstabilität ermöglichen. Die notwendigen Gleichungen sollen im Folgenden kurz vorgestellt werden. Von einer Umsetzung wird mangels optischer Flammenvermessungen und der damit verbundener aussichtslosen Validierung aber abgesehen.

4.9.1 Fraktales Verbrennungsmodell

Fraktale Verbrennungsmodelle werden inzwischen erfolgreich als Alternative zu nulldimensionalen Einzonenmodellen eingesetzt, um den Verbrennungsverlauf bzw. die Umsatzrate anhand der Strömungseigenschaften zu bestimmen, da sie keine Indizierdaten benötigen (Suzuki u. Nishiwaki 2004; Bozza u. a. 2005; Regner u. a. 2006).

Beim fraktalen Ansatz wird von einer gewinkelten laminaren Flammenfront ausgegangen. Nach *Damköhler* entspricht das Verhältnis von turbulenter zur laminaren Flammengeschwindigkeit dann dem Verhältnis von laminarer zu turbulenter Oberfläche der Flammenfront, Gleichung 4.41.

$$\frac{S_T}{S_L} = \frac{A_T}{A_L} \tag{4.41}$$

Daraus folgt für die umgesetzte Brennstoffmasse pro Zeiteinheit Gleichung 4.42

$$\frac{dm_b}{dt} = \rho_u A_T S_L = \rho_u A_L S_T \tag{4.42}$$

Der fraktale Ansatz beruht auf der Annahme, dass zwischen den kleinsten und den größten turbulenten Längenskalen L_{min} und L_{max} Selbstähnlichkeit bezüglich der Flammenfaltung herrscht. Mit dieser Annahme lässt sich die Flammenfront

als fraktales Objekt mit der Dimension D_{frac} charakterisieren und Gleichung 4.41 zu Gleichung 4.43 erweitern.

$$\frac{S_T}{S_L} = \frac{A_T}{A_L} = \left(\frac{L_{max}}{L_{min}}\right)^{D_{frac}}$$
(4.43)

Daraus folgt für Gleichung 4.42

$$\frac{dm_b}{dt} = \rho_u \frac{A_T}{A_L} A_L S_L$$

$$\frac{dm_b}{dt} = \rho_u \left(\frac{L_{max}}{L_{min}}\right)^{D_{frac}} A_L S_L$$
(4.44)

Die fraktale Dimension lässt sich über die Turbulenzintensität u' und die laminare Flammengeschwindigkeit S_L ausdrücken. Bozza u. a. (2005) und Regner u. a. (2006) verwenden zur Bestimmung der fraktalen Dimension Gleichung 4.45, während Yoshiyama u. a. (2001) Gleichung 4.46 heranziehen, mit ρ_0 als Referenzdichte bei 101.3 kPa und 300 K und ρ_u als Dichte des unverbrannten Gemisches .

$$D_{frac} = \frac{2.35u' + 2.05S_L}{u' + S_L} - 2 \tag{4.45}$$

$$D_{frac} = \frac{1.0}{1 + 0.25 \left(\frac{\rho_u}{\rho_0}\right)^4 \left(\frac{u'}{S_L}\right)^2} + \frac{1.3}{1 + 4 \left(\frac{\rho_u}{\rho_0}\right)^{-4} \left(\frac{u'}{S_L}\right)^{-2}}$$
(4.46)

Als größte turbulente Längenskala wird die Integrale-Länge L_I herangezogen, die näherungsweise durch den Hub H und einen Korrekturfaktor c_l (0.2 – 0.8) ausgedrückt werden kann. Als kleinste turbulente Längenskala wird die Kolmogorov-Länge l_K verwendet, die mittels der turbulenten Reynolds-Zahl Re_t angegeben werden kann.

$$L_I = c_l \cdot H \tag{4.47}$$

$$l_{K} = \frac{L_{I}}{Re_{t}^{\frac{3}{4}}}$$

$$Re_{t} = \frac{u'L_{I}}{\nu_{u}}$$

$$(4.48)$$

$$\frac{dm_b}{dt} = \rho_u A_L S_L \left(\frac{u'c_l H}{\nu_u}\right)^{D_{frac}} \cdot C \tag{4.49}$$

Der dimensionslose Korrekturfaktor C taucht nur in dem für den fraktalen Ansatz von Yoshiyama u. a. (2001) auf. Er wird berechnet aus Gleichung 4.50 mit U als

maximale Umfangsgeschwindigkeit, r_f als Radius der Flammenfront und r_0 als Bohrungsdurchmesser.

$$C = 1.0 + 0.3 \left(\frac{U}{S_L}\right) \left(\frac{r_f}{r_0}\right)^2 \left(1 - \frac{r_f}{r_0}\right)$$
(4.50)

Die Oberfläche der laminaren Flammenfront A_L lässt sich mit Hilfe der Gleichungen 4.13-4.15 bestimmen, die im Grunde zur Berechnung des Volumens der verbrannten Zone benötigt werden, siehe Kapitel 4.5. Unter den Annahmen, dass die Druckverteilung im Zylinder homogen ist und in der unverbrannten Zone sich ein ideales Gas befindet, kann die Dichte in der unverbrannten Zone über $\rho_u = p/(R_u T)$ bestimmt werden.

Für die Bestimmung der laminaren Flammengeschwindigkeit bei Verbrennungsmotoren aber auch bei Gasturbinen hat sich der Ansatz von Metgalchi u. Keck (1982) etabliert, siehe Gleichung 4.51. Die laminare Flammengeschwindigkeit wurde experimentell für verschiedene Luft-Kraftstoff-Kombinationen bestimmt und wird insbesondere beim fraktalen Verbrennungsmodell bevorzugt eingesetzt.

$$S_{L} = S_{L,ref} \left(\frac{T_{U}}{T_{U,ref}}\right)^{\alpha} \left(\frac{p}{p_{ref}}\right)^{\beta} (1 - 2.1 Y_{AGR})$$
(4.51)
$$S_{L,ref} = B_{M} + B_{2} (\Phi - \Phi_{M})$$

$$\alpha = 2.18 - 0.8 (\Phi - 1)$$

$$\beta = -0.16 + 0.22 (\Phi - 1)$$

Bei den Faktoren B_M , B_2 und Φ_M handelt es sich um kraftstoffspezifische Konstanten, siehe Tabelle 4.8.

Kraftstoff	Φ_M	$B_M [{\rm cm/s}]$	$B_2 [\mathrm{cm/s}]$
Methanol	1.11	36.92	-140.51
Propan	1.08	34.22	-138.65
Isooktan	1.13	26.32	84.72
Indolen	1.13	27.58	-78.34

Tabelle 4.8: Kraftstoffspezifische Konstanten nach Metgalchi u. Keck (1982)

Sodre (1998) entwickelte einen phänomenologischen Ansatz um das Verhältnis von S_T/S_L zu beschreiben. Ausgehend von den Gleichungen von Metgalchi u. Keck passten sie den Faktor und den Exponenten für die Abgasrückführrate an.

$$S_L = S_{L,ref} \left(\frac{T_U}{T_{U,ref}}\right)^{\alpha} \left(\frac{p}{p_{ref}}\right)^{\beta} \left(1 - 2.06 \, Y_{AGR}^{0.77}\right) \tag{4.52}$$

Bei druckindizierten Versuchsaggregaten werden nulldimensionale Modelle zur Analyse des Brennverlaufs verwendet. Gekoppelt mit Gleichung 4.49 ist eine näherungsweise Bestimmung der Turbulenzintensität u' möglich und folglich auch Rückschlüsse auf die Flammenstabilität.

Dai u. a. (1998) untersuchten die Flammenverlöschung im Brennraum und dessen Bewertungskriterien. Sie kamen zu dem Ergebnis, dass das *Leeds*-Diagramm in Abbildung 4.33 die präziseste Möglichkeit zur Bewertung von motorischen Verbrennungen ist, neben den Diagrammen von *Borghi* (Warnatz u. a. 2006) oder von *Abraham, Williams und Bracco* (Turns 2000).



Abbildung 4.33: Leeds-Diagramm (Dai u. a. 1998)

Das fraktale Flammenmodell wurde von Suzuki u. Nishiwaki (2004) Bozza u. a. (2005) und Regner u. a. (2006) ohne Indizierdaten erfolgreich zur Analyse des Brennverlaufs eingesetzt. Sind diese jedoch vorhanden, dann sollte dieser Ansatz in Verbindung mit einem nulldimensionalen Einzonenmodell auch zur Strömungsanalyse genutzt werden können. Das fraktale Flammenmodell stellt daher eine mögliche Ergänzung zu den bisherigen Modellen dar, wobei Daten aus optischen Messungen oder Erfahrungswerte benötigt werden, um plausible Abschätzungen zu treffen und eine erfolgreiche Umsetzung zu gewährleisten.

4.10 Modellkombination und Parametrierung

Sowohl der Kraftstoffwandfilm in Form von auskondensiertem Kraftstoff als auch das Wallquenching liefern keinen oder nur einen vernachlässigbar kleinen Beitrag zu den gesamten HC Emissionen bei warmem Motor. Der notwendige Berechnungsaufwand zur Erfassung der HC Emissionen aus diesen Quellen ist zudem ungleich größer als der zur Erfassung der HC Emissionen aus dem Feuersteg oder dem Ölfilm. Daher werden für eine gekoppelte Berechnung ausschließlich das Feuerstegund Ölfilmmodell verwendet.

Als Nachoxidationsmodell für das Feuerstegmodell bietet sich der Ansatz von Lavoie (1978) an. Eine Kalibrierung wird für die HC Emissionen im Referenzpunkt durchgeführt, vermindert um die berechneten HC Emissionen aus dem Ölfilm.

Die für die Arbeit mit dem Ölfilmmodell notwendigen Berechnungen des Übergangskoeffizienten erfolgt mit dem Ansatz von Schramm u. Sorenson (1990) für den Übergangskoeffizienten von *Isooktan/SAE 10W-40*; die des Diffusionskoeffizienten mit dem Ansatze von Wilke u. Chang (1955).



Abbildung 4.34: Anteil der berechneten THC Emissionen nach Quelle aufgeschlüsselt, wobei 100% den gemessenen THC Emissionen entsprechen.

Abbildung 4.34 zeigt die berechneten relativen THC Emissionen für einzelne Lastpunkte. Die Gesamtemission ist nochmals aufgeteilt auf Einzelemissionen der beiden Quellen, mit einer Dominanz des Feuerstegs. Mit zunehmendem effektiven Mitteldruck sinken sowohl bei 1500 U/min als auch bei 4000 U/min die THC

Emissionen aus dem Feuersteg, wahrscheinlich aufgrund der höheren Wand- und Abgastemperatur und der damit verbundenen stärkeren Nachoxidation. Die korrespondierenden THC Emissionen aus dem Ölfilm nehmen gleichzeitig zu, vermutlich wegen des höheren Drucks im Zylinder. Bei der Gesamtbetrachtung beider Quellen ist mit den Modellrechnungen ein grundsätzlicher Anstieg der THC Emissionen sowohl mit zunehmendem effektiven Mitteldruck als auch mit zunehmender Drehzahl erkennbar.

Das Feuerstegmodell hat den größten Einfluss auf die berechneten THC Emissionen. Es ist aber abhängig von geometrischen Größen und dem gewählten Nachoxidationsansatz. Das Ölfilmmodell wiederum basiert auf Näherungsansätzen für die Ölfilmdicke, den Übergangs- und Diffusionskoeffizienten. Da eine Parametrierung der Modelle von vornherein nicht ausgeschlossen wurde, ist eine Anpassung der Nachoxidationsparameter im Arrheniusansatz die naheliegenste als auch plausibelste Möglichkeit zur Optimierung über das Motorkennfeld. Nachfolgend wird deshalb zuerst eine Kalibrierung an den ausgewählten Betriebspunkten durchgeführt und abschließend ein Vergleich über das gesamte Motorkennfeld.



Abbildung 4.35: Summe der berechneten THC Emissionen aus den jeweiligen Anteilen der beiden Quellen. 100% Entsprechen den gemessenen THC Emissionen.

Tabelle 4.9 enthält den so optimierten Parametersatz zur Berechnung der Nachoxidation. Die damit berechneten THC Emissionen finden sich in Abbildung 4.35. Die Änderung der Aktivierungsenergie und des Korrekturfaktors führen zu einem verzögerten Einsetzen der Nachoxidation im Vergleich zum Ansatz von Lavoie (1978).

C_R	A	E_a	a	b
1.3358×10^{3}	6.7×10^9	356000	1.0	1.0

Tabelle 4.9: Optimierter Parametersatz zur Berechnung der Nachoxidation mittels Einschrittkinetik

Als Resultat steigen bei relativ niedrigen Temperaturen die THC Emissionen im unteren Lastbereich an. Der Anstieg ist bei 1500U/min und 2bareffektivem Mitteldruck nur minimal, führt aber bei 1500U/min und 8barzu einer erhebliche Verbesserung der Ergebnisse.

Die Parameteränderungen bewirken bei höheren Temperaturen einen Anstieg der Konvertierungsrate, wodurch die THC Emissionen stärker reduziert werden. Als Resultat nehmen die berechneten HC Emissionen bei beiden Lastpunkten mit 4000 U/min ab. Insbesondere bei einem effektiven Mitteldruck von 2 bar führt dies zu berechneten THC Emissionen die näher an der Messungen liegen als beim Originalparametersatz.

In Abbildung 4.36 sind die relativen Fehler der Berechnungen zu den Messwerten im gesamten Kennfeld abgebildet. Über dem Punkt für die jeweilge Messstelle ist das Ergebnis mit dem kalibrierten Parametersatz nach Lavoie (1978) eingetragen, unter dem Punkt das Ergebnis mit dem optimierten Parametersatz. Die Abweichungen der berechneten THC Emissionen von den gemessenen konnten zwar vereinzelt durch die Optimierung verringert werden, aber eine Verbesserung über das gesamte Kennfeld ist nicht zu erkennen. Der kalibrierte Parametersatz nach Lavoie (1978) liefert einen relativen Fehler von bis zu -58.29% im unteren und bis zu 73.31 % im oberen Lastbereich mit einem mittleren Fehler von 10.65 %. Für den optimierten Parametersatz verschieben sich diese Grenzen zu $-59.15\,\%$ bzw. 60.85% mit einem mittleren relativen Fehler von 5.28%. Die Grundidee des Optimierungsansatzes, nämlich im unteren Lastbereich eine verzögerte und im oberen Lastbereich eine schnelle Nachoxidation zu verwenden ist tendenziell richtig, wie an der Abnahme des relativen Fehlers mit steigender Last zu erkennen ist. Allerdings scheinen einfache Ansätze hier an ihre Grenzen zu stoßen, da eine weitere Anpassung der Aktivierungsenergie oder des präexponentiellen Faktors zwar im unteren Lastbereich noch Verbesserungen ermöglicht, aber dies auf Kosten des Teillastbereichs geht. In diesem verschlechtern sich die Berechnungsergebnisse dann erheblich und im Volllastbereich führen diese Anpassungen nur noch zu marginalen Anderungen der Berechnungsergebnisse.



Abbildung 4.36: Relativer Fehler der berechneten zu den gemessenen THC Emissionen in allen gemessenen Betriebspunkten unter Verwendung des kalibrierten Parametersatzes von Lavoie (1978) (oberhalb) und des optimierten Parametersatzes (unterhalb) der jeweiligen Messstellen.
5 Zusammenfassung

Ziel der Arbeit ist eine Analyse, Bewertung und teilweise Umsetzung geeigneter Modelle zur Bestimmung der unverbrannten Kohlenwasserstoffe im Abgas eines DISI-Motors unter Verwendung schneller, einfacher und eindimensionaler Einzelmodelle, die dennoch physikalisch möglichst genau die unverbrannten Kohlenwasserstoffemissionen wiedergeben. Die Ergebnisse sollen anhand von Abgasmessungen eines DISI-Motors validiert werden.

Unter diesen Zielsetzungen werden derzeit bekannte Modelle analysiert, selektiert und gegebenenfalls angepasst oder vereinfacht und umgesetzt. Die Modelle werden zusätzlich mit unterschiedlichen Nachoxidationsansätzen gekoppelt. Die berechneten Ergebnisse werden abschließend mit Abgasmessungen an einem straßentauglichen Motor verglichen und bewertet.

Eine einfache Modellierung der Entstehung und des Verbleibs von unverbrannten Kohlenwasserstoffen ist in Grenzen möglich. Dennoch ist eine separate Validierung der einzelnen Modelle unabdingbar, um eine genauere Parametrierung und Wichtung durchzuführen und auch um gegebenenfalls eine entsprechende Kinetik auswählen bzw. diese anpassen oder entwickeln zu können. Nachfolgend werden die Einzelmodelle für die jeweiligen Emissionsquellen sowie ihre Bedeutung für die Gesamtemission bewertet.

5.1 Feuersteg

Der physikalische Hintergrund ist gut bekannt und der große Einfluss des Feuerstegs auf die HC Emissionen wurde in verschiedensten Untersuchungen belegt. Eine einfache Modellierung ist möglich, auch mit einer Erweiterung zur Berücksichtigung der Blow-by Verluste und der Wärmeausdehnung des Kolbens mit akzeptablem Arbeitsaufwand. Die Nachoxidation spielt eine entscheidende Rolle und wird in den aktuellen Modellen noch nicht hinreichend abgebildet. Eine Beschreibung mit Einschrittkinetiken ist zwar nicht ausgeschlossen, liefert aber relativ große Schwankungen, die nur bedingt über eine entsprechende Anpassung der Reaktionskonstanten kompensiert werden können. Für den Einsatz detaillierter Kinetiken ist die Modellierungstiefe aber nicht ausreichend, da Diffusionsprozesse und Temperaturverläufe im wandnahen Bereich nicht erfasst werden. Des Weiteren ist eine solche Berechnung derzeit nur für Forschungszwecke sinnvoll, da die gegenwärtig benötigte Rechenzeit exorbitant hoch ist. Da der Feuersteg sowohl bei äußeren als auch bei inneren Gemischbildnern einen entscheidenden Einfluss auf das Emissionenverhalten von Kohlenwasserstoffen hat, erscheinen weitere Unter-

suchungen hinsichtlich einer detaillierten Modellierung und messtechnischen Erfassung als notwendig und ratsam.

5.2 Ölfilm

Die physikalischen Vorgänge im Ölfilm sind zwar allgemein bekannt, der Einfluss auf die HC Emissionen ist allerdings noch nicht hinreichend geklärt. So weisen die Simulationsergebnisse erhebliche Schwankungen auf, je nach Wahl der benötigten Untermodelle. Eine Umsetzung mit akzeptabler Rechenzeit ist möglich, allerdings stellen sowohl die Stoffwerte, die lokale Ölfilmdicke, die lokale Ölfilmtemperatur als auch der Einfluss der Kraftstoff-Öl-Paarung bei der Modellierung noch Unsicherheitsfaktoren dar und müssen noch genauer geklärt werden.

5.3 Kraftstoffwandfilm

Der Kraftstoffwandfilm im Zylinder hat sowohl bei äußeren als auch bei inneren Gemischbildnern ein hohes Emissionspotential. Die Höhe der Emissionen sind unter anderem stark abhängig vom Ort der Benetzung und der Kraftstoffart bzw. -mischung. Die auftretenden Effekte sind bekannt, deren Modellierung, insbesondere mit einfachen Modellen, ist sehr anspruchsvoll und verlangt einen hohen Rechenaufwand. Wie die Simulationsergebnisse zeigen, ist die Erfassung der Kraftstoffkondensation eher von untergeordneter Rolle und wird erst hinsichtlich des Kaltstarts interessant. Unter Kaltstartbedingungen kann die Kraftstoffkondensation nicht vernachlässigt werden.

Das Hauptaugenmerk sollte daher auf der Wandbenetzung durch das Kraftstoffspray liegen, wo das Emissionspotential erheblich höher ist, wie die Literaturrecherche gezeigt hat. Der direkte Kraftstoffauftrag auf den Kolben oder die Zylinderwand ist daher nicht nur von weitaus größerem Risiko bezüglich der HC Emissionen; er tritt auch bei warmem Motorbetrieb auf. Die Thematik erfordert auch eine genauere Betrachtung des gesamten Einspritzverhaltens, einschließlich der Sprayausbreitung und der Ausbildung des Strömungsfeldes im Brennraum. Selbst mit heutigen CFD-Werkzeugen ist eine solche Analyse sehr arbeitsaufwendig und extrem rechenintensiv, wobei Fragen zur Modellierung der Sprayausbreitung und Verdampfung noch Gegenstand aktueller Forschung sind.

5.4 Wallquenching

Das Wallquenching nimmt nach heutigen Ergebnissen nur einen sehr geringen Stellenwert bei den HC Emissionen ein und kann im Normalfall vernachlässigt werden. Der verschwindend geringe Einfluss auf die HC Emissionen ist bereits nachgewiesen. Nichtsdestotrotz ist eine Modellierung mit hinreichender Genauigkeit möglich, wenn die Verbrennungsbedingungen den Einsatz einer entsprechenden Kinetik erlauben. Diese Kinetiken existieren zwar für einfache Gase und teilweise auch für reine Kraftstoffe, sind aber nur begrenzt brauchbar, da sie für die auftretenden Spitzentemperaturen und -drücke nicht validiert wurden und somit nicht im gesamten Lastbereich eines Motors verwendet werden können. Ein Einsatz dieser Kinetiken ist zwar möglich, aber nur unter Vorbehalt.

5.5 Flamequenching

Im Homogenbetrieb ist das Flamequenching bei normalen Betriebsparametern bezüglich der HC Emissionen kein Problem. Erst beim Einsatz der Ladungsschichtung und der damit verbundenen λ -Gradienten im Brennraum kann das Flamequenching zu einem Anstieg der HC Emissionen führen. Da es sich hierbei aber um einen hochgradig mehrdimensionalen Prozess handelt, der durch die Kraftstoffverdampfung einschließlich der Sprayausbreitung und durch das Strömungsfeld massiv bestimmt wird, kann das Flamequenching mit einfachen physikalischen Modellen nicht beschrieben werden. Hinzu kommt das Problem einer entsprechenden Reaktionskinetik und der damit einhergehenden notwendigen Beschreibung der Nachoxidation, was aber nur eingeschränkt gelingt. Eine entsprechende eindimensionale physikalische Modellierung existiert bis dato nicht.

5.6 Modellkombination

Die Kombination der wichtigsten Modelle und deren Optimierung auf ausgewählte Betriebspunkte bringt bei der nachfolgenden Anwendung auf das gesamte Motorkennfeld nur geringfügige Verbesserungen der Berechnungsergebnisse gegenüber den nicht veränderten Ausgangsrechnungen. Einfache Nachoxidationsansätze sind nicht geeignet um über das gesamte Kennfeld gleich bleibend adäquate Ergebnisse zu liefern. Im Gegenzug sind detaillierte Kinetiken aber zu komplex und rechenintensiv um Verwendung zu finden. Möglichkeiten stellen hier eventuell bivalente Ansätze dar, die einen Teil der Kohlenwasserstoffe schon bei niedrigen Temperaturen und die verbleibenden erst bei höheren Temperaturen oxidieren.

Auch wenn eine rechnerische Bestimmung der THC Emissionen mit einfachen physikalischen Modellen noch nicht möglich ist, lassen sich zumindest Möglichkeiten zur Vermeidung der Emissionen aus den gewonnen Daten ableiten.

Als ad-hoc Maßnahmen zur Senkung der HC-Emissionen bieten sich konstruktive Änderungen am Kolben an. Eine Fase am Kolbenrand würde ein tieferes Eindringen der Flammenfront in den Feuersteg erlauben. Ein eher tief als breit ausgelegter Feuersteg führt bei konstantem Volumen zu einer größeren Austrittsgeschwindigkeit und einer besseren Durchmischung, wodurch sich auch eine bessere Nachoxidation einstellt. Zu erwägen ist auch ein kontrollierter Bypass, um die unverbrannten Kohlenwasserstoffe ins Kurbelgehäuse zu leiten und einer späteren Verbrennung wieder zuführen zu können. Die Auswirkungen solcher Eingriffe sowohl auf das Laufverhalten als auch auf die Standzeit des Motors sind allerdings unsicher. Auch mögliche Wirkungsgradverluste müssen hierbei bilanziert werden, damit die beabsichtigten Eingriffe sich nicht kontraproduktiv auswirken.

Eine Verwendung von synthetischen Ölen und Kraftstoffen mit niedrigerem Aromatenanteil könnte ebenfalls die HC Emissionen senken, da sich die Löslichkeit der Kohlenwasserstoffe im Ölfilm verringert. Alternativ wäre eventuell auch ein Einsatz von Additiven im Öl vorstellbar.

6 Ausblick

Eine der größten Schwierigkeiten bei der Modellierung der unverbrannten und teiloxidierten Kohlenwasserstoffe ist die Validierung. Keines der vorgestellten Modelle konnte einzeln validiert werden, da weder die verwendeten Betriebsparameter noch die eingesetzte Messtechnik eine dezidierte Analyse und Zuordnung der einzelnen Kohlenwasserstoffe und deren Quellen erlaubt. Auch der Versuch die HC Emissionen aus den Literaturangaben ordentlich zu bewerten und ihren Quellen zuzuordnen gestaltet sich extrem schwierig, da stark variierende Motoren, Kraftstoffe und Messsysteme zum Einsatz kommen und unterschiedliche Lastpunkte und Randbedingungen verwendet werden. Daher sollte jede weiterführende Modellierung von einer entsprechenden messtechnischen Untersuchung begleitet werden.

Dies erfordert allerdings eine konsistente Plattform die für verschiedene Messungen genutzt werden kann, um die oben genannten Einflüsse zu minimieren, und die Parallelmessung verschiedener HC Quellen, um Querempfindlichkeiten zu detektieren. Untersuchungen zum Ölfilm, zum Beispiel mit unterschiedlichen Ölen, beeinflussen gleichzeitig die Schmierung und damit verbunden auch die Blow-by-Verluste, den Wärmehaushalt durch Reibung und somit auch die Kolbendehnung und Größe des Feuerstegs.

Die beiden Punkte stellen nicht nur aus messtechnischer Sicht eine große Herausforderung dar, sondern sind auch mit einem enorm hohen finanziellen Aufwand verbunden. Dieser ergibt sich aus den zwingend erforderlichen schnellen und detaillierten Messverfahren. Die Validierung ist daher die größte Schwierigkeit, um etwaige Modelle weiterzuentwickeln.

Des Weiteren stellt eine passende Reaktionskinetik eine entsprechende Hürde dar, da sie für ein physikalisches Modell mit ausreichender Genauigkeit unabdingbar ist. Entsprechende Kinetiken, die für den gesamten Temperatur- und Druckbereich der motorischen Verbrennung validiert sind und auch die Spitzendrücke und -temperaturen abdecken, existieren derzeit nicht. Durch die niedrigeren Drücke und Temperaturen im unteren Lastbereich des Motors scheint ein Einsatz in Grenzen möglich.

Eine weitere Hürde stellt aber der Kraftstoff dar. So besteht normaler Kraftstoff nach DIN EN 228:2004 aus einer veränderlichen Mischung einer Vielzahl von Kohlenwasserstoffen, wodurch eine genaue Beschreibung der chemischen Reaktionen extrem schwierig wird. Daher sollten alle weiteren Untersuchungen entweder mit reinen Kraftstoffen wie etwa Isooktan oder n-Heptan durchgeführt werden. Geeignete Kinetiken für reine Kraftstoffe existieren für niedrige Drücke und Tempe-

raturen und werden kontinuierlich weiterentwickelt. Eine Alternative stellen synthetische Kraftstoffe dar, die nur wenige repräsentative Kohlenwasserstoffe enthalten. Hierdurch wird die Zahl der notwendigen Stoffwerte stark reduziert; und die Betrachtung der Kraftstoffdiffusion in den Ölfilm sowie die Modellierung des Kraftstoffwandfilms oder des Wallquenching wird vereinfacht.

Als aussichtsreichstes Modell zur Weiterführung bietet sich die Modellierung des Feuerstegs an, da es sowohl im Hinblick auf einen geringen Zeitaufwand als auch einen großen Einsatzbereich vorteilhaft ist. Der Anteil an den HC Emissionen ist signifikant und ein Modell könnte sowohl bei PFI- als auch bei DI-Motoren zum Einsatz kommen. Dies erfordert allerdings die bereits erwähnte detaillierte messtechnische Analyse, um eine Validierung und gegebenenfalls Parametrierung durchführen zu können.

Hinsichtlich des Emissionspotentials ist ein Modell zur Beschreibung des Kraftstoffwandfilms am interessantesten aber auch am aufwendigsten. Wie gezeigt wurde, birgt gerade die Benetzung des Kolbens oder der Zylinderwände ein erhebliches Risiko. Eine genauere Analyse, wie sich sowohl die Sprayausbreitung als auch die Verdampfung des aufgetragenen Kraftstoffs verhält, dürfte ein erhebliches Einsparund Reduktionspotential hinsichtlich der Kraftstoffmenge bzw. der HC Emissionen haben. Allerdings muss diese Analyse im Kontext der unterschiedlichen Brennverfahren bei inneren Gemischbildnern geschehen, da die Wandbenetzung bei wand-, luft- oder strahlgeführten Verfahren sehr unterschiedlich ausfallen dürfte.

Literaturverzeichnis

Abatorab u.a. 1996

ABATORAB, A. ; TEODORCZYK, A. ; WOLANSKI, P.: A Diagnostic Multizone Zero-Dimensional Model for SI Engine with Chemical Kinetics. In: SAE*961732* (1996)

Alger u. a. 2000

ALGER, T.; HALL, M.; MATTHEWS, R.: The Effects of In-Cylinder Flow Fields and Injection Timing on Time-Resolved Hydrocarbon Emissions in a 4-Valve, DISI Engine. In: SAE 2000-01-1905 (2000)

Alger u. a. 2001 Alger, T. ; Huang, Y. ; Hall, M. ; Matthews, R.D.: Liquid Film Evaporation Off the Piston of a Direct Injection Gasoline Engine. In: SAE 2001-01-1204 (2001)

Alkidas u. Drews 1996

ALKIDAS, A.C.; DREWS, R.J.: Effects of Mixture Preparation on HC Emissions of a SI Engine Operating Under Steady-State Cold Conditions. In: SAE 961958 (1996)

Amano u. Okamoto 2001

AMANO, T.; OKAMOTO, K.: Unburned Hydrocarbons Emission Source from Engines. In: SAE 2001-01-3528 (2001)

Baehr u. Stephan 1994

BAEHR, H.D.; STEPHAN, K.: Wärme- und Stoffübertragung. Springer -Verlag, 1994

van Basshuysen 1994

BASSHUYSEN, R. van; SCHÄFER, F. (Hrsg.): Lexikon Motorentechnik. Vieweg-Verlag, 1994 http://www.motorlexikon.de/

Bignion u. Spicher 1998

BIGNION, E.; SPICHER, U.: Investigation of the Top Land Crevice Geometry on Hydrocarbon Emissions from SI Engines. In: SAE 982560 (1998)

Bignion 2001

BIGNION, Edgar: Untersuchung der Kohlenwasserstoff-Emissionen hubraumkleiner Ottomotoren, Universität Karlsruhe, Diss., 2001

Blint u. Bechtel 1982

BLINT, R.J. ; BECHTEL, J.H.: Hydrocarbon Combustion near a Cooled Wall. In: *SAE 820063* (1982)

Bozza u. a. 2005

BOZZA, F; GIMELLI, A.; MEROLA, S.S.; VAGLIECO, B.M.: Validation of a Fractal Combustion Model through Flame Imaging. In: SAE 2005-01-1120 (2005)

Buchholz 2005

BUCHHOLZ, B.: Interne Mitteilung. 2005

Bundesministerium für Verkehr, Bau und Stadtentwicklung 2007

BUNDESMINISTERIUM FÜR VERKEHR, BAU UND STADTENTWICKLUNG: Verkehr in Zahlen 2006/2007. 2007

Castrol 2007

CASTROL: Persönliche E-Mail. 2007

Cheng u.a. 1993

CHENG, W.K.; HAMRIN, D; HEYWOOD, J.B.; HOCHGREB, S.; MIN, K.; NORRIS, M.: An Overview of Hydrocarbon Emissions Mechanisms in Spark-Ignition Engines. In: *SAE 932708* (1993)

Chindaprasert u.a. 2006

CHINDAPRASERT, N. ; HASSEL, E. ; NOCKE, J. ; JANSSEN, C. ; SCHULTAL-BERS, M. ; MAGNOR, O.: Prediction of CO Emissions from a Gasoline Direct Injection Engine Using CHEMKIN. In: *SAE 2006-01-3240* (2006)

Cho u.a. 2001

CHO, H. ; KIM, M. ; MIN, K.: The Effect of Liquid Fuel on the Cylinder Liner on Engine-Out Hydrocarbon Emissions in SI Engines. In: *SAE 2001-01-3489* (2001)

Choi u.a. 2001

CHOI, H.; KIM, S.; MIN, K.: Oxidation of Unburned Hydrocarbons from Crevices in Spark-Ignition Engines. In: The Fifth International Symposium on Diagnostics and Modeling of Combustion in Internal Combustion Engines, 2001

Chung 2002

CHUNG, T. J.: Computational Fluid Dynamics. Cambridge University Press, 2002

Cleary u. Farrell 1995

CLEARY, J.C. ; FARRELL, P.V.: Single-Surface Flame Quenching Distance Dependence on Wall Temperature, Quenching Geometry and Turbulence. In: $SAE \ 950162 \ (1995)$

Curran u.a. 2002

CURRAN, H. J.; GAFFURI, P.; PITZ, W.J.; WESTBROOK, C.K.: A Comprehensive Modeling Study of iso-Octane Oxidation. In: *Combustion and Flame* Vol. 129 (2002), S. 253–280

Dai u.a. 1998

DAI, W. ; RUSS, S.G. ; TRIGUI, N. ; TALLIO, K.V.: Regimes of Premixed Turbulent Combustion and Misfire Modeling in SI Engines. In: *SAE 982611* (1998)

Davy u. a. 2001

ĎAVY, M.H.; WILLIAMS, P.A.; ANDERSON, R.W.: Effects of Fuel Injection Pressure in an Optically-Accessed DISI Engine with Side-Mounted Fuel Injector. In: *SAE 2001-01-1975* (2001)

Dent u. Lakshminarayanan 1983

DENT, J.C. ; LAKSHMINARAYANAN, P.A.: A Model for Absorption and Desorption of Vapour by Cylinder Lubricating Oil Films and Its Contribution to Hydrocarbon Emissions. In: *SAE 830652* (1983)

Drake u. a. 2003

DRAKE, M.C. ; FANSLER, T.D. ; SOLOMON, A.S. ; SZEKELY JR., G.A.: Piston Fuel Films as a Source of Smoke and Hydrocarbon Emissions from a Wall-Controlled Spark Ignited Direct-Injection Engine. In: *SAE 2003-01-0547* (2003)

Döring 1998

DÖRING, Marcus: Desorption von Kraftstoff aus einem Ölfilm während der Verbrennung, Rheinisch Westfälische Technische Hochschule Aachen, Fakultät für Maschinenwesen, Diss., 1998

Eifler u.a. 2009

EIFLER, Wolfgang ; SCHLÜCKER, Eberhard ; SPICHER, Ulrich ; WILL, Gotthard: *Kolbenmaschinen - Kolbenpumpen, Kolbenverdichter, Brennkraftmaschinen.* 7. Auflage. Vieweg-Teubner, 2009

Eiglmeier 2000

EIGLMEIER, C.: Phänomenologische Modellbildung des gasseitigen Wandwärmeüberganges in Dieselmotoren, Universität Hannover, Diss., 2000

Eng u.a. 1997

ENG, J.A.; LEPPARD, W.R.; NAJT, P.M.; DRYER, F.L.: Experimental Hydrocarbon Consumption Rate Correlations From a Spark Ignition Engine. In: *SAE 972888* (1997)

Eng u.a. 1998

ENG, J.A.; LEPPARD, W.R.; NAJT, P.M.; DRYER, F.L.: The Effect of Fuel Composition on Hydrocarbon Emissions from a Spark Ignition Engine: iso-Octane/Toluene and n-Octane/Toluene Fuel Mixtures. In: *SAE 982557* (1998)

Ernst 2001

ERNST, Johannes: Untersuchungen zur Emission unverbrannter Kohlenwasserstoffe beim Ottomotor mit Direkteinspritzung und strahlgeführtem Brennverfahren, Universität Karlsruhe, Diss., 2001

Fletcher 1991a

FLETCHER, C.A.J.; GLOWINSKI, R. (Hrsg.); HOLT, M. (Hrsg.); HUT, P. (Hrsg.); KELLER, H.B. (Hrsg.); KILLEEN, J. (Hrsg.); ORSZAG, S.A. (Hrsg.); RUSANOV, V.V. (Hrsg.): Computational Techniques for Fluid Dynamics -Fundamental and General Techniques. Bd. 1. 2. Auflage. Springer-Verlag, 1991

Fletcher 1991b

FLETCHER, C.A.J.; GLOWINSKI, R. (Hrsg.); HOLT, M. (Hrsg.); HUT, P. (Hrsg.); KELLER, H.B. (Hrsg.); KILLEEN, J. (Hrsg.); ORSZAG, S.A. (Hrsg.); RUSANOV, V.V. (Hrsg.): Computational Techniques for Fluid Dynamics - Specific Techniques for Different Flow Categories. Bd. 2. 2. Auflage. Springer-Verlag, 1991

Frank u. Heywood 1990

FRANK, R. M. ; HEYWOOD, J. B.: The Importance of Injection System Characteristics on Hydrocarbon Emissions from a Direct-Injection Stratified-Charge Engine. In: *SAE 900609* (1990)

Fulcher u. a. 1995

FULCHER, S.K. ; GAJDECZKO, B.F. ; FELTON, P.G. ; BRACCO, F.V.: The Effects of Fuel Atomization, Vaporization and Mixing on the Cold-Start UHC Emissions of a Contemporary SI Engine with Intake-Manifold Injection. In: SAE~952482~(1995)

Giovanetti u.a. 1983

GIOVANETTI, A. J.; EKCHIAN, J. A.; B., Heywood J.: Analysis if Hydrocarbon Emissions Mechanisms in a Direct Injection Spark-Ignition Engine. In: *SAE 830587* (1983)

Glassman 1996

GLASSMAN, Irvin: Combustion. 3. Auflage. Academic Press, 1996

Green u. Clotman 1997

GREEN, R.M.; CLOTMAN, L.D.: Planar LIF Observations of Unburned Fuel Escaping the Upper Ring-Land Crevice in an SI Engine. In: *SAE 970823* (1997)

Hamrin u. Heywood 1995

HAMRIN, D.A.; HEYWOOD, J.B.: Modeling of Engine-Out Hydrocarbon Emissions for Prototype Production Engines. In: *SAE 950984* (1995)

Harigaya u.a. 2000

HARIGAYA, Y.; AKAGI, J.; SUZUKI, M.: Prediction of Temperature, Viscosity and Thickness in Oil Film Between Ring Liner of Internal Combustion Engines. In: *SAE 2000-01-1790* (2000)

Hasse u.a. 2000

HASSE, C. ; BOLLIG, M. ; PETERS, N. ; DWYER, H.A.: Quenching of Laminar Iso-Octane Flames at Cold Walls. In: *Combustion and Flame* Vol. 122 (2000), S. 117–129

Held u.a. 1997

HELD, T.J ; MARCHESE, A.J. ; DRYER, F.L.: A Semi-Empirical Reaction Mechanism for n-Heptane Oxidation and Pyrolysis. In: *Combustion Science* and *Technology* Vol. 123 (1997), S. 107–148

Helie u.a. 2001

HELIE, J.; DUCLOS, J.-M.; BARTIAUD, T.; POINSET, T.; TROUVE, A.: Influence of Mixture Fluctuations on Combustion in Direct Injection Spark Ignition Engines Simulations. In: *SAE 2001-01-1226* (2001)

Hertzberg 2001

HERTZBERG, Andreas: Betriebsstrategien für einen Ottomotor mit Direkteinspritzung und NOx-Speicher-Katalysator, Universität Karlsruhe (TH), Fakultät für Maschinenbau, Diss., 2001

Herwig 2002

HERWIG, Heinz: Strömungsmechanik - Eine Einführung in die Physik und die mathematische Modellierung von Strömungen. Springer Verlag, 2002

Heywood 1988

HEYWOOD, John B.: Internal Combustion Engine Fundamentals. McGraw-Hill Inc., 1988

Hochgreb 1998

HOCHGREB, Simone ; SHER, Eran (Hrsg.): Handbook of Air Pollution from Internal Combustion Engines, Pollutant Formation and Control. Academic Press, 1998

Hocks 1979

HOCKS, W.: Schadstoffbildung und unvollständige Verbrennung beim Löschvorgang an gekühlten Wänden, Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule Aachen, Diss., 1979

Huang u.a. 1987

HUANG, W.-M. ; GREIF, R. ; VOSEN, S.R.: The Effects of Pressure and Temperature on Heat Transfer during Flame Quenching. In: *SAE 872106* (1987)

Huang u.a. 2001a

HUANG, Y. ; ALGER, T ; MATTHEWS, R. ; ELLZEY, J.: The Effects of Fuel Volatility and Structure on HC Emissions from Piston Wetting in DISI Engines. In: *SAE 2001-01-1205* (2001)

Huang u.a. 2001b

HUANG, Y.; MATTHEWS, R.; ELLZEY, J.; DAI, W.: Effects of Fuel Volatility, Load, and Speed on HC Emissions Due to Piston Wetting. In: *SAE 2001-01-2024* (2001)

Huang u.a. 1996

HUANG, Zuohua ; PAN, Keyu ; LI, Jijun ; ZHOU, Langbao ; JIANG, Deming: An Investigation on Simulation Models and Reduction Methods of Unburned Hydrocarbon Emissions in Spark Ignition Engines. In: *Combustion Science* and Technology Vol. 115 (1996), S. 105–123

Ishikawa 1984

ISHIKAWA, N.: Bulk and Wall Flame Quenching in Nonuniform Concentration Fields. In: *Combustion and Flame* Vol. 56 (1984), S. 251–259

Janssen u. a. 2005

JANSSEN, C.; E., Hassel; J., Nocke; CHINDAPRASERT, N.: Entwicklung eines Gesamtmodells zur Analyse von Indizierdruckmessungen und zur Simulation der Schadstoffbildung im Brennraum. 2005. – Technische Dokumentation

Jensen u.a. 1999

JENSEN, T. K.; SCHRAMM, J.; MORGAN, C.: Unburned Hydrocarbon Emissions from SI Engines Using Gaseous Fuels. In: *SAE 1999-01-0571* (1999)

Joos 2006

JOOS, Franz: Technische Verbrennung, Verbrennungstechnik, Verbrennungsmodellierung, Emissionen. Springer Verlag, 2006

Kawajiri u.a. 2002

KAWAJIRI, K. ; YONEZAWA, T. ; OHUCHI, H. ; SUMINDA, M. ; KATASHIBA, H.: Study of Interaction Between Spray and Air Motion, and Spray Wall Impingement. In: *SAE 2002-01-0836* (2002)

Kim u.a. 2003

KIM, M. ; CHO, H. ; CHO, Y. ; MIN, K.: Computational and Optical Investigation of Liquid Fuel Film on the Cylinder Wall of an SI Engine. In: SAE 2003-01-1113 (2003)

Koltsakis u. Stamatelos 1997

KOLTSAKIS, G. C. ; STAMATELOS, A. M.: Catalytic Automotive Exhaust Aftertreatment. In: *Progress in Energy and Combustion Science* Vol. 23 (1997), S. 1–39

Kraftfahrtbundesamt 2008

KRAFTFAHRTBUNDESAMT: Bestand an Personenkraftwagen nach Kraftstoffarten. www.kba.de, 2008

Lavoie 1978

LAVOIE, G.A.: Correlations of Combustion Data for S.I. Engine Calculations - Laminar Flame Speed, Quench Distance and Global Reaction Rates. In: SAE 780229 (1978)

Lee u. Morley 1994

LEE, G.R. ; MORLEY, C.: Chemical Modelling of Hydrocarbon Exhaust Emissions. In: *SAE 941958* (1994)

Li u.a. 1999

LI, J. ; MATTHEWS, R.D. ; STANGLMAIER, R.H. ; ROBERTS, C.E. ; ANDERSON, R.W.: Further Experiments on the Effect of In-Cylinder Wall Wetting on HC Emissions from Direct Injection Spark Gasoline Engines. In: SAE 1999-01-3661 (1999)

Linna u. Hochgreb 1995

LINNA, J.-R. ; HOCHGREB, S.: Analytical Scaling Model for Hydrocarbon Emissions From Fuel Absorption in Oil Layers in Spark Ignition Engines. In: *Combustion Science and Technology* Vol. 109 (1995), S. 205–226

Linna u.a. 1997

LINNA, J.-R. ; MALBERG, H. ; BENNETT, P.J. ; PALMER, J. ; TIAN, T. ; CHENG, W.K.: Contribution of Oil Layer Mechanism to the Hydrocarbon Emissions from Spark-Ignition Engines. In: *SAE 972892* (1997)

LoRusso u.a. 1983

LORUSSO, J.A.; KAISER, E.W.; LAVOIE, G.A.: In-Cylinder Measurements of Wall Layer Hydrocarbons in a Spark Ignition Engine. In: *Combustion Science and Technology* Vol. 33 (1983), S. 75–112

Meisner u. Sorenson 1986

MEISNER, S. ; SORENSON, S.C.: Computer Simulation of Intake and Exhaust Manifold Flow and Heat Transfer. In: SAE~860242~(1986)

Mendillo u. Heywood 1981

MENDILLO, J. V.; HEYWOOD, J. B.: Hydrocarbon Oxidation in Exhaust Port of a Spark Ignition Engine. In: *SAE 810019* (1981)

Merdes 1999

MERDES, Norbert: Numerische Bestimmung der HC-Rohemissionen bei einem Ottomotor, Universität Karlsruhe, Fakultät für Maschinenbau, Diss., 1999

Merker u.a. 2006

MERKER, G. ; SCHWARZ, C. ; OTTO, F. ; STIESCH, G.: Simulating Combustion, Simulation of combustion and pollutant formation for engine-development. Springer, 2006

Metgalchi u. Keck 1982

METGALCHI, M ; KECK, J. C.: Burning Velocities of Mixture of Air with Methanol, Isooctane, and Indolene at High Pressure and Temperature. In: *Combustion and Flame* Vol. 48 (1982), S. 191–210

Mills u. Sharrock 1986

MILLS, A.A. ; SHARROCK, N.F.: Rate of evaporation of n-alcohols from hot surface: Nukiyama and Leidenfrost temperatures. In: *European Journal of Physics* 7 Vol. 7 (1986), S. 52–54

Min u. Cheng 1995

MIN, K.; ČHENG, K.: Oxidation of the Piston Crevice Hydrocarbon During the Expansion Process in a Spark Ignition Engine. In: *Combustion Science and Technology* Vol. 106 (1995), S. 307–326

Min u.a. 1994

MIN, K.; CHENG, W.K.; HEYWOOD, J.B.: The Effects of Crevice on the Engine-Out Hydrocarbon Emissions in SI Engines. In: *SAE 940306* (1994)

Mineralölwirtschaftverband 2008

MINERALÖLWIRTSCHAFTVERBAND, e.V.: *Ölpreisentwicklung.* www.mwv.de, 2008

National Institute of Standards and Technology 2008

NATIONAL INSTITUTE OF STANDARDS AND TECHNOLOGY: National Institute of Standards and Technology. www.nist.gov, 2008

Norris u. Hochgreb 1994

NORRIS, M.G.; HOCHGREB, S.: Novel Experiment on In-Cylinder Desorption of Fuel from Oil Layer. In: *SAE 941963* (1994)

Norris u. Hochgreb 1996

NORRIS, M.g.; HOCHGREB, S.: Extent of Oxidation from the Lubricant Oil Layer in Spark-Ignition Engines. In: *SAE 960069* (1996)

Olikara u. Borman 1975

OLIKARA, C. ; BORMAN, G.L.: A Computer Program for Calculating Properties of Equilibirum Combustion Products with Some Application to I.C. Engines. In: *SAE 750468* (1975)

Oliveira u. Hochgreb 1999

OLIVEIRA, I. B. ; HOCHGREB, S.: Effect of Operating Conditions and Fuel Type on Crevice HC Emissions: Model Results and Comparison with Experiments. In: *SAE 1999-01-3578* (1999)

Oliveira 1999

OLIVEIRA, Ivan B.: One-Dimensional Numerical Model for Evaporation and Oxidation of Hydrocarbon Fuels, Massachusetts Institue of Technology, Diplomarbeit, 1999

Ortmann u.a. 2001

ORTMANN, R. ; ARNDT, S. ; RAIMANN, J. ; GRZESZIK, R. ; WÜRFEL, G.: Methods and Analysis of Fuel Injection, Mixture Preparation and Charge Stratification in Different Direct Injected SI Engines. In: *SAE 2001-01-0970* (2001)

Parks u. a. 1998

PARKS, J ; ARMFIELD, J. ; STOREY, J. ; BARBER, T. ; WACHTER, E.: In Situ Measurement of Fuel Absorption into the Cylinder Wall Oil Film During Engine Cold Start. In: SAE~981054~(1998)

Petrova u. Williams 2006

PETROVA, M.V. ; WILLIAMS, F.A.: A small detailed chemical-kinetic mechanism for hydrocarbon combustion. In: *Combustion and Flame* Vol. 144 (2006), Nr. 3, S. 526–544

Pflaum u. Mollenhauer 1977

PFLAUM, W. ; MOLLENHAUER, K.: Wärmeübergang in der Verbrennungskraftmaschine. Springer Verlag, 1977

Pierre u.a. 2004

PIERRE, Ph. ; CASTAGNE, M. ; CORDE, G. ; EYSSAVEL, G. ; FLOCH, A.: Analysis of HC Emissions on Songle Cylinder During Transient Conditions. In: SAE~2004-01-0981~(2004)

Pischinger 1995

PISCHINGER, F. et a.: Motorische Verbrennung / Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen. 1995. – Sonderforschungsbereich 224, Abschlussbericht

Pischinger u. a. 2002

PISCHINGER, R.; KLELL, M.; SAMS, T.: Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine. 2., überarbeitete. Springer Verlag, 2002

Pischinger u. a. 1989

PISCHINGER, R. ; KRASSNIG, G. ; TAUCAR, G. ; SAMS, Th. ; LIST, H. (Hrsg.) ; PISCHINGER, A. (Hrsg.): *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*. Springer Verlag, 1989

Poinsot u. Veynante 2005

POINSOT, Ť.; VEYNANTE, D.: Theoretical and Numerical Combustion. 2. Auflage. Edwards Verlag, 2005

Poling u.a. 2001

POLING, B.E.; PRAUSNITZ, J.M.; O'CONNELL, J.P.: The properties of gases and liquids. 5. Auflage. McGraw-Hill, 2001

Popp u. Baum 1997

POPP, P. ; BAUM, M.: Analysis of Wall Heat Fluxes, Reaction Mechanisms, and Unburned Hydrocarbons during Head-on Quenching of a Laminar Methane Flame. In: *Combustion and Flame* Vol. 108 (1997), S. 327–348

Pötter 2007

PÖTTER, Bernhard: Klimakiller ersten Ranges. In: *Die Zeit* (2007), 18.01.2007, Nr. 4

Regner u.a. 2006

REGNER, G.; TENG, H.; VAN WIEREN, P.; PARK, J.I.; PARK, S.Y.; YEOM, D.J.: Performance Analysis and Valve Event Optimization for SI Engines Using Fractal Combustion Model. In: *SAE 2006-01-3238* (2006)

Roberts u. Matthews 1996

ROBERTS, C.E. ; MATTHEWS, R.D.: Development and Application of an Improved Ring Pack Model for Hydrocarbon Emissions Studies. In: SAE 961966 (1996)

Sangseok u. a. 2000

 \overline{S} ANGSEOK, Yu ; HYUNGSEUNG, Yi ; HOON, Cho ; MANHIK, Kim ; KYOUNG-DOUG, Min: Modeling of the Dynamic Process of Fuel Absorption/Desoprtion in te Oil Film in SI Engines. In: *JSME International Journal* Vol. 43 (2000), Nr. 4, S. 570–575

Schintzel 2005

SCHINTZEL, Kay: Kohlenwasserstoff-Emissionen eines Motors mit Benzin-Direkteinspritzung und wandgeführtem Brennverfahren, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Diss., 2005

Schramm u. Sorenson 1989

SCHRAMM, J. ; SORENSON, S.C.: Effects of Lubricating Oil on Hydrocarbon Emissions in an SI Engine. In: *SAE 890622* (1989)

Schramm u. Sorenson 1990

SCHRAMM, J. ; SORENSON, S.C.: A Model for Hydrocarbon Emissions from SI Engines. In: *SAE 902169* (1990), S. 163–181

Schulze u.a. 2006

SCHULZE, A. ; HASSEL, E. ; NOCKE, J. ; JANSSEN, C. ; SCHULTALBERS, M. ; MAGNOR, O. ; HÜBNER, G. ; SEEMANN, P.: Kaltstartmodellierung eines 3-Wege Katalysators. In: *ASIM Workshop*, 2006

Schäfer 1999

SCHÄFER, M.: Numerik im Maschinenbau. Springer-Verlag, 1999

Seegmiller 1993

SEEGMILLER, S.: Examination of Hydrocarbon Emission Mechanisms in a Flame Propagation Engine Model. In: *SAE 930715* (1993)

Seiser u.a. 2000

SEISER, H. ; PITSCH, H. ; SESHADRI, K. ; PITZ, W.J. ; H.J., Curran: Extinction and Autoignition of n-Heptane in Counterflow Configuration. In: *Proceedings of the Combustion Institute* Vol. 28 (2000), S. 2029–2037

Sher 1998

SHER, E. e. ; SHER, Eran (Hrsg.): Handbook of Air Pollution from Internal Combustion Engines - 6. Combustion-Related Emissions in SI Engines. Academic Press, 1998

Shin u.a. 1994

SHIN, Y. ; CHENG, W.K. ; HEYWOOD, J.B.: Liquid Gasoline Behavior in the Engine Cylinder of a SI Engine. In: *SAE 941872* (1994)

da Silva u. Nigro 2000

SILVA, Lydia Lopes C. ; NIGRO, Francisco E. B.: Modeling of Hydrocarbons Formation and Emission in Gas Engines. In: *SAE 2000-01-2038* (2000)

Smith u. a. 2000

SMITH, G.P.; GOLDEN, D.M.; FRENKLACH, M.; MORIARTY, N.W.; EITE-NEER, B.; GOLDENBERG, M.; BOWMAN, C.T.; HANSON, R.K.; SONG, S.; GARDINER, W.C. Jr.; LISSIANSKI, V.V.; Q, Zhiwei: *GRI-Mech 3.0.* Internet: http://www.me.berkeley.edu/gri_mech/, 2000

Sodre u. Yates 1997

SODRE, J. R. ; YATES, D. A.: An Improved Model for Spark Ignition Engine Exhaust Hydrocarbon. In: *SAE 971011* (1997)

Sodre 1998

SODRE, J.R.: A Parametric Model for Spark Ignition Engine Turbulent Flame Speed. In: SAE~982920~(1998)

Sodre 1999

SODRE, J.R.: Further Improvements on a HC Emissions Model: Partial Burn Effects. In: *SAE 1999-01-0222* (1999)

Sodre 2003

SODRE, J.R.: Chromatograph determination of total and speciated hydrocarbons in the exhaust of a spark ignition engine. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D Journal of automobile engineering* Vol. 217 (2003), Nr. D2, S. 125–132

Spicher u.a. 1999

SPICHER, U ; FENG, B. ; KÖLMEL, A.: HC-Rohemissionen beim Kaltstart in der Warmlaufphase sowie bei Last- und Drehzahlsprüngen / Universität Karlsruhe, Institut für Kolbenmaschinen. 1999. – Forschungsbericht FZKA-BWPLUS, Förderkennzeichen: PEF 3 96 003

Spicher u.a. 1990

SPICHER, U. ; ROOSEN, P. ; SPIEGEL, L. ; HAUG, M.: Untersuchung der Gemischbildung im direkteinspritzenden Viertakt-Ottomotor / Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen. 1990. – FVV Abschlussbericht, Vorhaben Nr. 429, Direkteinspritzung Ottomotor I

Spicher u. Velji 1983

SPICHER, U. ; VELJI, A.: Entstehung von Kohlenwasserstoffen durch "flamequenching" bei Verbrennungsmotoren / Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen. 1983. – FVV Abschlussbericht, Vorhaben Nr. 231 und 299, Kohlenwasserstoff-Emission I

Spicher 1982

SPICHER, Ulrich: Untersuchungen über die räumliche Ausbreitung und das Erlöschen der Flamme bei der ottomotorischen Verbrennung, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, Diss., 1982

Spurk u. Aksel 2006

SPURK, J.H.; AKSEL, N.; AUFLAGE, 6. (Hrsg.): Strömungslehre - Eine Einführung in die Theorie der Strömungen. Springer Verlag, 2006

Stanglmaier u. a. 1999

STANGLMAIER, R.H. ; MATTHEWS, R.D. ; LI, J.: The Effect of In-Cylinder Wall Wetting Location on the HC Emissions from SI Engines. In: *SAE 1999-01-0502* (1999)

Stanglmaier u. a. 2002

STANGLMAIER, R.H.; ROBERTS, C. E.; MOSES, C.A.: Vaporization of Individual Fuel Drops on a Heated Surface: A Study of Fuel-Wall Interactions Within Direct-Injected Gasoline (DIG) Engines. In: *SAE 2002-01-0838* (2002)

Stanglmaier u. a. 1997

STANGLMAIER, R.H. ; ROBERTS, C.E. ; EZEKOYE, O.A. ; MATTHEWS, R.D.: Condensation of Fuel on Combustion Chamber Surface as a Mechanism for Increased HC-Emissions from SI Engines During Cold Start. In: *SAE 972884* (1997)

Sterlepper 1992

STERLEPPER, Jürgen: *HC-Emissionen und Flammenausbreitung beim Ottomotor*, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, Diss., 1992

Stevens u. Steeper 2001

STEVENS, E. ; STEEPER, R.: Piston Wetting in an Optical DISI Engine: Fuel Films, Pool Fires and Soot Generation. In: *SAE 2001-01-1203* (2001)

Stovell u. a. 2000

STOVELL, C. ; MATTHEWS, R. ; HUANG, Y. ; JOHNSON, B.E. ; LARSEN, B. ; NG, H. ; KIRWAN, J.: Effect of Fuel Parameters on Speciated Hydrocarbon Emissions from a Direct Injection Spark Ignition Engine. In: *SAE 2000-01-1908* (2000)

Suck 2001

SUCK, G.: Untersuchung der HC-Quellen an einem Ottomotor mit Direkteinspritzung, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Diss., 2001

Suzuki u. Nishiwaki 2004

SUZUKI, K. ; NISHIWAKI, K.: Fractal Dimension Growth Model for SI Engine Combustion. In: *SAE 2004-01-1993* (2004)

Tamura u. Hochgreb 1992

TAMURA, T. ; HOCHGREB, S.: Chemical Kinetic Modeling of the Oxidation of Unburned Hydrocarbons. In: *SAE 922235* (1992)

Trinker u.a. 1991

TRINKER, F.H. ; ANDERSON, R.W. ; HENIG, Y.I. ; SIEGL, W.O. ; KAISER, E.W.: The Effect of Fuel-Oil Solubility on Exhaust HC Emissions. In: SAE 912349 (1991)

Trinker u.a. 1993

TRINKER, F.H.; CHENG, J.; DAVIS, G.C.: A Feedgas HC Emission Model for SI Engines Including Partial Burn Effects. In: *SAE 932705* (1993)

Turns 2000

TURNS, S.R.: An Introduction to Combustion. 2. McGraw-Hill, 2000

VDI-Wärmeatlas 2006

VDI-WÄRMEATLAS ; VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE, VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und C. (Hrsg.): *VDI-Wärmeatlas.* 10., bearb. und erw. Springer Verlag, 2006

Warnatz u.a. 2006

WARNATZ, J.; MAAS, U.; DIBBLE, R.W.: Combustion, Physical and Chemical Fundamentals, Modeling and Simulation, Experiments, Pollutant Formation. 4. Auflage. Springer Verlag, 2006

Watkins 1984

WATKINS, R.C.: The Physics of Lubricant Additives. In: *Phys. Technol.* Vol. 15 (1984), S. 321–328

Wichmann 2005

WICHMANN: Interne Mitteilung. 2005

Wilke u. Chang 1955

WILKE, C. R. ; CHANG, P.: Correlation of Diffusion Coefficients in Dilute Solutions. In: A.I.Ch.E. Journal (1955), S. 264 – 270

Witze u. Green 1997

WITZE, P.O. ; GREEN, R.M.: LIF and Flame-Emission Imaging of Liquid Fuel and Pool Fires in an SI Engine During a Simulated Cold Start. In: SAE 970866 (1997)

Wu u. Hochgreb 1997

WU, K.-C.; HOCHGREB, S.: Numerical Simulation of Post-Flame Oxidation of Hydrocarbons in Spark Ignition Engines. In: *SAE 970886* (1997)

Wu u.a. 1995

WU, K.-C. ; HOCHGREB, S. ; NORRIS, M.G.: Chemical Kinetic Modeling of Exhaust Hydrocarbon Oxidation. In: *Combustion and Flame* Vol. 100 (1995), S. 193–201

Yi u.a. 2000

YI, J. ; HAN, Z. ; YANG, J. ; ANDERSON, R. ; TRIGUI, N. ; BOUSSARSAR, R.: Modeling of the Interaction of Intake Flow and Fuel Spray in DISI Engines. In: SAE~2000-01-0656~(2000)

Yoshiyama u.a. 2001

YÖSHIYAMA, S. ; TOMITA, E. ; ZHANG, Z. ; HAMAMOTO, Y.: Measurement and Simulation of urbulent Flame Propagation in a Spark Ignition Engie by Using Fractal Burning Model. In: *SAE 2001-1-3603* (2001)

Zienkiewicz u. a. 2006

ZIENKIEWICZ, O.C.; TAYLOR, R.L; NITHIARASU, P.: *The Finite Element Method for Fluid Dynamics.* 6. Auflage. Butterworth Heinemann, 2006

A Anhang

A.1 Abbildungen

A.1.1 Abgastemperaturen



Abbildung A.1: Ergebnisse der Referenzmessungen, Abgastemperaturen in $\ ^{\circ}C.$



A.1.2 Ladungsbewegungsklappe

Abbildung A.2: Ergebnisse der Referenzmessungen, Einsatz der Ladungsbewegungsklappe mit 1 gekennzeichnet.



A.1.3 Zylinderspezifische Modellergebnisse

Abbildung A.3: Vergleich der THC Emissionen aus dem Feuersteg im Referenzpunkt bei einer vollständigen Analyse und bei Analyse eines gemittelten Arbeitsspiels über alle vier Zylinder, keine Nachoxidation.



Abbildung A.4: Vergleich der THC Emissionen aus dem Ölfilm im Referenzpunkt bei einer vollständigen Analyse und bei Analyse eines gemittelten Arbeitsspiels über alle vier Zylinder, keine Nachoxidation.

A.1.4 Ventilhub Auslassventil



Abbildung A.5: Ventilhubkurve des Auslassventils für einen ausgewählten Bereich.

A.2 Tabellen

A.2.1 Kraftstoffdaten

Datum	C	Н	0	Heizwert $Hu \left[MJ/kg \right]$	$L_{min} \left[kg/kg \right]$
14.01.2004	7.2	12.7	0.09	42.01	14.22
09.10.2003	7.1	12.6	0.14	41.51	14.09
29.08.2003	7.1	12.5	0.15	41.43	14.04
11.07.2003	7.0	12.6	0.15	41.46	14.08
28.04.2003	7.0	12.5	0.15	41.43	14.06
28.02.2003	7.1	12.6	0.12	41.72	14.14
31.01.2003	7.0	12.7	0.13	41.72	14.16

Tabelle A.1: An der Universität Rostock gemessene Kraftstoffdaten.

Lösungsmittel	Assoziationsparameter
Wasser	2.6
Methylalkohol	1.9
Ethylalkohol	1.5
Benzene	1.0
Ether	1.0
Heptane	1.0

Tabelle A.2: Verschiedene Assoziationsfaktor.

Kohlenwasserstoff	C-Zahl	SuperPlus	Super	Normal
Summe Alkane		35 bis 55	40 bis 60	50 bis 65
Propan	3	< 0, 1	< 0,1	< 0,1
i-Butan/n-Butan	4	6,7	$5,\!0$	4,7
i-Pentan/n-Pentan	5	10,6	$15,\!4$	17,8
i-Hexan/n-Hexan	6	9,0	13,7	17,3
i-Heptan/n-Heptan	7	6,6	4,5	6,8
i-Octan/n-Octan	8	$16,\! 6$	8,0	7,9
Nonane	9	0,8	1,3	1,3
Decane	10	1,1	1,1	2,5
Summe Alkene (Olefine)		0 bis 18	0 bis 18	0 bis 21
Butene	4	1,3	$0,\!3$	2,5
Pentene	5	$_{3,8}$	$_{3,0}$	$3,\!3$
Hexene	6	2,1	2,0	2,2
Heptene	7	0,8	0,8	0,9
Octene	8	$0,\!3$	0,4	0,4
Nonene	9	$0,\!7$	1,0	1,2
Decene	10	0,4	0,8	1,2
Summe Aromaten		25 bis 42	25 bis 42	25 bis 42
Benzol	6	$0,\!5$	0,8	0,7
Toluol	7	8,4	10,9	6,9
Xylole	8	8,1	6,0	$5,\!5$
Ethylbenzol	8	2,2	2,1	1,4
Trimethylbenzol	9	7,0	12,3	9,3

Tabelle A.3: Kraftstoffzusammensetzung [Vol-%]nach Angabe der Firma Aral.

A.2.2 Öldaten

Quelle	Klassifikation	А	В	С	$\rho_{Oil} \ kg/m^3$	$M_{Oil} \ kg/kmol$
3	SAE 5W-20	7.70100	3.0100	0.6	856.0	445
4	SAE 5W-30	7.78052	3.0085	0.8	850.0	≈ 495
1	SAE 5W-50	6.93166	2.6540	0.8	864.0	≈ 550
5	SAE 10W-30	8.17000	3.1600	0.7	_	_
1	SAE 10W-40	7.40552	2.8542	0.8	961.0	≈ 550
2	SAE 20W-40	8.54296	3.3015	0.7	865.0	_

Tabelle A.4: Parametersätze für verschiedene Öle aus: 1.(Schramm u. Sorenson 1990), 2.(Trinker u. a. 1993), 3. (Sodre u. Yates 1997), 4. Datenblatt (Castrol SLX Longlife 3 SAE 5W-30), 5. (Norris u. Hochgreb 1994).

A.2.3 Motordaten

Motorkennbuchstabe	BAG
Bauart	4-ZylReihe
	16 Ventile
Hubraum	$1598 \ [cm^3]$
Verdichtungsverhältnis	12.0:1
Bohrung	76.50 [mm]
Hub	86.90 [mm]
Kolbendurchmesser	75.835 [mm]
(Hemd, kalt, gemessen)	
Feuersteghöhe	5.00 [mm]
Kurbelradius	43.45 [mm]
Zündfolge	1-3-4-2
Ventildurchmesser EV/AV	29.20 / 24.40 [mm]
Nockenwellenverstellung	40 [°KW]
Steuerzeiten EÖ/ES nach LW-OT	28 / 222 [°KW]
(bei 1 [mm] Ventilhub / Spätanschlag)	
Steuerzeiten AÖ/AS vor LW-OT	203 / 9 [°KW]
(bei 1 [mm] Ventilhub)	
Einspritzsystem	Common-Rail
Betriebsarten	Homogen
	Homogen-Mager
	Geschichtet
Verwendetes Schmieröl	Castrol SLX Longlife 3 SAE 5W-30

Tabelle A.5: Daten des Versuchsaggregates.

A.2.4 Betriebspunktdaten

Drehzahl	p_{me}	ZZP	EVS	EVO	ESB	T_{Abgas}	THC	LBK
min^{-1}	bar	°KV	V_{ZOT}	°KW _{LWOT}		$^{\circ}C$	ppmC1	
755.90	0.18	-30.02	-139.52	26.48	90.00	216.63	8925.94	1
989.90	0.15	-36.75	-139.34	26.66	90.00	244.43	8850.00	1
988.76	2.00	-15.09	-145.45	20.55	86.16	416.26	3744.33	1
989.52	4.06	-10.32	-148.99	17.01	71.00	452.86	3174.90	1
987.62	5.96	-5.88	-149.00	17.00	70.95	488.31	2606.48	1
1489.33	2.02	-16.97	-145.51	20.49	85.50	492.65	3418.29	1
1488.38	4.06	-13.20	-148.99	17.01	69.75	531.33	2999.33	1
1489.33	5.98	-9.34	-148.99	17.01	69.75	563.04	2391.29	1
1487.67	8.06	-3.00	-161.30	4.70	69.75	602.11	1862.48	1
1988.76	2.07	-18.00	-145.36	20.64	85.50	560.68	3130.43	1
1989.71	4.04	-15.46	-148.99	17.01	69.75	592.48	2645.24	1
1988.76	6.07	-13.05	-148.99	17.01	63.42	614.49	2282.71	1
1988.57	8.03	-15.35	-161.10	4.90	28.02	656.50	1878.52	0
1990.86	10.06	-10.86	-162.81	3.19	44.17	682.32	1626.62	0
2487.81	2.01	-18.00	-144.00	22.00	81.75	608.44	2709.33	1
2488.57	4.02	-14.25	-144.01	21.99	67.50	648.99	2482.05	1
2485.71	6.04	-24.45	-147.14	18.86	26.25	670.49	2098.86	0
2487.43	8.01	-20.39	-159.44	6.56	25.50	689.00	1924.19	0
2486.10	10.05	-15.46	-162.38	3.62	32.15	712.81	1634.86	0
3487.86	2.01	-31.50	-139.29	26.71	40.50	696.06	2061.90	0
3489.33	4.07	-27.00	-142.97	23.03	35.25	731.58	1843.90	0
3488.95	6.00	-26.00	-148.19	17.81	27.00	734.20	1810.57	0
3487.81	8.02	-23.09	-161.13	4.87	28.50	752.14	1677.24	0
3487.24	10.01	-18.54	-164.61	1.39	36.01	781.02	1380.33	0

Drehzahl	p_{me}	ZZP	EVS	EVO	ESB	T_{Abgas}	THC	LBK
min^{-1}	bar	°KW _{ZOT}		°KW _{LWOT}		$^{\circ}C$	ppmC1	
3985.71	2.03	-30.18	-145.97	20.03	35.82	717.37	2045.81	0
3985.71	3.97	-27.16	-147.17	18.83	33.43	756.20	1808.67	0
3985.95	6.03	-24.01	-153.20	12.80	30.00	772.67	1686.00	0
3987.62	8.05	-20.86	-161.39	4.61	30.00	800.83	1437.29	0
3987.43	9.93	-17.89	-163.39	2.61	30.50	826.99	1243.33	0
4480.29	2.04	-32.74	-147.97	18.03	35.25	756.74	1832.24	0
4479.43	4.07	-28.23	-150.35	15.65	31.50	784.54	1715.00	0
4479.05	5.98	-27.81	-154.05	11.95	26.10	791.27	1648.48	0
4479.00	8.10	-22.50	-158.05	7.95	25.50	819.19	1420.48	0
4479.14	10.08	-20.46	-158.05	7.95	25.50	838.81	1174.24	0

Tabelle A.6: Betriebsdaten des FSI Versuchsaggregates.

A.3 Kinetiken

Quelle	Kraftstoff	Formel	Spezies	Reaktionen
Glassman (1996)	Propan	C_3H_8	83	516
Wu u. Hochgreb (1997)	Propan	C_3H_8	48	227
Held u. a. (1997)	n-Heptan	$C_{7}H_{16}$	41	266
Smith u. a. (2000)	Methan	CH_4	53	325
Seiser u. a. (2000)	n-Heptan	$C_{7}H_{16}$	160	1540
Hasse u. a. (2000)	Isooktan	$C_{8}H_{18}$	29	49
Curran u. a. (2002)	n-Heptan	$C_{7}H_{16}$	561	4564
Curran u. a. (2002)	Isooktan	$C_{8}H_{18}$	857	6480
Curran u. a. (2002)	PRF a	C_8H_{18} / C_7H_{16}	1034	7558
Petrova u. Williams (2006)	$C_{3}H_{4} +$	C_3H_4	37	177
	Propen +	C_3H_6		
	Propan	C_3H_8		

Tabelle A.7: Mögliche detaillierte Reaktionskinetiken.

^aPrimary Reference Fuel, Mischung aus Isooktan und n-Heptan

Am Lehrstuhl Thermodynamik / Thermische Verfahrenstechnik der TU-Cottbus existiert zusätzlich eine Liste weiterer Kinetiken, die im Zusammenhang mit dem FVV Projekt "Kraftstoffkennzahlen TP2, Kinetik, Voruntersuchung" auf einer separaten Internetseite zusammengefasst wurden.

http://www-1.tu-cottbus.de/BTU/Fak4/projekte/tdyfvv/home.php?site=star

Weitere HC-Kinetiken und zusätzliche Quellenangaben finden sich in Warnatz u. a. (2006) und Turns (2000).

Lebenslauf

Christoph Janssen

geboren am 18. Dezember 1976 in Braunschweig

1989	-	1996:	Martino-Katharineum in Braunschweig (außer 1993 - 1994, Rancocas Valley Regional High School, Mt. Holly, New Jer- sey, USA)
1996	-	1997:	Zivildienst, Lebenshilfe in Braunschweig
1997	-	2003:	Studium des Maschinenbaus an der Universität Rostock, Ver- tiefungsrichtung Angewandte Mechanik - Strukturmechanik und Strömungstechnik
07/03	-	06/07:	Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Technische Thermodynamik der Universität Rostock
10/07	-	heute:	Mitarbeiter bei RECOM Services GmbH, Stuttgart

Liste bisheriger Veröffentlichungen:

- Janssen C., Hassel E., Nocke J., Schulze A., Chindaprasert N., Schultalbers M., Gottschalk W.; Modellierung und Simulation des ottomotorischen Verbrennungsprozesses mittels Ein- und Zweizonenmodell, ASIM Workshop, Wismar, 2004
- [2] Chindaprasert, N., Hassel, E., Nocke, J., Janssen, C., Rabba, H., Köller, M.; Two-Zone-Combustion Model in S.I. Engine using polytropic index, ASIM Workshop, Wismar, 2004
- [3] Janssen, C., Hassel, E., Nocke, J., Schulze, A., Chindaprasert, N., Schultalbers, M., Gottschalk, W.; Modellierung und Simulation des ottomotorischen Verbrennungsprozesses mittels Ein- und Zweizonenmodell, Thermodynamik Kolloquium, Frankfurt(Main), 6./7. Oktober 2005
- [4] Janssen C., Hassel E., Nocke J., Chindaprasert, N.; Entwicklung eines Gesamtmodells zur Analyse von Indizierdruckmessungen und zur Simulation der Schadstoffbildung im Brennraum, Technische Dokumentation, 2005
- [5] Chindaprasert, N., Hassel, E., Nocke, J., Janssen, C., Schultalbers, M., Magnor, O.; Prediction of CO Emissions from a Gasoline Direct Injection engine using CHEMKIN, ASIM Workshop, Wismar, 18./19. Mai 2006
- [6] Chindaprasert, N., Hassel, E., Nocke, J., Janssen, C., Schultalbers, M., Magnor, O.; Prediction of CO Emissions from a Gasoline Direct Injection Engine Using CHEMKIN, SAE Technical Paper No. 2006-01-3240, 16./19. Oktober 2006
- [7] Schulze, A., Hassel, E., Nocke, J., Janssen, C., Schultalbers, M., Magnor, O., Hübner, G., Seemann, P.; Kaltstartmodellierung eines 3-Wege-Katalysators, ASIM Workshop, Wismar, 2006
- [8] Schulze, A., Hassel, E., Nocke, J., Janssen, C., Schultalbers, M., Magnor, O., Hübner, G.; Kaltstartmodellierung eines 3-Wege-Katalysators, Thermodynamik Kolloquium, Dortmund, 2006
- [9] Chindaprasert, N., Hassel, E., Nocke, J., Janssen, C., Schultalbers, M., Magnor, O.; Kombination eines thermodynamischen Zwei-Zonen Modells mit einem kinetischen Chemie-Modell unter Verwendung von CHEMKIN zur Vorhersage der Kohlenmonoxid-Emissionen eines direkteinspritzenden Ottomotors, Motorische Verbrennung, Heft 7.1 Pages: 475 - 486, BEV, März 2007