



Institut für Fahrzeugantriebe
& Automobiltechnik

TECHNISCHE UNIVERSITÄT WIEN

DISSERTATION

**Untersuchung des Phänomens der Vorentflammung bei der
ottomotorischen Verbrennung zur Bestimmung von
Einflussfaktoren und von Auslösemechanismen**

*ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines
Doktors der technischen Wissenschaften unter der Leitung von*

Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Bernhard Geringer
Institut für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik E315

eingereicht an der Technischen Universität Wien
Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften

von

Dipl.-Ing. Markus Kieberger

Matrikelnummer 9925463

Franz-Koci-Straße 6/15/24

A-1100 Wien

Wien, am 19.10.2012

Vorwort

Diese Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Universitätsassistent am Institut für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik an der Technischen Universität Wien im Rahmen eines mehrjährigen Forschungsprojektes mit einem deutschen Automobilhersteller.

Dem Institutsvorstand Univ. Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Bernhard Geringer möchte ich für die Übernahme der wissenschaftlichen Betreuung und für seine fachlichen Anregungen während der Ausarbeitung dieser Arbeit herzlich danken.

Ebenfalls danken möchte ich Univ. Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Franz Winter vom Institut für Verfahrenstechnik, Umwelttechnik und technische Biowissenschaften der Technischen Universität Wien für die Übernahme des Koreferates und für das Interesse an dieser Arbeit.

Weiterer Dank gebührt dem industriellen Projektpartner, speziell Dipl.-Ing Jürgen Willand. Seine starkes Interesse zur Erforschung des Phänomens der Vorentflammung, die sehr gute Zusammenarbeit sowie fachlich wertvolle Anregungen und Diskussionen haben zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen.

Allen Mitarbeitern und Kollegen des Institutes möchte ich an dieser Stelle für die sehr gute fachliche und menschliche Zusammenarbeit und die Unterstützung danken. Speziell möchte ich Associate Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn Peter Hofmann erwähnen, der mich stets in fachlichen Fragen unterstützt hat. Mein Dank gebührt ebenfalls Ing. Christian Bauer, der für einen reibungslosen Ablauf aller Tätigkeiten im Laborbereich gesorgt hat. Meinem Zimmerkollegen Dipl.-Ing. René Bitto danke ich für eine menschlich erstklassige Zusammenarbeit und für seine Unterstützung.

Schließlich danke ich meinen lieben Eltern, die mir diese wertvolle Ausbildung ermöglicht haben und deren Unterstützung ich mir stets gewiss sein konnte.

Zuletzt gilt mein Dank meiner Freundin Sabine, für ihr Verständnis für den Zeitaufwand bei der Verfassung dieser Arbeit.

Wien, Oktober 2012

Markus Kieberger

Kurzfassung

Die Forderung, den Kraftstoffverbrauch sowie den CO₂-Ausstoss von Kraftfahrzeugen zu reduzieren, hat in den letzten Jahren den Trend zu hubraumreduzierten direkteinspritzenden aufgeladenen Ottomotoren, sogenannten Downsizingmotoren, forciert. Diese Motoren werden aufgrund ihrer Auslegung vermehrt bei hohen Lasten bzw. an der Volllast betrieben. Aufgrund der erhöhten spezifischen Belastung der Triebwerke nehmen die Herausforderung hinsichtlich der Stabilität der Verbrennung sowie die Bedeutung von Verbrennungsanomalien zu. Neben dem irregulären Verbrennungstyp Klopfen tritt bei diesen Motoren das Phänomen der Vorentflammung in den Vordergrund.

Trotz zahlreicher Untersuchungen des Phänomens der Vorentflammung sind bis heute die Ursachen für das Auftreten nicht endgültig geklärt. Bekannt ist hingegen eine Vielzahl an Hypothesen. In der vorliegenden Arbeit wird das Phänomen der Vorentflammung am Ottomotor zur Bestimmung von Abhilfemaßnahmen näher beleuchtet. Mittels Durchführung von Untersuchungen am Motorprüfstand, 1D Ladungswechselsimulationen und Simulationen zur Bestimmung der chemischen Reaktionsmechanismen konnten verschiedene Einflussfaktoren und Auslösemechanismen bestimmt werden.

Die optimale Abstimmung der Einlasssteuerzeit bewirkte die signifikante Reduzierung der Vorentflammungsneigung und ebenfalls die Anhebung des erzielbaren Mitteldruckniveaus. Aufbauend auf den erworbenen Ergebnissen wurde weiteres Verbesserungspotenzial durch die Modifikation der Auslasssteuerzeit aufgezeigt. Beide Maßnahmen bewirken jeweils die Beeinflussung des Ladungswechsels mit einer Reduktion der internen Restgasrate. Die externe gekühlte Abgasrückführung wirkte ebenfalls stark vorentflammungshemmend und erlaubte eine deutliche Anhebung des erzielbaren Mitteldruckniveaus. Das Auftreten von Hot Spots konnte durch Einsatz optischer Videobeobachtung aufgezeigt und durch die konstruktive Änderung des Brennraumes signifikant gemindert werden. Die vollständige Entschärfung der Hot Spot-Bildung wurde aber am Versuchsträger nicht erreicht. Eine deutliche Herabsetzung der Vorentflammungsneigung konnte ebenfalls durch die Verwendung von Premium-Kraftstoffen und Kraftstoffen mit biogenen Anteilen erzielt werden. Die Untersuchung des Einflusses sowie eine mögliche Klassifizierung anhand der bekannten Kraftstoffgröße Research-Oktanzahl standen dabei im Vordergrund. Als sehr

wirkungsvoller und vorentflammungshemmender Kraftstoffbestandteil erwies sich Ethanol.

Durch gezielte Untersuchungen am Motorprüfstand und den Einsatz der 1D-Ladungswechselsimulation konnten Einflussfaktoren und durch Zuhilfenahme der Simulation der chemischen Reaktionsmechanismen Entstehungsmechanismen des Phänomens der Vorentflammung aufgezeigt werden. Die Ergebnisse und Erkenntnisse ermöglichen das Auftreten von Vorentflammungen im Verbrennungsmotor zu höheren Aufladegraden zu verschieben und den Downsizinggrad weiter zu steigern. Damit kann weiteres Potenzial zur Verbrauchseinsparung durch Downsizing generiert werden.

Abstract

The requirement to reduce fuel consumption as well as CO₂ emissions of vehicles has forced the trend to SI engines with reduced displacement, direct injection and turbo charging, so called downsizing engines, in the last years. By reason of the layout design these engines are increased operated at high load respectively at full load. Due to the increased specific load on the engine the challenge for stable combustion as well as the impact of combustion abnormality rises. In addition to the irregular combustion knock the phenomenon pre ignition comes to the fore.

In spite of several investigations to the phenomenon pre ignition reasons for occurrence are not finally clarified till this day. Common is a multiplicity of hypothesis. In this thesis the phenomenon of pre ignition at SI-engine is pointed out for the determination of corrective measures. Influence factors and release mechanism could be determined by the execution of investigations on the engine test bench, 1D gas exchange simulations and simulations to determine chemical reaction mechanism.

An optimal adjustment of the intake valve timing caused a decrease of pre ignition tendency and an increase of the reachable mean effective pressure level of the engine. Further potential could be disclosed by the change of the exhaust valve timing. Both measures in common are the change of the gas exchange, which is to be mentioned as the cause of improvement. External cooled exhaust gas recirculation acted strongly pre ignition retardant and permitted the increase of the reachable mean effective pressure. The occurrence of hot spots was identified by optical video observation and is clearly decreased by constructional modification of the combustion chamber. A complete deactivation of hot spots in the engine was not reached. By the application of several fuels a considerable reduction of pre ignition tendency could be achieved. At the fore was the investigation of the influence of the research octane number as well as the classification based on the known size of fuel. Ethanol proved to be a very effective and pre ignition inhibitive fuel component.

By Investigations on the engine test bench and 1D gas exchange simulations, Influence factors and by simulations to determine chemical reaction mechanism release mechanism could be pointed out. The results give the opportunity to shift the occurrence of pre ignition events to higher degrees of supercharging and to rise the

degree of downsizing. For this reason further potential to reduce fuel consumption can be reached by downsizing.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung.....	1
2	Motivation und Zielsetzung.....	5
3	Ottomotorische Verbrennung.....	6
3.1	Reguläre ottomotorische Verbrennung.....	6
3.2	Ottomotorische Verbrennungsanomalien	7
3.3	Homogene Selbstzündung	15
4	Chemische Reaktionskinetik	18
4.1	Chemisches Gleichgewicht	18
4.2	Reaktionsgeschwindigkeit	21
4.3	Zeitgesetz und Reaktionsordnung.....	23
4.4	Reaktionsarten	24
4.5	Temperaturabhängigkeit von Geschwindigkeitskoeffizienten	25
5	Reaktionsmechanismen.....	27
5.1	Eigenschaften von Reaktionsmechanismen.....	27
5.1.1	Partielles Gleichgewicht.....	27
5.1.2	Quasistationarität	28
5.2	Kettenreaktionen	28
6	Zündprozesse.....	30
6.1	Thermische Explosion	30
6.2	Chemische Explosion und Zündverzug	30
6.3	Zündgrenzen und Zündbedingungen.....	32
6.4	Reaktionskinetik von Kohlenwasserstoffen	34
6.4.1	Oxidation von Kohlenwasserstoffen.....	34
7	Hypothesen zur Entstehung von Vorentflammungen.....	40
8	Erkennung von Vorentflammungen in Serienaggregaten	44

9	Versuchsmethodik	45
10	Versuchsträger	47
10.1	Fremdaufladung.....	47
10.2	Kolben.....	48
10.3	Einspritzabschaltung.....	48
10.4	Einlasssteuerzeiten.....	48
10.5	Externe Abgasrückführung.....	49
10.6	Messtechnik.....	50
10.6.1	Indiziermesstechnik.....	51
10.6.2	Bildgebende Videomesstechnik.....	52
10.7	Kraftstoff.....	53
11	Ergebnisse der Motorprüfstandsuntersuchungen	54
11.1	Einfluss der Einlasssteuerzeit.....	54
11.1.1	Verdichtungsverhältnis.....	56
11.1.2	Interne Restgasrate.....	60
11.2	Einfluss der Auslasssteuerzeit.....	69
11.3	Einfluss gekühlte Abgasrückführung.....	80
11.3.1	Einfluss der AGR-Strecke.....	82
11.3.2	Einfluss des gekühlten rückgeführten Abgases.....	87
11.4	Heiße Bauteile – Hot Spots.....	90
11.5	Einfluss des Kraftstoffes.....	107
11.5.1	Konventionelle Kraftstoffe – Einfluss Oktanzahl.....	107
11.5.2	Ethanolmischkraftstoffe Splash-Blends.....	110
11.6	Zwischenresümee der Motorprüfstandsuntersuchungen.....	116
12	Ergebnisse der Simulation der kinetischen Reaktionsmechanismen	118
12.1	Durchgeführte Simulationen und Ergebnisse.....	119
12.1.1	Einfluss von Temperatur, Druck und Luftzahl.....	119

12.1.2	Einfluss der Restgaszusammensetzung.....	123
12.1.3	Einfluss der Kraftstoffzusammensetzung.....	127
12.2	Zwischenresümee der Reaktionsmechanismen.....	128
13	Zusammenfassung und Ausblick.....	130
14	Literaturverzeichnis.....	134

Nomenklatur

Abkürzungen

°KW	Grad Kurbelwinkel	
°KWnLWOT	Grad Kurbelwinkel nach Ladungswechsel-Totpunkt	
°KWvLWOT	Grad Kurbelwinkel vor Ladungswechsel-Totpunkt	
°KWvZOT	Grad Kurbelwinkel vor oberen Zündungs-Totpunkt	
°KWnZOT	Grad Kurbelwinkel nach oberen Zündungs-Totpunkt	
AI50%	50% Umsatzpunkt	[°KWnZOT]
ATL	Abgasturbolader	
CFR	Cooperative Fuel Research Committee	
CO	Kohlenmonoxid	
CO ₂	Kohlendioxid	
C _x H _y	Kohlenwasserstoffverbindung	
E5	Superkraftstoff mit 5% Ethanolbeimischung	
E10	Superkraftstoff mit 10% Ethanolbeimischung	
E50	Superkraftstoff mit 50% Ethanolbeimischung	
E100	reines Ethanol	
ESZ	Einlasssteuerzeit	[°KWnLWOT]
ETBE	Ethyl-Tertiär-Butyl-Ether	
H ₂	Wasserstoff	
H ₂ O	Wasser	
HCCI	Homogenous Charge Compression Ignition	
LWOT	oberer Ladungswechsel-Totpunkt	
MOZ	Motor-Oktanzahl	
ROZ	Research-Oktanzahl]	
UT	unterer Totpunkt	
ZOT	oberer Zündungs-Totpunkt	
ZZP	Zündzeitpunkt	[°KWvZOT]

Physikalische Größen und Formelzeichen

A, B, C, D,	Komponente, Element	[-]
E _a	Aktivierungsenergie	[J]
G (T, p, n _i)	freie Enthalpie	[J]

$\tilde{g}_i(T, p_i)$	molare freie Enthalpie	[J/mol]
\tilde{g}_i^0	freie Bildungsenthalpie	[J/mol]
K_c	Gleichgewichtskonstante	[-]
K_p	Gleichgewichtskonstante	[-]
$k, k^{(f)}$	Geschwindigkeitskoeffizient	[mol/m ³ s]
n_i	Molzahl	[kmol]
P_i	Komponente	[-]
p	Druck	[Pa]
p_i	Partialdruck der Komponente i	[Pa]
p_0	Referenzdruck	[Pa]
\tilde{R}	universelle Gaskonstante	[J/molK]
T	Temperatur	[K]
$T_{\text{Verdichtungsbeginn}}$	Temperatur zu Verdichtungsbeginn	[K]
$T_{\text{Verdichtungsende}}$	Temperatur zu Verdichtungsende	[K]
t	Zeit	[s]
v_{sti}	stöchiometrischer Koeffizient der Komponente i	[-]
ΔH_R	Reaktionsenthalpie = freigesetzte Wärme	[J]
ε	Verdichtungsverhältnis	[-]
κ	Isentropenexponent	[-]
μ_i	chemisches Potenzial	[J/mol]

1 Einleitung

Die Reglementierung des zulässigen CO₂-Ausstosses der verkauften Fahrzeugflotte in der Europäischen Union bewirkte, dass die Senkung des Kraftstoffverbrauches zu einer der wichtigsten Herausforderungen für die OEMs wurde. Dem Zwang der Effizienzsteigerung folgend gewannen neue Motorkonzepte zunehmend an Bedeutung. Vor allem beim Ottomotor birgt der schlechte Wirkungsgrad im Bereich der Teillast noch beträchtliches Verbesserungspotenzial. Eine signifikante Verbesserung des Verbrauches kann durch die Entdrosselung der Motoren erreicht werden. Zur Reduzierung der Drosselverluste werden unterschiedliche Technologien, teil- und vollvariable Ventilsteuerungen, Magerbrennverfahren (Schichtladekonzepte), homogene Selbstzündung sowie die Kombination von Direkteinspritzung und Aufladung (Downsizing) eingesetzt.

Die Markteinführung von neuen Benzindirekteinspritztechnologien in Verbindung mit verbessertem Energiemanagement sowie Stop/Start-Einrichtungen bewirkt eine Steigerung der Konkurrenzfähigkeit des Ottomotors. Die Entwicklung führte in zwei Richtungen. In den Markt eingeführt wurden Saugmotor-Schichtladekonzepte [1], [2], [3] als Spitze der Verbrauchskonzepte und Motoren mit Kombination von Benzindirekteinspritzung und Abgasturboaufladung [4], [5], [6], wobei die zweitgenannte Variante den aktuell am ausgeprägtesten Technologietrend darstellt [7]. Der notwendige Einsatz der komplexeren Abgasnachbehandlung bei Schichtladung zur Konvertierung der hohen Stickoxidemission bei magerer Verbrennung, durch den Einsatz eines Stickoxid-Speicherkatalysators [8] und die wesentliche Einschränkungen der mageren Abgasnachbehandlung durch den Betriebstemperaturbereich des Stickoxid-Speicherkatalysators, hohe Kosten und der starke Einfluss des Kraftstoffes (Schwefelgehalt) auf die Langzeitstabilität der Abgasnachbehandlung [9], [10], haben eine deutliche Durchdringung des Weltmarktes verhindert.

Ein kurz- und mittelfristig sehr erfolgsversprechendes Konzept ist das Downsizing. Unter Downsizing versteht man die Substituierung von hubraumgroßen Verbrennungsmotoren hin zu hubraumkleinen Motoren. Die Hubraumreduzierung bewirkt zumeist eine Reduzierung der Zylinderzahl und damit eine Herabsetzung der Reibung sowie des Gewichtes des Triebwerkes. Der Einsatz eines hubraumreduzierten Verbrennungsmotors bewirkt eine Betriebspunktverlagerung zu höheren Lasten, wodurch eine Entdrosselung und Steigerung des Ladungswechselwirkungsgrades

entsteht [11]. Um den Leistungsverlust durch die Hubraumreduzierung auszugleichen, werden diese Motoren aufgeladen. Als Aufladeaggregat werden Abgasturbolader, mechanische Lader bzw. die Kombination beider verwendet. Diese Motoren werden in den meisten Fällen mit Direkteinspritzung ausgerüstet und mit homogenen Brennverfahren betrieben. Der Einsatz der Direkteinspritzung bietet neben dem Vorteil der Innenkühlung [12] die Möglichkeit, einen spülenden Ladungswechsel (Scavenging) [13] durch geeignete Wahl der Ventilsteuerzeiten einzustellen [14]. Damit kann ein minimaler Restgasgehalt im Zylinder und eine geringe Klopfneigung erreicht werden. Das Durchspülen von unverbranntem Kraftstoff wird durch die gezielte Einspritzung nach dem Ladungswechsel beim direkteinspritzenden Ottomotor vermieden. Die Kombination von Aufladung mit einem homogenen Brennverfahren erlaubt weiterhin den Einsatz des Dreiwegekatalysators und damit eine einfache aber sehr effiziente Variante der Abgasnachbehandlung zur Erzielung zukünftiger Abgasgrenzwerte.

Der Hochlastanteil nimmt prinzipbedingt bei Downsizingmotoren zu. Mit steigendem Aufladegrad und einer erhöhten spezifischen Belastung des Triebwerkes nimmt die Herausforderung hinsichtlich der Stabilität der Verbrennung sowie die Bedeutung von Verbrennungsanomalien an der Volllast immer mehr zu [15], [16]. Die Anomalien wirken als limitierender Faktor bei der Steigerung des Aufladegrades von Verbrennungsmotoren über das aktuelle Niveau hinaus. Ein treibender Faktor dieser Anomalien ist ein erhöhtes Druck- und Temperaturniveau im Brennraum. Ausgehend von den veränderten Bedingungen im Brennraum kann sich ein kritischer Zustand einstellen, welcher in weiterer Folge zu ungewünschten Entzündungen des Luft-Kraftstoffgemisches führt. Die Ausbildung von heißen Stellen im Brennraum, ursächlich für die Entzündung des Gemisches, kann ebenfalls gefördert werden. Die auftretenden Verbrennungsanomalien können in klopfende Verbrennungen (normales Klopfen und Extremklopfen), Glühzündungen und Vorentflammungen unterteilt werden.

Klopfende Verbrennungen treten im hohen Teillastbereich sowie an der Volllast im gesamten Drehzahlbereich des Verbrennungsmotors auf und können durch die Verstellung des Zündzeitpunktes in Richtung spät verhindert werden. Gleichbedeutend damit sind die Verlagerung der Verbrennung weg vom thermodynamischen Optimum und eine Verschlechterung des Wirkungsgrades. Die Verschiebung der Verbrennung bewirkt eine Anhebung der Temperatur des Abgases zum Zeitpunkt der Auslassventilöffnung und damit eine Erhöhung des Temperaturniveaus im

Abgassystem. Der späteste umsetzbare Zündwinkel zur Vermeidung einer klopfenden Verbrennung wird somit durch zulässige Bauteiltemperaturen im Abgassystem bestimmt. Bei gegebener Konfiguration eines Verbrennungsmotors kann durch den Einsatz temperaturbeständiger Werkstoffe im Abgassystem oder durch die Verwendung klopfesterer Treibstoffe der Aufladegrad weiter angehoben werden.

Bei hohen Aufladegraden kommt es bei niedrigen Drehzahlen neben dem bekannten Klopfen noch zum Auftreten weiterer irregulärer Verbrennungen [17], siehe Abbildung 1-1. Hierbei handelt es sich um sogenannte Vorentflammungen. Das Auftreten von Vorentflammungen ist auf einen Drehzahlbereich niedriger als 2500min^{-1} begrenzt. Entscheidend dafür sind das hohe Druck- und Temperaturniveau sowie die Zeitdauer bis zum Zündzeitpunkt, die zum Ablauf von chemischen Mechanismen im Gemisch führen. Bei höheren Drehzahlen ist die Zeitdauer derart verkürzt, dass die chemischen Mechanismen nicht mehr bis zum Ende ablaufen können und damit kein kritischer Zustand erreicht wird.

Bei diesen irregulären Verbrennungen entflammt das Luft-Kraftstoffgemisch vor dem oder nahe dem Zündfunken und führt zum vollständigen Verlust der Kontrolle über die Einleitung der Verbrennung. Bedingt durch den Zeitpunkt der Auslösung einer Vorentflammung, kann durch eine einfache Verstellung des Zündzeitpunktes eine Vorentflammung nicht verhindert werden. Die Umsetzung des Luft-Kraftstoffgemisches erfolgt bei einer Vorentflammung zumeist schlagartig mit hohen Druckspitzen. Bereits das einmalige Auftreten einer Vorentflammung kann bedingt durch die hohen Druckspitzen zu einem Schaden am Verbrennungsmotor führen und diesen zerstören.

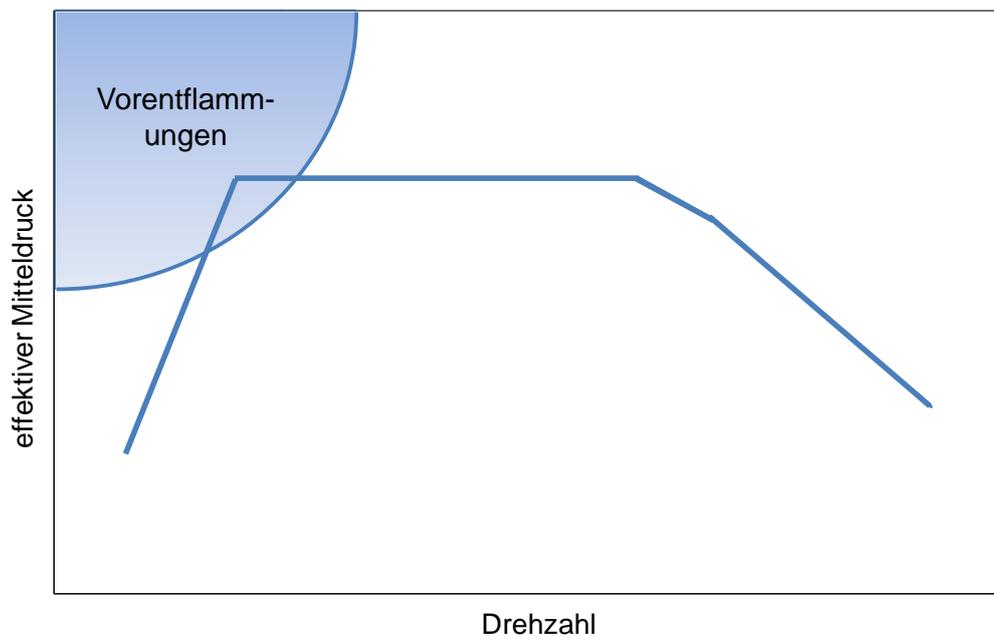


Abbildung 1-1: Vorentflammungskritischer Betriebsbereich

Durch die immense Schadenswirkung einer Vorentflammung wird dieses Phänomen als derzeit wichtigster limitierender Faktor für ein weiteres Downsizing angesehen [18].

2 Motivation und Zielsetzung

Der Einsatz hubraumkleiner Ottomotoren mit Aufladung, in Verbindung mit einer kraftstoffsparenden langen Getriebeauslegung, bedingt einen oftmaligen Betrieb bei niedrigen Drehzahlen und hohe Ladedrücken in Vollastnähe. In diesem Kennfeldbereich kann es durch das Erreichen eines kritischen Zustandes im Brennraum zum Auftreten von Vorentflammungen kommen. Hervorgerufen durch die hohe thermische sowie mechanische Belastung während einer Vorentflammung kann bereits nach einmaligem Auftreten ein beträchtlicher Schaden am Verbrennungsmotor entstehen. Die Schwere des Schadens kann den kompletten Ausfall des Motors nach sich ziehen.

Um Vorentflammungen im Serienbetrieb zu verhindern, werden die Ladedrücke beschränkt beziehungsweise ein Betrieb mit starker Gemischanreicherung eingestellt. Um weiteres Potenzial der Technologie zur Verbrauchseinsparung nutzen zu können, muss eine Anhebung des Downsizinggrades erfolgen. Um einen Leistungsverlust des downgesizten Verbrennungsmotors zu verhindern, ist eine weitere Steigerung des Ladedruckes erforderlich. Aus diesem Grund besteht eine wesentliche Herausforderung darin, das Phänomen der Vorentflammung zu erforschen. Hierbei müssen die Mechanismen, die zur Auslösung einer Vorentflammung führen, aufgezeigt und analysiert werden.

Diese Arbeit soll das Phänomen der Vorentflammung näher beleuchten. Mittels Motorprüfstandsuntersuchungen mit Einsatz konventioneller Messtechniken sowie Einsatz von optischer Videobeobachtung und des Weiteren durch Einsatz von 1D-Berechnungen, sollen Einflussfaktoren und Auslösemechanismen aufgezeigt werden. Nach der Analyse der Mechanismen sollen geeignete Abhilfemaßnahmen angegeben und durch Messungen am Motorprüfstand auf ihre Wirkung untersucht werden. Schlussendlich sollen aus den Ergebnissen Richtlinien für die Wahl der Motorparameter und für die Gestaltung des Brennraumes zur Vermeidung von Vorentflammungen abgeleitet werden können.

3 Ottomotorische Verbrennung

3.1 Reguläre ottomotorische Verbrennung

Beim ottomotorischen homogenen Brennverfahren wird das komprimierte vorgemischte Luft-Kraftstoffgemisch in der Nähe des oberen Totpunktes durch die Einleitung eines Zündfunken entzündet. Durch den Zündfunken wird die benötigte Aktivierungsenergie für den Ablauf von chemischen Reaktionen eingebracht. Die aufzubringende Zündenergie liegt je Verbrennung in einem Bereich von 30 – 150 mJ [19]. Im Bereich des Zündfunken kommt es zur Initiierung eines laminaren Flammenkernes. Das Anwachsen des Flammenkernes bewirkt das dreidimensionale Fortschreiten einer sich in den Brennraum ausbreitenden turbulenten Flammenfront und das sukzessive Abbrennen des Endgases. Idealerweise erfolgt die Ausbreitung der Flammenfront kugelförmig durch den Brennraum. Liegt im Brennraum zum Zeitpunkt der Zündung ein Strömungsfeld vor, beeinflusst dieses die Ausbreitungsrichtung der Flamme.

Durch eine ungünstige Ladungsbewegung ergibt sich eine asymmetrische Flammenausbreitung. Das vollständige Überstreichen des Brennraumes durch die Flamme kann zeitlich stark verzögert erfolgen und eine lange Brenndauer verursachen. Die auftretende turbulente Flammenfrontgeschwindigkeit liegt bei 20 – 25 m/s [20]. Nach der idealerweise vollständigen Umsetzung des vorhandenen Luft-Kraftstoffgemisches kommt es zum Erlöschen der Flammenfront an den Brennraumwänden. Zu diesem Zeitpunkt sollte im Brennraum ein Gemisch aus verschiedenen Gasen (CO_2 , H_2O , usw., ...) mit einem sehr geringen Anteil an unverbranntem Kraftstoff vorliegen [21]. Die Verbrennung läuft bei hoher Temperatur und mit hoher Geschwindigkeit oberhalb der Rußgrenze ab. Nach dem Arbeitstakt kommt es im Bereich des unteren Totpunktes zum Öffnen der Auslassventile. Durch den im Zylinder vorherrschenden Überdruck sowie durch die Aufwärtsbewegung des Kolbens, wird das Abgas ausgeschoben. Der Ausschiebevorgang läuft nicht ideal ab, sodass ein Rest an Abgas im Brennraum verbleibt und am nächsten Verbrennungszyklus teilnimmt. Das im Brennraum verbleibende Abgas bewirkt die Änderung der physikalischen sowie der chemischen Kennwerte des Gemisches im darauffolgenden Verbrennungszyklus.

3.2 Ottomotorische Verbrennungsanomalien

Neben der regulären ottomotorischen Verbrennung, gekennzeichnet durch Zündung, Entflammung, Hauptumsatz und Ausbrandphase, können beim ottomotorischen Brennverfahren unterschiedliche Formen von irregulären Verbrennungen, sogenannte Verbrennungsanomalien auftreten. Diese Verbrennungen können in ihrer Wirkung teilweise ähnlich sein, müssen aber nicht zwingend die gleiche Ursache aufweisen. Die Anomalien treten im mittleren und vor allem im obersten Lastbereich, vom unteren bis zum obersten Drehzahlbereich der Verbrennungskraftmaschinen auf [22]. Verbunden mit dem Auftreten einer irregulären Verbrennung ist der teilweise bzw. vollständige Verlust über den Ablauf der Verbrennung, wodurch es zu ungewollten Zuständen und Belastungen am Verbrennungsmotor kommt.

Eine Einteilung der auftretenden ottomotorischen irregulären Verbrennungen erfolgte durch Heywood, wobei dieser die Phänomene in zwei Gruppen einteilte. Als erste Gruppe das Funkenklopfen und als zweite Gruppe die Oberflächenzündung. Die Einteilung nach Heywood und die jeweilige Beschreibung der unterschiedlichen Verbrennungstypen, sind in Abbildung 3-1 dargestellt.

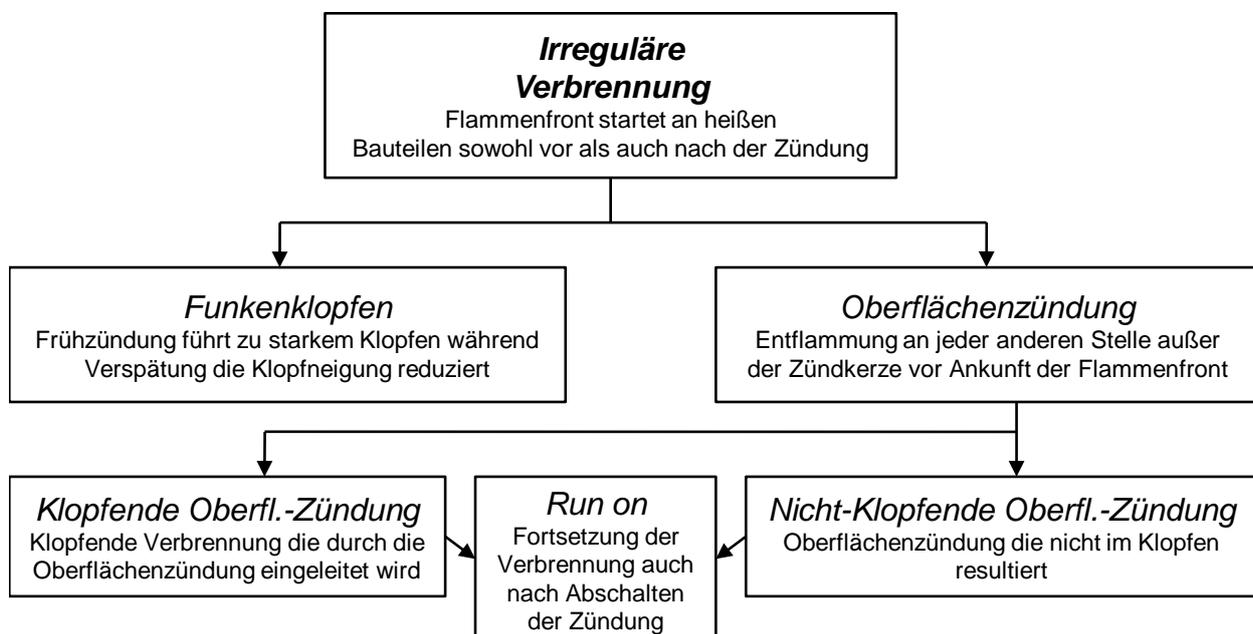


Abbildung 3-1: Einteilung der irregulären Verbrennungen nach Heywood [23]

Klopfende Verbrennung - Funkenklopfen

Dieser Verbrennungstyp tritt bei gesteigerter Last und niedrigen und mittleren Drehzahlen auf. Bei klopfender Verbrennung wird die Verbrennung des Luft-Kraftstoffgemisches ebenfalls wie bei der regulären Verbrennung durch einen Zündfunken initiiert. Ausgehend von diesem Startpunkt breitet sich eine Flammenfront in den Brennraum aus. Die Flammenfront sowie die Aufwärtsbewegung des Kolbens komprimieren den nicht überstrichenen Endgasbereich und heizen diesen auf. Ist die verursachte Steigerung des Druckes und der Temperatur hoch genug und steht ausreichend Zeit zur Verfügung, kann ein kritischer energetischer Zustand im Endgasbereich erreicht werden. Im unverbrannten Ladungsort findet eine spontane Selbstentflammung eines Teiles des noch unverbrannten Luft-Kraftstoffgemisches statt. Die freigesetzte Energie dieses Teiles führt zur Endzündung weiterer Teile. Die hohe Wärmefreisetzung bewirkt eine schlagartige homogene Umsetzung des Gemisches im Endgasbereich [24]. Die nahezu isochor ablaufende Endgasverbrennung führt zu hohen Druckspitzen und starken Druckschwankungen sowie starken thermischen Belastungen der Bauteile im Brennraum. Mit zunehmender Größe des betroffenen Endgasbereiches wird die klopfende Verbrennung und damit der Druckanstieg im Brennraum stärker und bewirkt eine größere Belastung des Brennraumes. Als wichtigste Randbedingungen für eine klopfende Verbrennung sind Verdichtung, Zündzeitpunkt, Kraftstoffeigenschaften, Temperatur der Verbrennungsluft, Brennraumform, Bauteiltemperaturen und Ladungszustand (Zusammensetzung, Strömungsfeld) zu nennen [19].

Um im Motorbetrieb eine klopfende Verbrennung zu vermeiden, wird als einfachste Maßnahme der Zündzeitpunkt in Richtung spät verschoben. Die Einleitung der Verbrennung geschieht bei geänderten Druck- und Temperaturwerten, wodurch bei gleicher Luft-Kraftstoffmasse ein kritischer Zustand im Endgas nicht mehr erreicht wird. Verbunden mit der Verstellung des Zündzeitpunktes Richtung spät, ist das Entfernen vom thermodynamischen Optimum und damit die Absenkung des Wirkungsgrades des Verbrennungsmotors. Im Vollastbetrieb bewirkt eine späte Verbrennungslage typischerweise eine verschlechterte Verbrennungsstabilität, begrenzt des Weiteren den maximalen umsetzbaren Ladedruck und limitiert den maximalen Mitteldruck [25].

Die Bildung eines reaktiven Endgasbereiches kann durch eine optimale Ladungsbewegung minimiert werden. Diese Maßnahme wirkt dabei auf zwei

unterschiedliche Arten. Ein hoher Homogenisierungsgrad im Brennraum mit geringen Lambdagradienten sowie eine den Brennraum gleichmäßig und schnell erfassende Verbrennung sind zur Verbesserung der Klopfestigkeit und darüber hinaus zur Vermeidung von irregulären Verbrennungen zu nennen [26]. Die Abbildung 3-2 zeigt die zeitliche Auflösung einer ungleichmäßigen Flammenausbreitung in einem 4-Ventil Brennraum mit mittlerer Zündkerzenlage. Ausgehend vom Zündfunken an der Zündkerze ist die Ausbreitung der Flammenfront in Richtung der Auslassseite schneller als in Richtung der Einlassseite. Hierdurch bildet sich ein großer Endgasbereich auf der Einlassseite. Durch die langsam fortschreitende Flamme ist genügend Zeit vorhanden, dass sich dieser aufheizt und eine Selbstentflammung gestartet wird. Ist die Einwirkungszeit von Temperatur und Druck auf das unverbrannte Luft-Kraftstoffgemisch zu kurz, wird keine Reaktion gestartet, die zur Selbstentflammung führt und damit eine klopfende Verbrennung verhindert. Durch die optimale Ladungsbewegung soll eine schnelle Verbrennung erreicht und die unvorteilhafte Bildung eines reaktionsfähigen Endgasbereiches im Brennraum verhindert werden [27].

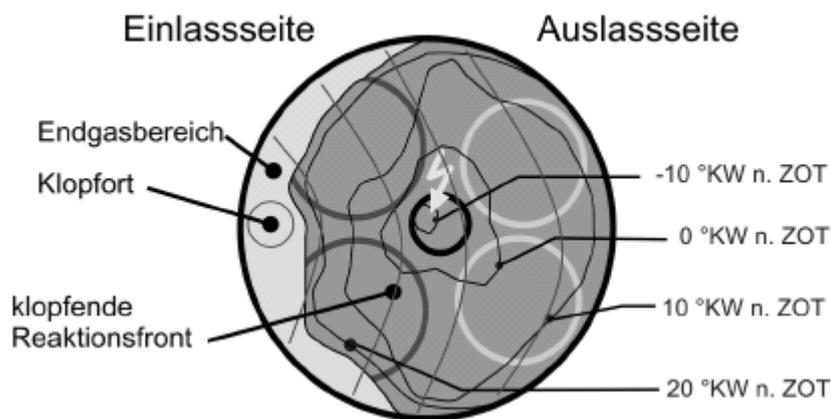


Abbildung 3-2: Primäre Flammenausbreitung und klopfende Reaktionsfront [28]

Ausgehend vom Selbstentflammungsort im Endgasbereich breitet sich eine klopfende Reaktionsfront mit gleichzeitiger Druckwelle in den Brennraum aus, siehe Abbildung 3-2. Die Druckwelle erreicht nach kürzester Zeit die Brennraumwand, wird an dieser reflektiert und in den Brennraum zurückgeworfen. Die stark schwankenden Druckverhältnisse in Brennraum, hervorgerufen durch die Druckwelle, bilden sich als hochfrequente Druckschwingungen im Zylinderdruckverlauf ab. Eine typische Druckkurve einer klopfenden Verbrennung sowie einer regulären Verbrennung in einem Vollastbetriebspunkt sind in Abbildung 3-3 gegenübergestellt. Ein längerer Motorbetrieb

mit klopfender Verbrennung ist zu vermeiden, da es als Folge zum Auftreten von Schäden am Verbrennungsmotor kommt.

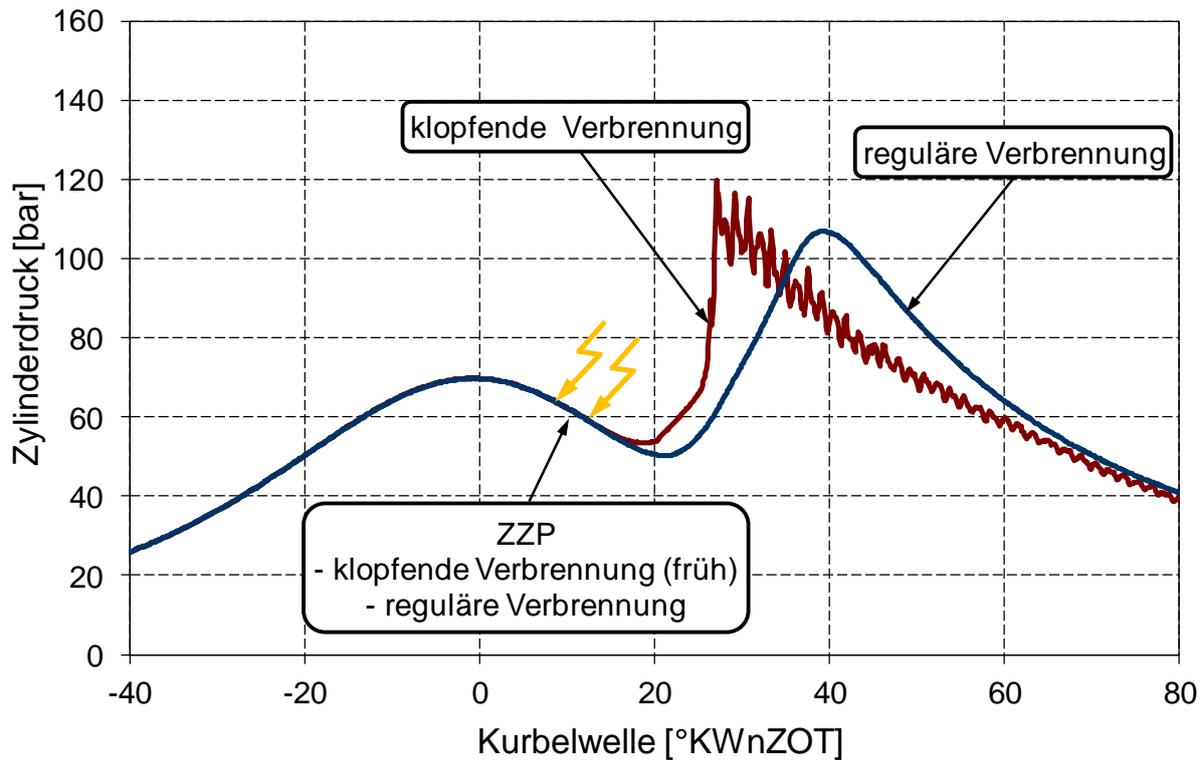


Abbildung 3-3: Druckverlauf bei Klopfender Verbrennung

Extremklopfen

Neben der oben genannten klassischen klopfenden Verbrennung kann bei einigen Verbrennungsmotoren noch ein anderer Typ des Klopfens beobachtet werden. Diese Verbrennungsanomalie wird als Extremklopfen bezeichnet. Dieses Phänomen tritt bei Vollast bei hohen Drehzahlen auf. Bei Betrieb nahe bei oder direkt an der Klopfgrenze kommt es zum Auftreten von vereinzelt Arbeitsspielen mit schadensrelevanten Klopfamplituden, deutlich größer als bei gewöhnlichem Klopfen. Dieses Verhalten einzelner Zyklen tritt stochastisch auf, was zur Folge hat, dass die Wirkmechanismen der Klopfregelung nicht greifen können.

Abbildung 3-4 zeigt die detektierten Klopfamplituden eines Verbrennungsmotors in zwei unterschiedlichen Betriebspunkten einer Zündwinkelvariation. Der Zündwinkel wurde dabei, beginnend bei $1,6^\circ\text{KW}$ nach der Klopfgrenze α_{KL} in vier Schritten von $0,8^\circ\text{KW}$, in Richtung früh verschoben.

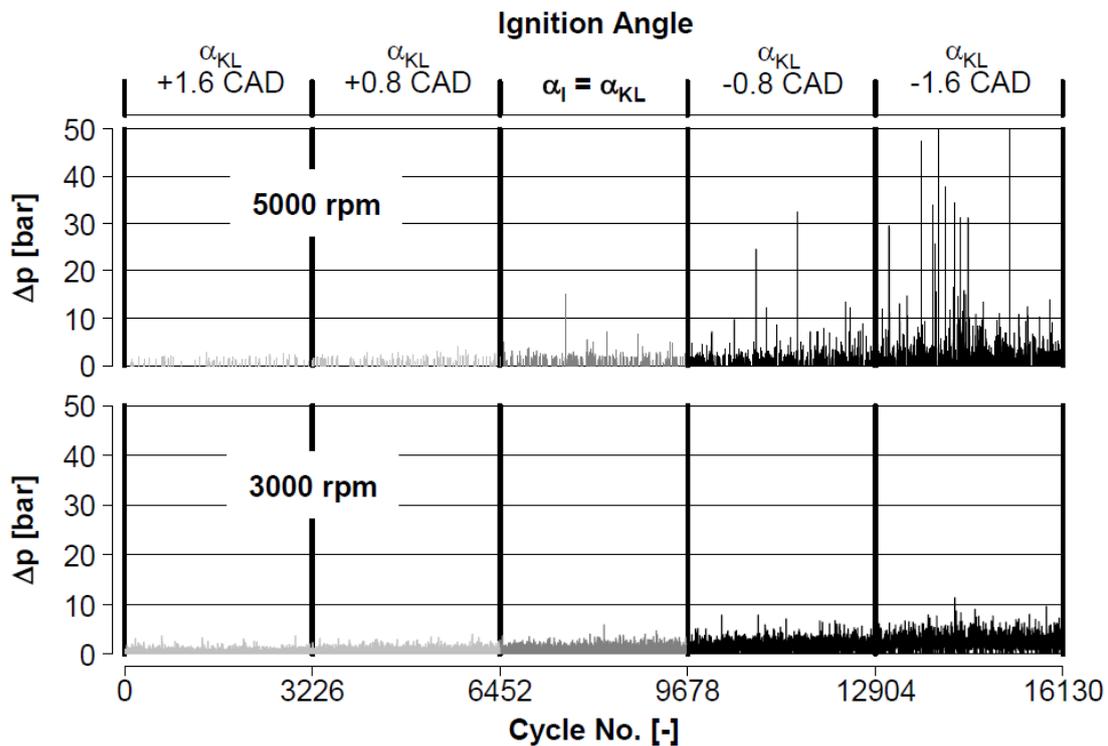


Abbildung 3-4: Klopffamplituden Extremklopfen [29]

Bei einer Drehzahl von 3000min^{-1} ist zu erkennen, dass mit einer Frühverstellung des Zündzeitpunktes die Klopffamplituden Δp nahezu linear zunehmen. In diesem Betriebspunkt kann das Klopfen durch eine Zündwinkelvariation geregelt werden. Bei 5000min^{-1} treten, beginnend an der Klopfgrenze bei Frühverstellung der Zündung, Zyklen mit sehr hoher Klopffamplitude auf. Diese können unmittelbar zu Schäden am Verbrennungsmotor führen. Durch das stochastische Auftreten dieser Klopffamplituden innerhalb des Verstellbereiches der Klopfregelung, ist eine Vermeidung dieser Zyklen mit Extremklopfen durch die Klopfregelung nicht möglich.

Der Ablauf des Extremklopfens ist, abgesehen von den oben angeführten Unterschieden, dem gewöhnlichen Klopfen sehr ähnlich. Nach der Initiierung der regulären Verbrennung kommt es im Endgasbereich zu einer Selbstentflammung, die sich schlagartig ausbreitet [29], [30].

Glühzündung

Bei diesem Verbrennungstyp handelt es sich um eine Selbstzündung des Luft-Kraftstoffgemisches, hervorgerufen durch heiße bzw. überhitzte Bauteile im Brennraum. Heiße Bauteile können dabei die Masselektrode der Zündkerze, die Auslassventile,

scharfe überhitzte Kanten im Brennraum oder zu heiße Brennraumwände sein [31]. Ausgelöst können Zyklen mit Glühzündungen über Zyklen mit klopfender Verbrennung werden. Durch die klopfende Verbrennung steigt der Wärmeeintrag in die Brennraumwände und damit die thermische Belastung. Infolge dessen können Bereiche des Brennraumes stark aufgeheizt werden. Dies führt zu einer noch schnelleren Selbstzündung im angrenzenden Gas, wodurch es zu einem noch stärkeren Klopfen kommt und die Struktur weiter aufgeheizt wird. Der beschriebene Effekt ist dabei selbsterhaltend oder sogar selbstverstärkend. Eine typische Abfolge von Druckverläufen beim Phänomen der Glühzündung zeigt die Abbildung 3-5. Dargestellt sind vier aufeinander folgende Zyklen mit Glühzündung sowie strichliert der Druckverlauf einer regulären Verbrennung im gleichen Lastpunkt.

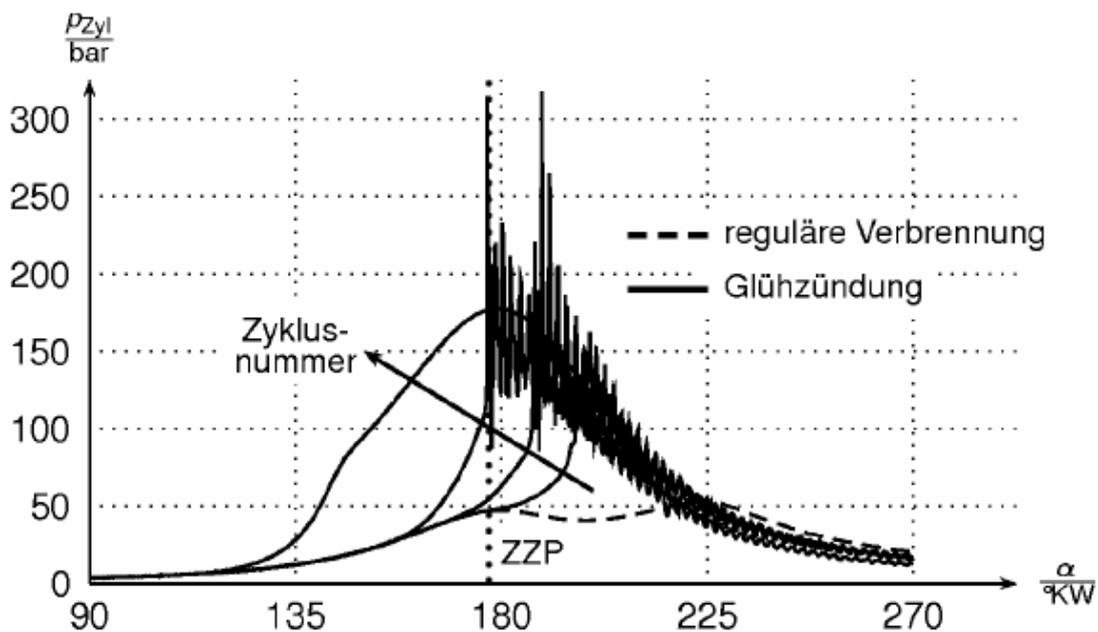


Abbildung 3-5: Typische Folge von Druckverläufen beim Phänomen Glühzündung [30]

Bei sehr frühen Glühzündungen verläuft die Verbrennung als reine Deflagration. Bei der Deflagration kommt es, hervorgerufen durch Transportprozesse, nämlich der Wärmeleitung, der Diffusion von Radikalen und der Turbulenz der Strömung, zur Entzündung des Gemisches durch die Aufheizung des unverbrannten Gemischanteiles in der Flammenfront. Die Flammenausbreitungsgeschwindigkeit ist dabei geringer als die Schallgeschwindigkeit.

Der frühe Verbrennungsbeginn in der Kompressionsphase bewirkt, dass das gesamte Luft-Kraftstoffgemisch bereits verbraucht ist, bevor sich ein kritischer Zustand, der zur

Selbstzündung im Endgasbereich führen kann, ausgebildet. Diese frühen Glühzündungen weisen daher kein Klopfen auf und können nicht von einem Klopfensensor erfasst werden. Bei diesen Zyklen kommt es zu einem stetigen Abfall des Mitteldruckes aufgrund eines sich kontinuierlich vorverlagerten Brennverlaufes und ebenfalls zu einer stetigen Abnahme des Wirkungsgrades. Verursacht durch den frühen Umsatz werden die heißen Verbrennungsprodukte durch die Kolbenbewegung komprimiert und führen zu hohen Druck- und Temperaturwerten im Zylinder. Dies bewirkt eine Zunahme der Wärmezufuhr und somit das weitere Aufheizen des Brennraumes, wodurch das Auftreten von Glühzündungen begünstigt wird.

Das selbsterhaltende Verhalten der Glühzündungen bewirkt, dass diese nicht durch das Verschieben bzw. das Aussetzen des Zündfunken beendet werden können, sondern nur durch das Unterbrechen der Kraftstoffzufuhr. Wird die Kraftstoffzufuhr beim Auftreten von Glühzündungen nicht unterbrochen, kommt es aufgrund von thermischer Überbelastung und hohen Spitzendrücken zu einem Motorschaden.

Vorentflammung

Neben den zwei oben genannten Gruppen von irregulären Verbrennungen, zeigte sich in durchgeführten Motorprüfstandsuntersuchungen noch eine weitere Art der abnormalen Verbrennung. Die Ergänzung, der von Heywood durchgeführten Unterteilung, ist in Abbildung 3-6 dargestellt.

Das Phänomen der Selbstentflammung, im speziellen der Vorentflammung, weist Ähnlichkeiten mit der Glühzündung sowie mit dem Extremklopfen auf. Bei einer Vorentflammung entzündet sich das komprimierte Luft-Kraftstoffgemisch vor der Einleitung eines Zündfunken von selbst, ebenso wie bei einer Glühzündung. Dies bewirkt einen vollständigen Verlust der Regelbarkeit des Beginnes der Energieumsetzung im Brennraum. Ein selbsterhaltendes oder selbstverstärkendes Verhalten, wie bei einer Glühzündung, kann dabei nicht beobachtet werden. Stattdessen ist das Auftreten von Zyklen mit einer Vorentflammung ebenfalls, wie bei Zyklen mit Extremklopfen, stochastisch.

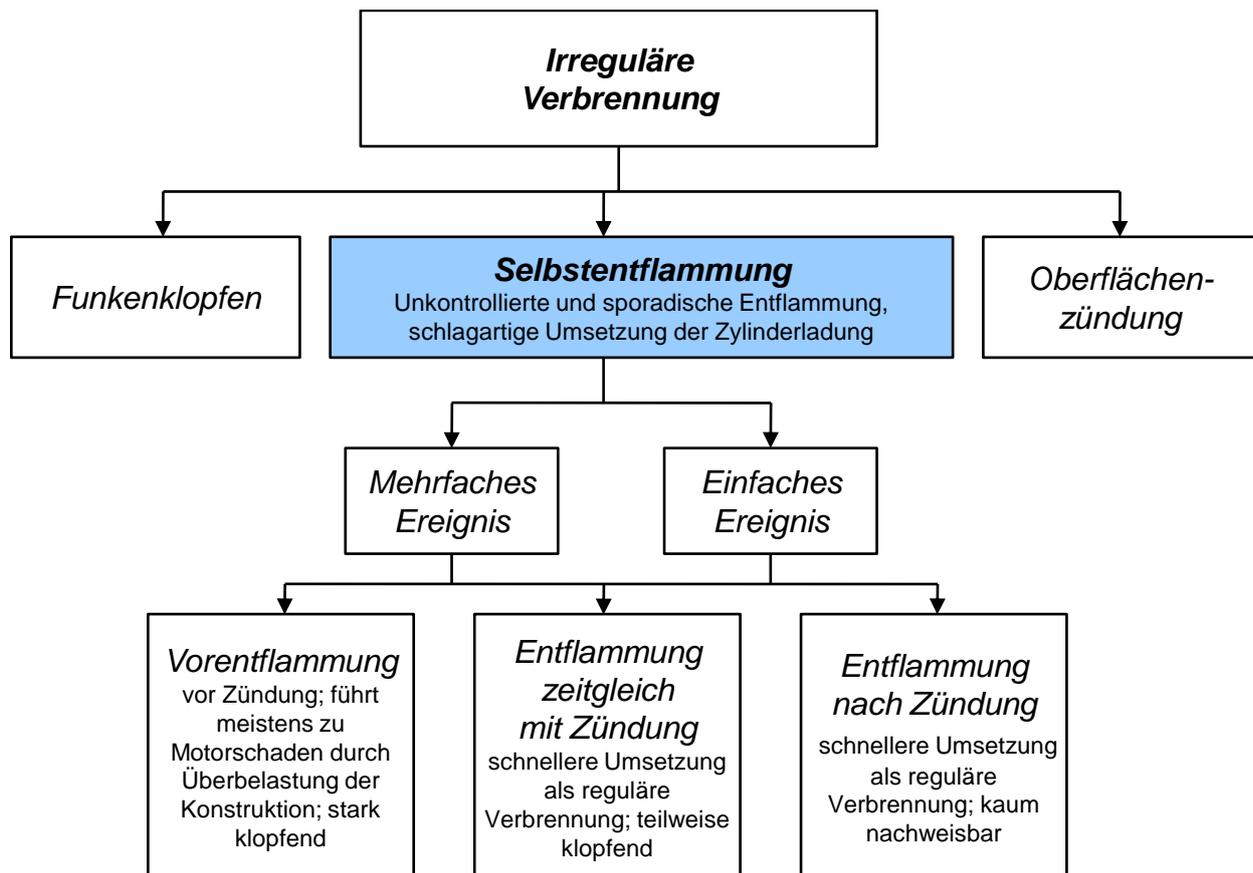


Abbildung 3-6: Erweiterte Einteilung der irregulären Verbrennungen nach Heywood um das Phänomen der Selbstentflammung [32]

Trotz eines nicht selbsterhaltenden Verhaltens ist die Abfolge von mehreren Vorentflammungen möglich und nicht nur auf Einzelereignis beschränkt. Im Unterschied zur Glühzündung erfolgt keine unmittelbare Abfolge von Vorentflammungen. Eine Serie ist jeweils unterbrochen durch einen bzw. wenige reguläre Verbrennungszyklen. Die Anzahl der hintereinander ablaufenden Vorentflammungen liegt zumeist im einstelligen Bereich [33].

Ähnlich wie bei einer klopfenden Verbrennung erfolgt die Ausbreitung der Flammenfront bei einer Vorentflammung schlagartig. Dies führt zu einem schnellen Druckanstieg und des Weiteren zu starken Druckschwankungen im Brennraum. Ein typischer Druckverlauf einer Vorentflammung ist in Abbildung 3-7 dem Druckverlauf einer regulären Verbrennung gegenübergestellt. Eindeutig zu erkennen ist in der Abbildung der frühe Druckanstieg vor dem Zündzeitpunkt ZZP bereits im oberen Totpunkt des Kurbeltriebes.

Erfolgt die Selbstentflammung des Luft-Kraftstoffgemisches noch vor dem oberen Totpunkt in der Aufwärtsbewegung des Kolbens, kommt es durch die Verdichtungsarbeit des Kolbens und die rasche Wärmefreisetzung zu sehr hohen Zylinderdrücken. Druckmaxima von 250bar und darüber werden erreicht und können bereits beim einmaligen Auftreten zu einem Motorschaden führen.

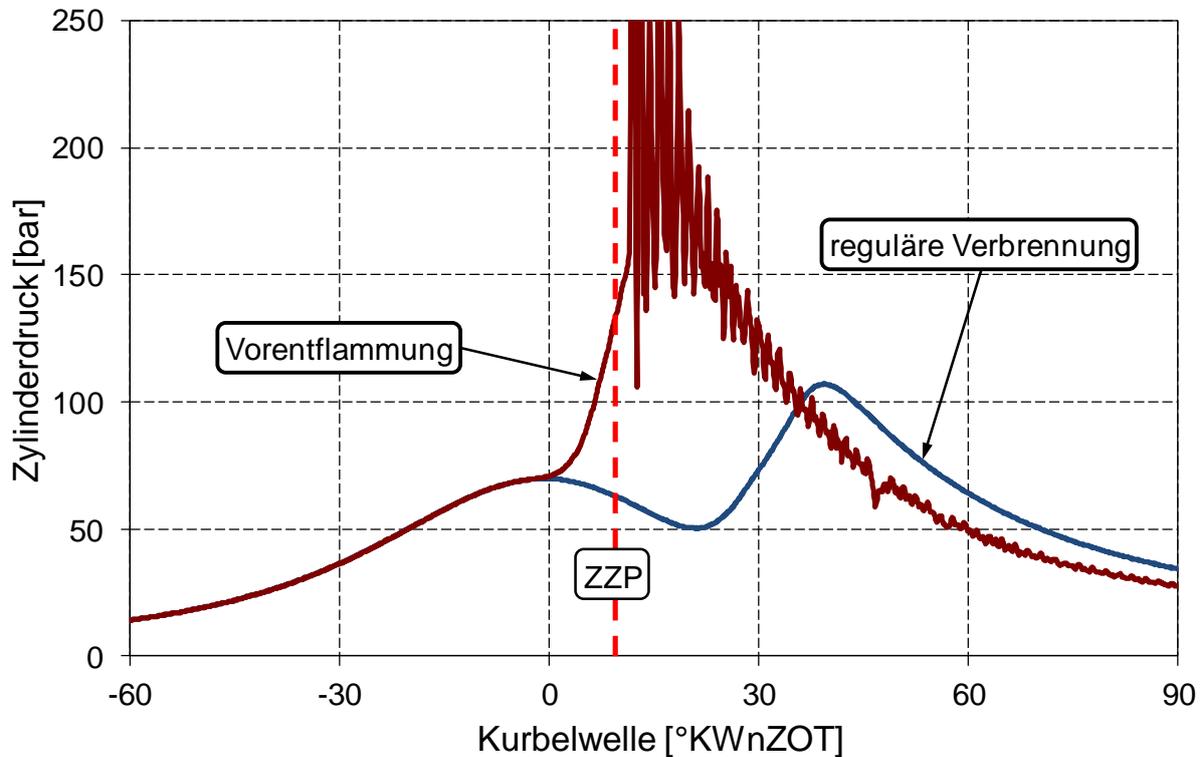


Abbildung 3-7: Druckverlauf bei Vorentzündung

3.3 Homogene Selbstzündung

In den vergangenen Jahren hat es verstärkt Forschungs- und Entwicklungsaktivitäten für ein neues ottomotorisches Teillastbrennverfahren mit homogener Selbstzündung gegeben [34], [35], [36]. Bei diesem Teillastbrennverfahren wird durch entsprechende Randbedingungen ein Kraftstoff-Luft-Gemisch kontrolliert zur Selbstzündung gebracht. Bei diesem Brennverfahren geht es weniger um die Selbstzündung an sich, sondern vielmehr um die sichere und schnelle Entflammung sowie Verbrennung einer extrem verdünnten Zylinderladung. Die Selbstzündung der homogenen Mischung aus Frischluft, Kraftstoff und Abgas soll durch die Kompression im Verdichtungsstakt ausgelöst werden. Das thermisch voraktivierte Gemisch entzündet sich in weiterer Folge an vielen Stellen gleichzeitig. Es ergibt sich eine Kraftstoffumsetzung ohne Flammenfrontverbrennung und ohne Diffusionsverbrennung. Die sich ergebenden

Verbrennungsspitzentemperaturen bleiben unterhalb der Grenztemperatur für die Bildung von Stickoxid, wodurch sich extrem geringe Rohemissionen einstellen.

Die notwendigen Bedingungen für eine kontrollierte Selbstzündung werden bei den meisten verwirklichten Konzepten durch eine hohe Rückführung von heißem Abgas erreicht. Das heiße rückgeführte Abgas bewirkt die Steigerung der Ladungstemperatur, hierdurch wird gegen Ende der Verdichtung eine ausreichend hohe Temperatur zur Selbstzündung erreicht. Starke Inhomogenitäten der Zylinderladung sind dabei erwünscht, weil gegenüber vollkommener Homogenität höhere Temperaturen erreicht werden. Diese ergeben sich in den Grenzschichten zwischen Restgas und Luft-Kraftstoffgemisch. In Abbildung 3-8 sind vereinfachte Modellvorstellungen der kontrollierten Selbstzündung dargestellt. Die gegenübergestellten Varianten weisen anfänglich eine gleiche Restgastemperatur, AGR-Rate und das gleiche Verdichtungsverhältnis auf [37].

Bei idealer homogener Mischung von Restgas und Luft-Kraftstoffgemisch wird am Ende der Verdichtung eine unterkritische Ladungstemperatur im Zylinder erreicht. Dargestellt ist diese Variante links in Abbildung 3-8. Die erforderliche Verdichtungsendtemperatur für das Auftreten einer Selbstzündung bei Benzinkraftstoffen liegt bei 1000 bis 1200°C. Um derartige Bedingungen im Brennraum zu erreichen, kann eine Ansaugluftvorwärmung eingesetzt werden. Die Vorwärmung der Ansaugluft auf eine Temperatur von 150°C, bewirkt die Anhebung der Gemischtemperatur zu Beginn der Verdichtung im unteren Totpunkt des Kurbeltriebes sowie das Erreichen einer Ladungstemperatur von 1190°C am Ende der Verdichtung (Mitte in Abbildung 3-8). Besteht im Brennraum eine inhomogene Verteilung der Restgasmasse mit vielen Restgasnestern, so stellen sich zu Ende der Kompression örtliche Temperaturspitzen ein, welche den Bedingungen bei Einsatz einer Ansaugluftvorwärmung entsprechen (rechts in Abbildung 3-8). Bei dieser Variante werden an verschiedenen Stellen lokal die kritischen Temperaturen für das Auftreten einer Selbstzündung erreicht. Die erzielte Lufttemperatur am Ende der Kompression ist dabei weit unter dem kritischen Wert [37].

Für das Einleiten einer Selbstzündung ist neben der Temperatur auch die chemische Aktivität des Restgases entscheidend. Die Selbstzündungsneigung steigt mit zunehmender chemischer Aktivität. In diesem Zusammenhang ist die Art der Abgasrückführung von Bedeutung. Erfolgt während der Rückführung des Abgases eine

Abkühlung, wie sie sich als Ergebnis bei homogener Mischung von Abgas und Frischladung im Zylinder einstellt, so wird die Aktivität stark vermindert. Eine zwischenzeitliche Abkühlung des Abgases ist unvorteilhaft und sollte verhindert werden. Vielmehr sollte das Restgas auf einem möglichst hohen Temperaturniveau gehalten werden. Die chemische Aktivität des Abgases ist stark temperaturabhängig und kann durch das Gesetz von Arrhenius, siehe Kapitel 4.5, beschrieben werden. Hohe Temperaturen wirken stark beschleunigend auf den Reaktionsablauf und bewirken des Weiteren die Absenkung der Aktivierungsenergie, welche für die Einleitung der Selbstzündung überwunden werden muss.

Eine vorteilhafte inhomogene Verteilung des Restgases in der Frischladung im Zylinder ist daher zu bevorzugen [37].

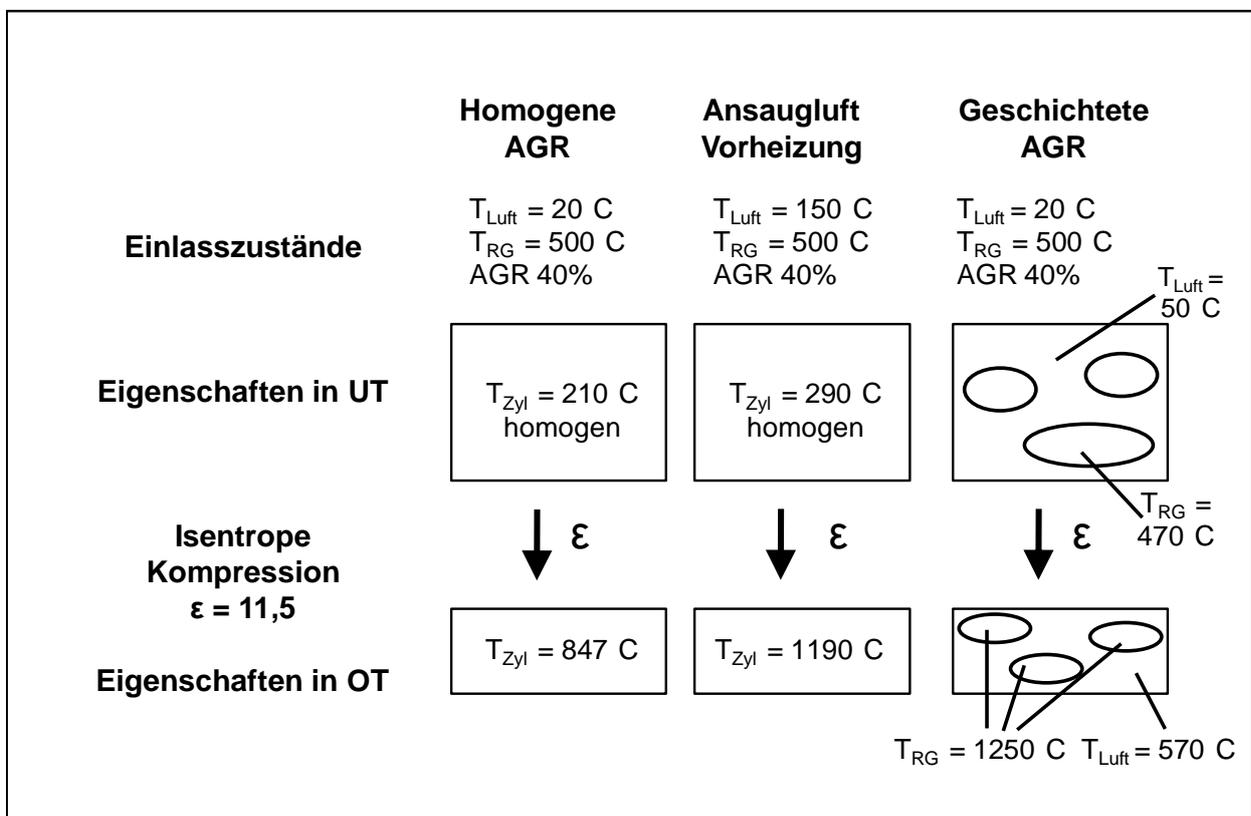


Abbildung 3-8: Modellvorstellung für CAI (Compressed Auto Ignition) [37]

4 Chemische Reaktionskinetik

Mittels der Verwendung von thermodynamischen Gesetzen kann der Gleichgewichtszustand eines chemischen Reaktionssystems bestimmt werden. Die alleinige Beschreibung eines Systems durch die Thermodynamik setzt voraus, dass die chemischen Reaktionen deutlich schneller und mit höherer Geschwindigkeit als Transport-, Strömungs- und Wärmeleitungsprozesse ablaufen. Aufgrund der Tatsache, dass in vielen Fällen die Ablaufgeschwindigkeiten der chemischen Reaktionen und der von thermodynamischen Prozessen sehr ähnlich sind, müssen für die Beschreibung eines chemischen Reaktionssystems die Geschwindigkeiten der chemischen Reaktionen berücksichtigt werden. Die Berechnung dieser Geschwindigkeiten erfolgt mittels der chemischen Reaktionskinetik [38].

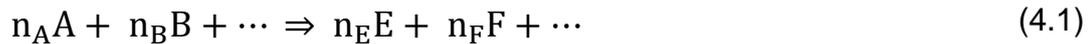
In den folgenden Punkten werden die Grundlagen der chemischen Reaktionskinetik wiedergegeben, welche für die später in dieser Arbeit gezeigten Ergebnisse der kinetischen Simulation herangezogen wurden. Die Beschreibung der Grundlagen erfolgte mittels Verwendung der Literatur [38], [39], [40]. Für eine vertiefende Beschreibung der chemischen Reaktionskinetik wird ebenfalls auf die zuvor genannte Literatur verwiesen.

4.1 Chemisches Gleichgewicht

Bei einer chemischen Reaktion werden eine oder zumeist mehrere chemische Verbindungen in andere umgewandelt. Der bzw. die Ausgangsstoffe werden dabei als Edukte und der entstehende Stoff als Produkt bezeichnet. In der Verbrennungskraftmaschine werden durch eine chemische Reaktion die Edukte Brennstoff und Luft in das Produkt Verbrennungsgas umgewandelt.

Zur Bestimmung der Zusammensetzung des Verbrennungsgases kann bei vollständiger Verbrennung ohne Dissoziation die chemische Bruttoreaktionsgleichung herangezogen werden. Abweichend von diesen Voraussetzungen bei sehr hohen Temperaturen und bei Luftmangel, erfolgt die Bestimmung der Zusammensetzung der Verbrennungsgase durch Zuhilfenahme des chemischen Gleichgewichtes.

Durch die Verwendung der folgenden Reaktionsgleichung kann eine allgemeine chemische Reaktion wie folgt beschrieben werden:



Da jede chemische Reaktion vorwärts als auch rückwärts ablaufen kann, kann der Reaktionspfeil in (4.1) durch ein Gleichheitszeichen ersetzt werden und eine Abkürzung in folgende Form erfolgen:

$$0 = \sum_i n_i P_i \quad (4.2)$$

Die Variable P_i steht für die Reaktionspartner bzw. Komponenten, mit der Unterscheidung nach Edukten oder Reaktanten A, B, ... und den Produkten E, F, Die Mengenangabe der einzelnen Reaktionspartner erfolgt durch die Molzahl n_i der Komponente i in kmol. Zur Erfüllung der Gleichung (4.2) sind die Molzahlen konventionsgemäß für alle Reaktanten negativ und für alle Produkte positiv.

Wird die Reaktion auf einen Reaktanten mit der Menge von einem 1 kmol bezogen, so ändern sich die oben angeführten Gleichungen in folgende Form:



$$0 = \sum_i v_{sti} P_i \quad (4.4)$$

Der stöchiometrischen Koeffizienten v_{sti} der Komponenten i ergibt sich aus den beiden Gleichungen $v_{sti} = n_i / n_A$ und $v_{st A} = 1$.

Der Gleichgewichtszustand einer chemischen Reaktion ist erreicht, wenn sich die Konzentration der einzelnen Komponenten entsprechend der Zustandsgrößen einstellen und sich auch bei unendlich langer Zeit nicht mehr verändern. In diesem Zustand laufen die Vorwärts- und die Rückwärtsreaktion gleich schnell ab und die makroskopisch sichtbare Reaktionsrate wird Null. Die Stoffzusammensetzung ändert sich nicht mehr und kann durch Zuhilfenahme der Thermodynamik bestimmt werden.

Mittels Anwendung des ersten und zweiten Hauptsatzes der Thermodynamik auf ein geschlossenes System mit konstanter Temperatur und konstantem Druck unter der Einführung der freien Enthalpie G ergibt sich, dass jede Änderung der Zusammensetzung durch chemische Reaktionen den Wert der freien Enthalpie reduziert. Die freie Enthalpie steht für die maximale Arbeit, die eine chemische Reaktion

verrichten kann. Da sich im chemischen Gleichgewicht die Zusammensetzung nicht mehr ändert, gilt die Bedingung

$$dG|_{T,p} = 0. \quad (4.5)$$

Dies bedeutet, dass die freie Energie im chemischen Gleichgewicht ein Minimum aufweist.

Für ein Verbrennungsgas ist die freie Enthalpie eine Funktion von Temperatur T , Druck p und Zusammensetzung n_i

$$G = G(T, p, n_1, n_2, n_3, \dots). \quad (4.6)$$

Die Zusammensetzung bezeichnet dabei die Stoffmengen n_i der einzelnen Komponenten i . Die partielle Ableitung der freien Enthalpie nach einer Stoffkomponente, ergibt das chemische Potential

$$\mu_i = \left. \frac{\partial G}{\partial n_i} \right|_{T,p,n_j}, \quad j \neq i. \quad (4.7)$$

Durch das Einsetzen der Gleichung (4.7) für das chemische Potential in die Gleichung (4.5) für die chemische Gleichgewichtsbedingung, ergibt sich die Form

$$dG|_{T,p} = \sum_i \mu_i dn_i = 0. \quad (4.8)$$

Da die Änderungen der Stoffmengen proportional zu den stöchiometrischen Koeffizienten sind, ergeben sich für eine allgemeine chemische Reaktion wie in Gleichung (4.4) für die Gleichgewichtsbedingung (4.8) die Form

$$\sum_i \mu_i \nu_i = 0. \quad (4.9)$$

Durch Zuhilfenahme der Vereinfachung, dass ein Verbrennungsgas ein ideales Gas darstellt, ergibt sich, dass das chemische Potential identisch der molaren freien Enthalpie ist

$$\mu_i = \tilde{g}_i(T, p_i) = \tilde{g}_i^0 + \tilde{R}T \ln \frac{p_i}{p^0}. \quad (4.10)$$

Der erste Term bezeichnet die molare freie Enthalpie der Spezies i beim Referenzdruck p^0 ($= 1\text{atm}$) und kann aus tabellierten thermodynamischen Zustandsdaten bestimmt werden. Der zweite Term setzt sich aus der allgemeinen Gaskonstanten R , der Temperatur T und dem Verhältnis aus Partialdruck p_i und dem Referenzdruck p^0 zusammen. Durch Einsetzen der Beziehung (4.10) in die Gleichung (4.9) ergibt sich

$$\sum_i v_i \tilde{g}_i^0 + \tilde{R}T \ln \prod_i \left(\frac{p_i}{p^0} \right)^{v_i} = 0. \quad (4.11)$$

Der logarithmische Term, der oben angeführten Gleichung bezeichnet die Gleichgewichtskonstante

$$K_p = \prod_i \left(\frac{p_i}{p^0} \right)^{v_i}. \quad (4.12)$$

Mittels der Gleichung (4.12) und der Berücksichtigung der Partialdrücke p_i der verschiedenen Spezies i , können Angaben über die Stoffzusammensetzung im Gleichgewicht getroffen werden. Aufgrund der Tatsache, dass der erste Term der Gleichung (4.11) ausschließlich eine Funktion der Temperatur ist, ist auch die Gleichgewichtskonstante K_p nur eine Funktion der Temperatur. Diese kann mittels thermodynamischer Zustandsdaten leicht berechnet und tabelliert werden. Durch Umschreiben der Gleichung (4.11) ergibt sich die Form

$$\ln K_p = \frac{-\sum_i v_i \tilde{g}_i^0}{\tilde{R}T} = \frac{-\Delta_R \tilde{g}^0}{\tilde{R}T} \quad (4.13)$$

Der Zähler in Gleichung (4.13) wird als freie molare Reaktionsenthalpie bezeichnet.

4.2 Reaktionsgeschwindigkeit

Eine chemische Reaktion, Gleichung (4.3), läuft auf der Molekularebene immer sowohl in Vorwärts- als auch in Rückwärtsrichtung ab. Aus der Differenz der vorwärts und rückwärts ablaufenden Reaktionen ergibt sich die makroskopische Reaktionsrichtung. Die Reaktionsrate ist dabei immer in Richtung des chemischen Gleichgewichtes gerichtet. Das chemische Gleichgewicht ist erreicht, sobald die Vorwärts- und Rückwärtsreaktionen gleich schnell ablaufen und kein makroskopischer Stoffumsatz mehr beobachtet werden kann. In diesem Zustand laufen auf der Molekularebene

weiterhin Reaktionen ab. Mittels der Gleichgewichtsanalyse kann die Stoffzusammensetzung im Gleichgewichtszustand bestimmt werden. Diese liefert aber keine Informationen über die absoluten Reaktionsraten und damit über die Zeit, die bis zum Erreichen des Gleichgewichts notwendig ist. Mittels der Reaktionskinetik können diese Abläufe bestimmt werden.

Die Geschwindigkeit der Änderung einer Stoffkonzentration in einer chemischen Reaktion kann auf Basis der allgemeinen Reaktion (4.3) wie folgt angegeben werden:

$$\frac{d[C]}{dt} = v_c(k_f[A]^{v_a}[B]^{v_b} - k_r[C]^{v_c}[D]^{v_d}). \quad (4.14)$$

Der erste Term auf der rechten Seite beschreibt die Reaktionsrate der Vorwärtsreaktion, während der zweite Term die Rate der Rückwärtsreaktion beschreibt. Die beiden Faktoren k_f und k_r sind die Geschwindigkeitskoeffizienten der Vor- und Rückwärtsreaktion.

Die Bestimmung der Geschwindigkeitskoeffizienten erfolgt durch die Einbeziehung der entsprechenden Gleichgewichtskonstanten. Im Sonderfall des chemischen Gleichgewichtes, wo die Reaktion in beiden Richtungen gleich schnell abläuft und der integrale Umsatz zu Null wird, ergibt sich aus (4.14) die Gleichung

$$k_f[A]^{v_a}[B]^{v_b} = k_r[C]^{v_c}[D]^{v_d}. \quad (4.15)$$

Durch weitere Umformung von (4.15) kann die in Abhängigkeit der Stoffkonzentration definierte Gleichgewichtskonstante K_c eingeführt werden.

$$\frac{k_f}{k_r} = \frac{[C]^{v_c}[D]^{v_d}}{[A]^{v_a}[B]^{v_b}} \equiv K_c \quad (4.16)$$

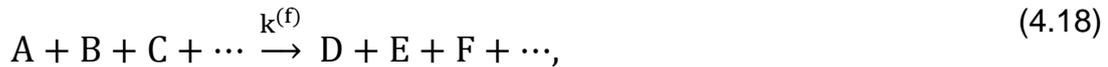
Die Gleichgewichtskonstante K_c ist über die Beziehung

$$K_c = K_p \cdot \left(\frac{p^0}{\bar{R}T}\right)^{\sum_i v_i} \quad (4.17)$$

an die in Abhängigkeit der Partialdrücke definierte Gleichgewichtskonstante K_p gekoppelt, siehe hierzu Abschnitt 4.1 die Gleichungen (4.12) und (4.13).

4.3 Zeitgesetz und Reaktionsordnung

Unter dem Zeitgesetz für eine chemische Reaktion versteht man einen empirischen Ansatz für die Reaktionsgeschwindigkeit. Die Reaktionsgeschwindigkeit bezeichnet dabei jene Geschwindigkeit, mit der ein Stoff in der Reaktion gebildet bzw. verbraucht wird. Ausgehend von einer in allgemeiner Form geschriebenen chemischen Reaktion



ergibt sich die Reaktionsgeschwindigkeit des Stoffes A zu

$$\frac{d[A]}{dt} = -k^{(f)} [A]^{v_a} [B]^{v_b} [C]^{v_c} \dots \quad (4.19)$$

Die Exponenten a, b, c, ... sind die Reaktionsordnung der Stoffe A, B, C, ... und $k^{(f)}$ ist der Geschwindigkeitskoeffizient der chemischen Reaktion. Liegen bei einer chemischen Reaktion einige Stoffe im Überschuss vor, so ändern sich die Konzentrationen dieser Stoffe nur geringfügig, sodass diese annähernd konstant bleiben. In solch einem Fall können für die im Überschuss vorhandenen Stoffe aus dem Geschwindigkeitskoeffizienten und den Konzentrationen der Stoffe, ein neuer Geschwindigkeitskoeffizient gebildet werden: $k = k^{(f)} [B]^{v_b} [C]^{v_c} \dots$. Das Einsetzen des Geschwindigkeitskoeffizienten in Gleichung (4.19) ergibt für die Reaktionsgeschwindigkeit

$$\frac{d[A]}{dt} = -k[A]^a. \quad (4.20)$$

Die Integration des oben angeführten Zeitgesetzes (Lösung der Differentialgleichung) ergibt den zeitlichen Verlauf der Konzentration des Stoffes A. Die Ordnung der Reaktion wird durch den Exponenten a beschrieben und ergibt für eine Reaktion 1. Ordnung (a=1) das Zeitgesetz 1. Ordnung

$$\ln \frac{[A]_t}{[A]_0} = -k(t - t_0). \quad (4.21)$$

Mit $[A]_0$ und $[A]_t$ werden die Konzentrationen des Stoffes A zum Zeitpunkt t_0 und t bezeichnet. Für Reaktionen 2. Ordnung (a=2) nimmt das Zeitgesetz die Form

$$\frac{1}{[A]_t} - \frac{1}{[A]_0} = k(t - t_0) \quad (4.22)$$

und für Reaktionen 3. Ordnung ($a=3$) nimmt das Zeitgesetz die Form

$$\frac{1}{[A]_t^2} - \frac{1}{[A]_0^2} = 2k(t - t_0) \quad (4.23)$$

an. Die Bestimmung der Ordnung einer chemischen Reaktion kann ebenfalls experimentell aus dem zeitlichen Verlauf der Konzentrationen erfolgen.

4.4 Reaktionsarten

Bei der Beschreibung von chemischen Reaktionen ist zwischen Elementar- und Bruttoreaktionen zu unterscheiden. Läuft eine Reaktion auf molekularer Ebene genauso ab wie es mit der Reaktionsgleichung beschrieben wird, handelt es sich um eine Elementarreaktion. Treten Zwischenprodukte bei der Reaktion auf, spricht man von einer zusammengesetzten Reaktion oder Bruttoreaktion. Bruttoreaktionen weisen meist komplizierte Zeitgesetze auf, wobei die Reaktionsordnungen zumeist nicht ganzzahlig sind und von der Zeit sowie von den Versuchsbedingungen abhängen. Bruttoreaktionen können zumindest prinzipiell in eine Vielzahl von Elementarreaktionen zerlegt werden.

Die Beschreibung von chemischen Reaktionen durch Elementarreaktionen hat den Vorteil, dass die Reaktionsordnung immer gleich und leicht zu ermitteln ist. Die Reaktionsordnung ist dabei unabhängig von der Zeit sowie von den Versuchsbedingungen. Für die Ermittlung wird im Weiteren die Molekularität der Reaktion betrachtet. Die Molekularität ist die Anzahl der Teilchen, die zum Reaktionskomplex führen und weist im wesentlichen nur drei Werte auf: uni-, bi- und trimolekulare Reaktionen.

Den Zerfall oder die Umlagerung eines Moleküls beschreiben unimolekulare Reaktionen,



Diese weisen ein Zeitgesetz erster Ordnung auf und die Verdopplung der Konzentration des Ausgangsstoffes bewirkt eine Verdoppelung der Reaktionsgeschwindigkeit.

Der am häufigsten vorkommende Reaktionstyp sind bimolekulare Reaktionen,



Die Reaktionen weisen ein Zeitgesetz 2. Ordnung auf. Die Verdopplung der Konzentration jedes einzelnen Ausgangstoffes bewirkt eine Verdopplung der Reaktionsgeschwindigkeit.

Trimolekulare Reaktionen sind meist Rekombinationsreaktionen und weisen ein Zeitgesetz 3. Ordnung auf,



Bei Elementarreaktionen entspricht die Ordnung der Reaktion (Kapitel 4.3) immer der Molekularität und damit der Anzahl der Teilchen die in der chemischen Reaktion gemeinsam reagieren. Aus diesem Zusammenhang lässt sich leicht auf das Zeitgesetz schließen, siehe Kapitel 4.3.

4.5 Temperaturabhängigkeit von Geschwindigkeitskoeffizienten

Ein typisches Charakteristikum chemischer Reaktionen ist die extrem starke und nicht lineare Abhängigkeit von der Temperatur. Eine Beschreibung dieser Temperaturabhängigkeit kann mit einem Arrhenius-Ansatz der Form

$$k = A \cdot \exp\left(-\frac{E_a}{RT}\right) \quad (4.27)$$

gemacht werden. Dabei bezeichnet A einen präexponentielle Faktor, E_a die Aktivierungsenergie, R die allgemeine Gaskonstante und T die absolute Temperatur. Mittels genauen Messungen zeigt sich, dass der präexponentielle Faktor A eine Temperaturabhängigkeit aufweist. Diese ist im Vergleich zur exponentiellen Abhängigkeit sehr gering. Es ergibt sich durch Berücksichtigung dieser Abhängigkeit folgende geänderte Schreibweise des Arrhenius Ansatzes:

$$k = A \cdot T^b \cdot \exp\left(-\frac{E_a}{RT}\right) . \quad (4.28)$$

Die Aktivierungsenergie E_a kann als eine Energieschwelle gesehen werden, welche für den Ablauf einer chemischen Reaktion überwunden werden muss. Der obere Grenzwert der Energieschwelle entspricht der Bindungsenergie der betroffenen chemischen Bindung. Eine Verringerung der Energieschwelle tritt bei gleichzeitiger Bindungsbrechung und Bindungsknüpfung auf, sodass in Extremfällen die Energieschwelle auch Werte von Null erreichen kann. Ein Ablauf chemischer Reaktionen kann nur dann erfolgen, wenn die reagierenden Moleküle energetisch angeregt sind. Diese Anregung kann thermisch oder durch vorherigen Zusammenstoß mit neutralen Molekülen im Gas hervorgerufen werden.

Durch die Verwendung von Katalysatoren können Reaktionspfade mit hoher Energieschwelle umgangen werden. Die benötigte Aktivierungsenergie für eine chemische Reaktion wird durch die Anwesenheit eines Katalysators signifikant herabgesetzt, sodass diese bereits bei niedriger Temperatur ablaufen kann. Der Katalysator wird beim Reaktionsablauf nicht verbraucht. Einsatz findet die katalytische Reaktion in der Abgasnachbehandlung.

5 Reaktionsmechanismen

Der Verbrennung von Kohlenwasserstoffen liegen teilweise sehr umfangreiche Reaktionsmechanismen zugrunde. Die Verbrennung von Wasserstoff, darstellbar mit der Bruttoreaktionsgleichung $2 \text{H}_2 + \text{O}_2 \rightarrow 2 \text{H}_2\text{O}$, benötigt annähernd 40 Elementarreaktionen zur Beschreibung der detaillierten Reaktionsprozesse. Die Anzahl der Elementarreaktionen am Gesamtgeschehen kann, abhängig vom zu verbrennenden Kohlenwasserstoff, auf mehrere tausend ansteigen.

Alle Reaktionsmechanismen weisen charakteristische Eigenschaften für Verbrennungsprozesse auf und sind unabhängig von den Eigenschaften des Brennstoffes. Hierbei ergibt sich, dass selbst bei großen Reaktionsmechanismen nur wenige Elementarreaktionen die Gesamtgeschwindigkeit beeinflussen.

5.1 Eigenschaften von Reaktionsmechanismen

Die charakteristischen Eigenschaften der Reaktionsmechanismen tragen zum Verständnis der chemischen Reaktionen bei und dienen vor allem der Vereinfachung dieser. Bei Verbrennungsprozessen erwähnenswerte Charakteristika sind die Quasistationarität und das partielle Gleichgewicht, welche im Folgenden behandelt werden und in der reaktionskinetischen Simulation ihre Anwendung finden.

Die Erläuterung der Eigenschaften von Reaktionsmechanismen erfolgte durch Verwendung von [19], [38], [40].

5.1.1 Partielles Gleichgewicht

Partielles Gleichgewicht liegt in einem Reaktionssystem vor, wenn die Vorwärts- und Rückwärtsreaktionen so schnell ablaufen, dass sich zu jedem Zeitpunkt ein Gleichgewicht zwischen den in den Reaktionen auftretenden Spezies einstellt. Dies gilt vor allem für Reaktionen, die bei hohen Temperaturen ($T > 1600\text{K}$) ablaufen. Die absoluten Konzentrationen der Spezies müssen nicht zeitlich konstant sein, sind aber über die schnellen Hin- und Rückreaktionen fest miteinander gekoppelt. Dies bewirkt eine Vereinfachung der Bestimmung von Spezieskonzentrationen.

Direkt in der Flamme sowie innerhalb des Verbrennungsproduktes eines Motors kann aufgrund hoher Temperatur partielles Gleichgewicht angenommen werden. Dies kann z.B. bei den Reaktionen zwischen den Spezies CO , CO_2 , H , H_2 , H_2O , O , O_2 und OH

angewendet werden. Die Bestimmung der Konzentrationen der acht genannten Spezies erfolgt durch fünf linear unabhängige Reaktionsgleichungen, welche sich im partiellen Gleichgewicht befinden. Des Weiteren durch die Berücksichtigung der Atombilanzen der drei beteiligten Atome C, H und O in Verknüpfung mit der Bedingung, dass die Summe der Partialdrücke der einzelnen Komponenten gleich dem Gesamtdruck ist. Dies liefert ein nicht lineares Gleichungssystem, welches mit numerischem Integrationsverfahren gelöst werden kann.

5.1.2 Quasistationarität

Zur Beschreibung der Quasistationarität wird eine Folgereaktion dargestellt, in der Form



betrachtet. Aus dem Ausgangstoff A wird mit einer bestimmten Reaktionsgeschwindigkeit der Stoff B gebildet und in einer Folgereaktion reagiert der Stoff B zum Stoff C. Läuft der zweite Reaktionsschritt viel schneller ab als der erste ($k_{f,1} \ll k_{f,2}$), wird der Zustand als quasi-stationär bezeichnet. Das bedeutet, dass der im ersten langsamen Schritt der Reaktionsfolge gebildete Stoff B sofort in der sehr viel schnelleren Folgereaktion verbraucht wird. Die Verbrauchsgeschwindigkeit ist fast gleich der Bildungsgeschwindigkeit vom Stoff B und somit ist die zeitliche Änderungsrate der Konzentration nahezu gleich Null. Der Stoff B ist daher quasi-stationär. Durch diesen Zustand wird die Bestimmung der zeitabhängigen Konzentrationen der oben genannten Stoffe A, B und C stark vereinfacht.

5.2 Kettenreaktionen

Am Beginn einer Kettenreaktion steht die Bildung eines reaktionsfähigen Zwischenproduktes, welches in einem ersten Schritt gebildet und in weiteren Folgeschritten weiterreagiert. In den meisten Fällen ist das reaktionsfähige Zwischenprodukt ein freies Radikal, ein Atom- oder Molekülfragment mit einem ungepaarten Elektron.

Der Ablauf einer Kettenreaktion lässt sich in fünf Schritte einteilen. Zu Beginn der Kettenreaktion steht die Bildung von Radikalen aus stabilen Molekülen, dieser Vorgang wird als Kettenstartreaktion bzw. Ketteneinleitungsschritt bezeichnet. Die Bildung von Radikalen erfolgt dabei durch Ionisation oder durch thermische Anregung. In einem weiteren Schritt reagieren die vorhandenen Radikale mit anderen Molekülen und es

entstehen dabei weitere Radikale. Ändert sich die Anzahl der Radikale bei diesem Schritt nicht, wird dieser Vorgang als Kettenfortpflanzungsreaktion bezeichnet. Steigt die Anzahl der Radikale durch die Folgereaktionen, wird dies als Kettenverzweigung benannt. Nimmt ein Radikal nicht an einer Folgereaktion zur Bildung weiterer Radikale teil und greift ein bereits gebildetes Produkt an, so spricht man von Inhibierung. Reagieren Radikale an den Begrenzungswänden oder in der Gasphase zu stabilen Molekülen, liegt ein Kettenabbruch vor.

Erhöht sich die Reaktionsgeschwindigkeit bei einer Kettenreaktion immer stärker, wird dies als Explosion bezeichnet. Hierbei kann zwischen zwei Arten der Explosion unterschieden werden. Steigt die Temperatur eines Systems durch exotherme Reaktionen und erhöht sich dadurch die Reaktionsgeschwindigkeit, wodurch wiederum mehr Wärme freigesetzt wird, liegt eine thermische Explosion vor. Steigt die Anzahl der Radikale in einer Kettenverzweigungsreaktion an und wird hierdurch weiter beschleunigt, liegt eine chemische Explosion vor.

Für den Zündungsprozess und die Flammenausbreitung bei der motorischen Verbrennung sind Explosionen und Kettenreaktionen von entscheidender Bedeutung.
[39]

6 Zündprozesse

Für technische Anwendungen ist es von Interesse, bei welchen Werten von Druck, Temperatur und Zusammensetzung ein gegebenes Brennstoff-Luft-Gemisch zündet bzw. gezündet werden kann. Der Übergang eines nichtreaktiven Brennstoff-Luft-Gemisches in eine Verbrennung wird als Zündung bezeichnet. Entscheidende Faktoren für die Zündung und die anschließende Ausbreitung der Flammenfront sind neben dem zu entflammenden Kraftstoff ein unter Umständen vorhandenes Geschwindigkeitsfeld.

Die Zündung ist eine infolge thermischer und chemischer Vorgänge beschleunigte Kettenreaktion, welche zu einem sehr raschen Temperaturanstieg führt. Zündungsvorgänge können in zwei Kategorien, der thermischen Explosion und der chemischen Explosion unterteilt werden.

Die im Folgenden erläuterten Kapitelabschnitte sind inhaltlich aus den Literaturstellen [38], [39], [40], [41]. Für eine vertiefende Beschreibung wird auf die genannte Literatur verwiesen.

6.1 Thermische Explosion

Nach der vereinfachten Theorie der Explosion von Semenov findet in einem System eine Zündung statt, wenn die thermische Energiefreisetzung durch chemische Reaktionen den Wärmeverlust an die umgebenden Wände übersteigt und die Erwärmung die exothermen Vorgänge weiter beschleunigt. Dies bedeutet, dass es durch den Anstieg der Temperatur zur Steigerung der Reaktionsgeschwindigkeit kommt und so wiederum mehr Wärme freigesetzt wird. Ist hingegen die chemische Wärmeproduktion zu gering kommt es zu keiner Zündung des Gemisches. Bei der thermischen Explosion erfolgt eine Temperaturerhöhung, sofort zu Beginn der Zündung, ohne Verzögerung.

6.2 Chemische Explosion und Zündverzug

Gleich wie bei der thermischen Explosion ist bei der chemischen Kettenexplosion eine Beschleunigung der Reaktionen Bedingung für die Zündung. Bei dieser Art des Zündvorganges wird, im Gegensatz zur thermischen Zündung, zu Beginn ein Zustand mit konstanter Temperatur durchlaufen. Das zu durchlaufende Zeitfenster wird als Zündverzugszeit bezeichnet. Dieser Ablauf ist typisch für Radikalketten-Explosionen. In

dem Zeitfenster der Zündverzugszeit laufen Kettenverzweigungsreaktionen ab und es werden erste Radikale im System gebildet. Haben sich nach einiger Zeit eine entsprechend große Menge an Radikalen gebildet, kommt es zu einer ausreichenden Wärmefreisetzung für eine Temperaturerhöhung, welche zu einer weiteren Beschleunigung der Reaktionen und schließlich zu einer Explosion führt. Entscheidend für diese Art der Zündung ist das Überwiegen von Kettenverzweigungsreaktionen gegenüber Kettenabbruchsreaktionen. Aufgrund der starken Temperaturabhängigkeit der Reaktionsgeschwindigkeiten ist die Zündverzugszeit ebenfalls stark temperaturabhängig. Die Abhängigkeit ist dabei ungefähr exponentiell zum Kehrwert der Temperatur, siehe Kapitel 4.5. Die Bildung erster Radikale läuft langsam ab, sodass eine Selbstzündung nur bei hohen Temperaturen ($T_{\text{Selbstzündung}} = 850\text{K}$) erfolgen kann. Erfolgt die Bildung von Radikalen durch einen Zündfunken, wird die ablaufende Reaktion ebenfalls beschleunigt.

Eine stark vereinfachte Darstellung des zeitlichen Temperaturverlaufes von thermischer und chemischer Kettenreaktion zeigt die Abbildung 6-1, in welcher der Zeitversatz durch den Zündverzug zu sehen ist.

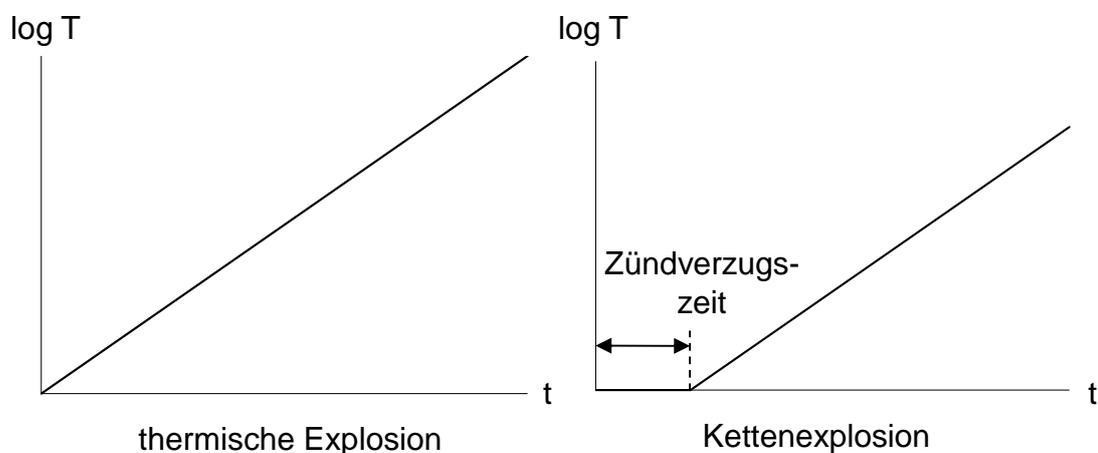


Abbildung 6-1: Vereinfachte Darstellung des zeitlichen Temperaturverlaufes von thermischer und chemischer Kettenreaktion [38]

Die Reaktionen bei einer Kettenexplosion können in Start-, Fortpflanzungs-, Verzweigungs- und Abbruchreaktionen unterteilt werden. Wichtige Radikale sind die Atome O^\cdot und H^\cdot sowie das Hydroperoxidradikal (HO_2^\cdot), das Hydroxylradikal (OH^\cdot) und das Methylradikal (CH_3^\cdot).

6.3 Zündgrenzen und Zündbedingungen

Die Zündung und Einleitung einer Verbrennung kann bei geeigneter Wahl der Zustandsparameter spontan erfolgen (Selbstzündung), oder mit Zuhilfenahme einer externen Quelle wie einem Zündfunken, herbeigeführt werden (Fremdzündung). Durch die über den Zündfunken eingebrachte Energie wird bei der Fremdzündung ein von sich aus nicht selbstzündendes Gemisch lokal zum Zünden gebracht. Die Einbringung der Energie zur Initiierung der Verbrennung erfolgt durch die Kompression bei Selbstzündung. Eine Entzündung des Gemisches erfolgt aber nur dann, wenn die eingebrachte Energiemenge größer oder zumindest gleich groß wie die Mindestzündenergie ist und dadurch die Temperatur lokal soweit erhöht wird, dass entweder thermische Zündung eintritt, oder die Konzentration von Radikalen soweit ansteigt, dass eine chemische Explosion erfolgt. Einflussfaktoren auf die Mindestzündenergie sind die zu erwärmende Stoffmenge sowie deren Wärmekapazität und somit ist diese proportional zum Zündvolumen sowie zum aktuellen Druck.

Des Weiteren muss für die Einleitung einer Verbrennung das Mischungsverhältnis des Kraftstoff-Luft-Gemisches innerhalb der Zündgrenzen liegen. Als Zündgrenzen werden die Grenzwerte des Mischungsverhältnisses eines Kraftstoff-Luft-Gemisches bezeichnet, innerhalb derer gezündet (Selbst- oder Fremdzündung) werden kann und sich eine Flamme ausbreitet. Der durch die beiden Zündgrenzen abgegrenzte Bereich des Mischungsverhältnisses liegt um das stöchiometrische Luftverhältnis. Die Breite dieses Bereiches ist abhängig vom Kraftstoff. Durch Strömungsfelder bzw. Turbulenzen im Brennraum können die Zündgrenzen positiv beeinflusst und der Bereich, in dem gezündet werden kann erweitert werden.

Abhängig von den Zustandsgrößen, Druck und Temperatur laufen für ein innerhalb der Zündgrenzen liegendes Gemisch unterschiedliche chemische Reaktionen ab. Diese Reaktionen können eine (Selbst-)Zündung bzw. keine Zündungen verursachen. Zur Darstellung der sich ergebenden Bereiche wird ein pT-Explosionsdiagramm verwendet. Die

Abbildung 6-2 zeigt die Prinzipdarstellung eines Explosionsdiagrammes für ein Kohlenwasserstoff-Luft-Gemisch.

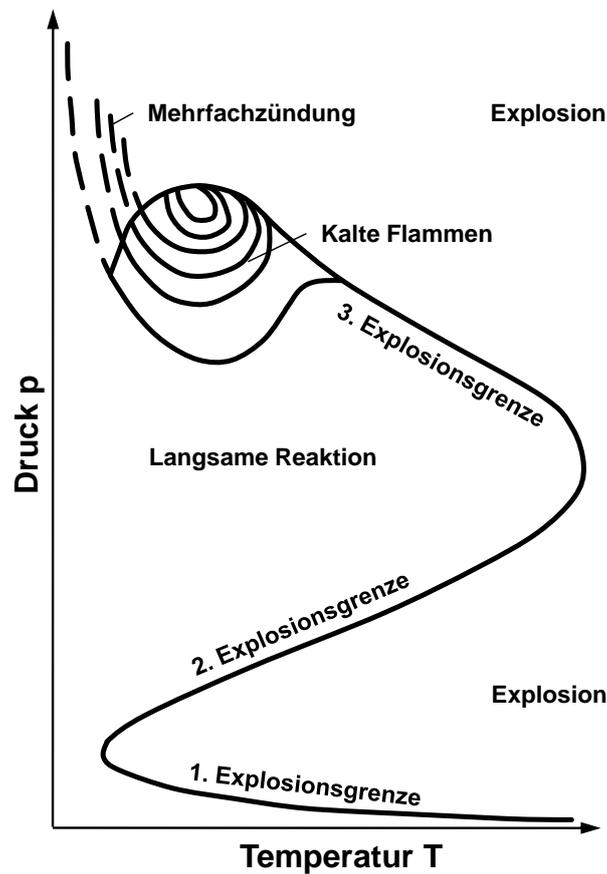


Abbildung 6-2: pT-Explosionsdiagramm für ein Kohlenwasserstoff-Luft-Gemisch [39]

Im Bereich sehr niedriger Drücke ist, unabhängig von der Temperatur, eine Zündung des Gemisches nicht möglich. Verantwortlich dafür ist die Diffusion der durch chemische Reaktionen in der Gasphase gebildeten Radikale an die Brennraumwände und die Umwandlung dieser in stabile Moleküle. Eine Steigerung des Druckes bewirkt das Erreichen der 1. Explosionsgrenze. Hier kommt es zu einer Spontanzündung des Gemisches, weil die Produktion von Radikalen die Umwandlung dieser zu stabilen Molekülen übersteigt. Die weitere Steigerung des Druckes bewirkt das Erreichen der 2. Explosionsgrenze, hier endet der Bereich in dem gezündet werden kann. Für Druckwerte im Bereich zwischen 2. und 3. Explosionsgrenze, verhindert ein Übergewicht an Kettenabbruchsreaktionen, gegenüber Kettenverzweigungsreaktionen, eine Zündung des Gemisches. Bei sehr hohen Druckwerten oberhalb der 3. Explosionsgrenze (thermische Zündgrenze) zündet das Gemisch wieder. In diesem Bereich übersteigt die Wärmeerzeugung durch chemische Reaktionen die Wärmeverluste an die Brennraumwände und bewirkt die thermische Explosion (siehe Kapitel 6.1).

Bei niedrigen Temperaturen und hohen Drücken kommt es zum Phänomen der „kalten blauen Flammen“. Hier kommt es, verursacht durch degenerierte Kettenverzweigungsreaktionen, bei denen die Produktion von Radikalen durch Temperaturerhöhung stagniert, zur langsamen Verbrennung. Ein weiteres Gebiet im Explosionsdiagramm ist der Bereich der Mehrstufenzündung. Die Zündung tritt hier erst nach einigen Lichtblitzen auf.

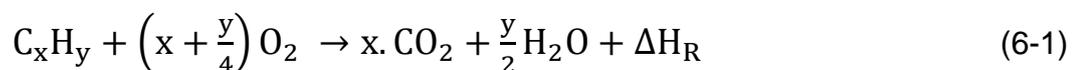
Die Zündung im Verbrennungsmotor ist eine Kombination aus thermischen und chemischen Abläufen. Die Initialisierung der Verbrennung durch Zündfunken bzw. durch Selbstentzündung erfolgt mittels der Zufuhr von Wärme sowie durch die Bildung von Radikalen.

6.4 Reaktionskinetik von Kohlenwasserstoffen

6.4.1 Oxidation von Kohlenwasserstoffen

Als Verbrennung wird die chemische Reaktion eines Brennstoffes mit einem Oxidationsmittel bezeichnet. Die verwendeten Brennstoffe können fest, flüssig oder gasförmig sein und werden nach ihrer Herkunft in fossile oder biogene Brennstoffe unterteilt. Im Verbrennungsmotor eingesetzte fossile Brennstoffe (Kohlenwasserstoffe) sind heutzutage größtenteils flüssig und zu einem geringen Teil gasförmig. Als Oxidationsmittel wird Luft verwendet.

Bei der vollständigen Verbrennung von Kohlenwasserstoffverbindungen C_xH_y werden als Reaktionsprodukte Kohlendioxid CO_2 und Wasserdampf H_2O gebildet. Die Reaktion kann durch die Bruttoreaktionsgleichung



beschrieben werden. Die bei dieser Reaktion freigesetzte Wärme wird durch den Term ΔH_R dargestellt. Der Ablauf der Verbrennung folgt nicht der oben dargestellten Bruttoreaktionsgleichung, sondern einem komplexen Reaktionsschema, basierend auf Elementarreaktionen.

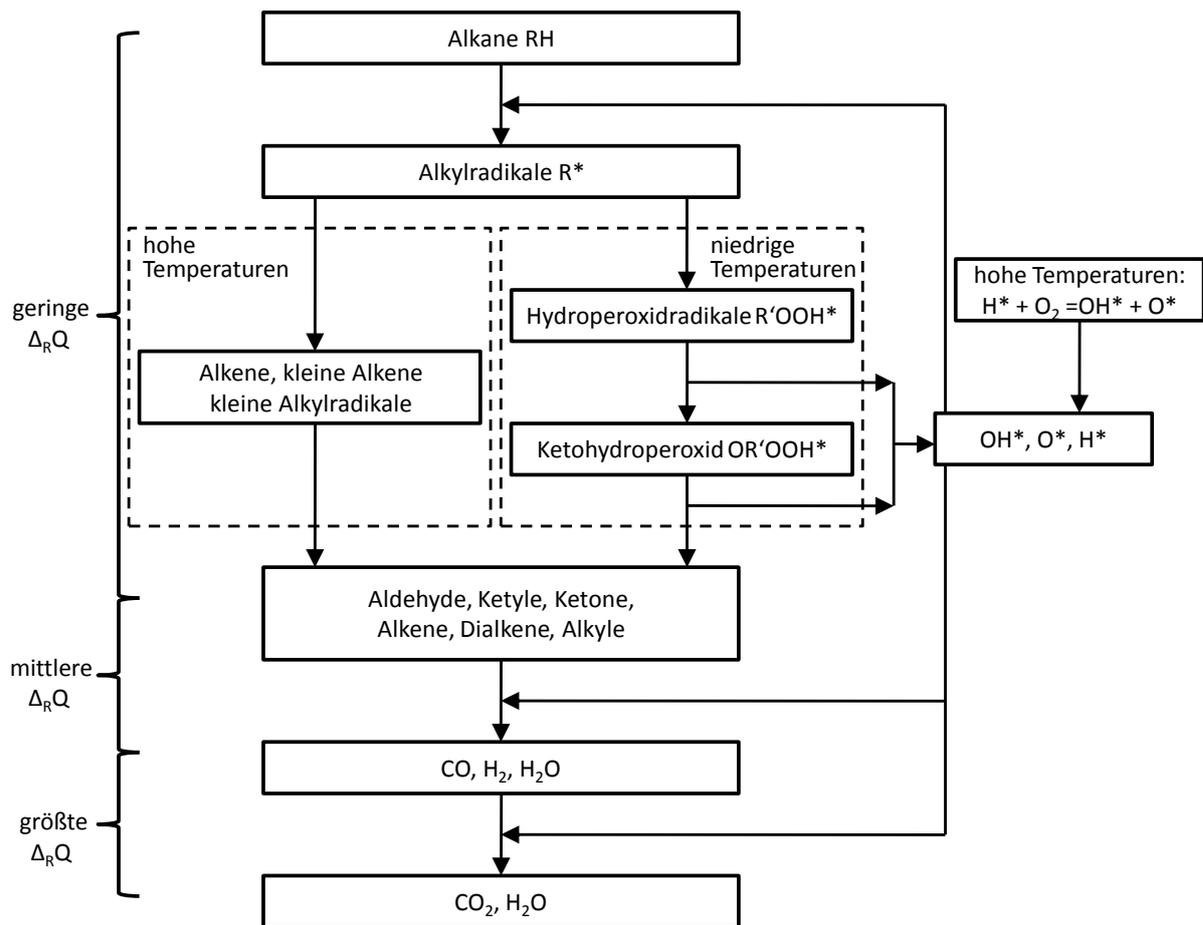


Abbildung 6-3: Vereinfachte Darstellung des Reaktionsschemas einer Kohlenwasserstoff-Oxidation [40]

Die Abbildung 6-3 zeigt eine stark vereinfachte Darstellung des Reaktionsschemas der Oxidation von Alkanen. Unabhängig von der Temperatur erfolgt im ersten Schritt die Abstraktion (Abspaltung) eines Wasserstoffatoms vom Kohlenwasserstoffmolekül. Läuft die Reaktion bei niedrigen Temperaturen ab, entstehen Kohlenwasserstoffperoxide ($R'OOH^*$), welche in weiteren Schritten durch Oxidation und Dehydrierung in kleinere Kohlenwasserstoffe zerfallen. Des Weiteren werden verschiedenste Radikale gebildet, welche entscheidend für die nachfolgenden Reaktionen sind. Dieser Pfad ist von entscheidender Bedeutung für Zündprozesse in motorischen Anwendungen. Die Bildung von Wasserstoffperoxid wird bei hohen Temperaturen umgangen und es entstehen stattdessen aus dem Alkylradikal über den β -Zerfall Alkene und kleinere Alkylradikale [42]. Im weiteren Verlauf der Reaktion entstehen sowohl bei niedrigen als auch bei hohen Temperaturen Alkene, Dialkene, Ketyle, Ketone und Aldehyde. Die bis zu diesem Zeitpunkt abgegebene Reaktionswärme ist gering und beträgt ca. 10% der gesamten freigesetzten Wärme. Bei der anschließenden Bildung von CO, H₂ und H₂O

werden ca. 30% der gespeicherten Energie freigesetzt. Der größte Teil der Wärmefreisetzung (60%) erfolgt bei der Oxidation des CO zu CO₂ in der heißen Flamme, dargestellt am Ende des Reaktionsschemas. Ein qualitativer Verlauf der Konzentrationen der einzelnen Spezies und der Temperatur über der Zeit bei der Kohlenwasserstoffverbrennung ist in Abbildung 6-4 dargestellt. Zu beachten ist, dass erst am Ende der Reaktion bei der Bildung von CO₂ ein deutlicher Temperaturanstieg erfolgt.

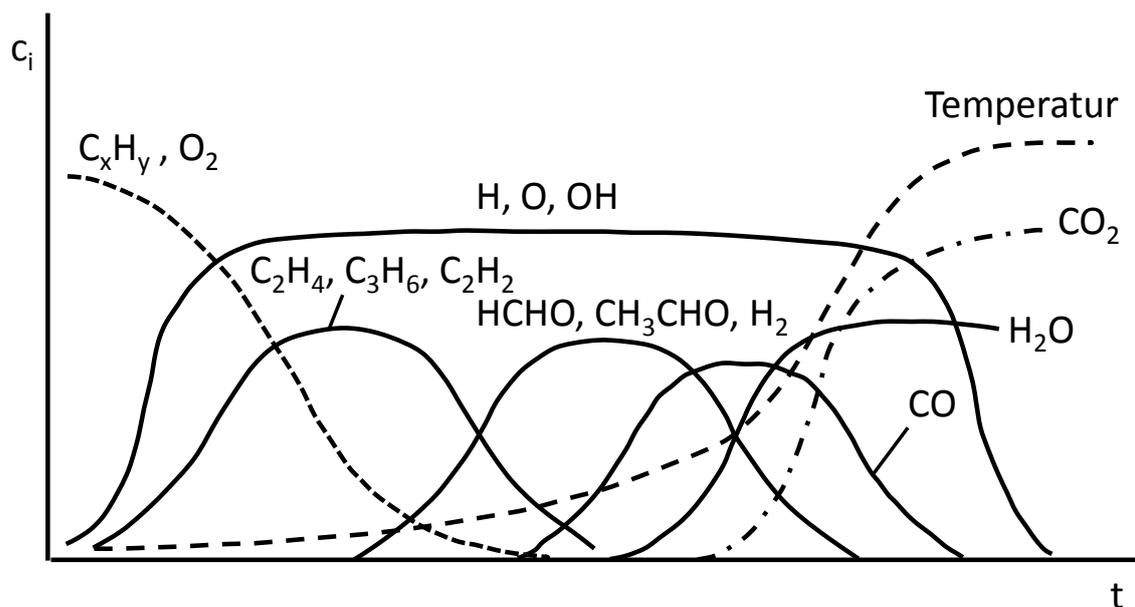


Abbildung 6-4: Zeitlicher Verlauf der Konzentration einzelner Spezies und der Temperatur bei der Kohlenwasserstoffverbrennung [40]

Neben der regulären ottomotorischen Verbrennung, eingeleitet durch einen Zündfunken, können ebenfalls irreguläre Verbrennungsphänomene auftreten, welche durch eine Selbstzündung eingeleitet werden. Eine Einteilung dieser Verbrennungsphänomene erfolgte bereits im Kapitel 3.

Die Selbstzündung bei Kohlenwasserstoffen ist ein Kettenprozess, mit komplexen Zündmechanismen, mit einer großen Anzahl an beteiligten Spezies und Reaktionen. Bei hohen Drücken und Temperaturen über ca. 1100K dominiert die Kettenverzweigungsreaktion $H^* + O_2 \Rightarrow O^* + OH^*$. Der Ablauf der Oxidation des Brennstoffes erfolgt nach dem im linken Pfad in Abbildung 6-3 dargestellten Schema. Für Temperaturen kleiner 1100K verliert die oben genannte Kettenverzweigungsreaktion schnell an Bedeutung aufgrund ihrer starken Temperaturabhängigkeit.

In Verbrennungsmotoren werden nach dem Verdichtungsstakt üblicherweise Temperaturen kleiner 1000K erreicht. In diesem Temperaturbereich kommt es bei der Zündung von Kohlenwasserstoffen zum Auftreten der Zweistufen-Zündung. Bei der Zweistufen-Zündung steigt in einer ersten Phase der Zündung die Wärmefreisetzung an und nimmt oberhalb einer Temperatur von ca. 900K ab. Erreicht das Luft-Kraftstoffgemisch eine Temperatur von ca. 1000K, wird eine zweite Phase der Zündung gestartet. Die zweite Phase führt zur vollständigen Oxidation des Kraftstoffes. Die sich einstellenden Temperaturen in den einzelnen Phasen sind vom Druck abhängig.

Für den im Verbrennungsmotor vorherrschenden Temperaturbereich zu Kompressionsende von $T < 900\text{K}$ liegt ein komplexer Kettenverzweigungsmechanismus für die Zündung des Gemisches vor. Der Anfang des Mechanismus läuft nach der in Gleichung (6.1) gezeigten Reaktion ab und stellt den Kettenstart dar. Mittels eines Sauerstoffmoleküls wird vom Kraftstoffmolekül RH ein Wasserstoffatom abgespalten, wodurch es zur Bildung eines aktiven Radikals kommt. Dieser Vorgang läuft relativ langsam ab. Die Abspaltung des Wasserstoffatoms bewirkt, dass das reduzierte Kraftstoffmolekül ebenfalls ein Radikal bildet. Durch diese Reaktion werden im ersten Schritt zwei aktive Radikale gebildet



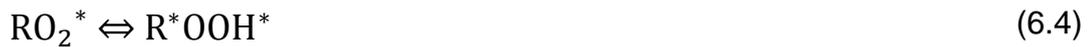
Durch Kettenverzweigungsprozesse werden weitere Radikale O^* , H^* , OH^* , HO_2^* , etc. gebildet und reagieren mit den Kohlenwasserstoffmolekülen. Speziell die durch eine sehr niedrige Aktivierungsenergie gekennzeichnete Reaktion des OH^* -Radikals, welche sehr schnell abläuft, bewirkt die Bildung weiterer Kraftstoffradikale



Im weiteren Verlauf der Reaktion kommt es durch die Addition von Sauerstoff O_2 an die gebildeten Alkylradikale R^* zur Bildung von neuen Radikalen



Abhängig von der Temperatur verschiebt sich das Gleichgewicht der Reaktion (6.3), bei hohen Temperaturen zur linken und bei niedrigen Temperaturen zur rechten Seite. In einer Isomerisierungsreaktion wird durch Anlagerung eines abstrahierten Wasserstoffatoms ein Hydroperoxy-Alkylradikal R^*OOH^* gebildet



Durch Anlagern eines Sauerstoffmoleküls O_2 sowie durch eine zweite Isomerisierungsreaktion entstehen ein Ketohydroperoxidmolekül OR^{**}OOH und ein OH^* -Radikal: Im Anschluss zerfällt das Ketohydroperoxidmolekül schließlich in ein Carbonylradikal OR^{**}O^* und ein weiteres OH^* -Radikal



Der Kettenverzweigungsmechanismus, beschrieben in den Gleichungen (6.1) bis (6.7), führt in einem Niedertemperaturzündprozess zu einem ersten Anstieg der Wärmefreisetzungsrate.

Kommt es, verursacht durch die Wärmefreisetzung, zu einem Anstieg der Temperatur auf ca. 900K, verschiebt sich das Gleichgewicht der Reaktion (6.3). Die Isomerisierungsreaktion (6.4) wird unterbrochen und es werden stattdessen Alkene und HO_2^* -Radikale gebildet. Die HO_2^* -Radikale reagieren weiter zu Wasserstoffperoxid H_2O_2 , das zunächst relativ inert ist.



Der Anstieg der Temperatur erfolgt in dieser Phase der Oxidation langsam. Verursacht durch die Verschiebung des Gleichgewichts der Reaktion (6.3) bei Erreichen eines Temperaturniveaus von ca. 900K und das Abflauen der Reaktion (6.8), werden zu wenige Radikale gebildet, um den Zündungsprozess fortzuführen. Dieser Prozess wird als degenerierte Kettenverzweigung bezeichnet. Fortgeführt wird der Zündprozess durch die schnelle Zersetzung der Wasserstoffperoxidmoleküle oberhalb einer Temperatur von ca. 1000K. Hierdurch werden großen Mengen OH^* -Radikale freigesetzt und die zweite Zündphase eingeleitet



Die OH*-Radikale führen zur Beschleunigung der Zündung und zu einer zweiten Wärmefreisetzung, die eine Hochtemperaturoxidation einleitet. Dieser Mechanismus wird als Zweistufen-Zündung bezeichnet.

Der oben angeführte Mechanismus ist maßgeblich für die Selbstzündung von Kohlenwasserstoffen bei motorischem Einsatz. Dieser beschreibt sowohl die „gewollte“ Selbstzündung in Diesel- und HCCI-Motoren, sowie die „ungewollte“ Selbstzündung, welche in Ottomotoren zum Auftreten von klopfender Verbrennung führt.

7 Hypothesen zur Entstehung von Vorentflammungen

Der Trend zum Downsizing und ein damit verbunden steigender Aufladegrad bereits bei niedrigen Drehzahlen, haben ein in diesem Betriebsbereich auftretendes Verbrennungsphänomen in den Blickpunkt der Forschung und der Entwicklung gebracht. Die hierbei auftretende Verbrennungsanomalie ist die Vorentflammung. Zum Phänomen der Vorentflammung existiert eine Reihe von Entstehungshypothesen. Die hierzu verbreiteten Hypothesen sind nachfolgend aufgezählt:

1. Auslösung durch Inhomogenitäten der Restgas-, Lambda- und Temperaturverteilung, welche durch ungünstige Konstellation im Brennraum zur Selbstentflammung führen.
2. Auslösung durch heiße Ablagerungen/Partikel, wobei diese auf zweierlei Weise wirksam sein können. Als freifliegend im Zylinder und den Ladungswechsel überdauernd oder als teilweise von der Brennraumwand abgelöst, mit geringer bzw. sehr stark eingeschränkter Wärmeleitung in die Brennraumwand.
3. Auslösung durch Öltröpfchen, welche örtlich eine geringe Oktanzahl hervorrufen. Eingebracht über die Blow-By-Einleitung, die Ventilschaftdichtungen, den Turbolader oder über den Schmierfilm an der Zylinderwand.
4. Auslösung durch heiße Stellen „Hot Spots“ im Brennraum, welche nicht zu einer Glühzündung führen, jedoch Gemischanteile während der Verdichtungsphase überkritisch aufheizen.
5. Auslösung durch inhomogene Oktanzahlen des Gemisches im Zylinder, welche durch stark unterschiedliches Siedeverhalten einzelner Kraftstoffbestandteile hervorgerufen werden.
6. Auslösung durch unzureichende Gemischaufbereitung, verursacht durch unvorteilhaftes Einspritztiming.

Hypothese 1: Ausgelöst durch einen nicht optimalen Ladungswechsel kann es im Zylinder zu einem hohen Restgasanteil kommen. Der hohe Restgasanteil kann auslegungsbedingt sein bzw. in Einzelzyklen durch eine verschleppte Verbrennung oder durch einen Aussetzer im vorhergehenden Zyklus verursacht werden. Nach einem Aussetzer sinkt die Enthalpie an der Turbine für einen Zyklus ab und es kommt zu einem Absinken des Ladedruckes. Das unzureichende Einströmen von Frischluft in den Zylinder und das unzureichende Ausschieben bzw. Verdrängen der Abgase bewirkt

einen hohen Restgasgehalt. Ist die Verteilung des Restgases im Zylinder sehr inhomogen und ergibt sich lokal eine Kombination aus Restgas, Luft und Kraftstoff mit einer erhöhten Temperatur, so können der Zündung durch den Zündfunken vorausgehende Niedertemperaturoxidationen ablaufen. Während der Oxidationen werden Radikale gebildet, welche zu einem chemisch ungünstigen und hoch reaktiven Zustand führen und bei ausreichender Konzentration eine Zündung einleiten. Da das Restgas selbst eine hohe Radikalkonzentration aufweist, ergeben sich daraus eine Herabsetzung des kritischen Zustandsniveaus und eine Begünstigung irregulärer Verbrennungen [25], [43], [44].

Hypothese 2: Durch eine unvollständige Verbrennung können sich im gesamten Brennraum Ablagerungen bilden. Lösen sich diese Ablagerungen von ihrer Anlagerung im Brennraum, folgen diese aufgrund der nicht vorhandenen Wärmeleitung der Gastemperatur und erhitzen sich während der Verbrennung. Werden die Ablagerungen im anschließenden Ladungswechsel nicht ausgeschoben, können Sie in der Kompressionsphase als Zündquellen wirken und die Verbrennung vor der eigentlichen Zündung einleiten. Der Grund dafür ist die deutlich höhere Wärmekapazität der Ablagerung gegenüber dem Gemisch und damit eine höhere Temperatur über den Ladungswechsel hinweg. Ein teilweises Lösen der Ablagerungen von der Brennraumwand kann, bedingt durch eine schlechte Wärmeleitung, zur spontanen Ausbildung von Hot Spots im Brennraum führen. Bedingt durch die hohen Temperaturen in Folge der frühen Zündung, verbrennen die für die Auslösung verantwortlichen Ablagerungen. Die hohen Drücke bzw. Druckamplituden können zu einem weiteren Ablösen von Ablagerungen führen, sodass diese sich im nächsten Zyklus erwärmen und im übernächsten wiederholt eine irreguläre Verbrennung auslösen [16], [40], [45].

Hypothese 3: Der Eintrag von Schmieröl in den Brennraum kann zur Auslösung von irregulären Verbrennungen führen. Das Schmieröl weist eine geringere Oktanzahl auf und ist deutlich zündwilliger als konventioneller Ottokraftstoff. Aus diesem Grund sind alle Wege, über die ein Öleintrag möglich ist, zu überprüfen. Die Einbringung von Öl in die Ansaugluft kann über die Blow-By Einleitung bei unzureichender Ölabscheidung, über undichte Ventilschaftdichtungen und über defekte Dichtungen am Abgasturbolader erfolgen. Vor allem bei direkt einspritzenden Motoren, bei seitlicher Lage des Einspritzventils und starker Penetration des Einspritzstrahls, kann es zu einem

Auftreffen von Kraftstofftröpfchen auf die Zylinderwand kommen. Diese Kraftstofftröpfchen, vor allem die nicht mehr von der kühlen Zylinderwand abdampfenden schwer siedenden Anteile im Kraftstoff, bewirken eine Veränderung der physikalischen Eigenschaften des Öls. Mit zunehmendem Eintrag von Kraftstoff sinken die Viskosität und die Oberflächenspannung. Durch die abnehmende Oberflächenspannung steigt die Neigung zur Ablösung von Tröpfchen aus dem während der Kolbenbewegung Richtung OT abgestreiften Ölfilm. Diese Tröpfchen können, ähnlich wie Kohlenstoffpartikel, zu einer lokalen Herabsetzung der Selbstentzündungstemperatur führen und damit das Auftreten irregulärer Verbrennungen fördern [46], [47].

Hypothese 4: Die zumeist späte Verbrennung bei aufgeladenen Motoren im Vollastbetrieb und der hohe Abgasmassenstrom bewirken eine hohe thermische Belastung für die Brennraum begrenzenden Bauteile. Durch die hohe thermische Belastung können sich heiße Stellen „Hot Spots“ entwickeln und dadurch Ausgangstellen für irreguläre Verbrennungen werden. Besonders gefährdete Stellen sind die Zündkerze, die Auslassventile, exponierte Stellen am Kolben sowie scharfe Kanten im Brennraumdach. Ausgehend von diesen Hot Spots wird so viel Wärmeenergie in die Frischladung eingebracht, dass lokal im Gemisch während der Kompressionsphase Reaktionen ablaufen, die das Auftreten einer Selbstzündung fördern bzw. auslösen. Aufgrund des spontanen Charakters einer Vorentflammung sowie aufgrund des vielfach beobachteten Umstandes, dass auf einen Zyklus mit Vorentflammung ein regulärer Zyklus folgt, ist von zwei Gegebenheiten auszugehen. Das Auftreten der heißen Stelle erfolgt sehr spontan und der Wärmeeintrag dieser ist nicht ausreichend für die Initiierung einer Glühzündung [48].

Hypothese 5: Die Verwendung eines Kraftstoffes, dessen Komponenten ein weit streuendes Siedeverhalten aufweisen, verknüpft mit stark unterschiedlichen Oktanzahlen, kann beim direkteinspritzenden Motor zu einer Ansammlung von schwer siedenden Komponenten führen. Mit zunehmender Kettenlänge steigt bei geradkettigen Kohlenwasserstoffen die Siedetemperatur an, wobei die Oktanzahl stetig abnimmt [38]. Die Kraftstoffkomponenten mit niedriger Oktanzahl können bei entsprechenden Randbedingungen im Zylinder zur Initiierung einer Vorentflammung führen. Eine Annahme dieser Hypothese ist, dass bei der Direkteinspritzung zuerst die leicht siedenden Anteile verdampfen und die schwer siedenden Anteile stark in den

Brennraum penetrieren. Die schwer siedenden Kraftstoffanteile können sich dadurch im Brennraum lokal anhäufen und zu einer Herabsetzung der Selbstentflammungsneigung führen [49]. Bei starker Penetration der Kraftstoffkomponenten treffen diese auf die Brennraumwand und mischen sich dort mit dem vorhandenen Öl. In weiterer Folge kann dies entsprechend der Hypothese 3 zur Auslösung von irregulären Verbrennungen führen.

Hypothese 6: Eine unzureichende Gemischaufbereitung kann im Brennraum zum Aufbau eines Wandfilms führen. Der Wandfilm wird von der im Brennraum fortschreitenden Flammenfront entflammt und verbrennt während des Arbeits- und Ausschietaktes als Diffusionsflamme. Unter ungünstigen Bedingungen erfolgt der Abbrand des Wandfilms bis zum Ende des Ausschietaktes und damit bis zum Beginn des Ladungswechsels. Das einströmende Luft-Kraftstoffgemisch entzündet sich an der lodernden Flamme im Brennraum. In weiterer Folge pflanzt sich die Flammenfront in das Saugrohr fort und führt zur Verbrennung des Frischgemisches. Im folgenden Zyklus wird eine Mischung aus heißem Abgas und Luft-Kraftstoff in den Brennraum gesaugt. Der hohe Restgasgehalt liefert genügend Aktivierungsenergie für das Auftreten einer Vorentflammung [50].

Diffusionsflammen mit glühenden Partikeln, verursacht durch eine unzureichende Gemischaufbereitung, können des Weiteren durch das Rückströmen bzw. Überströmen von Abgas in den Brennraum im Ladungswechsel eine Vorentflammung verursachen. Im Gegensatz zum oben genannten Mechanismus wird das für die Aktivierung einer Vorentflammung verantwortliche Abgas über den Abgaskrümmen von einem in den anderen Brennraum geschoben. Im Brennraum trifft dieses mit dem frisch einströmenden Luft-Kraftstoffgemisch zusammen und entflammt [51].

Die Modifikation der Einspritzstrategie bzw. die Optimierung der Ladungsbewegung kann sich positiv auf die Vorentflammungsneigung ausüben. Der Übergang von einem auf zwei Einspritzevents und damit die Änderung der Gemischaufbereitung im Brennraum reduziert die Anzahl der Vorentflammungsereignisse signifikant und verlagert die Ausgangsorte der Vorentflammung im Brennraum [52]. Des Weiteren kann durch eine Optimierung der Ladungsbewegung ebenfalls eine Herabsetzung der Vorentflammungsneigung erzielt werden [53].

8 Erkennung von Vorentflammungen in Serienaggregaten

Aktueller Stand der Technik zur Erkennung von Vorentflammungen in Serienaggregaten ist die Zuhilfenahme des Klopfensors. Verursacht durch die frühe Verbrennungseinleitung bei Vorentflammungen ergibt sich in der Regel im weiteren Verlauf der Verbrennung ein extrem starkes Klopfen. Aufbauend auf dieser Eigenheit der Vorentflammung wird eine Funktionalität, basierend auf dem Klopfensorsignal, zur Erkennung eingesetzt. Die eindeutige Zuordnung des klopfenden Verlaufes zur Unterscheidung zwischen Vorentflammung und normaler klopfender Verbrennung, erfolgt über Lage und Signalenergie mittels eines separaten Erkennungsalgorithmus. Nach erkannter Vorentflammung werden Gegenmaßnahmen getroffen, um die Entstehung weiterer Vorentflammungen bzw. ganzer Reihen zu verhindern. Eingesetzt werden hierfür mehrere Gegenmaßnahmen, die darauf abzielen, vor allem das Temperaturniveau im Brennraum zu senken, um weitere Vorentflammung zu verhindern. Diese Gegenmaßnahmen können, abhängig vom jeweiligen Motortyp, einzeln oder in beliebiger Kombination aktiviert werden [33].

Ein weiterer in Entwicklung befindlicher Ansatz zur Erkennung von Vorentflammungen ist die Berechnung eines Verbrennungslagemerkmals aus der Drehzahl. Berechnet wird in einem vorgegebenen Kurbelwinkelfenster für jeden Zylinder einzeln der Momentenverlauf, der durch die Verbrennung erzeugt wird. Das in einem speziellen Algorithmus berechnete Verbrennungslagemerkmale korreliert gut mit dem tatsächlichen Brennraumdruckverlauf und kann somit zur Erkennung von Vorentflammungen herangezogen werden [33].

Anzumerken ist bei den oben dargestellten Erkennungsmethoden, dass erst nach Auftreten mindestens einer Vorentflammung Gegenmaßnahmen getroffen werden können. Eine Vorhersage eines Ereignisses ist hierbei nicht möglich. Vielmehr sind die optimale konstruktive Auslegung des Brennraumes zur Vermeidung von Hot Spots sowie eine vorentflammungsfreie Applikation im gesamten Betriebsbereich des Serienaggregates anzustreben.

9 Versuchsmethodik

Zur Bestimmung der Vorentflammungsneigung des Versuchsträgers wurde eine immer gleichbleibende Versuchsprozedur mit definierten Randbedingungen durchgeführt. Nach einer Vorkonditionierungsphase in einem unterkritischen Volllastpunkt bei einer Drehzahl von 1750min^{-1} zur Erreichung definierter Betriebstemperaturen, wurde mit der Ermittlung der Vorentflammungsneigung begonnen. Ausgehend vom unterkritischen Volllastpunkt wurde durch schrittweise Erhöhung der Antriebsdrehzahl des externen Kompressors der Druck im Saugrohr solange erhöht, bis es zum Auftreten einer Vorentflammung kam, siehe Abbildung 9-1. Zündwinkel und Lambdawert wurden in dieser Phase manuell eingestellt. Der Zündwinkel wurde entsprechend der Klopfgrenze eingestellt. Die Klopfgrenze ist in der Abbildung als strich-punktierte Linie dargestellt. Durch Erhöhung des Saugrohrdruckes mit gleichgehaltenem Zündzeitpunkt wurde die Klopfgrenze überschritten. Zur Beibehaltung einer vorgegebenen Klopfhäufigkeit wurde die Zündung Richtung spät, weg vom ZOT verschoben. Im Bereich hohen Mitteldruckes am Ende der eingezeichneten Klopfgrenze kam es zum Auftreten der Vorentflammungen.

Die Auswertung der Klopfgrenze erfolgte mittels der Hochdruckindizierung und wurde durch Verwendung der Klopfhäufigkeit auf einen Wert von 1 bis max. 20 klopfende Zyklen pro 100 Verbrennungszyklen eingestellt. Um für den zu untersuchenden Aufbau des Versuchsträgers den Betriebszustand mit der höchsten Vorentflammungsneigung zu erzielen, wurde die zweite Stellgröße der Lambdawert λ auf dem konstanten Wert von 1 gehalten. Eine Anreicherung des Luft-Kraftstoffgemisches auf $\lambda < 1$ bewirkt die Absenkung der Vorentflammungsneigung [54].

Auftretende Vorentflammungen wurden mittels der Hochdruckindizierung detektiert. Aufgrund deutlich höherer Zylinderdruckspitzendrücke bei Vorentflammungen gegenüber normalen Verbrennungen kann eine Unterscheidung erfolgen. Verbrennungszyklen, die eine festgelegte Zylinderdruckschwelle überschritten, wurden als Vorentflammungen gewertet. Verbunden mit dem Auftreten der Vorentflammung ist ein Saugrohrdruck, der, reduziert um 100mbar, die Vorentflammungsgrenze darstellt. Die Vorentflammungsgrenze ist in der Abbildung durch ein Kreuz in einem Ring dargestellt. Der Saugrohrdruck an der Vorentflammungsgrenze ist unabhängig vom Zündzeitpunkt als Trennlinie zwischen kritischem und unkritischem (vorentflammungsfreiem) Betriebsbereich zu verstehen.

Die Einstellung des Zündzeitpunktes und des Lambdawertes an der Vorentflammungsgrenze erfolgte entsprechend der Klopfgrenze sowie auf ein stöchiometrisches Luft-Kraftstoffgemisch.

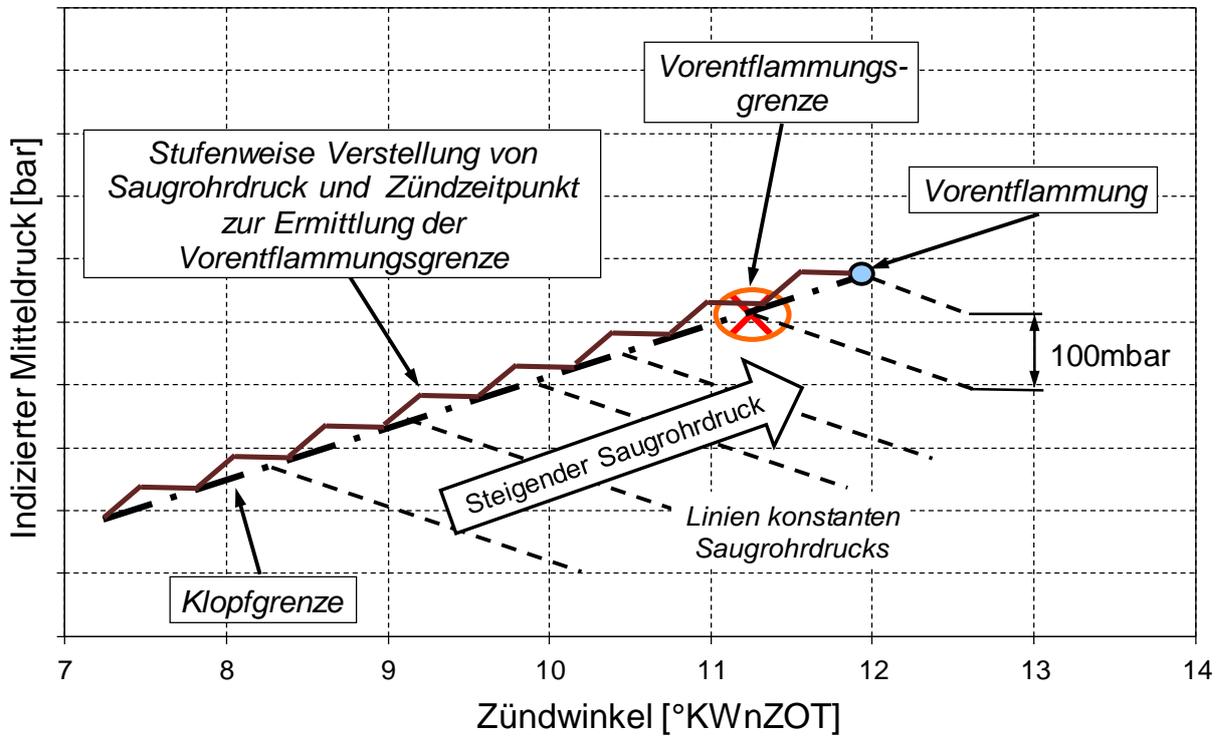


Abbildung 9-1: Graphische Darstellung der Vorgehensweise zur Ermittlung der Vorentflammungsgrenze

10 Versuchsträger

Als Versuchsträger diente ein 1,4 Liter TSI Ottomotor der VOLKSWAGEN AG mit Benzindirekteinspritzung und homogenem Brennverfahren mit den in Tabelle 10.1 angeführten technischen Daten [55]. Der Versuchsträger ist serienmäßig mit zwei Aufladeaggregaten ausgestattet, einem mechanisch angetrieben Kompressor sowie einem Abgasturbolader und verfügt über 4 Zylinder, 2 obenliegende Nockenwellen (einlassseitig mit Phasensteller) und 4 Ventile pro Zylinder [56]. Durch die Kombination der beiden Aufladeaggregate kann bereits in der Serienabstimmung ein sehr hohes Ladedruckniveau erreicht werden. Der Versuchsträger stellt ein sehr gutes Downsizingkonzept dar und war aufgrund seiner sehr robusten Auslegung für diese Untersuchungen prädestiniert.

Tabelle 10.1: Technische Daten des Versuchsträgers [52]

Bauart	4-Zylinder-Reihenmotor
Hubraum	1390 cm ³
Hub/Bohrung	75,6/76,5 mm
Ventile pro Zylinder	4
Verdichtungsverhältnis	10:1
max. Leistung	125 kW bei 6000 1/min
max. Drehmoment	240 Nm bei 1750 – 4500 1/min
max. Mitteldruck	21,7 bar
max. Ladedruck	2,5 bar (absolut)

Für die Durchführung der im Weiteren dargestellten Untersuchungen wurden, ausgehend von dem oben beschriebenen Serienstand die folgenden Veränderungen am Versuchsträger durchgeführt.

10.1 Fremdaufladung

Um in den kritischen Betriebsbereich der Vorentflammung zu kommen, musste der Aufladegrad des Versuchsträgers deutlich über den Serienstand angehoben werden. Dies wurde durch das Einbinden eines fremd angetriebenen Laders bewerkstelligt. Der erreichbare Saugrohrdruck bzw. Aufladegrad ist somit unabhängig von der Motordrehzahl wählbar. Bei dem verwendeten Kompressor handelt es sich um einen Rootslander der Firma Eaton. Der Kompressor ist baugleich mit dem motornahen

Kompressor am Versuchsträger. Der Antrieb des Laders erfolgte mittels Elektromotors und Zahnriementrieb. Die geeignete Wahl der Antriebsübersetzung ermöglichte die Darstellung eines maximalen Druckniveaus im Saugrohr von 4 bar absolut. Mit einem nachgeschalteten Ladeluftkühler wurde die Ansauglufttemperatur für alle Betriebspunkte auf 30°C eingestellt.

10.2 Kolben

Ein hohes Verdichtungsverhältnis bewirkt eine hohe Vorentflammungsneigung [52] und erlaubt durch Änderung dieses, die gezielte Einstellung eines bestimmten Verhaltens am Verbrennungsmotor. Um Vorentflammungen gezielt auf dem Zylinder mit dem optischen Zugang zu beschränken, wurde das Verdichtungsverhältnis der Zylinder 1 bis 3 reduziert. Hierfür wurden die Standardkolben der Zylinder 1, 2 und 3 durch Kolben mit einer geringeren Kompressionshöhe zur Verringerung des geometrischen Verdichtungsverhältnisses ausgetauscht.

10.3 Einspritzabschaltung

Kommt es, hervorgerufen durch das Auftreten einer Vorentflammung, zur Überschreitung einer definierten Zylinderdruckschwelle, wird ab dem nachfolgenden Zyklus die Einspritzung des Versuchsträgers für die Dauer von 10 Zyklen unterbrochen. Die Einstellung der Druckschwelle erfolgt in der Indizierungssoftware. Beim Auftreten einer Vorentflammung unterbricht das Indiziersystem über schnell schaltende Relais die Einspritzventilansteuerungsleitung. Durch diese Maßnahme können Vorentflammungsserien sowie fortlaufende und selbstverstärkende Glühzündungen am Versuchsträger vermieden werden. Da bereits nach wenigen Vorentflammungen ein schwerwiegender Schaden auftreten kann, wird mit diesem System die Belastung des Versuchsträgers auf ein Minimum reduziert und die Lebensdauer verlängert.

10.4 Einlasssteuerzeiten

Die untersuchten Steuerzeiten von Einlass und Auslass sowie die zugehörigen Ventilhubes des Versuchsträgers sind in Abbildung 10-1 dargestellt. Der Versuchsträger verfügt serienmäßig über einen Phasensteller auf der Einlassseite mit einem Verstellbereich von 40°KW. Die serienmäßigen Steuerzeiten, bezogen auf einen Ventilhub von 1mm, sind für den Einlass zwischen $E\ddot{O} = -19^\circ KW$ (Frühanschlag) bis $21^\circ KWnLWOT$ (Spätanschlag) und für den Auslass $AS = 7^\circ KWvLWOT$.

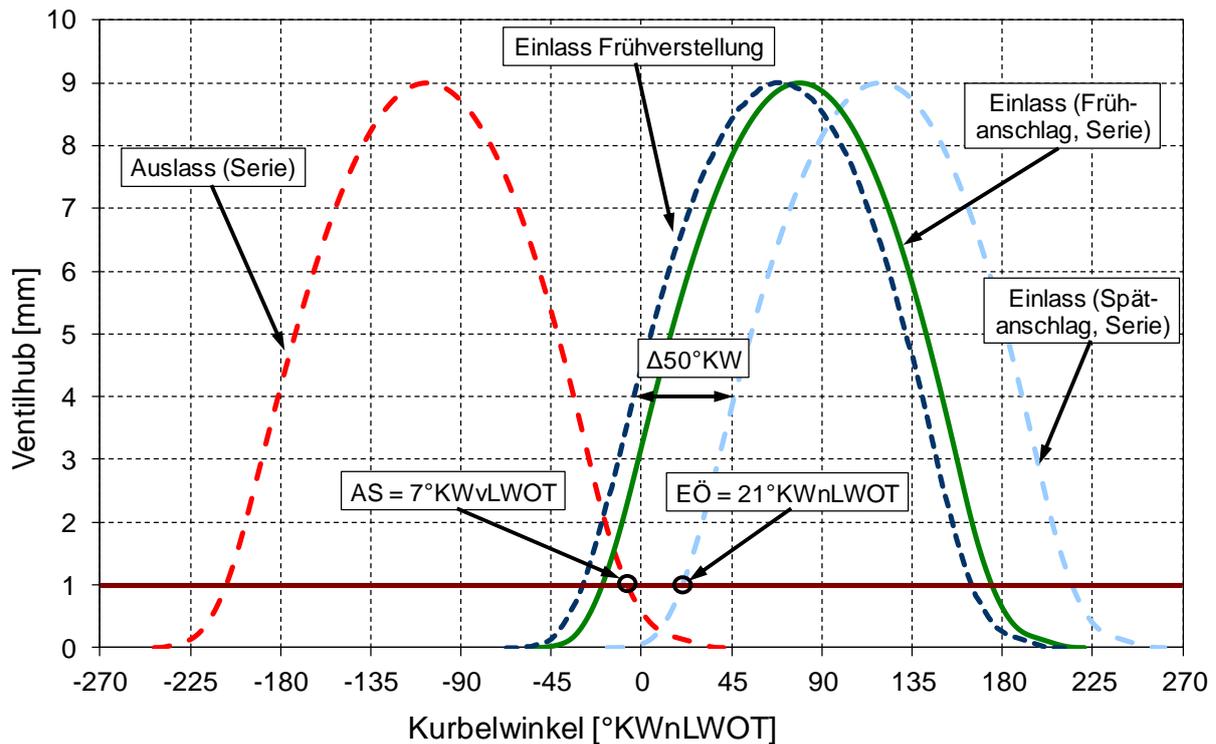


Abbildung 10-2: Ventilhubkurven von Einlass und Auslass des Versuchsträgers

Die manuelle Verstellung der Einlassnockenwelle erlaubte die Erweiterung des serienmäßigen Stellbereiches um 10°KW in Richtung früh auf einen Gesamtwert von 50°KW . Die damit darstellbare früheste Steuerzeit beträgt $E\ddot{O} = -29^\circ\text{KWnLWOT}$ (Frühverstellung). Durch diese Maßnahme konnte ein Spülen des Brennraumes mit Frischluft in der Ventilüberschneidungsphase erreicht und auf seine Wirkung untersucht werden. Der starre Auslassventiltrieb wurde während der Untersuchungen nicht verändert.

10.5 Externe Abgasrückführung

Zur Untersuchung der Wirkung von gekühlter externer Abgasrückführung wurde das Abgassystem mit einer Abgasentnahmestelle vor der Turbine des Abgasturboladers versehen. Die Einspeisung des Abgases erfolgte vor dem Verdichter des ATLs, wobei in der Abgasrückführstrecke ein AGR-Kühler mit Frischwasseranschluss zur unabhängigen Temperatureinstellung und ein Ventil zur Variation der rückgeführten Abgasmenge eingebaut wurden.

Berechnung der AGR-Rate

Zur Bestimmung der rückgeführten Abgasrate wurde der CO₂-Gehalt im Saugrohr dem CO₂-Gehalt im Abgasstrom, jeweils verringert um die Konzentration in der Umgebungsluft gegenübergestellt. Die Messung der jeweiligen CO₂-Gehalte wurde mittels eines Ultramats 5E der Firma Siemens durchgeführt. Die Formel setzt sich somit wie folgt zusammen:

$$AGR = \frac{SG\ CO_2 - Luft\ CO_2}{Abgas\ CO_2 - Luft\ CO_2} * 100 \quad (10-1)$$

AGR Abgasrückführrate [%]

SG CO₂ Kohlendioxidkonzentration im Saugrohr [Vol%]

Abgas CO₂ ... Kohlendioxidkonzentration im Abgas [Vol%]

Luft CO₂ Kohlendioxidkonzentration in der Ansaugluft [Vol%]

10.6 Messtechnik

Das in Abbildung 10-3 dargestellte Prüfstandsschema zeigt den Aufbau des Versuchsträgers mit vorgeschalteter fremdangetriebener zusätzlicher Aufladung und der Standardmesstechnik. Des Weiteren wurden eine Hochdruck- und Niederdruckindizierung und verschiedene optische Messtechniken in den Untersuchungen eingesetzt.

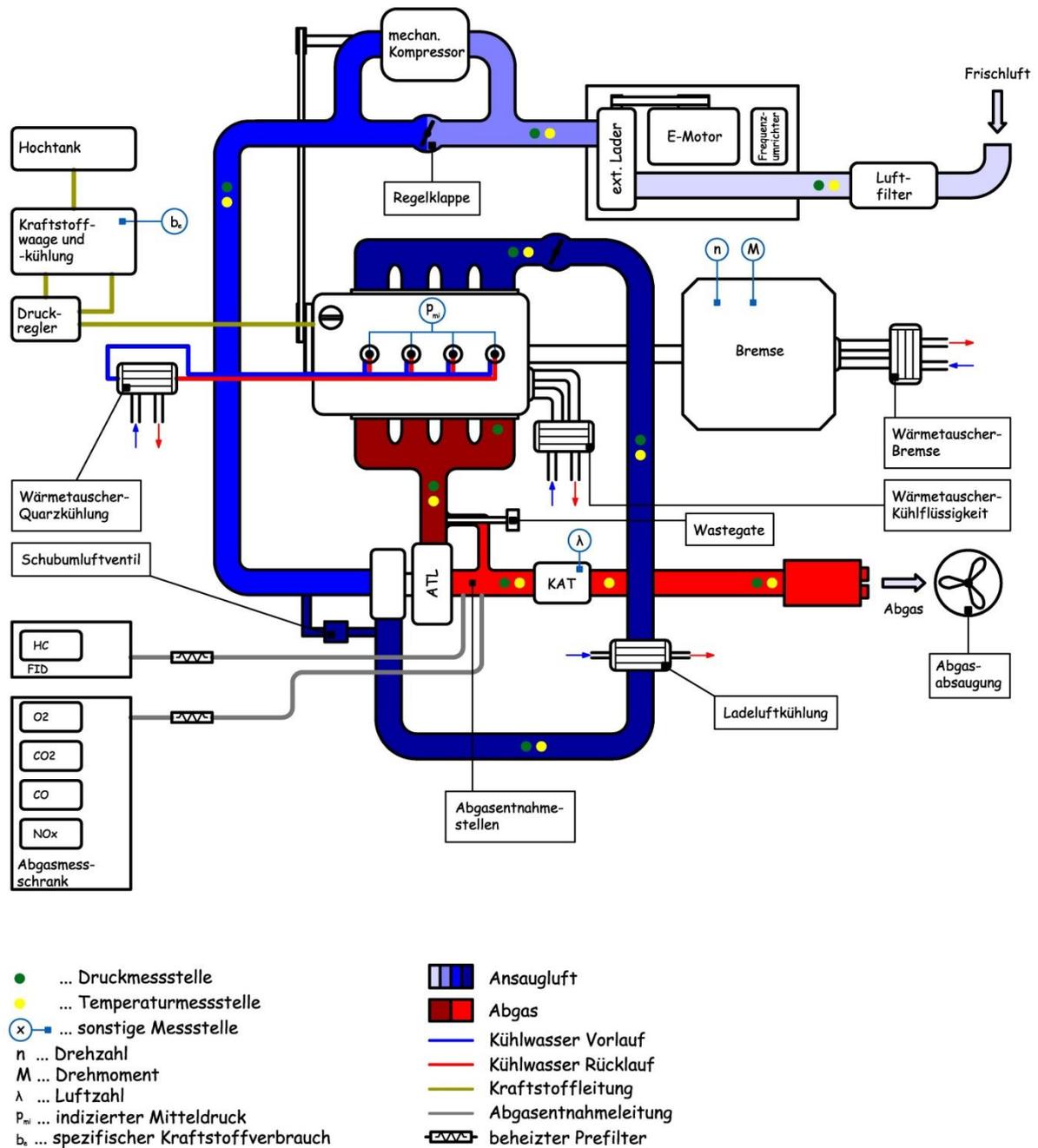


Abbildung 10-3: Prüfstandsschema

10.6.1 Indiziermesstechnik

Der Zylinderkopf wurde auf jedem Zylinder mit einem wassergekühlten piezokapazitiven Präzisionsdruckquarz der Firma Kistler des Typs 6061B ausgestattet, siehe [Abbildung 10-4](#). Zur Umwandlung der abgegebenen Ladung des Druckquarzes in ein Spannungssignal, wurde ein Ladungsverstärker derselben Firma des Typs 5011B in der Signalkette nachgeschaltet. Sowohl in den Ansaug- als auch in den Abgaskrümmen wurden mit kurzem Abstand zum Zylinderkopf piezoresistive Absolutdrucksensoren appliziert. In die Abgasseite wurde der Druckquarz Typ 4045A mit einem Messbereich

von 0 bis 10 bar der Firma Kistler in einem Zweiwege-Umschaltadapter Typ 7531 derselben Firma eingebaut. Einlassseitig wurde der Absolutdruckquarz Typ 4005 der Firma Kistler mit einem Messbereich von 0 bis 5 bar eingesetzt. Der Kurbelwellenwinkel wurde mit einem Winkelmarkengeber Typ 364C der Firma AVL erfasst. Die Auswertung und graphische Aufbereitung der Indiziergrößen erfolgte mit einem Indimodul 621 und der Software Indicom Version 1.4 der Firma AVL.

10.6.2 Bildgebende Videomesstechnik

Für die Beobachtung irregulärer Verbrennungsvorgänge im Brennraum wurden auf Zylinder 4 optische Zugänge appliziert. Die Adaptierung der optischen Zugänge im Brennraum zeigt Abbildung 10-4.

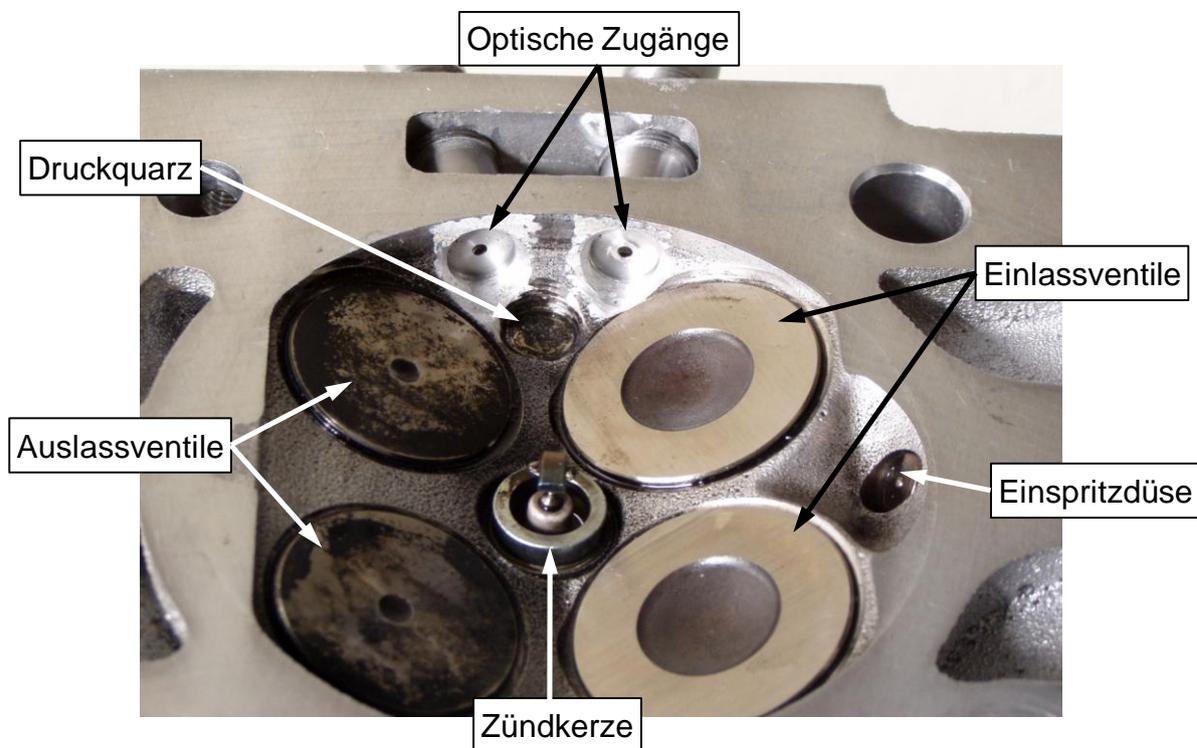


Abbildung 10-4: Zylinderkopf mit optischen Zugängen und Druckquarz

Die Aufzeichnung der Bilddaten aus der Brennraumbeobachtung erfolgte mittels einer CCD-Bildverstärkerkamera sowie mit der Kombination aus Bildverstärker (Firma Hamamatsu) und Hochgeschwindigkeitskamera (Firma IDT Vision). Die Bilddatenerfassung wurde bei beiden Systemen ereignisgesteuert durch die Indiziertechnik aktiviert.

10.7 Kraftstoff

Für die Motorprüfstandsuntersuchungen wurden handelsübliche Superkraftstoffe verwendet. Aufgrund der langjährigen Untersuchungsdauer kamen unterschiedliche Kraftstoffchargen an Superkraftstoff zum Einsatz. Mit Ausnahme der Untersuchungen zur Bestimmung des Einflusses einer geänderten Auslasssteuerzeit, wurde jeweils handelsüblicher Superkraftstoff ohne Beimischung von biogenen Anteilen verwendet. Die Ergebnisse der Auslasssteuerzeitvariation wurden mit handelsüblichem Superkraftstoff mit einer Beimengung von 5% Ethanol ermittelt. Die Oktanzahlen der verwendeten Kraftstoffe sind in Tabelle 10.2 aufgelistet.

Tabelle 10.2: Kraftstoffeigenschaften

Benennung	ROZ *	MOZ *
Superkraftstoff ROZ 95	95,1 - 96,1	85,1 - 85,8
Superkraftstoff ROZ 95 (5% Ethanolanteil)	95,6	85,3

* ... Werte ermittelt am Institut für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik

Die in dieser Arbeit in den einzelnen Kapiteln gegenübergestellten Ergebnisse wurden jeweils mit demselben Kraftstoff ermittelt.

Zur Untersuchung des Einflusses des Kraftstoffes wurden neben handelsüblichen Kraftstoffen, am Institut abgemischte Ethanolgemische verwendet. Die Beschreibung der Zusammensetzung erfolgt im Kapitel 11.5.

11 Ergebnisse der Motorprüfstandsuntersuchungen

11.1 Einfluss der Einlasssteuerzeit

Die Verstellung der Einlasssteuerzeit eröffnet bei einem turboaufgeladenen direkteinspritzenden Verbrennungsmotor die signifikante Veränderung des darstellbaren Drehmomentniveaus an der Volllast. Einhergehend mit der Verstellung der Steuerzeit ist die Veränderung verschiedener Betriebsparameter wie z.B. Ladungsmasse im Zylinder, Restgasrate, Klopfneigung und vieles mehr [58]. In ausgeführten Motorkonzepten wird durch gezielte Verstellung der Einlasssteuerzeit ein fortlaufendes Auftreten von Vorentflammungen verhindert [59]. Die Einlasssteuerzeit ist daher eine sehr wirkungsvolle Verstellgröße zur Untersuchung des Phänomens der Vorentflammung.

Zur Ermittlung der Auswirkung der Steuerzeit auf das Vorentflammungsverhalten, wurde eine Variation der Einlasssteuerzeit in einem Bereich von 50°KW durchgeführt. Die exakten Einstellwerte der Einlassnockenwelle für die Untersuchungen sind in Kapitel 10.4 dargestellt. Ausgehend von der Frühstellung bei $E\ddot{O}=-29^\circ\text{KWnLWOT}$, wurde eine schrittweise Verstellung der Steuerzeit Richtung spät vorgenommen. Die Abbildung 11-1 zeigt die maximal erzielbaren Saugrohrdrücke sowie die maximal erreichbaren indizierten Mitteldrücke über der Einlasssteuerzeit an der Vorentflammungsgrenze. Bei der Einlasssteuerzeit $E\ddot{O}=-10^\circ\text{KWnLWOT}$, bezeichnet als Mittelstellung, ergibt sich für den Saugrohrdruck und den indizierten Mitteldruck jeweils ein Minimum. Ausgehend von dieser Parameterstellung ergibt sich durch die Verstellung der Einlasssteuerzeit, unabhängig von der Verstellrichtung, eine Steigerung der beiden Größen. Die Vorentflammungsneigung des Versuchsträgers verändert sich durch die Verstellung der Einlasssteuerzeit deutlich und nimmt ausgehend von der Mittelstellung ab.

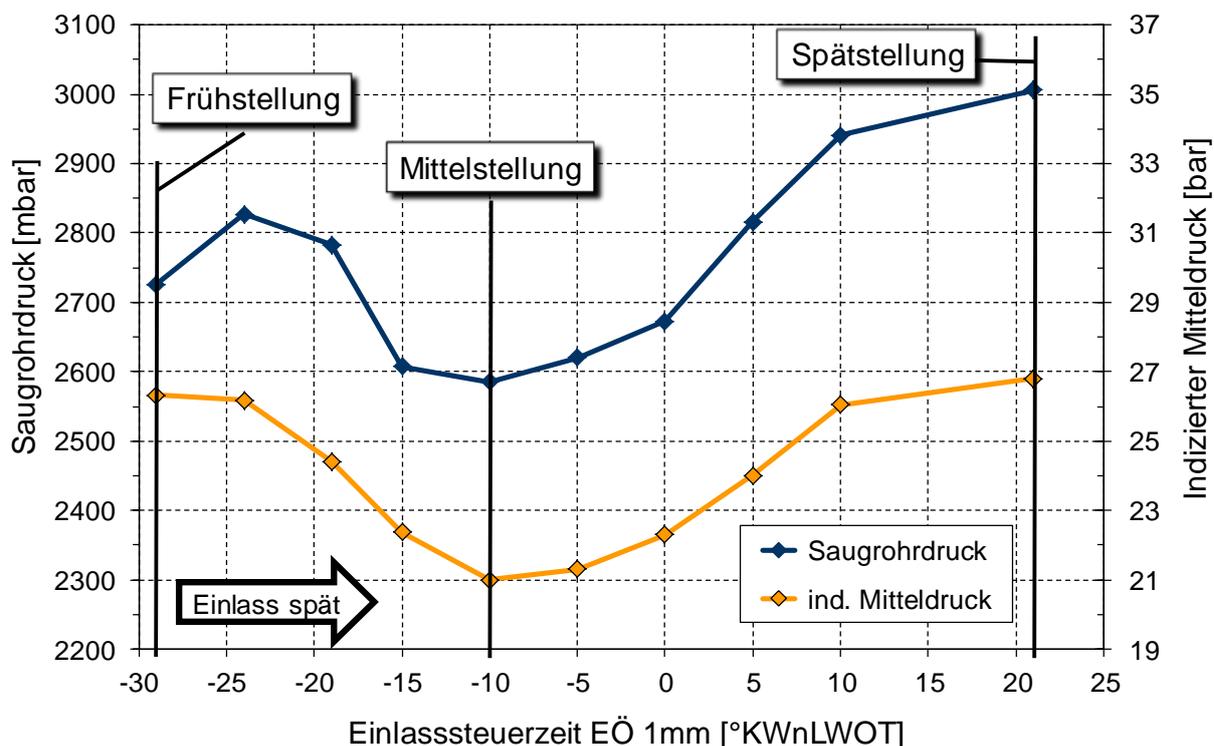


Abbildung 11-1: Saugehrdruck und indizierter Mitteldruck an der Vorentflammungsgrenze, dargestellt über der Einlasssteuerzeit

Ausgehend von einem Schließen der Einlassventile in UT des Kurbeltriebes, kommt es durch eine Spätverstellung der Einlasssteuerzeit bei konstantem Saugehrdruck zur Verringerung der Ladungsmasse im Brennraum. Um den Füllungs-nachteil durch die Steuerzeitverstellung auszugleichen, muss der Saugehrdruck angehoben werden. Der Grund für den Füllungs-nachteil resultiert aus dem Ausschleiben der Ansaugluft aus dem Zylinder. Nach der Bewegungsumkehr im UT, wird die zuvor in den Zylinder eingebrachte Ansaugluft durch die offenstehenden Ventile in das Saugehr zurückgedrückt. Je später die Einlassventile schließen, umso größer ist der Anteil, der wiederum ausgeschobenen Ansaugluft. Um diesem Effekt entgegenzuwirken und eine Steigerung der Ladungsmasse im Zylinder zu erreichen, muss der Saugehrdruck gesteigert werden, um das teilweise Ausströmen zu verhindern.

In Abbildung 11-2 sind der Verlauf des 50% Umsatzpunktes und der Luftmasse über der Einlasssteuerzeit an der Vorentflammungsgrenze dargestellt. Die Anhebung des Saugehrdrucks bei später Einlasssteuerzeit ist verbunden mit der Steigerung der Luftmasse, sowie aufgrund eines stöchiometrischen Betriebes ebenfalls mit der Zunahme der Ladungsmasse im Zylinder. Des Weiteren ist die Lage des 50% Umsatzpunktes in Richtung früh verschoben. Die Anhebung des indizierten

Mitteldruckes ist daher ein Zusammenspiel aus gesteigerter Ladungsmasse und früher Schwerpunktlage. Die erkennbare Anhebung des erreichbaren indizierten Mitteldrucks bei sehr früher Einlasssteuerzeit ist ebenfalls eine Kombination aus erhöhter Ladungsmasse und einer frühen Verbrennungsschwerpunktlage.

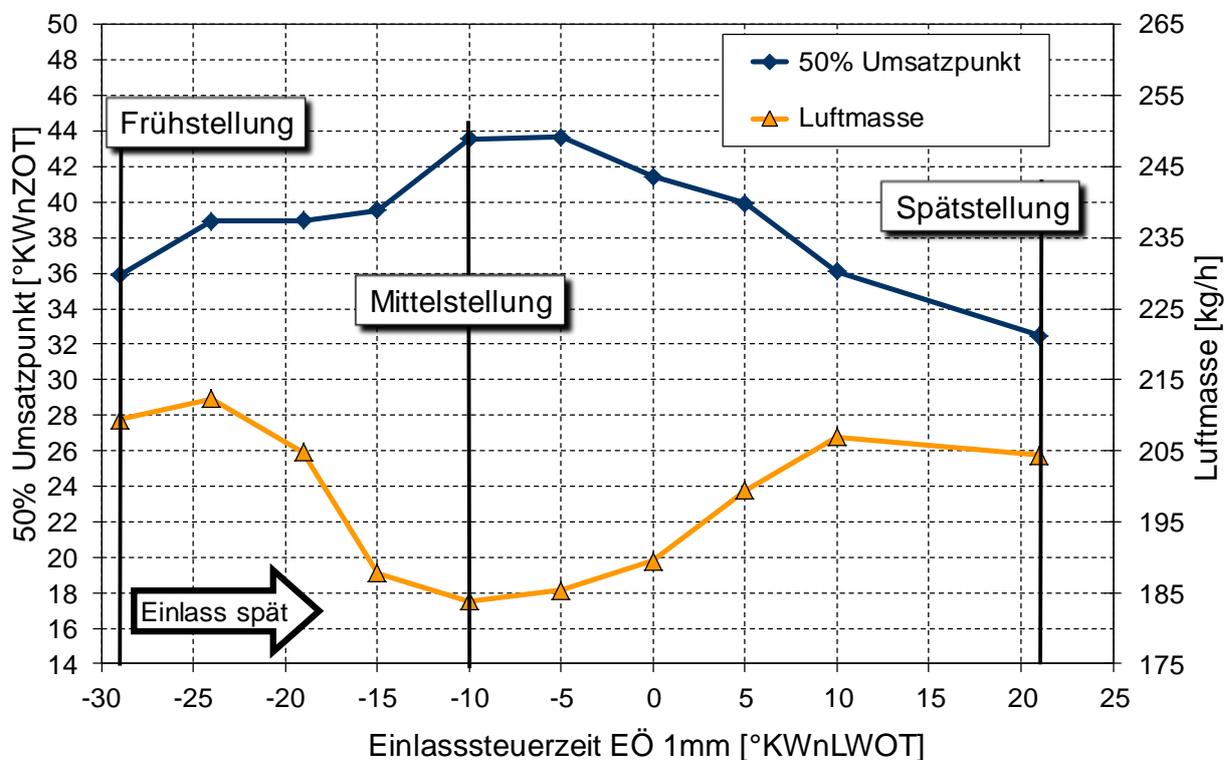


Abbildung 11-2: Kraftstoffverbrauch und Luftmasse an der Vorentflammungsgrenze, dargestellt über der Einlasssteuerzeit

Die Ergebnisse von Saugrohrdruck und indiziertem Mitteldruck weisen eine große Beeinflussung der Einlasssteuerzeit auf die Vorentflammungsneigung auf. Die Einlasssteuerzeitvariation bewirkt eine Änderung des effektiven Verdichtungsverhältnisses sowie eine starke Beeinflussung der Druck- und Strömungsverhältnisse im Bereich des Ladungswechsels.

11.1.1 Verdichtungsverhältnis

Die Verstellung der Einlasssteuerzeit bewirkt aufgrund der Verschiebung des Schließens der Einlassventile und damit des Beginns der Verdichtung, die Veränderung des effektiven Verdichtungsverhältnisses, siehe [Abbildung 11-3](#). Ausgehend von einem hohen effektiven Verdichtungsverhältnis nahe dem geometrischen Verdichtungsverhältnis von 9,5 bei der frühesten Einlasssteuerzeit ESZ von $-29^{\circ}\text{KWnLWOT}$, fällt dieses mit Verstellung der Steuerzeit Richtung spät kontinuierlich

ab. Ein verändertes Verdichtungsverhältnis bewirkt einen Eingriff auf das Druck- und Temperaturniveaus und damit auf den Verdichtungsendzustand. Der Verdichtungsenddruck sowie die Verdichtungsendtemperatur steigen bei Anhebung des effektiven Verdichtungsverhältnisses an.

Das Absenken des effektiven Verdichtungsverhältnisses durch Richtung spät, phasenverschobenes Schließen der Einlassventile, ist ein bekanntes Verfahren („Miller-Cycle“), das bei Turbomotoren angewandt wird, um hohe geometrische Verdichtungsverhältnisse zu kompensieren. Durch das sehr späte Schließen der Einlassventile wird die Verdichtungsarbeit im Motor gesenkt und teilweise in den vorgeschalteten Verdichter verlegt. Die im Aufladeaggregat vorverdichtete und damit heiße Verbrennungsluft muss in einem entsprechend dimensionierten Ladeluftkühler abgekühlt werden und führt damit primär zu einer Absenkung der Verdichtungsendtemperatur. Des Weiteren wird der Verdichtungsenddruck reduziert. Die sich ergebenden Effekte sind ähnlich wie bei einem mechanisch reduzierten Verdichtungsverhältnis [60], [61].

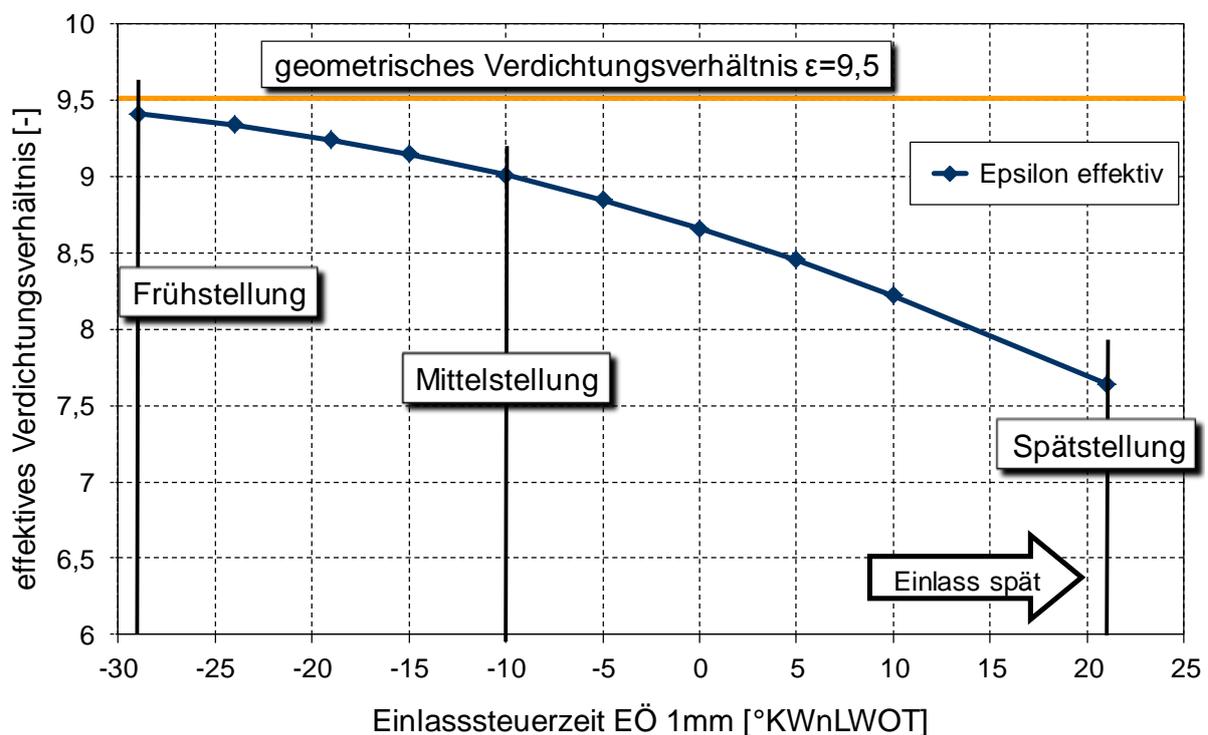


Abbildung 11-3: Effektives Verdichtungsverhältnis über der Einlasssteuerzeit

Für die untersuchten Einlasssteuerzeiten wurden mittels 1D-Simulation die Temperaturen im Zylinder berechnet. Die berechneten Temperaturen und die

gemessenen Verdichtungsdrucke an der Vorentflammungsgrenze sind in Abbildung 11-4 dargestellt. Die aufgezeigten Daten weisen nicht die Druck- und Temperaturwerte im oberen Totpunkt OT des Versuchsträgers auf, sondern die Zustandsgrößen, welche 10°KW vor dem OT erreicht wurden. Ab dieser Kurbelwellenstellung kommt es in einem Intervall von 20°KW durch die Bewegung des Kolbens anfänglich zu einer Volumenreduktion und ab OT zu einer Volumenzunahme. Dies bewirkt eine Temperaturzunahme gefolgt von einer Temperaturabnahme, wobei höhere Temperaturen reaktionsbeschleunigend wirken. Der Temperaturwert bei 10°KW vor OT ist somit ein Minimalwert für einen Intervall von 20°KW im Brennraum. Da die Reaktionsgeschwindigkeit stark temperaturabhängig ist, kann mit dem Temperaturwert bei 10°KW vor OT eine minimale Reaktionsgeschwindigkeit bestimmt werden. Bei der untersuchten Drehzahl von 1750min^{-1} sind $10,5^\circ\text{KW} = 1\text{ms}$ und damit entspricht ein Kurbelwinkelabschnitt von 20°KW einer Zeitdauer von ca. 2ms. Diese Zeitdauer ist ausreichend lange für den Ablauf von chemischen Reaktionsmechanismen im Gemisch die zur Selbstentflammung führen. Die Bewertung des Zustandes mit den Druck- und Temperaturwerten im OT ist hierbei nicht sinnvoll, da die Einwirkzeit von maximal $3^\circ\text{KW} = \text{ca. } 0,3\text{ms}$ für Reaktionen nicht ausreichend ist. Für die Bewertung eines vorentflammungskritischen Zustandes sowie für die chemische Reaktionsmechanismen im Brennraum in der Nähe des OTs ist deshalb der Temperaturwert 10°KW vor OT entscheidend.

Die höchste Verdichtungstemperatur bei gleichzeitig niedrigstem Zylinderdruck wird an der Vorentflammungsgrenze in der Mittelstellung erreicht. In diesem Punkt zeigt das effektive Verdichtungsverhältnis den größten Einfluss. Ausgehend von diesem Maximum, erfolgt bei Verschiebung der Einlasssteuerzeit Richtung Spätstellung, eine kontinuierliche Absenkung der Verdichtungstemperatur. Der Zylinderdruckwert steigt entgegen dem Temperaturwert bei der Verstellung an und erreicht in der Spätstellung ein Maximum.

Verursacht durch den gesteigerten Saugrohrdruck an der Vorentflammungsgrenze bei späten Steuerzeiten wird einerseits der Füllungsnechtel überkompensiert und die Ladungsmasse im Zylinder angehoben, andererseits das Druckniveau zu Verdichtungsbeginn gesteigert. Die Druckniveausteigerung zu Verdichtungsbeginn überkompensiert das abfallende Verdichtungsverhältnis und bewirkt eine signifikante Anhebung des Verdichtungsdruckes.

Trotz gesteigerter Luftmasse im Brennraum ergibt sich durch die konstante Ansauglufttemperatur (auf 30°C geregelt) ein für alle Steuerzeiten annähernd konstantes Temperaturniveau zu Verdichtungsbeginn. Verursacht durch das abfallende Verdichtungsverhältnis bei späten Einlasssteuerzeiten, ergeben sich mit den genannten Bedingungen zu Kompressionbeginn abfallende Verdichtungsendtemperaturen.

Durch die Verstellung der Einlasssteuerzeit in Richtung früh, ausgehend von der Mittelstellung bei $ESZ = -10^\circ K_{WnLWOT}$ (EÖ 1mm), kann trotz des höheren effektiven Verdichtungsverhältnisses und des höheren Saugrohrdrucks an der Vorentflammungsgrenze ein fallendes Verdichtungsendtemperaturniveau beobachtet werden. Ebenfalls wie bei später Einlasssteuerzeit steigt die Luftmasse (siehe Abbildung 11-2) sowie die Ladungsmasse bei früher Einlasssteuerzeit an und ist für das Absinken der Ladungstemperatur zu Verdichtungsbeginn verantwortlich. Der Effekt der Temperaturabsenkung durch die gesteigerte Ladungsmasse kann als gering angesehen werden, sodass sich, verursacht durch das steigende Verdichtungsverhältnis, eine höhere Temperatur zu Verdichtungsende einstellen müsste.

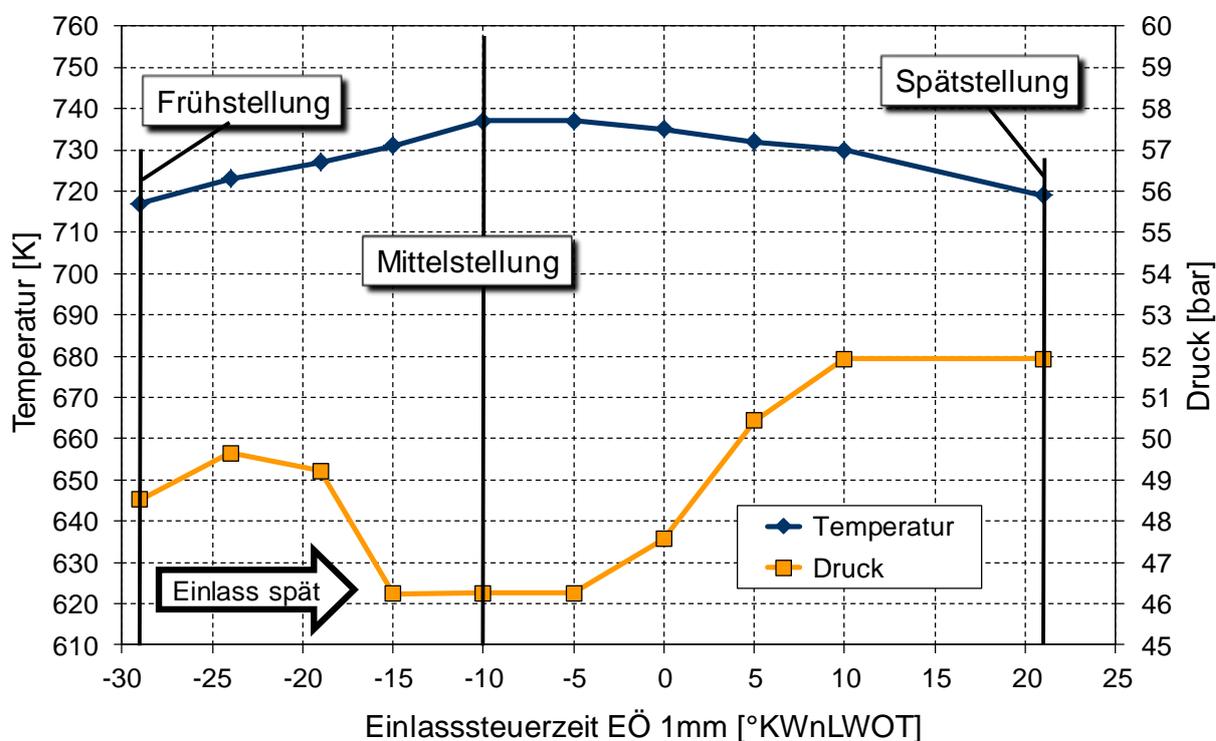


Abbildung 11-4: Temperatur- und Druckverlauf 10°KW vor Verdichtungs-OT über der Einlasssteuerzeit an der Vorentflammungsgrenze

Der Verlauf der Temperatur bei Verdichtungsende bei frühen Einlasssteuerzeiten kann nicht alleine durch den Parameter des effektiven Verdichtungsverhältnisses erklärt werden. Die Änderung der Einlasssteuerzeit verursacht des Weiteren eine Beeinflussung des Ladungswechsels durch geänderte Strömungs- und Druckverhältnisse. Diese sind für die interne Abgasrückführung und für die sich einstellende interne Restgasrate verantwortlich. Die Beeinflussung der Verhältnisse im Ladungswechsel bewirkt eine Änderung der Restgasrate und ebenfalls der Ladungszusammensetzung.

Die dargestellten Verläufe der Zustandsgrößen Druck und Temperatur sind für die alleinige Bewertung eines vorentflammungskritischen Gesamtzustandes im Brennraum nicht ausreichend. Wie noch in den folgenden Kapiteln erläutert wird, sind für die Bewertung eines kritischen Zustandes die interne Restgasrate sowie das Auftreten von Hot Spots zu betrachten.

Wie noch nachfolgend im Abschnitt 12.1.1 beschrieben, ist der Einfluss einer gesteigerten Verdichtungsendtemperatur über jenen eines erhöhten Verdichtungsenddruckes zu stellen. Das bedeutet, dass ein Teil der gezeigten Verbesserungen der Vorentflammungsneigung bei der Spät- bzw. Frühverstellung der Einlasssteuerzeit, ausgehend von der Mittelstellung auf die Absenkung der Verdichtungsendtemperatur, zurückzuführen sind.

11.1.2 Interne Restgasrate

Durch die Verstellung der Einlasssteuerzeit kommt es einerseits zu einer Veränderung des effektiven Verdichtungsverhältnisses, andererseits aber auch zu starken Veränderungen der Druckverhältnisse im Bereich der Ventilüberschneidung des Motors. Eine Frühverstellung der Einlassnockenwelle bewirkt bei gleicher Lage der Auslassnockenwelle eine Zunahme der Ventilüberschneidung und dadurch eine deutliche Anhebung des Einflusses der Druck- und Strömungsverhältnisse im Abgaskrümmen auf die Einlassseite. Durch den Einsatz der 1D Simulation kann die interne Restgasrate im Zylinder bestimmt und somit das Ziel der Optimierung der Steuerzeiten zur Reduzierung der Restgasrate sowie der Vorentflammungsneigung erreicht werden [62].

Die Abbildung 11-5, Abbildung 11-7 und Abbildung 11-9 zeigen jeweils die Druckverhältnisse für den Zylinder 4 des Versuchsträgers an der

Vorentflammungsgrenze bei einer Einlasssteuerzeit bezogen auf Einlass öffnet EÖ von $ESZ=-10^\circ K W n L W O T$ (Mittelstellung), $ESZ=21^\circ K W n L W O T$ (Spätstellung) und $ESZ=-29^\circ K W n L W O T$ (Frühstellung). Beim Vergleich der Nockenwellenstellungen fällt der doch deutliche Unterschied der Druckdifferenz zwischen Saugrohr- und Abgasdruck im Bereich des Ladungswechsel-OTs auf. Bei allen untersuchten Nockenwellenstellungen erfolgt in der Ausschleppphase vor dem Ladungswechsel ein deutlicher Abfall des Zylinderdruckes, wobei dieser mit dem Verlauf des Abgasdruckes nahezu deckungsgleich ausfällt. Nach dem Erreichen eines minimalen Zylinderdruckes bei einer Kurbelwellenstellung von ca. $38^\circ K W v L W O T$, erfolgt ein starker Anstieg des Zylinder- sowie des Abgasdruckes. Bedingt durch den Auslassstoß des nachfolgenden Zylinders steigt der Druck im Abgaskrümmen und in weiterer Folge im Zylinder stark an. Der Druckanstieg bewirkt, abhängig von seiner Größe die Rückführung von Abgas. Aus den folgend dargestellten Abbildungen zeigt sich, dass der Anstieg des Zylinderdruckes solange dem Abgasdruck folgt, bis die Einlassventile öffnen. Durch das Öffnen der Einlassventile erfolgt ein Druckausgleich mit dem Einlasskanal und somit eine Begrenzung des Druckanstieges im Brennraum. Dies erhöht die Druckdifferenz und damit die Strömung zwischen Abgaskrümmen und Zylinder. Damit wird die interne Abgasrückführung sehr stark durch den Öffnungsbeginn der Einlassventile beeinflusst.

Große Anteile von heißem Abgas in der Zylinderladung wirken dabei doppelt negativ auf die Selbstentflammungsneigung. Das Abgas bewirkt eine Anhebung der Ladungstemperatur zu Verdichtungsbeginn und somit ebenfalls eine Anhebung der Verdichtungsendtemperatur. Des Weiteren werden die chemischen Eigenschaften des Gemisches im Brennraum verändert sowie hoch reaktive Bestandteile (Radikale) eingebracht, welche sich entsprechend den physikalischen Bedingungen (Druck und Temperatur) stark beschleunigend auf Selbstentflammungsmechanismen auswirken [63].

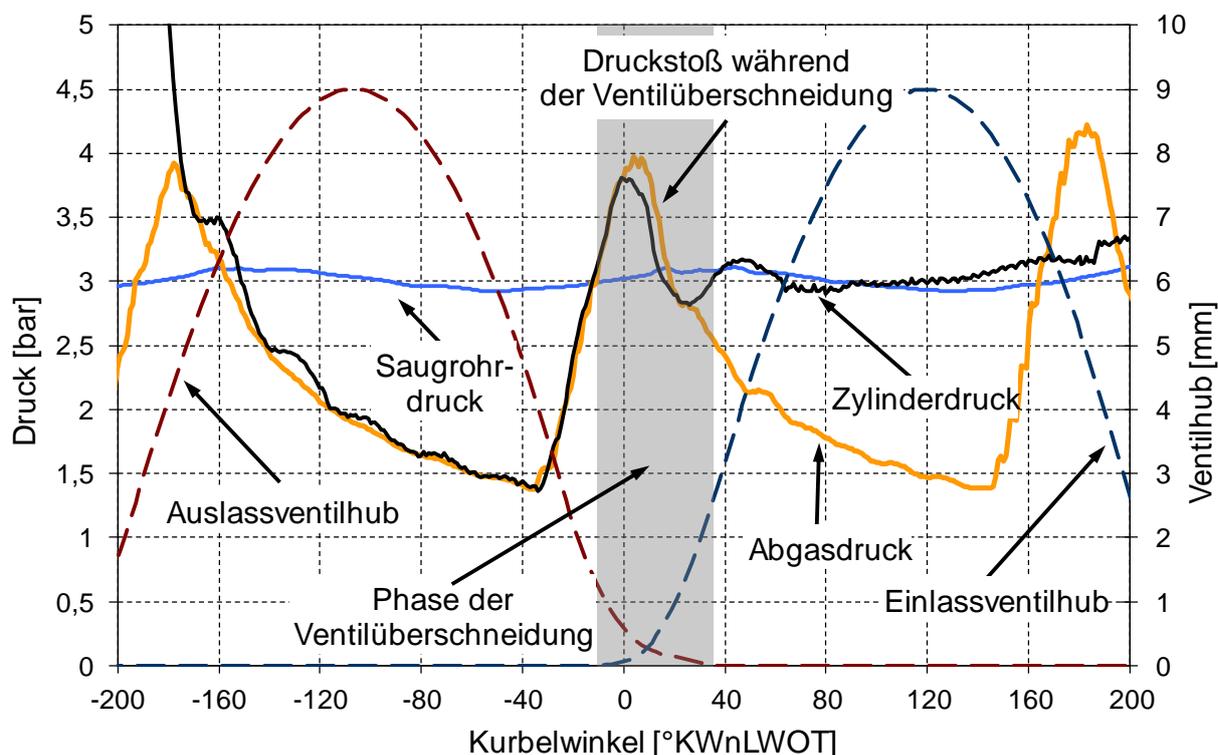


Abbildung 11-5: Druckverhältnisse und Ventilhubkurven für den Zylinder 4 bei einer Einlasssteuerzeit ESZ von 21°KWnLWOT (EÖ=1mm)

Der Vergleich der einzelnen Einlasssteuerzeiten zeigt deutliche Unterschiede im Bereich der Ventilüberschneidungsphase auf. Bei Spätstellung des Einlasses, siehe Abbildung 11-5, ist die Überschneidungsphase am kürzesten. Das späte Öffnen der Einlassventile verhindert den vollständigen Druckausgleich zwischen Brennraum und Saugrohr und bewirkt dadurch den nahezu deckungsgleichen Verlauf von Abgas- und Zylinderdruck. Verursacht durch den Druckstoß im Abgastrakt wird Abgas in den Brennraum bis in den Einlasstrakt geschoben. Abbildung 11-6 zeigt den Massenstrom in und aus dem Zylinder in diesem Bereich der Ventilüberschneidung. Nach dem Druckabfall im Zylinder unter das Niveau im Saugrohr kehrt sich die Strömungsrichtung um und das Abgas wird wieder in den Brennraum sowie in den Auslasstrakt geschoben. Durch das Schließen der Auslassventile wird das Rückströmen des Abgases in den Auslasstrakt unterbunden. Das noch vorhandene Abgas wird im Brennraum eingeschlossen und mischt sich im Verlauf des Ansaugtaktes mit der einströmenden Frischluft und verursacht eine bestimmte Restgasrate, siehe Abbildung 11-11.

In Abbildung 11-6 ist das zuvor beschriebene Ausschleiben von angesaugter Frischluft nach UT zu erkennen. Verursacht durch die Aufwärtsbewegung des Kolbens nach dem

UT wird ein Teil der Frischladung bis zum Verschließen der Einlassventile aus dem Zylinder ausgeschoben.

Bei der Mittelstellung der Einlassnockenwelle (ESZ von $-10^{\circ}\text{KWnLWOT}$), erfolgt ein Druckausgleich vom Auslasstrakt in den Brennraum bis in das Saugrohr. Durch das frühere Öffnen der Einlassventile ist die Beeinflussung durch den Druckstoß im Abgas auf den Brennraum hindurch in das Saugrohr deutlich stärker als in der Spätstellung. Im Bereich des Ladungswechsel-OTs führt dies zu einem Anstieg des Zylinder- sowie des Saugrohdruckes, siehe Abbildung 11-7. Das Abgas wird durch den Druckstoß, wie bei der Spätstellung vom Abgastrakt durch den Brennraum, in den Einlasstrakt geschoben. Den zugehörigen Massenstrom aus und in den Zylinder zeigt die Abbildung 11-8. Der intern rückgeführte Abgasmassenstrom im Bereich der Phasenüberschneidung, ist durch das lange ungehinderte Einströmen von Abgas in den Einlasstrakt im Vergleich zur Spätstellung signifikant größer. Durch diesen Effekt stellt sich bei dieser Steuerzeitenkombination eine höhere Restgasrate ein, siehe Abbildung 11-11. Wie noch später im Abschnitt 12.1.2 gezeigt, führt dies zu einer signifikanten Änderung der kinetischen Reaktionsfähigkeit und zur Erhöhung der Vorentflammungsneigung.

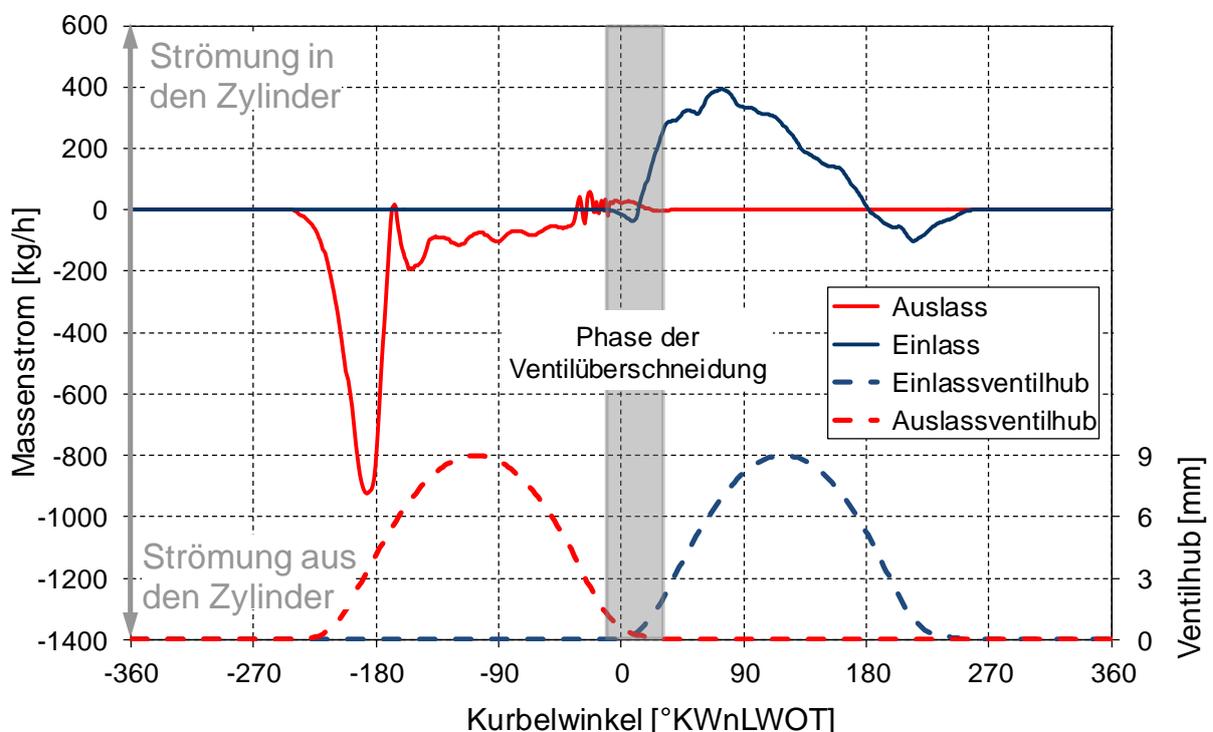


Abbildung 11-6: Gerechneter Massenstrom aus und in den Zylinder bei einer Einlasssteuerzeit ESZ von 21°KWnLWOT

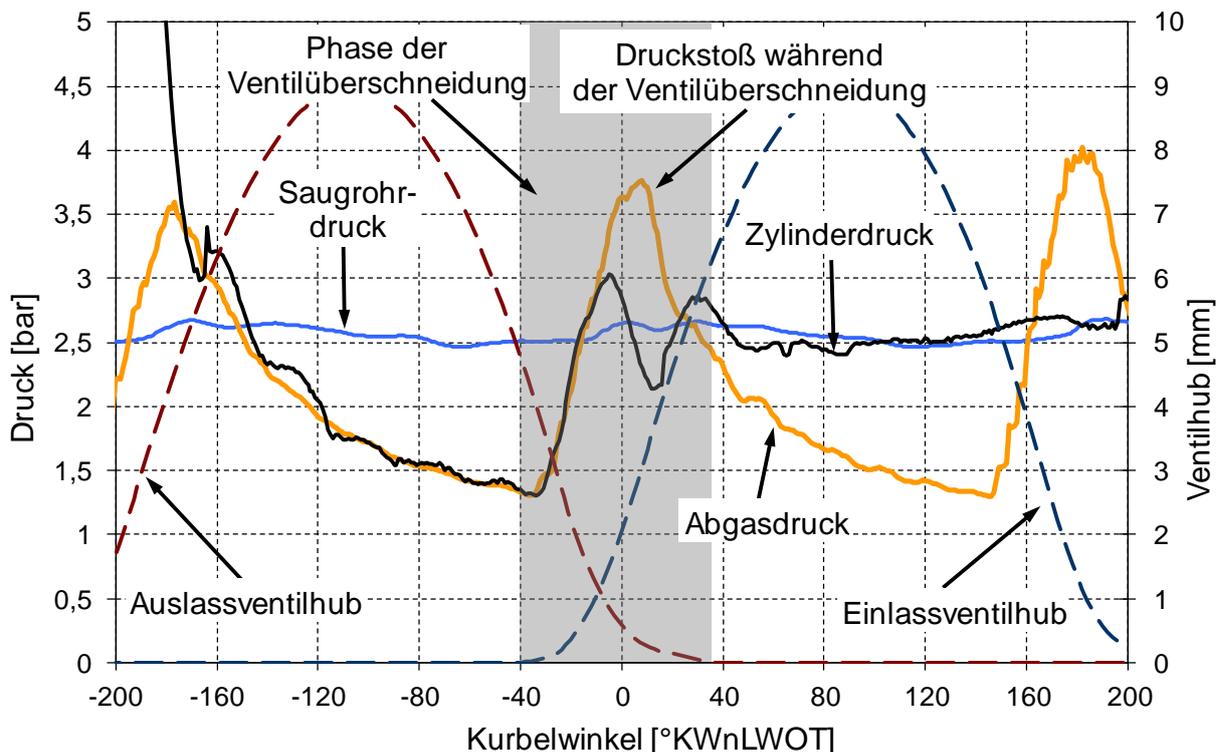


Abbildung 11-7: Druckverhältnisse und Ventilhubkurven für den Zylinder 4 bei einer Einlasssteuerzeit $ESZ = -10^\circ KWnLWOT$ ($E\ddot{O} = 1mm$)

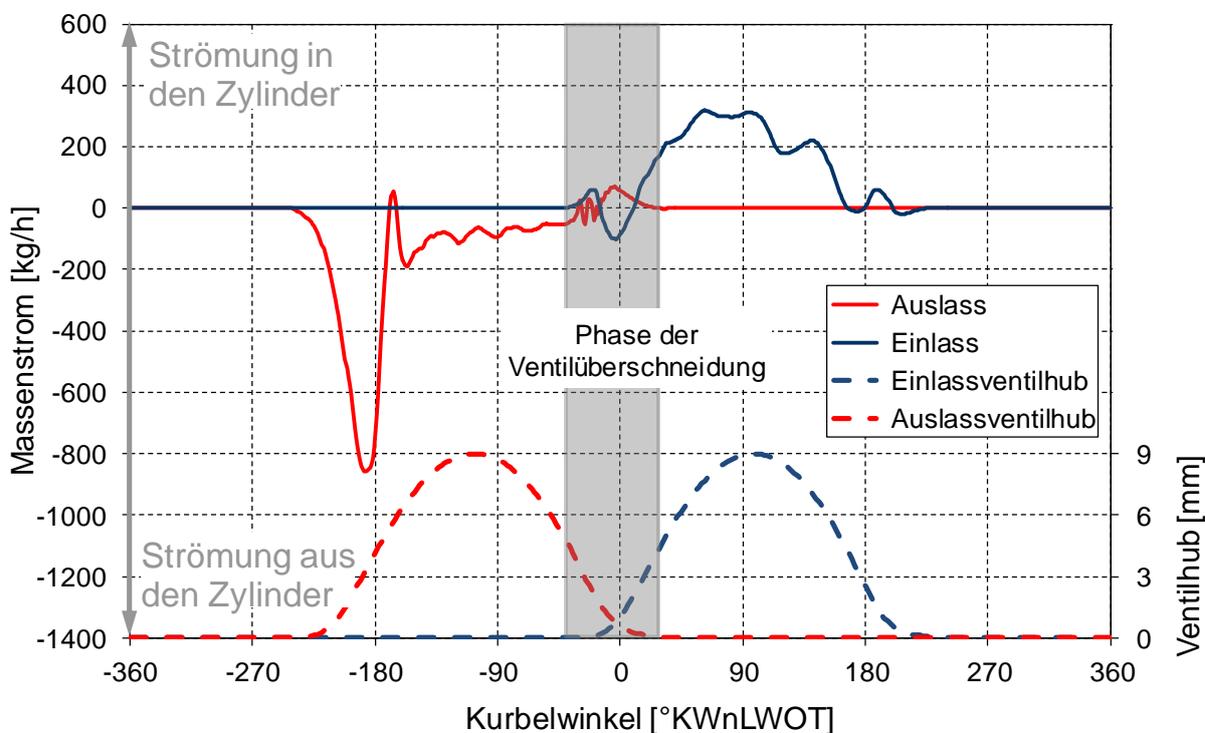


Abbildung 11-8: Gerechneter Massenstrom aus und in den Zylinder bei einer Einlasssteuerzeit ESZ von $-10^\circ KWnLWOT$

Bei frühester Steuerzeit ist auf Grund der Lage des Öffnens der Einlassventile ein Druckgefälle zwischen Brennraum und Einlasstrakt in Richtung Auslasstrakt vorhanden. Da in diesem Bereich der Abgasdruck nahezu ident mit dem Zylinderdruck ist, kann durch das vorhandene Druckgefälle Frischluft durch den Brennraum in den Abgastrakt strömen. Das Spülen mit Frischluft hilft den Brennraum zu kühlen und von Abgas zu befreien. Dieser Vorgang wird durch den Abgasstoß des nächst folgenden Zylinders unterbrochen und führt zu einem Zurückschieben der bereits eingeströmten Frischladung sowie zu einem Zurückschieben von Abgas in den Brennraum bzw. in weiterer Folge in den Einlasskanal. Abbildung 11-10 zeigt den oben beschriebenen Ablauf des Durchströmens des Brennraumes mit Frischluft und Abgas. Ähnlich wie bei der oben beschriebenen Mittelstellung erfolgt die Ausbildung eines Druckanstieges im Bereich des Ladungswechsels. Die dadurch verursachte Restgasrate im Zylinder nach dem Ladungswechsel ist im Vergleich zur Mittelstellung geringer, siehe Abbildung 11-11. Verantwortlich dafür ist die zu Beginn des Ladungswechsels durchströmende Frischluft. Diese wird als erstes wieder zurück in den Brennraum geschoben und verhindert somit das alleinige Einströmen von Abgas. In weiterer Folge führt dieser Mechanismus zur Absenkung des Temperaturniveaus des Gasgemisches, siehe Abbildung 11-4. Dies wirkt sich positiv auf die Vorentflammungsneigung aus.

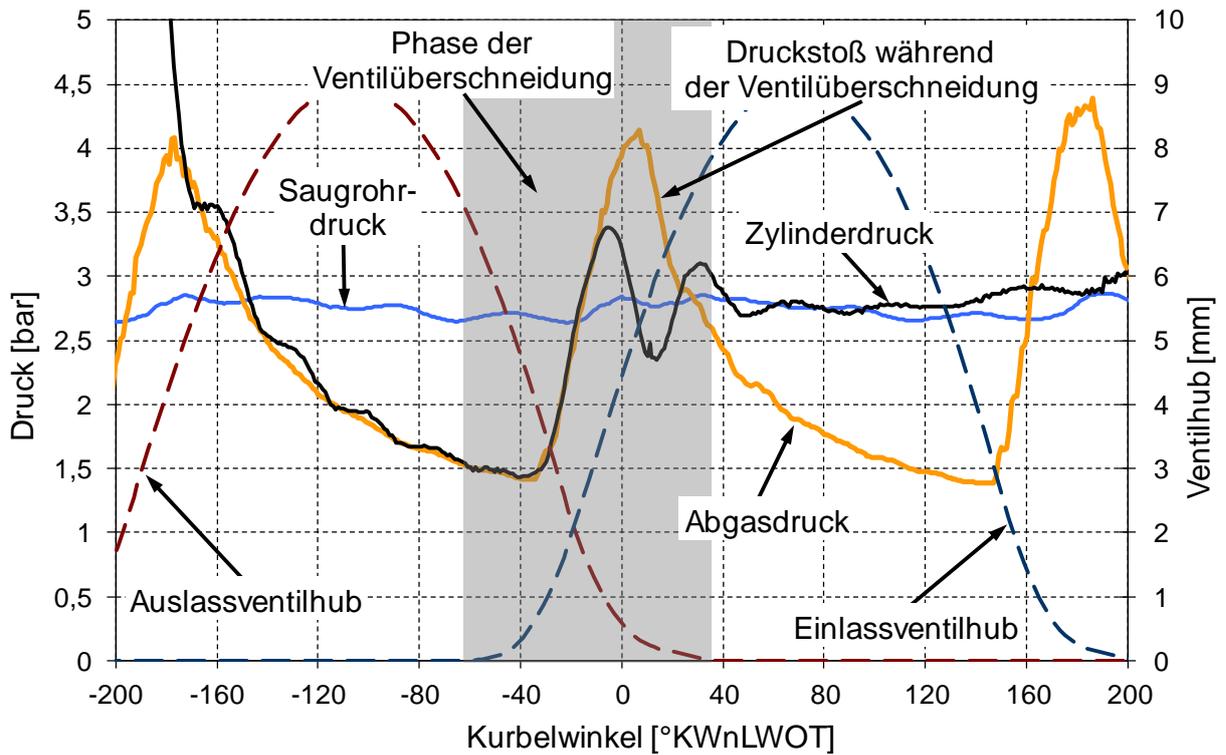


Abbildung 11-9: Druckverhältnisse und Ventilhubkurven für den Zylinder 4 bei einer Einlasssteuerzeit ESZ von $-29^{\circ}\text{KWnLWOT}$ ($E\ddot{O}=1\text{mm}$)

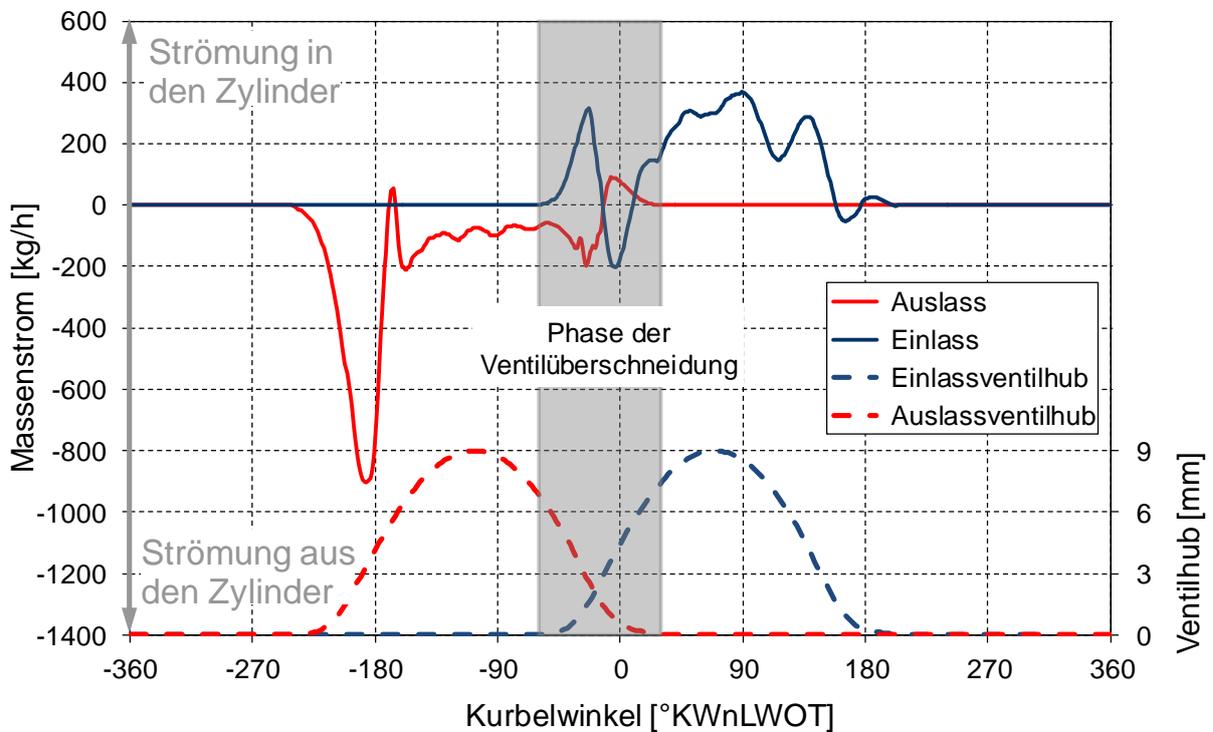


Abbildung 11-10: Gerechneter Massenstrom aus und in den Zylinder bei einer Einlasssteuerzeit ESZ von $-29^{\circ}\text{KWnLWOT}$

Die Abbildung 11-11 zeigt den mittels 1D-Simulation berechneten Restgasgehalt sowie den indizierten Mitteldruck über der Einlasssteuerzeit dargestellt. Ausgehend von einem nahezu konstanten Restgasratenniveau in einem Steuerzeitenbereich von -10°KW bis 0°KWnLWOT , fällt diese bei Verstellung der Steuerzeit in Richtung Früh- bzw. Spätstellung ab. Beim Vergleich der beiden Verläufe zeigt sich der starke Einfluss des Restgasgehaltes auf die erreichbare Vorentflammungsgrenze. Ein hoher Restgasgehalt durch interne Abgasrückführung führt zur Anhebung der Vorentflammungsneigung und wirkt sich negativ auf das erzielbare Mitteldruckniveau des Motors aus.

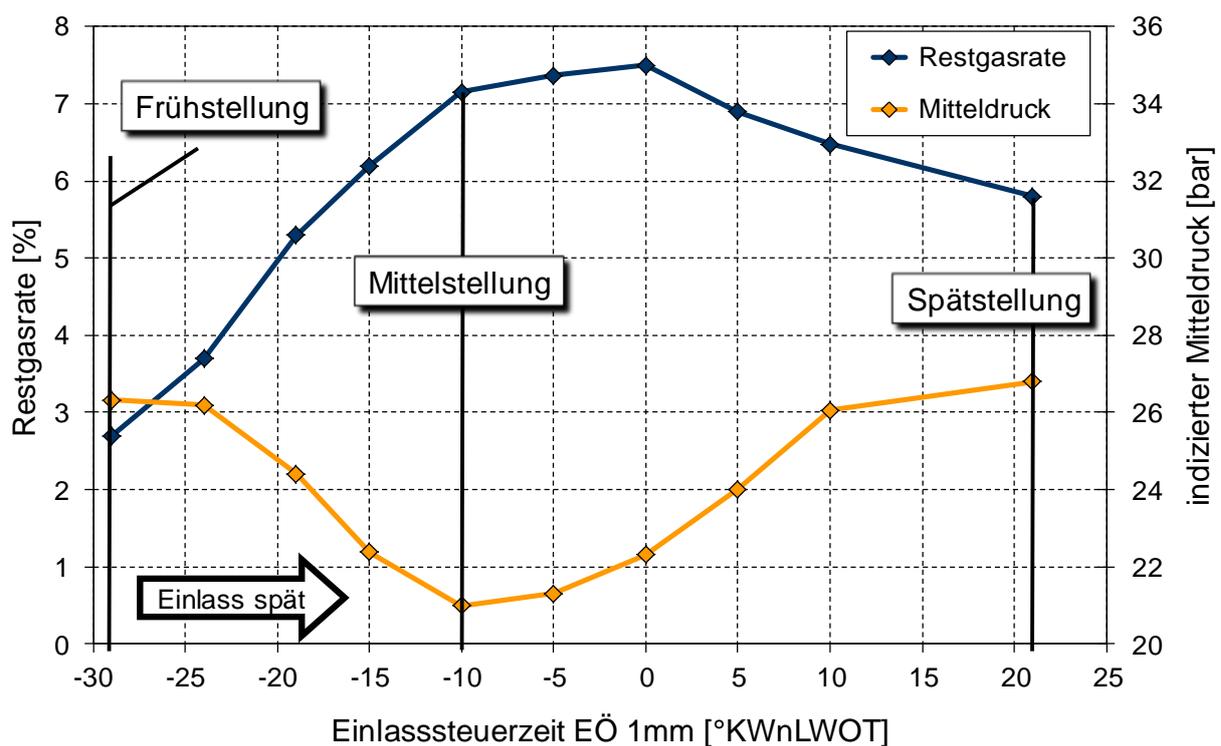


Abbildung 11-11: Berechneter Restgasanteil aus interner Abgasrückführung, dargestellt über der Einlasssteuerzeit

Die Rückführung von heißem Abgas wirkt mehrfach negativ. Einerseits wird durch eine hohe Temperatur des rückgeführten Restgases die Gemischtemperatur zu Kompressionsbeginn erhöht und andererseits kommt es durch Abgasrückführung zu veränderten Stoffwerten im Zylinder. Das Zumischen von Abgas bei Frischladungstemperatur führt zur Reduktion der spezifischen Wärmekapazitäten und somit zur Erhöhung des Isentropenexponenten $\kappa_{\text{Verdichtung}}$. Dafür verantwortlich ist die Wärmekapazität von Abgas (enthält dreiatomige Komponenten), welche zwar gegenüber Luft höher ist, im Vergleich zu einem stöchiometrischen Luft-Kraftstoffgemisch aber geringer ausfällt (spezifische Wärmekapazitäten bei 400K [39]):

Benzindampf 2025,85J/kgK, Abgas 1085,8J/kgK ($\lambda=1$), Luft 1012,7J/kgK). Bei hohen Restgastemperaturen im Fall von interner Abgasrückführung, steigen die spezifischen Wärmekapazitäten des Gemisches aus Luft-Kraftstoff und Abgas mit zunehmender Mischtemperatur an und der Isentropenexponent sinkt ab, siehe Gleichung (11.1).

$$c_p(T), c_v(T) \Rightarrow T \uparrow \Rightarrow c_p, c_v \uparrow \Rightarrow \kappa = \frac{c_p(T)}{c_v(T)} \downarrow \quad (11.1)$$

Ein reduzierter Isentropenexponent bewirkt das Absinken der Verdichtungsendtemperatur, siehe Gleichung (11.2). Diesem Effekt wirkt eine gestiegene Temperatur zu Verdichtungsbeginn entgegen. Die Auswirkung der Abnahme des Isentropenexponenten ist dabei geringer als die Wirkung der gesteigerten Temperatur zu Verdichtungsbeginn, sodass die Gastemperatur in der Kompressionsphase mit zunehmender Rückführung von heißem Abgas ansteigt [64]. Hohe intern rückgeführte Restgasraten wirken sich somit stark auf das sich ergebende Temperaturniveau zu Verdichtungsende aus.

$$T_{\text{Kompressionende}} = T_{\text{Kompressionsbeginn}} (\varepsilon)^{\kappa-1} . \quad (11.2)$$

Des Weiteren werden mit dem heißen Abgas hoch reaktive Radikale in den Brennraum eingebracht, die einen negativen Einfluss auf die Selbstentflammungsneigung des Gemisches im Brennraum haben [65], siehe Kapitel 12.1.2.

Der negative Einfluss des erhöhten Verdichtungsverhältnisses bei sehr früher Einlasssteuerzeit wird durch die Strömungs- und Druckverhältnisse im Ladungswechsel vollkommen kompensiert. Eine niedrige Restgasrate sowie ein abgesenktes Temperaturniveau, im Vergleich zu mittleren Einlasssteuerzeiten, bewirken eine niedrige Vorentflammungsneigung und ein hohes Mitteldruckniveau. Bei Verstellung der Einlasssteuerzeit Richtung spät, ergibt sich die kontinuierliche Verbesserung aus der Kombination von abnehmender Restgasrate und abfallendem Verdichtungsverhältnis. Diese Kombination führt zu fallenden Verdichtungstemperaturen und wirkt sich positiv auf die Vorentflammungsneigung aus.

Entsprechend der Hypothese 1, ist ein hoher Restgasgehalt bzw. ein hohes Temperaturniveau im Brennraum zu meiden, um Vorreaktion zu verlangsamen bzw. zu unterbinden [66] sowie um eine geringe Vorentflammungsneigung einzustellen.

11.2 Einfluss der Auslasssteuerzeit

Die Öffnungsdauer der Auslassventile bei der Standardnockenwelle von 200°KW führt zu einer Überschneidung im Auslass von 20°KW, bezogen auf einen Ventilhub von 1mm. Öffnen die Auslassventile, kommt es durch den Überdruck im Zylinder zu einem Druckstoß im Abgastrakt. Dieser bewirkt, aufgrund der noch geöffneten Auslassventile des in der Zündreihenfolge zuvor gezündeten Zylinders, die Rückführung von Abgas in den Brennraum und eine entsprechende Restgasrate. Der oben beschriebene Effekt der gegenseitigen Beeinflussung resultiert beim Versuchsträger aus der Verwendung eines kurzbauenden 4 in 1 Abgaskrümmers.

Durch die Verkürzung der Öffnungsdauer auf kleiner 180°KW kann bei einem 4-Zylindermotor die Überschneidung der Auslasssteuerzeiten vermieden und das Rückschieben von Abgas durch den Druckstoß verhindert werden. Durch den Übergang auf eine verkürzte Eventlänge der Auslassventile ist des Weiteren bei entsprechender Stellung der Ein- und Auslassventile eine Ventilüberschneidung mit Druckgefälle zum Abgastrakt einstellbar. Durch das Druckgefälle wird der Brennraum mit Frischluft gespült.

Dieser Betrieb des Verbrennungsmotors wird als „Scavenging“ (engl. Spülen) genannt. Dieser Betriebsmodus wird vor allem bei niedrigen Drehzahlen zur Anhebung des erreichbaren Mitteldruckniveaus verwendet. Die Steigerung lässt sich durch zwei Effekte erklären. Erstens lässt sich durch eine effektive Restgasausspülung die Füllung erhöhen und zweitens kann der Betriebspunkt des Abgasturboladers in einen Bereich besseren Wirkungsgrades verschoben werden. Die geringere Restgasrate bewirkt des Weiteren eine abgesenkte Klopfneigung [67].

Beim Scavenging-Betrieb muss ein Kompromiss zwischen minimal erforderlichem und maximal zulässigem Spülstrom beachtet werden. Ist die Überschneidungsphase des Ventiltriebes sehr lange, wird nach der Restgasspülung Frischluft in den Abgastrakt gedrückt. Der Spülluftanteil muss einerseits ein Mindestmaß erreichen um das Restgas auszuspülen, sollte jedoch andererseits nicht zu groß werden, um die Abgasnachbehandlung durch zusätzlichen Sauerstoffeintrag zu stören [68].

Zu berücksichtigen gilt es im Scavenging-Betrieb, dass mit steigendem Spülluftanteil der Sauerstoffgehalt an der Lambdasonde ansteigt und somit die Motorsteuerung zur

Einhaltung eines stöchiometrischen Betriebes die eingespritzte Kraftstoffmasse steigert. Daraus resultiert, dass im Brennraum ein fettes Gemisch vorliegt, welches anschließend im Abgassystem mit dem Sauerstoff der Spülluft vollständig umgesetzt wird.

Der hohe CO-Anteil im Abgas bei fettem Brennstoff-Luft-Gemisch bedingt bei Umsetzung im Katalysator eine zusätzliche Exothermie, die diesen extra belastet. Eine starke Wärmefreisetzung und damit verbundene signifikante Temperaturerhöhung wirkt katalysatorschädigend und muss auf eine zulässige Belastung beschränkt werden.

Um den hohen Restgasgehalt im Zylinder bei Verwendung der Standardauslassnockenwelle zu verringern, wurde eine Modifikation der Auslassnockenwelle vorgenommen. Eine Gegenüberstellung der Ventilhubkurven von Standard- und der modifizierten Auslassnockenwelle ist in Abbildung 11-12 dargestellt.

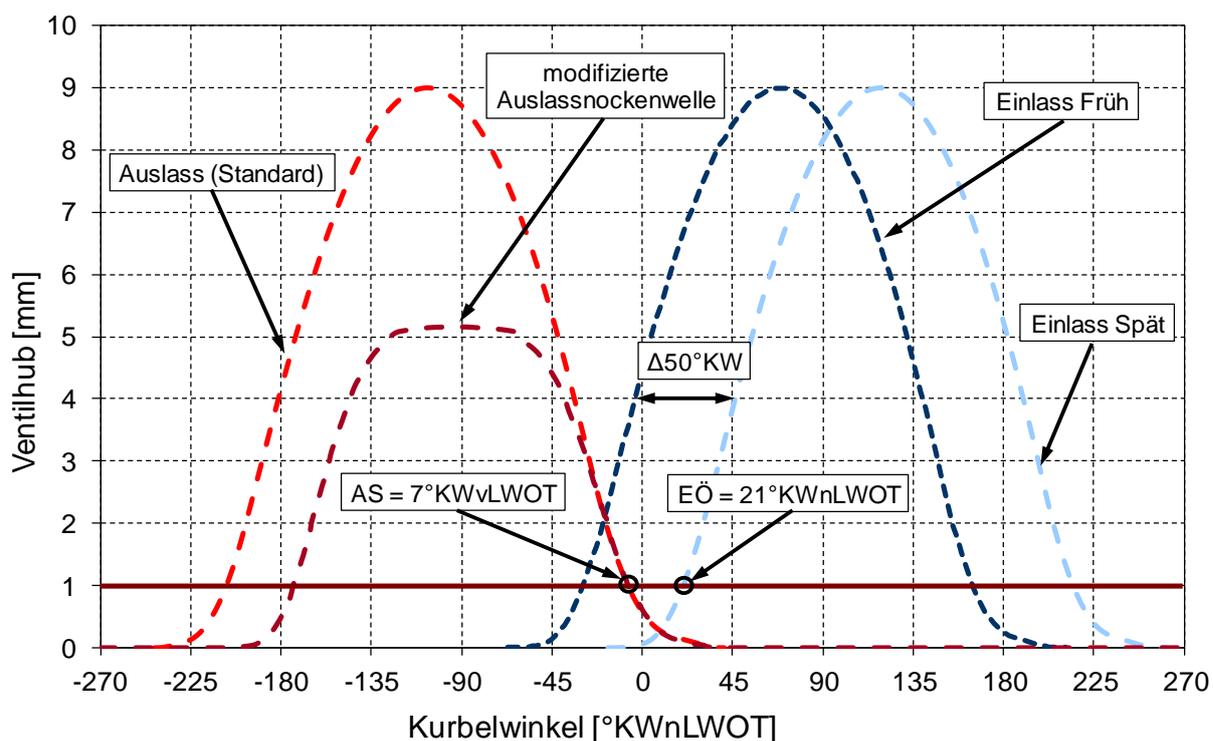


Abbildung 11-12: Ventilhubkurven der Serienauslass- und der modifizierten Auslassnockenwelle

Die am Prüfstand ermittelten Saugrohrdruckwerte der beiden untersuchten Konfigurationen von Standard- und adaptierter Auslassnockenwelle sind in Abbildung 11-13 dargestellt. Ausgehend von der frühesten Einlassstellung bei $-29^{\circ}\text{KWnLWOT}$ ist

bei Phasenverstellung des Einlasses Richtung spät eine Steigerung des Saugrohrdruckes mit der adaptierten Auslassnockenwelle möglich. Die aufgezeigten Werte entsprechen dabei nicht der Vorentflammungsgrenze, sondern systembedingten Grenzwerten. Im Bereich früher Einlasssteuerzeiten wurde, bedingt durch die Umsetzung des hohen CO- und O₂-Gehaltes im Abgas, die zulässige Bauteiltemperatur im Katalysator erreicht. Die Steigerung über das dargestellte Ansaugdruckniveau hinaus ist mit der Schädigung des Katalysators verbunden und führte zu einem Abbruch der Versuchsprozedur mit kontinuierlicher Steigerung des Saugrohrdruckes. Bei späten Einlasssteuerzeiten ab $ESZ=0^{\circ}KWnLWOT$ kam es, bedingt durch das Erreichen des maximalen Fördervolumens der Hochdruckkraftstoffpumpe, zu einem Abdriften der Luftzahl vom geforderten Wert $\lambda=1$ in den überstöchiometrischen Bereich und führte hierdurch ebenfalls zu einem Abbruch der Versuchsprozedur. Die aufgezeigten Saugrohrdruckwerte stellen die noch mit stöchiometrischer Luftzahl möglichen Betriebspunkte dar. Die Vorentflammungsgrenze dieser Variante ist über der dargestellten Saugrohrdruckkurve anzusetzen und weist somit auf den immensen Einfluss des Ladungswechsels sowie dessen Abstimmung im Bezug auf eine niedrige Vorentflammungsneigung hin.

Die Saugrohrdruckwerte der Standardauslassnockenwelle weisen den bekannten Wannerverlauf mit dem Minimum bei der $ESZ=-10^{\circ}KWnLWOT$ auf und entsprechen den Werten an der Vorentflammungsgrenze.

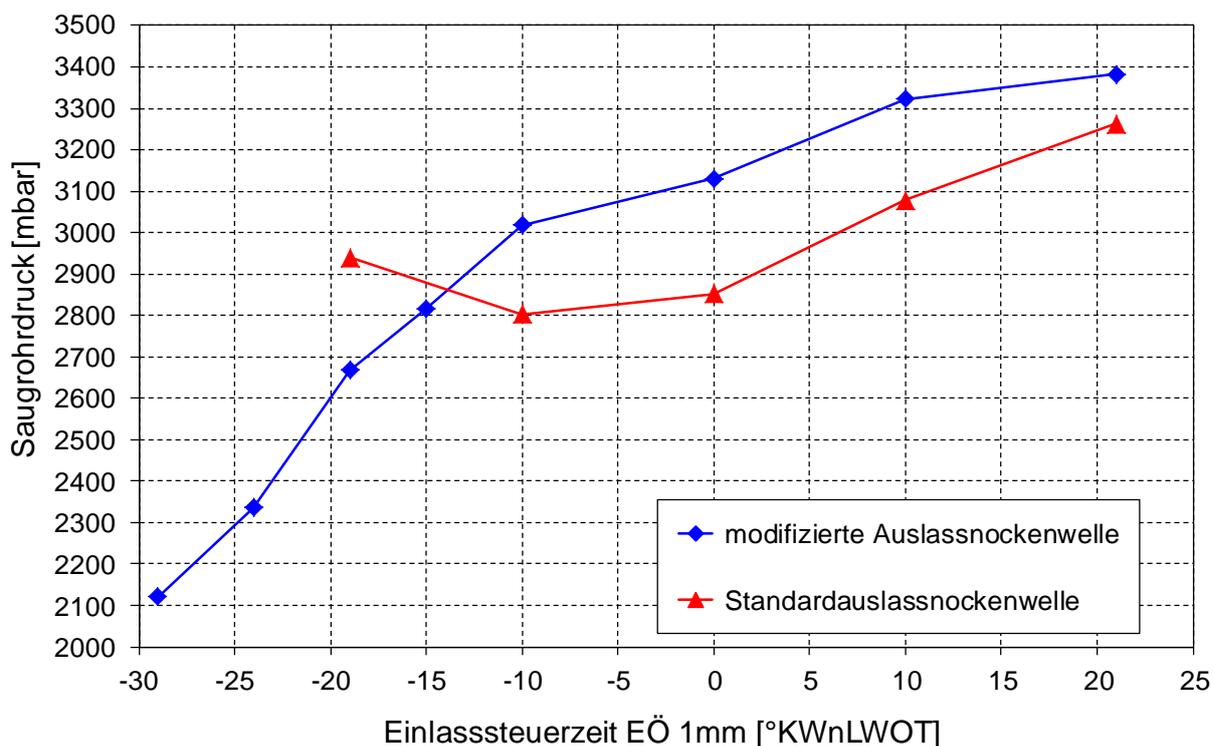


Abbildung 11-13: Saugrohrdruck an der Vorentflammungsgrenze, dargestellt über der Einlasssteuerzeit

Die Gegenüberstellung der Saugrohrdruckwerte der beiden Konfigurationen weist für die adaptierte Nockenwelle im Steuerzeitenbereich von $ESZ = -10^{\circ}KW$ bis $21^{\circ}KWnLWOT$ einen Vorteil mit höheren Werten auf. Die systembedingte Beschränkung bei Betrieb des Versuchsträgers bewirkt bei frühen Steuerzeiten $ESZ < -10^{\circ}KWnLWOT$ einen Nachteil im erzielbaren Saugrohrdruck der modifizierten Nockenwelle im Vergleich mit der Standardausführung. Der abschnittsweise Nachteil der modifizierten Variante ist im erzielbaren indizierten Mitteldruck nicht zu erkennen und kann gegenüber der Standardnockenwelle deutlich gesteigert werden, siehe [Abbildung 11-14](#). Im Steuerzeitenbereich von $-29^{\circ}KW$ bis $-10^{\circ}KWnLWOT$ wird der kontinuierlich steigende Saugrohrdruck ebenfalls in einen kontinuierlich ansteigenden Mitteldruck umgesetzt. Im Steuerzeitenbereich nach $-10^{\circ}KWnLWOT$ wird trotz andauernder anwachsender Saugrohrdruckwerte bei Phasenverschiebung Richtung spät nur ein nahezu konstantes Mitteldruckniveau erzielt.

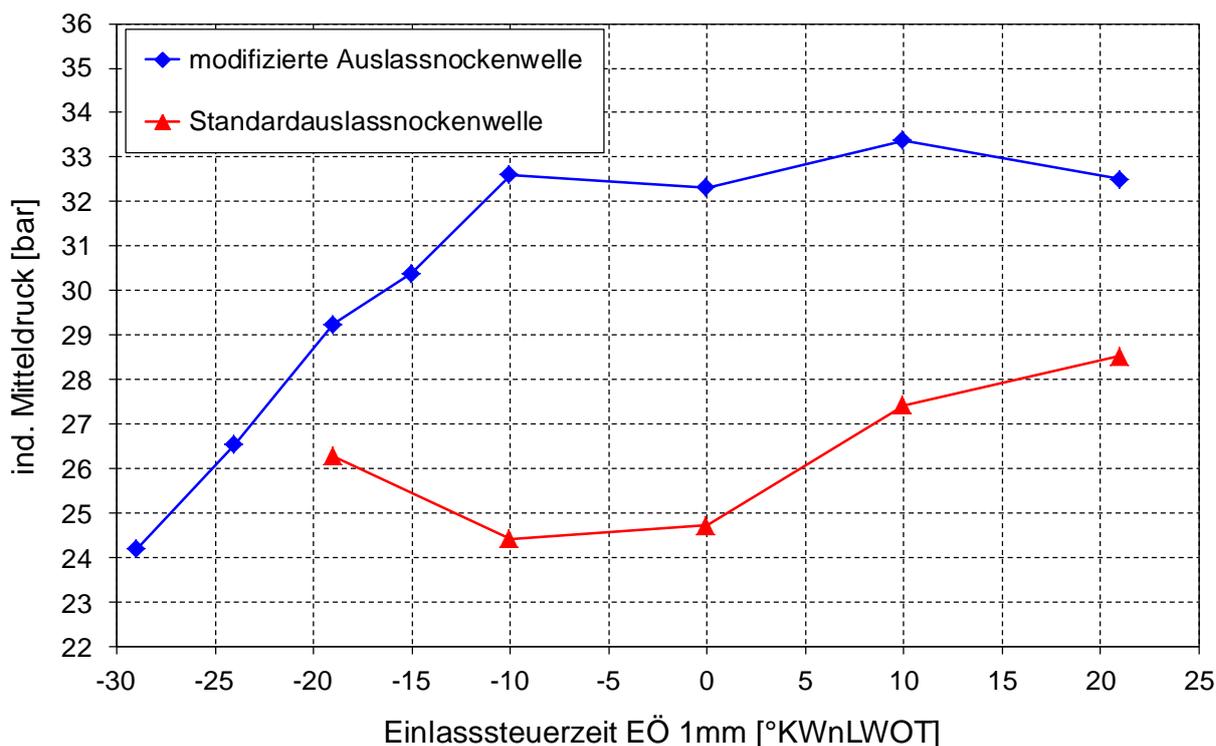


Abbildung 11-14: Indizierter Mitteldruck an der Vorentflammungsgrenze, dargestellt über der Einlasssteuerzeit

Die Ergebnisse weisen auf den hervorzuhobenden Einfluss der Druckverhältnisse im Bereich der Ventilüberschneidung hin und können als Begründung für die signifikanten Verbesserungen der adaptierten Auslassnockenwelle aufgestellt werden. Die Druckverhältnisse und der Ventilhub von Auslass und Einlass für die adaptierte Nockenwelle bei einer Einlasssteuerzeit von $ESZ = -29^\circ KWnLWOT$ sind in [Abbildung 11-15](#) dargestellt. Von Beginn der Ventilüberschneidung bei einem Kurbelwinkel von ca. $67^\circ KWvLWOT$ an ist ein deckungsgleicher Verlauf von Zylinder- und Abgasdruck vorhanden. Die Druckdifferenz zwischen Saugrohr und Zylinder bewirkt ab einem Kurbelwinkel von ca. $30^\circ KWvLWOT$ einen Druckanstieg im Brennraum bei weiterhin abfallendem Druck im Abgassystem. Beendet wird der Druckabfall im Auslass durch das Öffnen der Auslassventile des nachfolgenden gefeuerten Zylinders. Dies verursacht den Druckanstieg im Ladungswechsel-OT, welcher im Vergleich zur Standardnockenwelle (Abbildung 11-9) um ca. $35^\circ KW$ später auftritt. Die Höhe des Druckstoßes ist gleich mit jener bei der Originalkonfiguration der Nockenwellen. Durch diesen Ablauf ist in der ersten Phase der Ventilüberschneidung für die Dauer von ca. $70^\circ KW$ ein Druckgefälle von Einlass zum Auslass vorhanden. Die Verschiebung des Druckstoßes ist das Ergebnis der auf $178^\circ KW$ reduzierten Öffnungsdauer der

Auslassnocke, womit die gegenseitige Beeinflussung der Zylinder über den Auslasstrakt durch auftretende Druckschwankungen auf ein Minimum reduziert wird. Die Öffnungsdauer der Auslassnockenwelle von 178°KW ist bezogen auf einen Ventilhub von 1mm.

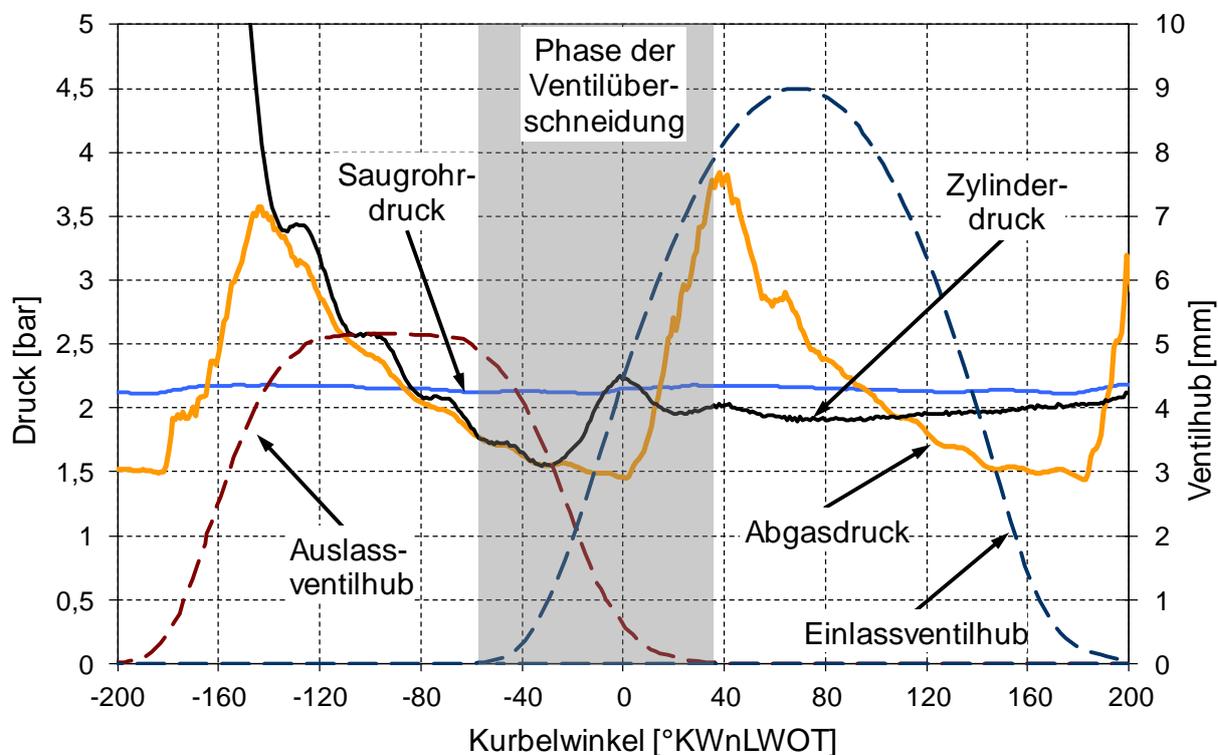


Abbildung 11-15: Druckverhältnisse und Ventilhubkurven für den Zylinder 4 bei einer Einlasssteuerzeit ESZ von -29°KWnLWOT ($E\ddot{O}=1\text{mm}$) („kurze“ Auslassnockenwelle)

Die Wirkung des positiven Druckgefälles über den Brennraum zeigt der Verlauf des Massenstromes vom Einlass und Auslass in [Abbildung 11-16](#). Das Öffnen der Einlassventile am Beginn der Ventilüberschneidungsphase bewirkt das Einströmen von Frischluft in den Zylinder mit stark steigenden Gradienten. Mit zunehmendem Einlassmassenstrom wächst ebenfalls der Strom aus dem Zylinder in den Auslass, wodurch noch im Brennraum vorhandenes Restgas ausgespült wird. Das Ende des steilen Anstieges des Einlassstromes erfolgt durch den Druckanstieg im Brennraum, welcher durch das Schließen der Auslassventile verursacht wird und zu einem Druckausgleich zwischen Saugrohr und Brennraum führt. Im LWOT werden das Zylinderdruckmaximum in der Ventilüberschneidungsphase und ein Gleichgewicht zwischen Einlass- und Auslassmassenstrom erreicht. Die geschlossenen Auslassventile verhindern in weiterer Folge einen Rückstrom von Abgas durch den auftretenden Druckstoß im Abgassystem und beenden das Spülen des Brennraumes mit Frischluft.

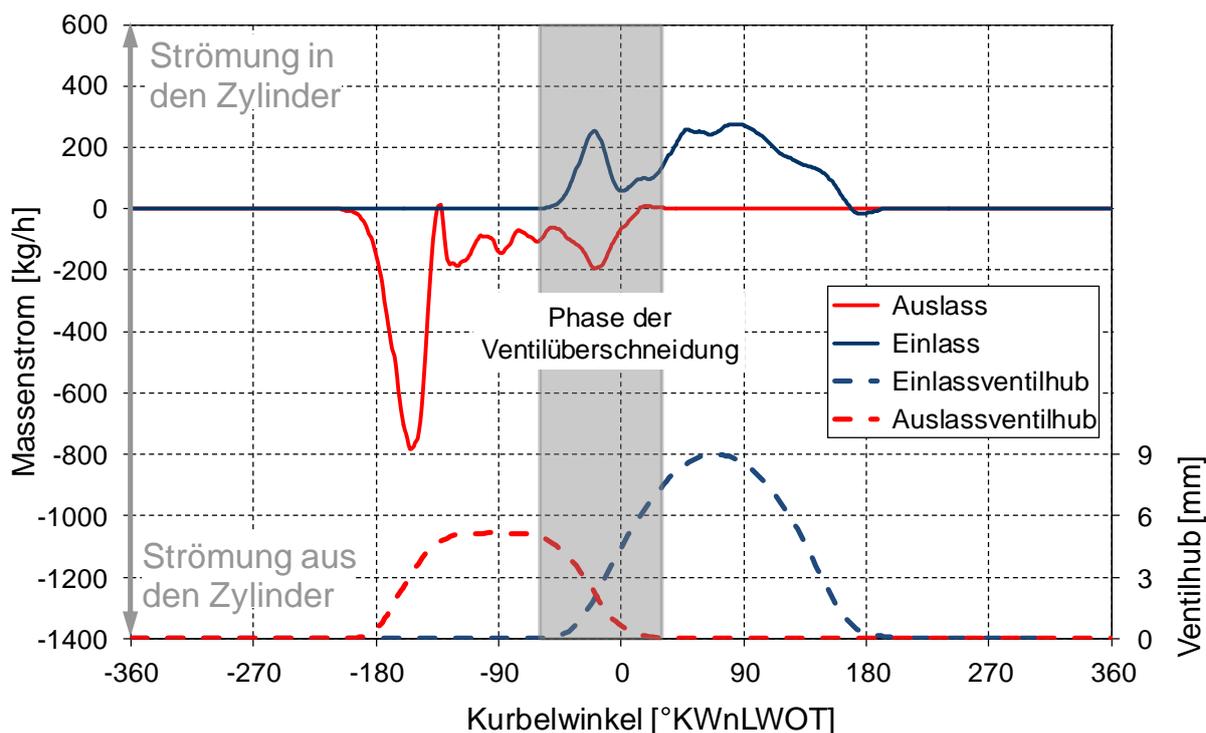


Abbildung 11-16: Massenstrom aus und in den Zylinder bei einer Einlasssteuerzeit von $ESZ = -29^\circ KWnLWOT$ bei Konfiguration „kurze“ Auslassnockenwelle

Die Verstellung der Einlasssteuerzeit Richtung spät auf einen Wert von $ESZ = -10^\circ KWnLWOT$ bewirkt eine Verkürzung der Ventilüberschneidung und die Verschiebung des Druckanstieges im Zylinder, siehe [Abbildung 11-17](#). Ähnlich wie bei einer Einlasssteuerzeit von $-29^\circ KWnLWOT$ stellt sich in der Ventilüberschneidung ein positives Druckgefälle von der Einlass- zur Auslassseite ein. Die Dauer des Druckgefälles wird im Vergleich zur frühesten Steuerzeit um $15^\circ KW$ auf einen Wert von ca. $55^\circ KW$ reduziert. Das Minimum des Zylinderdruckes wird auf eine Kurbelwellenstellung von ca. $20^\circ KWvLWOT$ verschoben, gefolgt vom starken Druckanstieg auf das Niveau des Saugrohrdruckes. Der Druckanstieg im Brennraum geht einher mit dem Einströmen von Frischluft und erreicht vor dem LWOT ein Maximum in Überschneidungsphase, siehe [Abbildung 11-18](#). Die einströmende Frischluft spült ebenfalls wie bei frühester Steuerzeit den Brennraum, wobei das Verhältnis der beiden Massenstrommaxima deutlich geringer ist. Der Spülvorgang ist somit schwächer, wodurch ein höherer Restgasgehalt am Ende des Ladungswechsels, ähnlich wie bei Originalkonfiguration der Nockenwellen, zu erwarten ist.

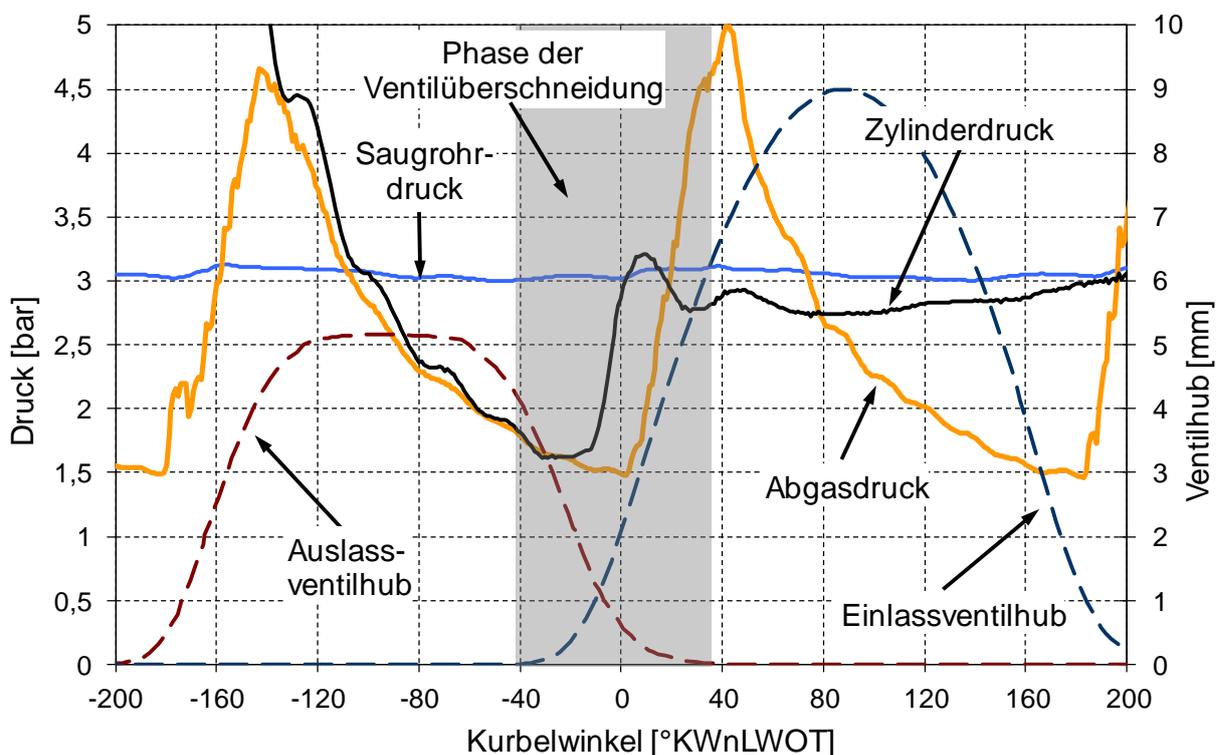


Abbildung 11-17: Druckverhältnisse und Ventilhubkurven für den Zylinder 4 bei einer Einlasssteuerzeit ESZ von $-10^{\circ}\text{KWnLWOT}$ (EÖ 1mm) („kurze“ Auslassnockenwelle)

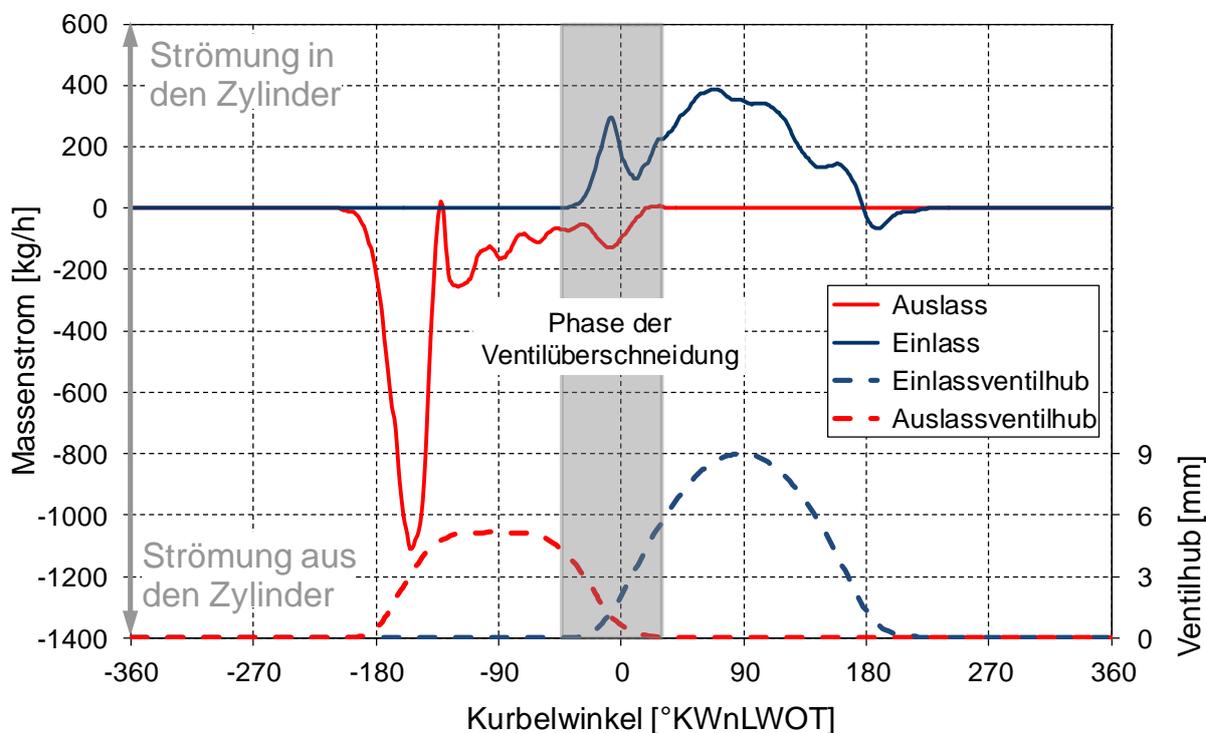


Abbildung 11-18: Massenstrom aus und in den Zylinder bei einer Einlasssteuerzeit von $\text{ESZ}=-10^{\circ}\text{KWnLWOT}$ bei Konfiguration „kurze“ Auslassnockenwelle

Die signifikantesten Auswirkungen stellen sich bei spätester Einlasssteuerzeit von 21°KWnLWOT ein. Durch das sehr späte Öffnen der Einlassventile ist der Verlauf der Druckniveaus im Auslasstrakt und im Brennraum in der Ventilüberschneidungsphase nahezu deckungsgleich. Die starken Druckanstiege im Auslass und im Brennraum nach LWOT werden unabhängig voneinander erreicht, da eine Beeinflussung aufgrund sehr geringer Ventilhubhöhe nicht möglich ist, siehe [Abbildung 11-19](#). Bei dieser Steuerzeit sind ein ungestörtes Ausströmen des Abgases aus und ein ebenfalls ungestörtes Einströmen der Frischluft in den Brennraum möglich. Ausgehend von einem Druckminimum im LWOT steigt der Druck im Abgassystem durch das Öffnen der Auslassventile des nachfolgenden Zylinders an. Die noch geschlossenen Einlassventile verhindern während des Auslasstaktes ein Einströmen von Frischluft. Der Druckanstieg im Brennraum hingegen erfolgt ausschließlich durch das Öffnen der Einlassventile und durch den anschließenden Druckausgleich mit dem Saugrohr.

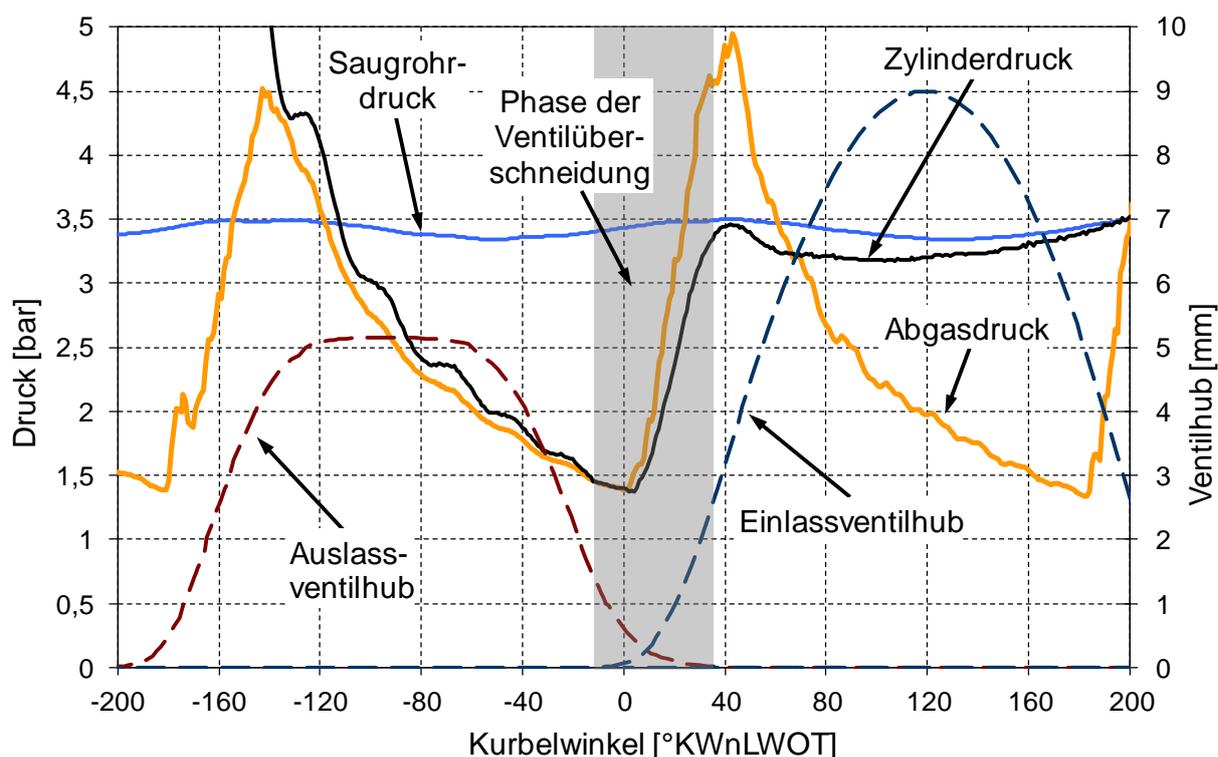


Abbildung 11-19: Druckverhältnisse und Ventilhubkurven für den Zylinder 4 bei einer Einlasssteuerzeit ESZ von 21°KWnLWOT (EÖ 1mm) („kurze“ Auslassnockenwelle)

Die Massenströme von Einlass und Auslass in [Abbildung 11-20](#) bestätigen die Ergebnisse der Druckverläufe in der Phase der Ventilüberschneidung. Entgegen den Verhältnissen bei früheren Einlasssteuerzeiten, stellt sich ein Spülen des Brennraums bei dieser Steuerzeit nicht ein. Die Verstellung der Einlasssteuerzeit Richtung späten

Öffnungszeitpunkt bewirkt ein gleichmäßiges Verringern des Auslassmassenstromes beim Schließen der Auslassventile. Im LWOT ergeben sich hierdurch ein Auslassmassenstrom sowie ein Einlassmassenstrom von nahezu Null. Mit dem Öffnen der Einlassventile erfolgt ein signifikanter Anstieg des Einlassmassenstromes, wodurch der Brennraum mit Frischluft gefüllt wird. Für die betrachtete Steuerzeit erfolgt in der Ventilüberschneidungsphase keine Spülung des Brennraumes, sodass eine hohe Restgaskonzentration im Vergleich mit früheren Einlasssteuerzeiten zu erwarten ist.

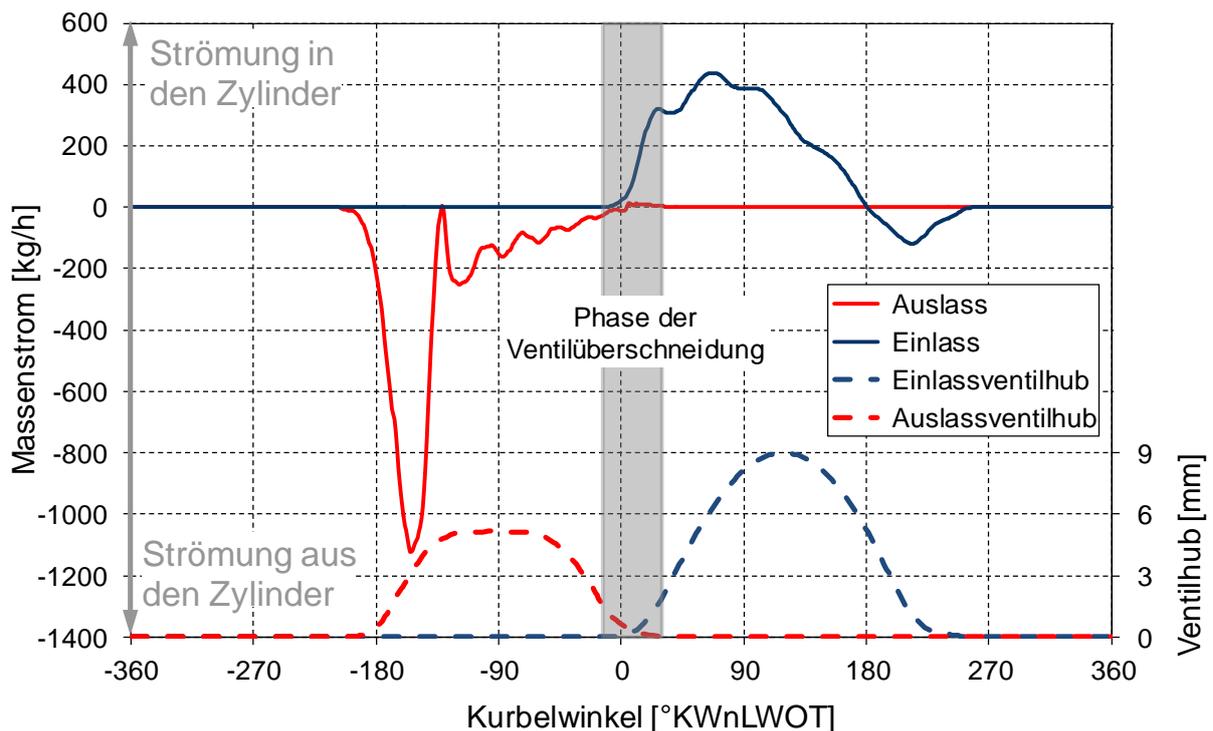


Abbildung 11-20: Massenstrom aus und in den Zylinder bei einer Einlasssteuerzeit von $ESZ=21^\circ KWnLWOT$ bei Konfiguration „kurze“ Auslassnockenwelle

Die Gegenüberstellung der mittels 1D-Simulation berechneten Restgasraten der Standard- und der modifizierten Auslassnockenwelle bestätigen die erwarteten Restgaskonzentrationen aus den Druckverläufen im Ladungswechsel. Mit der modifizierten Auslassnockenwelle lassen sich bei sehr frühen Einlasssteuerzeiten von $ESZ = -29^\circ KW$ bis $-10^\circ KWnLWOT$ niedrigste Restgasraten auf nahezu konstantem Niveau von maximal 0,7% darstellen, siehe

Abbildung 11-21. Für spätere Einlasssteuerzeiten $ESZ > -10^\circ KWnLWOT$ steigt die Restgasrate vom niedrigen Niveau bei $-10^\circ KWnLWOT$ mit der Spätverstellung kontinuierlich an. Die sich einstellenden Restgasraten weisen aber im Gegenteil zur

Standardnockenwelle ein signifikant niedriges Niveau auf. Die Restgasrate bei der Standardnockenwelle weist hingegen einen umgekehrten Wannungsverlauf auf, welcher indirekt proportional zur Mitteldruckkurve ausfällt. Ausgehend von einer Restgasrate von 3,5% bei einer Steuerzeit von $ESZ = -19^\circ KWnLWOT$ steigt diese bei Steuerzeitenspätverstellung anfänglich an und erreicht bei mittlerer Einlasssteuerzeit ein Maximum von 5,7% um anschließend auf ein Niveau von 5,2% bei Nockenwellenspätanschlag abzufallen. Das Ausblenden der internen Abgasrückführung mittels einer verkürzten Einlassventilöffnung und das Spülen des Brennraumes mit Frischluft, bewirkt eine Absenkung der Restgasrate von 3 bis maximal 4,5% im untersuchten Steuerzeitenbereich.

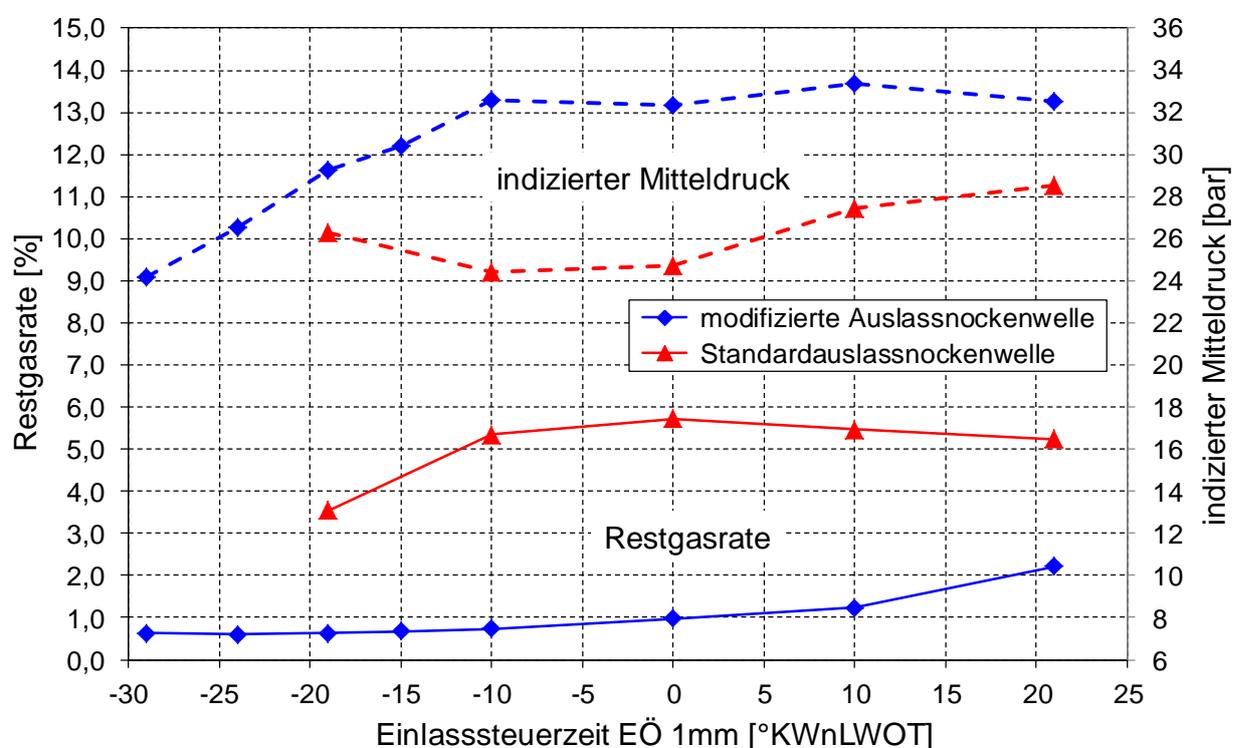


Abbildung 11-21: Restgasrate und indizierter Mitteldruck, dargestellt über der Einlasssteuerzeit

Die Gegenüberstellung der beiden untersuchten Auslassnockenwellenkonfigurationen zeigt deutlich den negativen Einfluss von heißem rückgeführten Abgas auf das Selbstentflammungsverhalten sowie auf das Auftreten von irregulärer Verbrennung. Durch das Verringern des Restgasanteiles im Brennraum kann die Vorentflammungsneigung herabgesetzt und die Vorentflammungsgrenze zu höheren Saugrohrdruckwerten verschoben sowie die Klopfneigung ebenfalls positiv beeinflusst werden. Dieser Effekt zeigte sich bereits bei der Standardnockenwellenkonfiguration.

Die signifikante Minderung der Restgasrate durch den Einbau der modifizierten Auslassnockenwelle bewirkte eine derartig starke Herabsetzung der Vorentflammungsneigung, dass es im untersuchten Betriebsbereich durch systembedingte Beschränkungen zu keinem Erreichen der Vorentflammungsgrenze kam. Die Reduktion von heißem Abgas wirkt sich dabei mehrfach positiv aus. Einerseits wird durch eine geringe Konzentration von heißem Restgas ein abgesenktes Temperaturniveau zu Beginn der Kompression erreicht und andererseits die spezifische Wärmekapazität abgesenkt, wodurch der Isentropenexponent ansteigt und die Kompressionsendtemperatur absinkt. Des Weiteren wird das Vorhandensein von hoch reaktionsfähigen Radikalen im Brennraumgemisch verringert und die chemische Reaktionsfähigkeit (Selbstentflammungsneigung) stark herabgesetzt, siehe Abschnitt 12.1.2.

11.3 Einfluss gekühlte Abgasrückführung

Der negative Einfluss von heißem Abgas auf die Vorentflammungsneigung konnte im vorherigen Abschnitt aufgezeigt werden. Im Gegensatz zur negativen Beeinflussung an der Volllast durch eine gesteigerte Selbstentflammungsneigung, wird in der Teillast durch Abgasrückführung und die damit verbundene Verdünnung die Brenngeschwindigkeit herabgesetzt. Dieser Effekt stellt sich unabhängig vom Typ der Abgasrückführung (intern bzw. extern) ein.

Bei externer Abgasrückführung wird durch die Abkühlung des Abgases die Konzentration von chemisch stark reaktionsfreudigen Komponenten im Abgas abgesenkt, siehe Kapitel 12.1.2. Bei interner Rückführung ist dies nicht der Fall, das sich einstellende Druck- und Temperaturniveau im Teillastbetrieb ist aber zu niedrig für eine unerwünschte Selbstentflammung. Die an das Temperaturniveau gekoppelte Ablaufzeit der chemischen Reaktion einer Selbstentflammung steigt durch das niedrige Temperaturniveau derart an, dass die reguläre Verbrennung vor dem Beginn einer Selbstentflammung bereits abgeschlossen ist. Das Gemisch im Brennraum ist somit vor einem Selbstentflammen entzündet und abgebrannt. Die negative Beeinflussung durch heißes rückgeführtes Abgas ist daher vor allem nahe bzw. an der Volllast zu beobachten.

Aufbauend auf den Erkenntnissen wurde der Einfluss einer Ladungsverdünnung mittels externer gekühlter Abgasrückführung untersucht.

Bekannte Wirkmechanismen der gekühlten externen Abgasrückführung beim Ottomotor sind:

- Die Entdrosselung bei niedrigen Lasten und die Absenkung der Ladungswechselverluste [69].
- Erhöhung des Hochdruckwirkungsgrades im gesamten Betriebsbereich, durch die Reduzierung der Realgas- und Wandwärmeverluste sowie durch die Erhöhung der Wärmekapazität durch die Ladungsverdünnung. Durch die Beimischung des Abgases werden die wärmeaufnehmende Masse und damit die Wärmekapazität im Brennraum gesteigert. Die während der Verbrennung freigesetzte Wärme dQ verteilt sich auf eine gesteigerte Masse m und sorgt für eine Reduzierung des Temperaturniveaus dT in der Expansionsphase, siehe Gleichung (11.3) für den Idealfall der isochoren Verbrennung.

$$dQ = m \cdot c_v \cdot dT \Rightarrow m \uparrow \Rightarrow dT \downarrow \quad (11.3)$$

Ein geringeres Temperaturniveau resultiert in reduzierten spezifischen Wärmekapazitäten und somit in einem gesteigerten Isentropenexponent, Gleichungen (11.4) und (11.5), in der Expansionsphase, welcher direkt positiv in den Hochdruckwirkungsgrad eingeht [70], [64], siehe Gleichung (11.6) für den Idealfall Gleichraumverbrennung.

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v} = \frac{c_p(T)}{c_v(T)} \Rightarrow T \downarrow \Rightarrow c_p, c_v \downarrow, R = c_p - c_v \downarrow \quad (11.4)$$

$$\Delta c_p, \Delta c_v > \Delta R \Rightarrow \kappa \uparrow \quad (11.5)$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \Rightarrow \kappa \uparrow \Rightarrow \eta \uparrow \quad (11.6)$$

- Bei hohen Lasten sowie bei Vollastbetrieb die Verlagerung des Verbrennungsschwerpunktes in Richtung OT und damit zum Optimum durch die Herabsetzung der Klopfneigung [71].

Für die Untersuchung des Einflusses der externen gekühlten Abgasrückführung wurde ein mittlere Einlassnockenwellenstellung ESZ von 0°KWnLWOT gewählt. Die Einspeisungstemperatur des rückgeführten Abgases in die Ansaugstrecke wurde auf eine Temperatur von 110°C im AGR-Kühler geregelt.

11.3.1 Einfluss der AGR-Strecke

Der Anbau der AGR-Strecke führte trotz geschlossenem AGR-Regelventil und einer AGR-Rate von 0% zu einer deutlichen Veränderung der Vorentflammungsgrenze. In [Abbildung 11-22](#) sind die Saugrohrdrücke an der Vorentflammungsgrenze mit bzw. ohne angebaute AGR-Strecke gegenübergestellt. Durch die AGR-Strecke kommt es zu einer Herabsetzung der Vorentflammungsneigung und zu einer signifikanten Anhebung des Saugrohrdruckes von 400mbar. Dies entspricht einer Steigerung von 15,4 %.

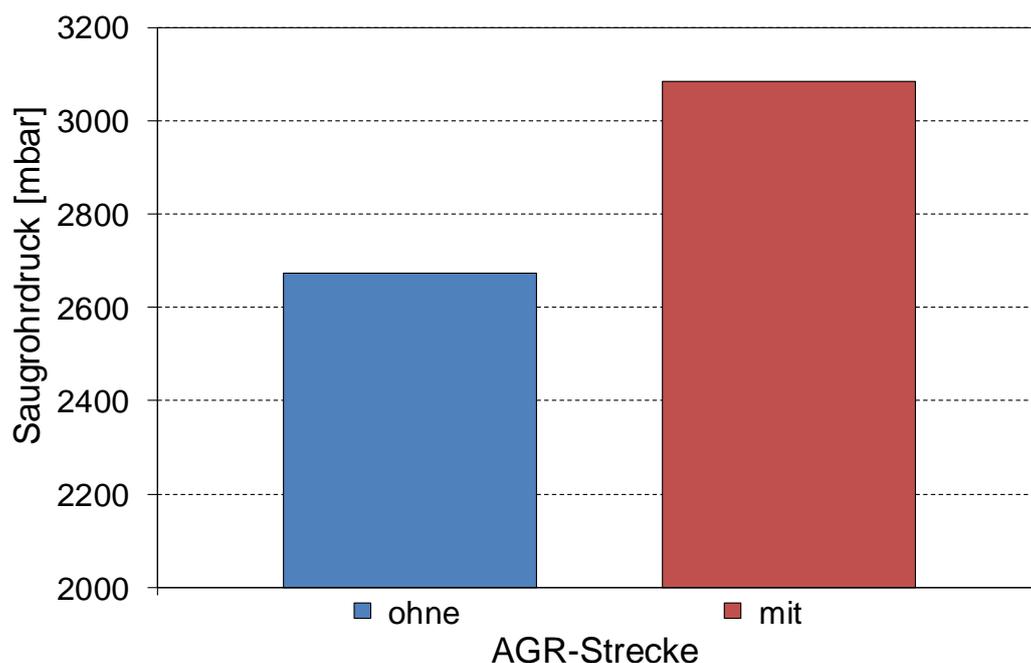


Abbildung 11-22: Saugrohrdruck an der Vorentflammungsgrenze mit bzw. ohne AGR-Strecke

Gleichbedeutend mit dem Anstieg des Saugrohrdruckes ist ein Anstieg des erzielbaren indizierten Mitteldruckes von mehr als 20%, siehe [Abbildung 11-23](#).

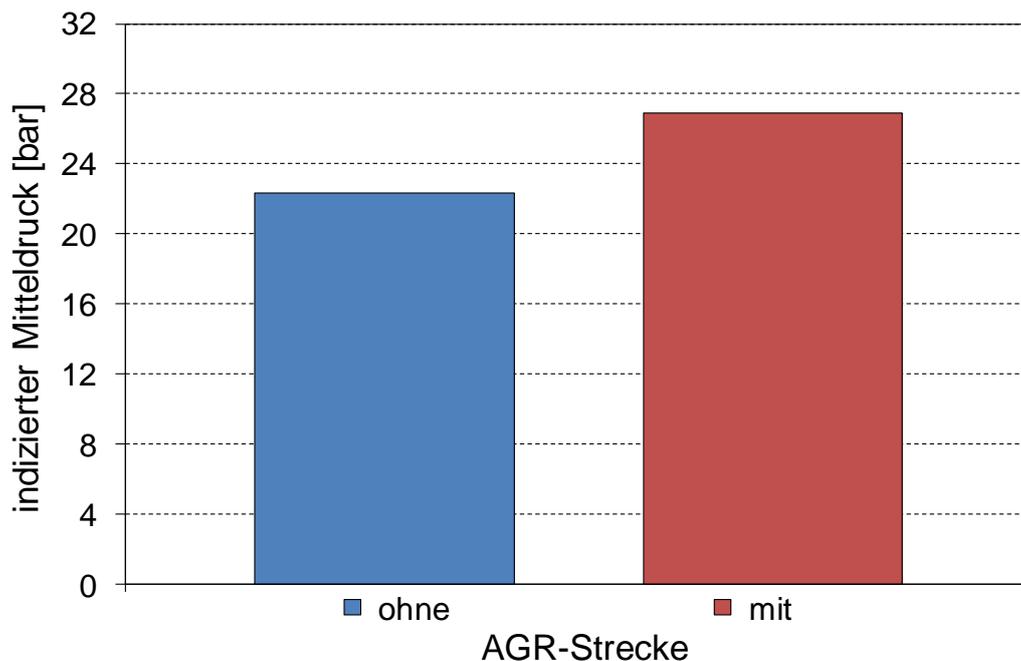


Abbildung 11-23: Indizierter Mitteldruck an der Vorentflammungsgrenze mit bzw. ohne angebaute AGR-Strecke

Durch den Anbau der AGR-Strecke mit geschlossenem AGR-Regelventil und der Entnahmestelle vor der Turbine wird das Volumen des Abgaskrümmers signifikant vergrößert. Entscheidend dafür sind die weit entfernte Lage des AGR-Regelventils und die lange AGR-Leitung mit entsprechend großem Volumen. Diese Veränderung bewirkt eine Beeinflussung der Druck- und Strömungsverhältnisse im Ladungswechsel, welche in [Abbildung 11-24](#) dargestellt sind. In der Phase der Ventilüberschneidung kommt es, verursacht durch den in der Zündfolge zuvor liegenden Zylinder, zu Beginn des Auslasstaktes zur Ausbildung eines Druckstoßes im Abgaskrümmers. Beim Standardabgaskrümmers führt dies zu einer negativen Druckdifferenz zwischen Einlass- und Auslassseite und zum Rückschieben von Abgas in den Brennraum. Dieser Mechanismus kann bei angebaute AGR-Strecke ebenfalls beobachtet werden. Der Druckstoß ist bei angebaute AGR-Strecke zum Teil durch diese abgeschwächt, wodurch die Druckverhältnisse in der Phase der Ventilüberschneidung verändert und die negative Druckdifferenz reduziert sind.

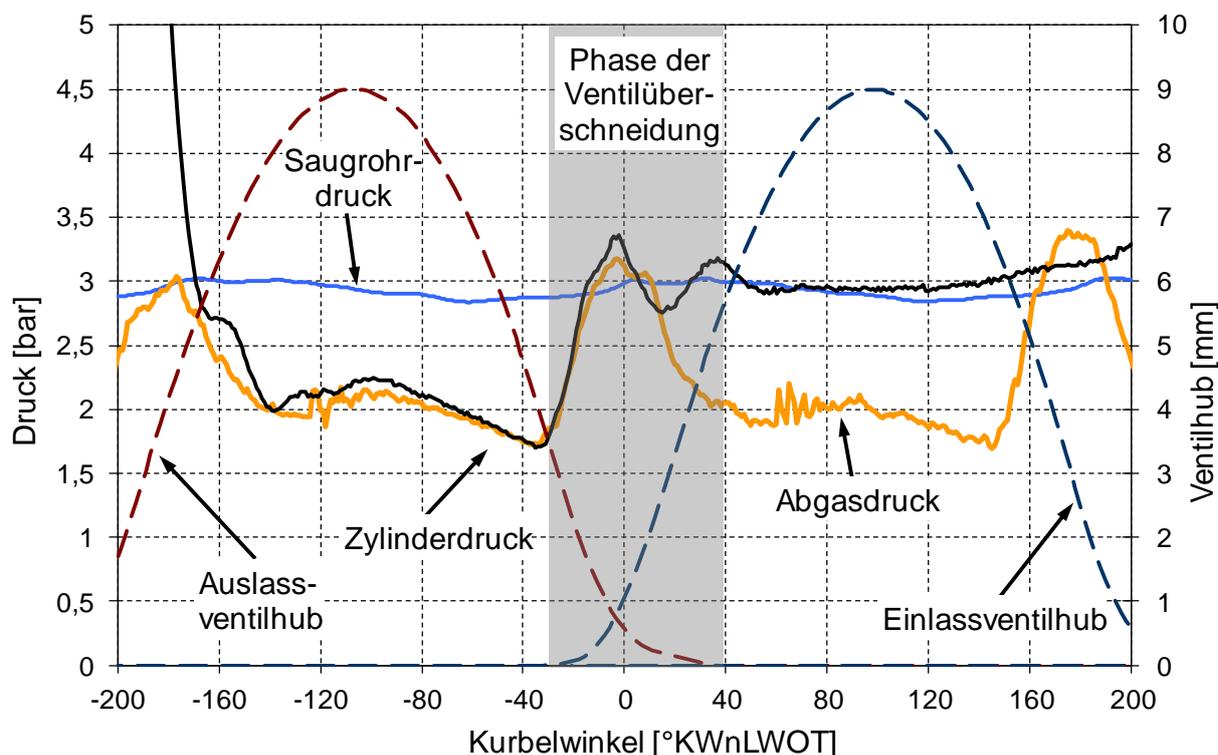


Abbildung 11-24: Druckverhältnisse und Ventilhubkurven mit AGR-Strecke ohne Abgasrückführung

Zur besseren Beurteilung des Einflusses der veränderten Ladungswechselbedingungen sind in [Abbildung 11-25](#) und [Abbildung 11-26](#) die Massenströme in und aus dem Brennraum dargestellt. Im Bereich des OTs wird ohne angebaute AGR-Strecke eine große Menge an Abgas in den Brennraum sowie in den Ansaugkrümmer zurückgeschoben. Das Maximum des Rückströmens wird im OT mit einem Wert von ca. 100kg/h erreicht. Wird im Vergleich die Ventilüberschneidungsphase bei angebaute AGR-Strecke betrachtet, erfolgt hier ebenfalls das Rückschieben einer bestimmten Abgasmenge, das sich ausbildende Maximum ist aber mit einem Wert von ca. 50kg/h deutlich kleiner. Die Zeitdauer der internen Abgasrückführung im Bereich des oberen Totpunktes ist bei beiden Varianten ähnlich, sodass die sich einstellende Restgasrate bei angebaute AGR-Strecke kleiner ausfallen sollte.

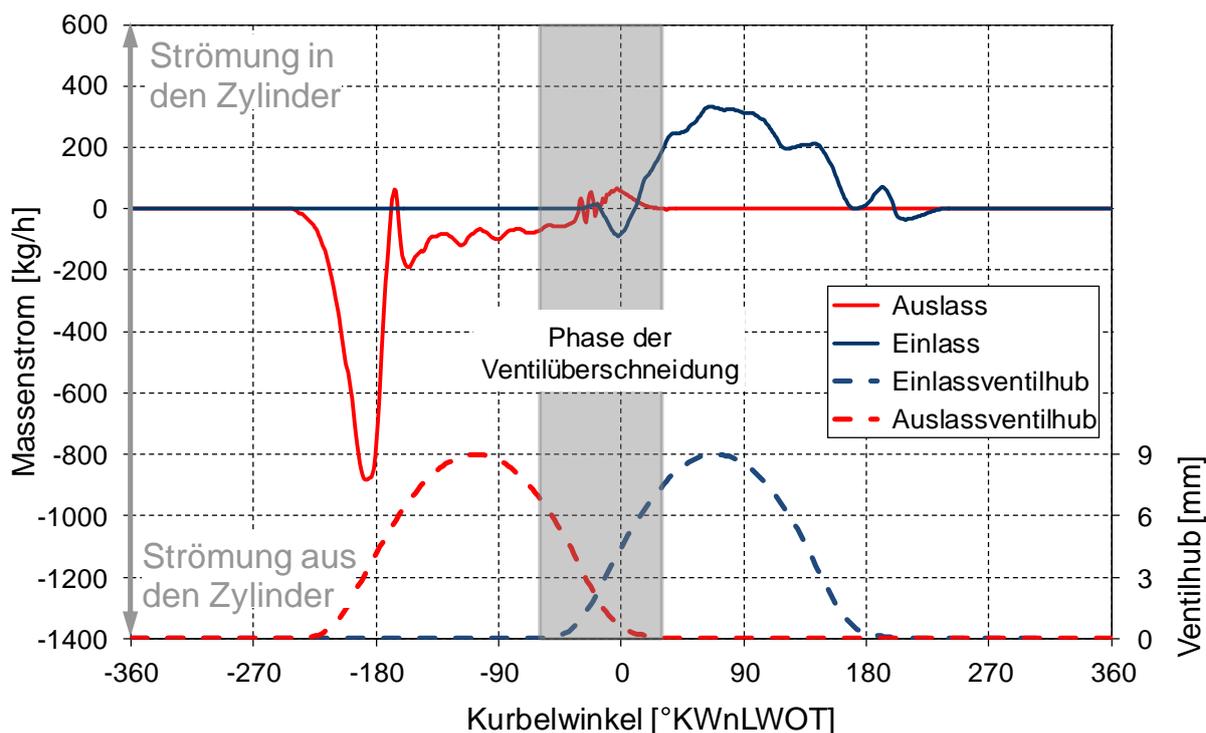


Abbildung 11-25: Massenstrom aus und in den Zylinder bei einer Einlasssteuerzeit von $ESZ=0^{\circ}KWnLWOT$ ohne AGR-Strecke

Die mittels 1-D Simulation berechneten internen Restgasraten der beiden Varianten, dargestellt in [Abbildung 11-27](#), bestätigen die Vermutung. Mit angebaute AGR-Strecke wird die Restgasrate von einem Ausgangswert ohne AGR-Strecke von 7,5% auf 4,67% verringert. Die Abnahme der Vorentflammungsneigung ist beim AGR-Umbau auf die Reduzierung der internen Restgasrate zurückzuführen. Dies bestätigt nochmals, dass der interne Restgasgehalt ein entscheidender Einflussfaktor auf die Vorentflammungsneigung ist.

Die bisherigen Ergebnisse zeigen den alleinigen Einfluss des Anbaues der AGR-Strecke auf die Vorentflammungsneigung durch Änderung des Ladungswechsels auf. Hervorzuheben ist, dass in den oben dargestellten Untersuchungen die externe gekühlte Abgasrückführung vollständig unterbunden wurde.

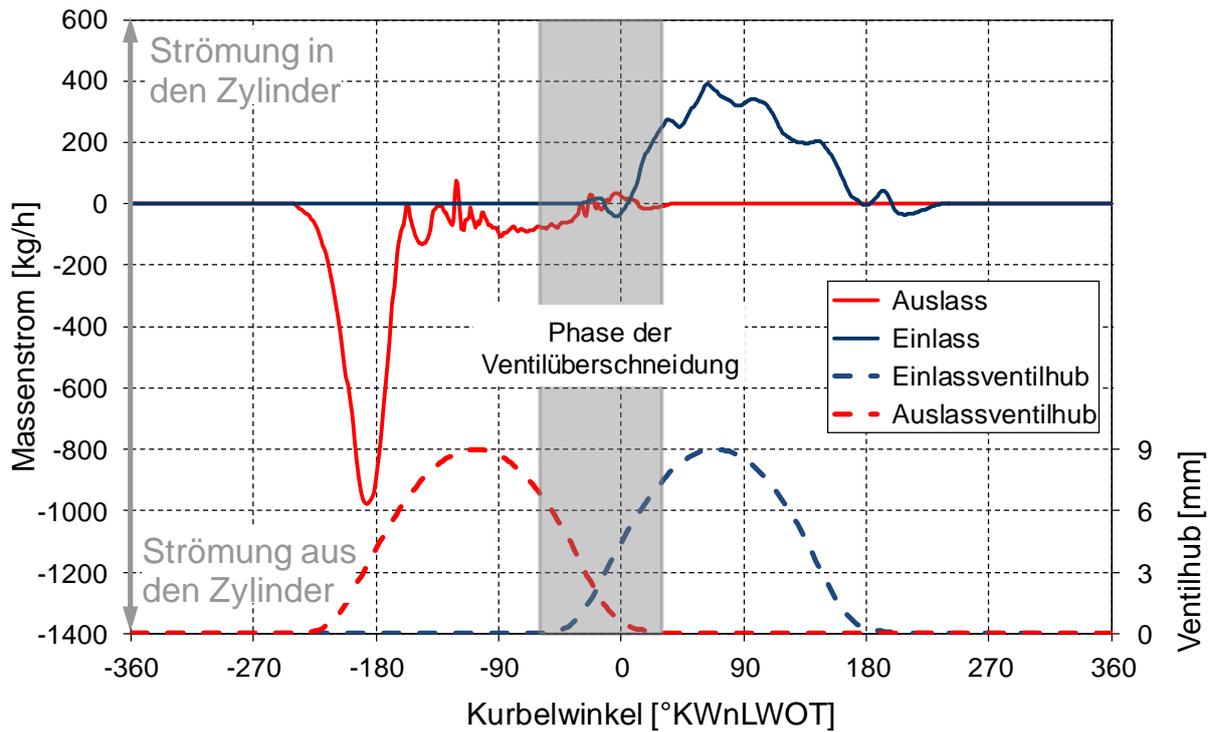


Abbildung 11-26: Massenstrom aus und in den Zylinder bei einer Einlasssteuerzeit von $ESZ=0^{\circ}KWnLWOT$ mit AGR-Strecke

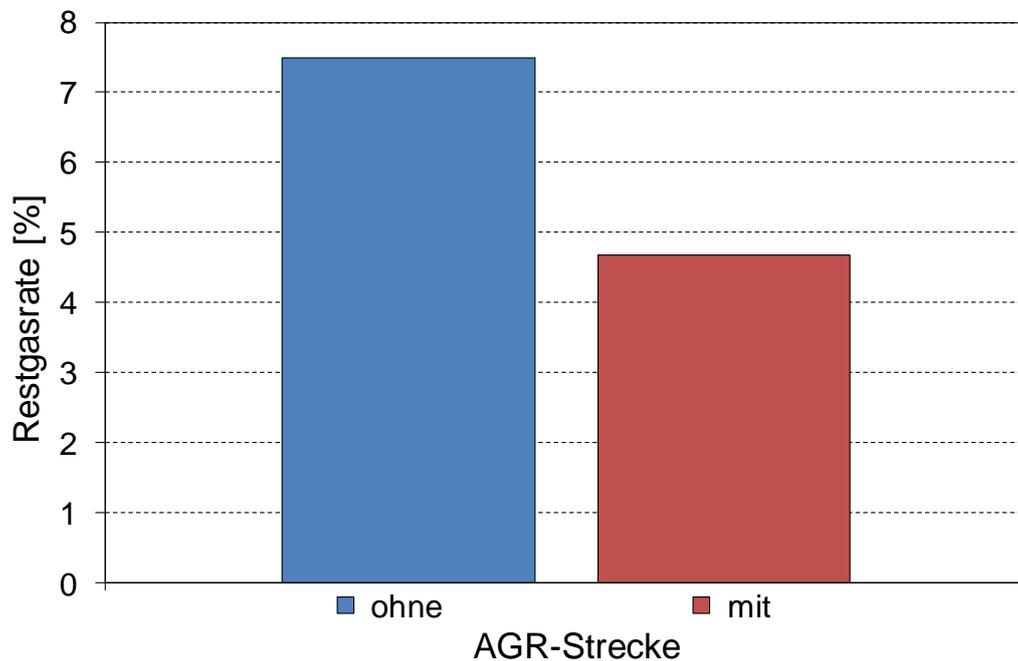


Abbildung 11-27: Restgasraten im Brennraum ohne und mit geschlossener AGR-Strecke

Zur Beurteilung des Einflusses der externen gekühlten Abgasrückführung ist die Anhebung der Vorentflammungsgrenze durch den Anbau der AGR-Strecke mit

geschlossenem AGR-Regelventil und der Reduzierung der internen Restgasrate nicht entscheidend. Diese Beeinflussung muss im Weiteren beachtet werden. Das Ergebnis der Untersuchung mit angebaute AGR-Strecke mit externer gekühlter AGR-Rate von 0% ist für die weitere Beurteilung des Einflusses der externen gekühlten Abgasrückführung als Ausgangsbasis zu betrachten. Ausgehend von den Werten der Basis kann die Auswirkung der externen gekühlten Abgasrückführung beurteilt werden.

11.3.2 Einfluss des gekühlten rückgeführten Abgases

Mit steigender externer AGR-Rate kann die Vorentflammungsgrenze zu höheren Saugrohrdrücken verschoben und eine deutliche Steigerung des indizierten Mitteldrucks erreicht werden, siehe [Abbildung 11-28](#).

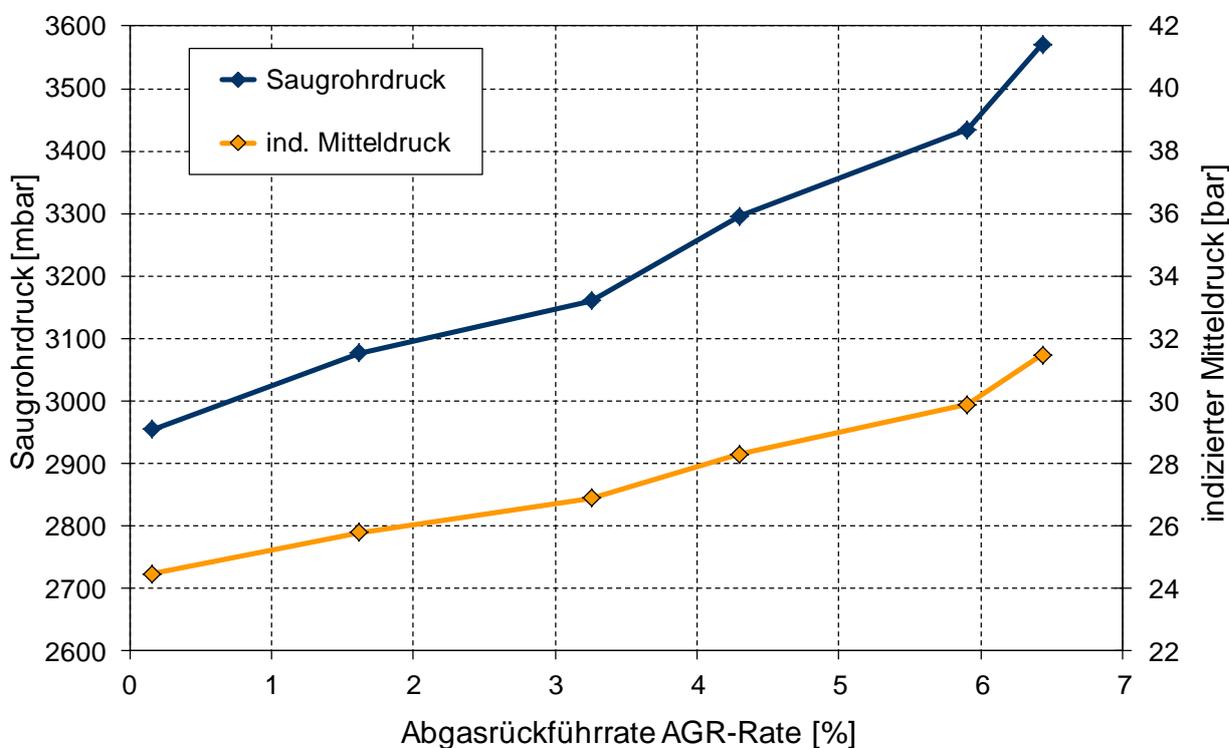


Abbildung 11-28: Saugrohrdruck und indizierter Mitteldruck, aufgetragen über der externen AGR-Rate

Diese Steigerung des indizierten Mitteldrucks wird durch zwei Effekte verursacht. Einerseits nimmt die Vorentflammungsneigung mit zunehmender AGR-Rate ab, wodurch die Frischladungsmasse angehoben werden kann. Andererseits nimmt auch die Klopfneigung mit zunehmender externer AGR-Rate ab, wodurch trotz höherer Ladungsmasse die Lage des 50% Energieumsatzpunktes AI50% deutlich in Richtung früh verschoben werden kann, siehe [Abbildung 11-29](#).

Die Verschiebung des Verbrennungsschwerpunktes wird dabei durch eine Verlagerung des Zündzeitpunktes in Richtung früh erreicht. Trotz steigender externer Abgasrückführrate sind der Zündverzug und die Brenndauer auf konstantem Niveau. In diesem Zusammenhang wäre zu erwarten, dass aufgrund der Ladungsverdünnung eine verschleppte Verbrennung resultiert [72]. Da die Verbrennung früher und damit bei einem höheren Temperatur- und Druckniveau beginnt, wird die Brenngeschwindigkeit erhöht. Diese entgegengesetzten Effekte halten sich offensichtlich die Waage.

Die Verschiebung des Zündzeitpunktes in Richtung früh wird bei der gekühlten Abgasrückführung durch eine Reduzierung der Selbstentflammungs- und Klopfneigung erreicht. Die Reduzierung der Selbstentflammungsneigung wird dabei mittels zweier Effekte erreicht. Einerseits bewirken die gekühlten Abgaskomponenten, Kohlendioxid und Wasser, eine Herabsetzung der Zündwilligkeit und eine Absenkung der Brenngeschwindigkeit des Gasgemisches, wodurch die Reaktionskinetik beeinflusst wird. Andererseits kommt es, hervorgerufen durch die Beimischung von Abgas, zu einem stöchiometrischen Luft-Kraftstoff-Gemisch, im Vergleich mit einem Gemisch ohne Abgasbeimengung, zu einer Erhöhung der Gesamtladungsmasse im Zylinder [73]. Wird nun Wärme in ein Luft-Kraftstoff-Gemisch mit Abgasbeimengung eingebracht, so ist die dadurch hervorgerufene Druck- und Temperaturerhöhung geringer als beim Vergleich mit einem Gemisch ohne Abgasbeimengung. Dies kann im Grenzfall bedeuten, dass der kritische Zustand für eine Selbstentflammung nicht erreicht wird.

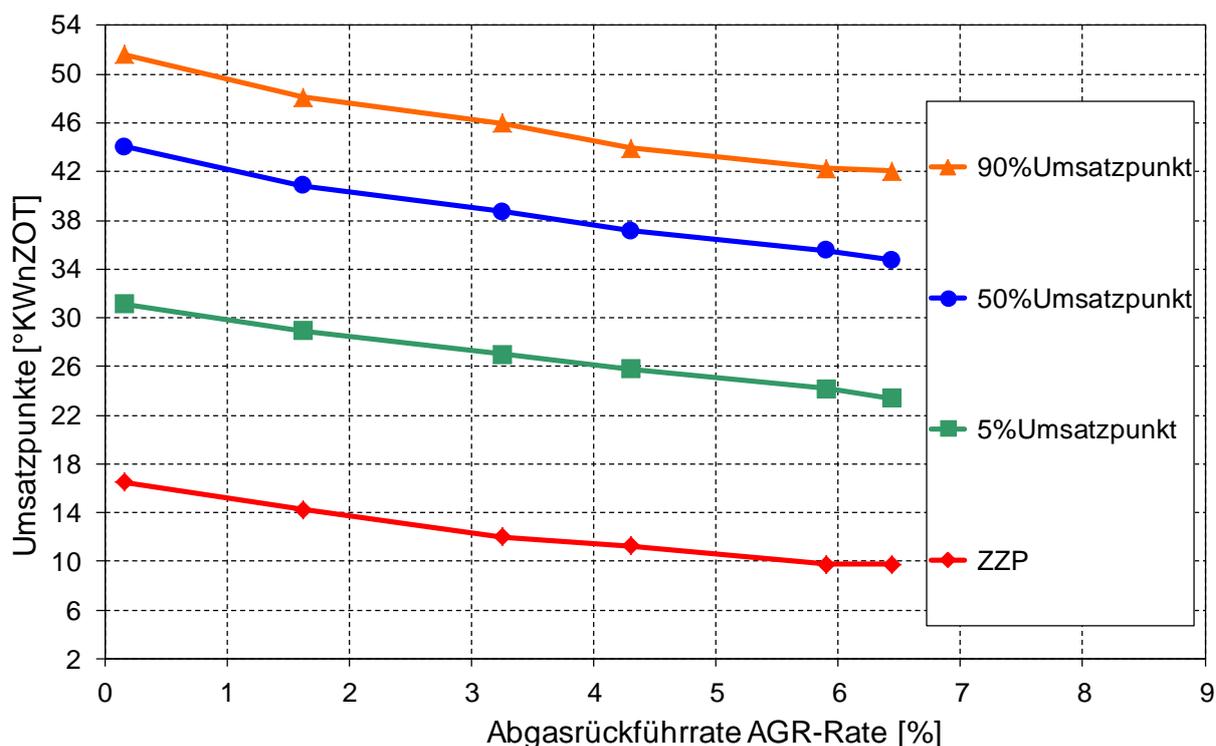


Abbildung 11-29: Umsatzpunkte aufgetragen über der externen AGR-Rate

Ein Anstieg der internen Restgasrate wirkt negativ auf die Vorentflammungsneigung, die externe Rückführung von gekühltem Abgas hingegen nicht. In diesem Zusammenhang müssen neben den physikalischen Eigenschaften auch die chemischen Eigenschaften der Abgase mitberücksichtigt werden. Wie im Kapitel 12.1.2 dargestellt, weist der Vergleich in heißem Abgas eine höhere Radikalkonzentration auf als bei gekühltem Abgas. Diese **höhere Radikalkonzentration** kann aufgrund ihrer Beeinflussung der chemischen Abläufe als ein **treibender Faktor** für die Selbstentflammung gesehen werden.

Die Minderung der Vorentflammungsneigung bei externer Abgasrückführung ist in diesem Zusammenhang nicht alleine auf die positive Wirkung und eine steigende Rückführrate des gekühlten Abgases zurückzuführen. Gleichzeitig mit Erhöhung der externen Abgasmenge wird die interne Restgasrate reduziert. In Abbildung 11-30 sind die berechneten Werte einer 1-D Simulation aufgetragen. Mit dem Öffnen des AGR-Ventils zur Erhöhung der externen AGR-Rate wird der in der Ventilüberschneidungsphase auftretende Druckstoß immer stärker abgeschwächt, sodass die interne rückgeführte Restgasmenge abnimmt. Das Absenken der internen Restgasmenge ist kontinuierlich und erreicht einen Minimalwert von 1,87% bei höchster externer Abgasrückführrate. Die Gesamtmenge an Abgas im Brennraum hingegen

steigert sich kontinuierlich auf 9,67% und sinkt erst bei höchster externer AGR-Rate geringfügig ab.

Die aufgezeigten Verbesserungen sind daher ein Zusammenspiel aus zwei Effekten. Einerseits werden durch den Anbau der AGR-Strecke die Druck- und Strömungsverhältnisse derart verändert, dass die interne Abgasrückführung abgeschwächt wird. Der positive Einfluss der Minderung der heißen Restgasmenge im Brennraum wurde bereits oben ausführlich aufgezeigt und diskutiert. Andererseits wirkt sich das gekühlte extern rückgeführte Abgas aufgrund der reaktionsverzögernden Wirkung positiv auf die Vorentflammungsneigung aus. Der Vergleich bei geringster und bei 3,25% externer Restgasrate zeigt dies deutlich. Mit nahezu gleicher interner Restgasrate von 4,51% und 4,71%, kann durch die Steigerung der gekühlten Abgasmenge die Vorentflammungsgrenze angehoben werden. Dieses Ergebnis bestätigt den positiven Einfluss der gekühlten Abgasrückführung zur Verringerung der Vorentflammungsneigung in einem Verbrennungsmotor.

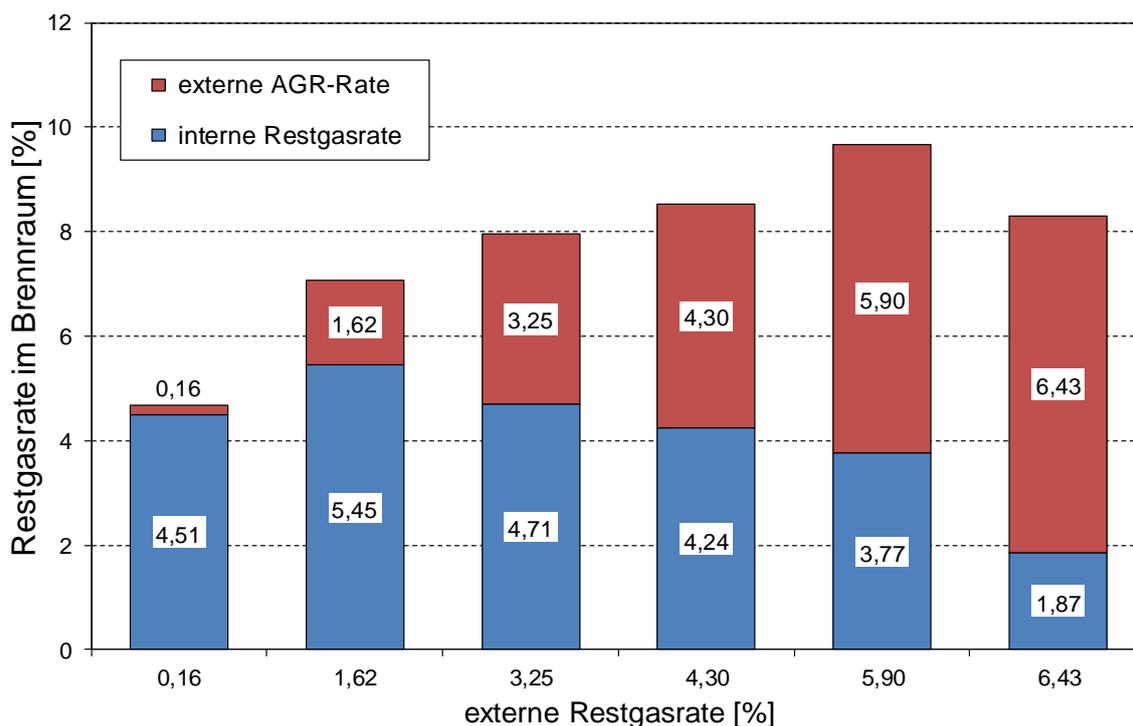


Abbildung 11-30: Restgasrate im Brennraum bei unterschiedlicher externer AGR-Rate

11.4 Heiße Bauteile – Hot Spots

Der Betrieb des Motors bei Vollast bewirkt aufgrund des hohen Energieeinsatzes einen starken Wärmeeintrag in die Bauteile des Brennraums. Zur Vermeidung von Klopfen,

besonders bei hohen Aufladegraden, ist die Verschiebung des Zündzeitpunktes nach dem OT erforderlich. Verbunden mit dieser späten Lage sind hohe Abgastemperaturen.

Selbstentflammungen (Glühzündung, Vorentflammung usw.) können entstehen, wenn Bauteile im Brennraum lokal die Selbstzündungstemperatur des eingespritzten Kraftstoffes überschreiten.

Zu betrachtende Bauteile und Bereiche sind die Zündkerze, die Auslassventile, der Kolbenboden sowie Quetschkanten im Zylinderkopf. Ein häufiger Entstehungsort für Selbstentflammungen ist die Zündkerze. Typischerweise wird die kritische Temperatur immer zuerst an der Spitze der Isolierung der Mittenelektrode erreicht. Das häufig beobachtete Abschmelzen der Massenelektrode ist lediglich eine Folgeerscheinung. Den größten Einfluss auf die Entstehung von Selbstentflammungen hat der Wärmewert der Zündkerze und die abführbare Wärmemenge aus dem Kerzensitz in den Zylinderkopf [31].

Zur Bestimmung auftretender heißer Stellen im Brennraum am Versuchsträger im Vollastbetrieb wurden Videoaufnahmen durchgeführt. In den Videoaufnahmen mit Funkenzündung konnten bei auftretender Vorentflammung in der Brennraummitte, das heißt in Zündkerzennähe, eine intensive Lichtemission beobachtet werden. Die Abbildung 11-31 zeigt die Brennraumaufnahmen eines Zyklus mit Vorentflammung 2°KW vor dem Zündzeitpunkt. Die bereits zu diesem Zeitpunkt vorhandene Reaktionszone ist rosarot aus dem Hintergrund (Bild des Brennraums) hervorgehoben und befindet sich, wie oben erwähnt, unmittelbar in der Umgebung der Zündkerze.

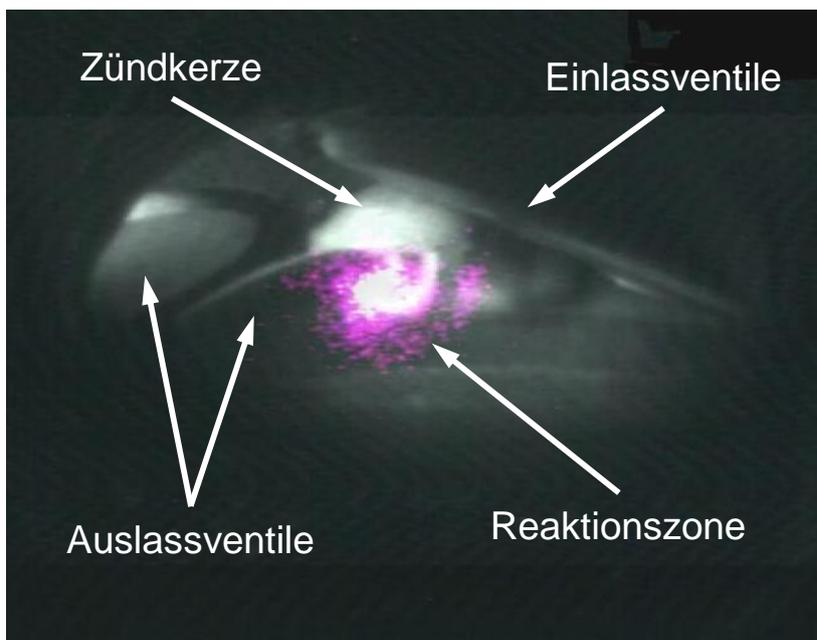


Abbildung 11-31: Brennaufnahmen im Zyklus einer Vorentflammung 2°KW vor dem ZZP

Um den Einfluss der Zündkerze als heißes Bauteil im Brennraum zu untersuchen, wurde der Versuchsträger auf den Einsatz der Laserzündung umgebaut. Bei den ersten Messungen mit der Laserzündung, ergab sich eine deutlich niedrigere Vorentflammungsgrenze als mit der Zündkerze. Aufgrund dieser Ergebnisse wurde eine Optimierung des Brennraumadapters vorgenommen. Die anfänglich verwendete erste Version des Brennraumadapters, siehe [Abbildung 11-32](#), weist einen abgesetzten zylindrischen Teil brennraumseitig auf. Aufgrund der Form des Adapters ergibt sich eine sehr weit in den Brennraum vorgezogene Einbaulage mit stark exponiertem Brennraumfenster. Die Konstellation weist eine hohe Vorentflammungsneigung bei signifikant niedrigeren Saugrohrdrücken, gegenüber der Variante mit Zündkerze, auf. Diese Auslegungsform mit schmalen zylindrischem Vorderteil des Adapters, wurde ursprünglich gewählt, um eine hohe Brennraumfenstertemperatur zur Verhinderung von Ablagerungen im Teillastbereich zu erreichen. Der hohe Wärmeeintrag im Vollastbetrieb und die geringe Wärmeabfuhr in den Zylinderkopf, führen zu einer Bauteiltemperatur, die die Vorentflammungsneigung forciert. An der Spitze des Adapters wird die kritische Selbstentflammungstemperatur der Ladung überschritten.

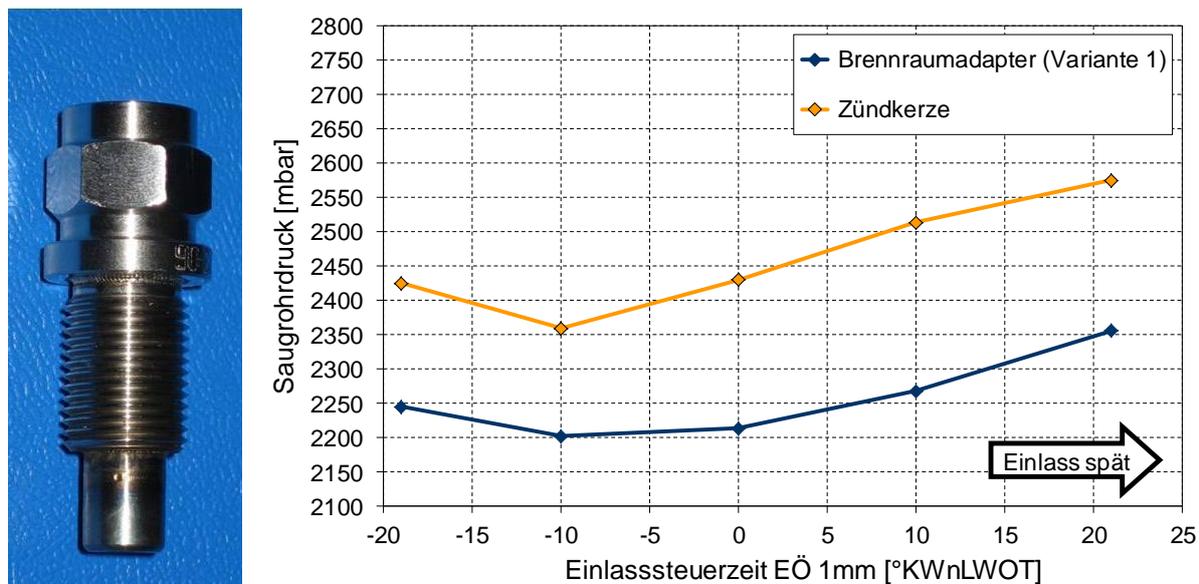


Abbildung 11-32: Brennumadapter (Variante 1) und Saugrohrdruck an der Vorentflammungsgrenze über der Einlasssteuerzeit aufgetragen

Um die Bildung einer heißen Stelle am Adapter zu minimieren, wurde das Gewinde bis an die Stirnfläche des Adapters vorgezogen. Die Gegenüberstellung der beiden untersuchten Brennumadapter ist in [Abbildung 11-33](#) dargestellt. Die Verwendung des modifizierten Adapters ermöglichte die Einstellung des Brennpunktes der Optik auf Zündfunkenlage.



Abbildung 11-33: Gegenüberstellung der beiden untersuchten Brennumadapter und der Zündkerze

In [Abbildung 11-34](#) ist das Brennumdach mit Zündkerze, im Vergleich zu Brennumadapter Variante 1 und modifizierten Adapter Variante 2, beginnend von links nach rechts dargestellt. Durch den Einbau des modifizierten Adapters auf

Zündfunkenlage wurde ein bündiger Abschluss im Brennraumdach erreicht und damit ein Hervorragen eines Teiles des Adapters, wie bei Variante 1, vollständig verhindert.



Abbildung 11-34: Gegenüberstellung der unterschiedlichen Einbaulagen im Brennraumdach von Zündkerze und Brennraumadapter (Variante 1 und 2)

Die Abbildung 11-35 zeigt im Vergleich die Saugrohrdrücke und die indizierten Mitteldrücke an der Vorentflammungsgrenze von Zündkerze und Laser mit Brennraumadapter Variante 2. Beim Laserbetrieb konnten im Früh- sowie Spätanschlag der Einlassnockenwelle, aufgrund der Beschränkung des Saugrohrdrucks durch den Prüfsandaufbau, keine Vorentflammungen aufgenommen werden. Die Vorentflammungsgrenze ist bei den beiden genannten Steuerzeiten über den gezeigten Werten.

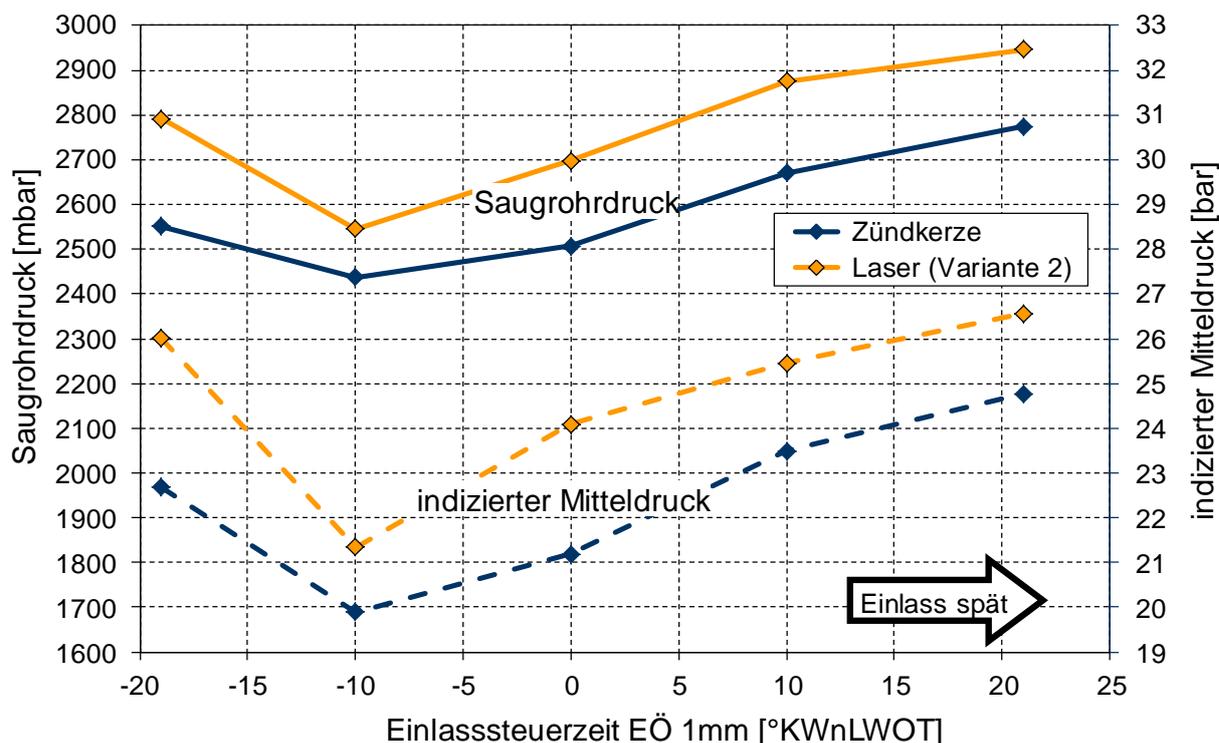


Abbildung 11-35: Saugrohrdruck und indizierter Mitteldruck an der Vorentflammungsgrenze, dargestellt über der Einlasssteuerzeit

Der Brennraumadapter Variante 2, weist für den untersuchten Steuerzeitenbereich eine Anhebung des Saugrohrdruckes von ca. 200mbar und für den indizierten Mitteldruck von 2bar an der Vorentflammungsgrenze gegenüber der Zündkerze auf. Die aufgezeigte Verbesserung im Laserbetrieb ist auf die Vermeidung von stark exponierten Stellen im Brennraum zurückzuführen. In der Standardeinbaulage ragen die Masselektrode sowie ein ca. 4 mm hoher zylindrischer Abschnitt an der Spitze der Zündkerze in den Brennraum, siehe Abbildung 11-34 links. Durch den bündigen Abschluss des Laseradapters werden exponierte Stellen vermieden, siehe Abbildung 11-34 rechts. Der Einfluss der veränderten Lage des Plasmas, vom ersten auf zweiten Brennraumadapter, ist eher gering.

Aufgrund der sehr positiven Ergebnisse mit der Laserzündung wurde versucht, die gewonnenen Erkenntnisse auf die Zündkerze zu übertragen. Es wurden daher Untersuchungen mit Variation des Zündkerzentyps sowie der Einbaulage durchgeführt. Durch die Variation des Zündkerzentyps (geänderter Wärmewert) konnten keine deutlichen Verbesserungen der Vorentflammungsneigung erreicht werden. Ein Rückversetzen der Standardzündkerze, um ebenfalls einen bündigen Abschluss der Stirnfläche mit dem Brennraumdach zu erreichen, zeigte bei der

Vorentflammungsneigung eine Verschiebung zu höheren Saugrohrdrücken. Eine Gegenüberstellung der untersuchten Einbaulagen der Standardzündkerze zeigt die Abbildung 11-36.

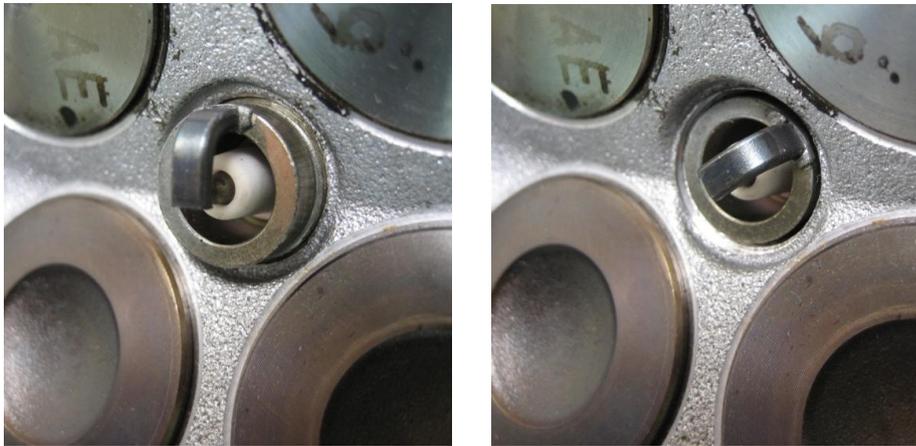


Abbildung 11-36: Gegenüberstellung der Standardeinbaulage und einer rückversetzten Einbaulage der Standardkerze

Um die Veränderungen des Temperaturniveaus an der Stirnfläche der Zündkerze zu messen, wurde in eine Standardzündkerze ein Thermoelement eingesetzt. Die Abbildung 11-37 zeigt die aufgenommenen Temperaturniveaus, gemessen bei konstantem Saugrohrdruck in einem unterkritischen Vollastbetriebspunkt mit unterschiedlicher Einbaulage. Durch das Rückversetzen der Zündkerze um 4mm kann die Temperatur um 50°C abgesenkt werden. Diese Absenkung der Temperatur verhindert die Bildung eines Hot Spots an der Spitze der Zündkerze und ist somit für die oben genannte Verbesserung der Vorentflammungsgrenze verantwortlich. Die Rückversetzung der Zündkerze und das Umschließen dieser durch den Zylinderkopf führen zu einer Erhöhung der Wärmestromdichte in den Zylinderkopf und damit verbesserten Wärmeabfuhr.

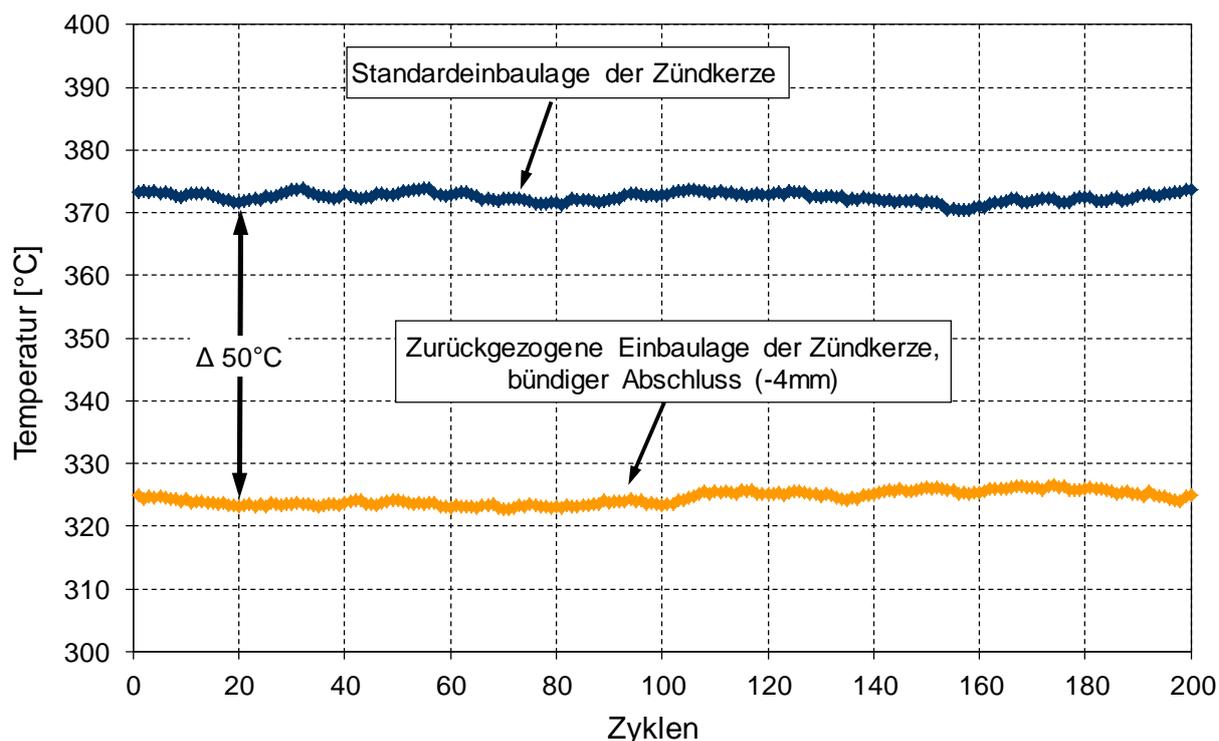


Abbildung 11-37: Temperaturniveau an der Stirnfläche der Zündkerze in verschiedener Einbaulage

Beim Vergleich von Zündkerze und Laserzündung ist nun zwischen zwei unterschiedlichen Mechanismen, welche zur Vorentflammung führen, zu unterscheiden. Beim Betrieb des Versuchsträgers mit der Zündkerze ist davon auszugehen, dass die Zündkerze als Hot Spot auftritt und diese für die Entflammung des Luft-Kraftstoff-Gemisches vor dem Zündfunken mitverantwortlich ist.

In Videomessungen mit Laserzündung konnten von Messung zu Messung unterschiedliche Ausgangsorte wahllos im Brennraum beobachtet werden. Ein kontinuierlich auftretender Hot Spot ist als Ausgangsort der Vorentflammungen auszuschließen. Als Entstehungsmechanismus für die Vorentflammungen kann die lokale Überschreitung des kritischen energetischen Zustandes des Luft-Kraftstoff-Gemisches genannt werden. Dieser Mechanismus ist gekennzeichnet durch beliebig stochastische Ausgangsorte im Brennraum. Als Einflussgrößen auf die physikalische Grenze sind der Restgasanteil, das Verdichtungsverhältnis, die Ladungsverdünnung und die Kraftstoffqualität zu betrachten. Die genannten Einflussgrößen steigern bzw. reduzieren die Enthalpie der eingebrachten Frischluft und bewirken eine Änderung des Energieniveaus im Zylinder, wobei es bei Überschreitung eines kritischen Energieniveaus – Grenzenthalpie - zum Auftreten einer Vorentflammung kommt [43].

Der Einfluss der Ladungszusammensetzung (Restgasrate, Verdichtungsverhältnis, usw.,...) ist bei der Funkenzündung ebenfalls vorhanden. Die überhitzte Zündkerze bewirkt eine lokale Aufheizung im Brennraum und damit das Überschreiten des energetischen Zustandes des Gemisches, welches zur Selbstentflammung führt.

Aufgrund der vorliegenden Ergebnisse, welche die Zündkerze als ein begrenzendes Bauteil gegen das Anheben der Vorentflammungsgrenze aufzeigen, wurde eine Änderung des Brennraumes im Bereich der Zündkerze vorgenommen. Um den arbeitstechnischen Aufwand für eine erste Variante gering zu halten, wurde an einem Standardzylinderkopf eine Aufschweißung von Material im relevanten Bereich durchgeführt. Diese durchgeführte Modifikation des Brennraumdaches wird im Weiteren als Variante 1 bezeichnet. In der [Abbildung 11-38](#) ist das Brennraumdach des Standardzylinderkopfes sowie das Brennraumdach der Variante 1 gegenübergestellt. Erste Messungen am Prüfstand zur Ermittlung der Vorentflammungsgrenze wiesen für das modifizierte Brennraumdach niedrigere Werte für den Saugrohrdruck sowie für den indizierten Mitteldruck auf. Die Herabsetzung der erreichbaren Werte kann durch das erhöhte geometrische Verdichtungsverhältnis erklärt werden. Gegenüber dem Standardzylinderkopf mit der Standardzylinderkopfdichtung weist die Variante 1 mit der Standardzylinderkopfdichtung eine Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses von 9,49 auf 9,73 also um 0,34 Einheiten auf. Durch das Auffüllen des Ringspaltens rund um die Zündkerze ergibt sich die Absenkung des Kompressionsvolumens.

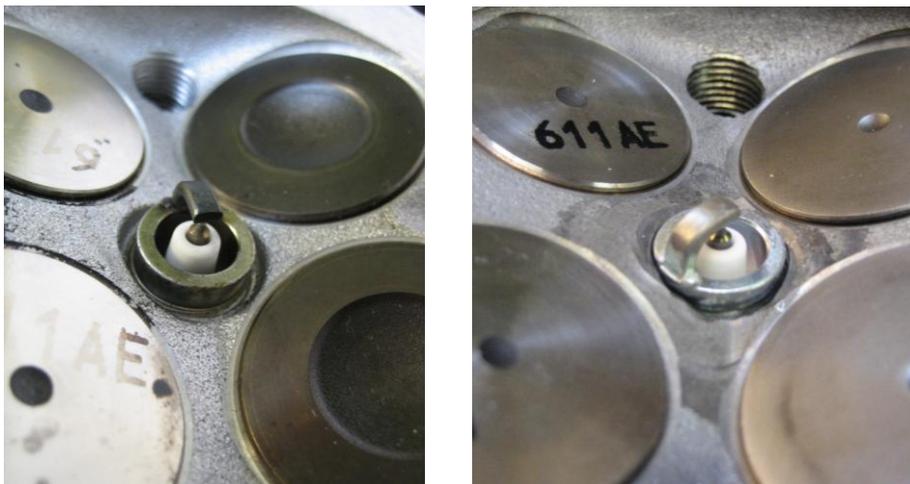


Abbildung 11-38: Gegenüberstellung des Brennraumdaches des Standardzylinderkopfes und des Brennraumdaches Variante 1

Um die Beeinflussung des aufgetragenen Materials und die Änderung des Verdichtungsverhältnisses am modifizierten Zylinderkopf (Variante 1) auszugleichen, wurde eine dickere Zylinderkopfdichtung am Versuchsträger verbaut. Diese ermöglichte die Herabsetzung des Verdichtungsverhältnisses um 0,2 Einheiten, wodurch das geometrische Verdichtungsverhältnis von 9,73 auf 9,53 verringert wurde. In Abbildung 11-39 sind der Verlauf des Saugrohrdrucks für den Standardzylinderkopf und für die Variante 1 des modifizierten Zylinderkopfes mit hohem und niedrigem Verdichtungsverhältnis dargestellt. Wie bereits zuvor erwähnt, wirkt sich das hohe Verdichtungsverhältnis negativ auf die Vorentflammungsneigung aus und verursacht eine Verringerung des maximal erreichbaren Saugrohrdruckes an der Vorentflammungsgrenze. Bei ähnlichem Verdichtungsverhältnis $\epsilon = 9,53$, wie am Standardzylinderkopf, kann eine Steigerung des Saugrohrdruckes im späten Einlasssteuerbereich von 50-80mbar erzielt werden. Das Auffüllen des Ringspaltens um die Zündkerze bewirkt somit eine Entschärfung des negativen Einflusses der Zündkerze als Hot Spot auf die Vorentflammungsneigung.

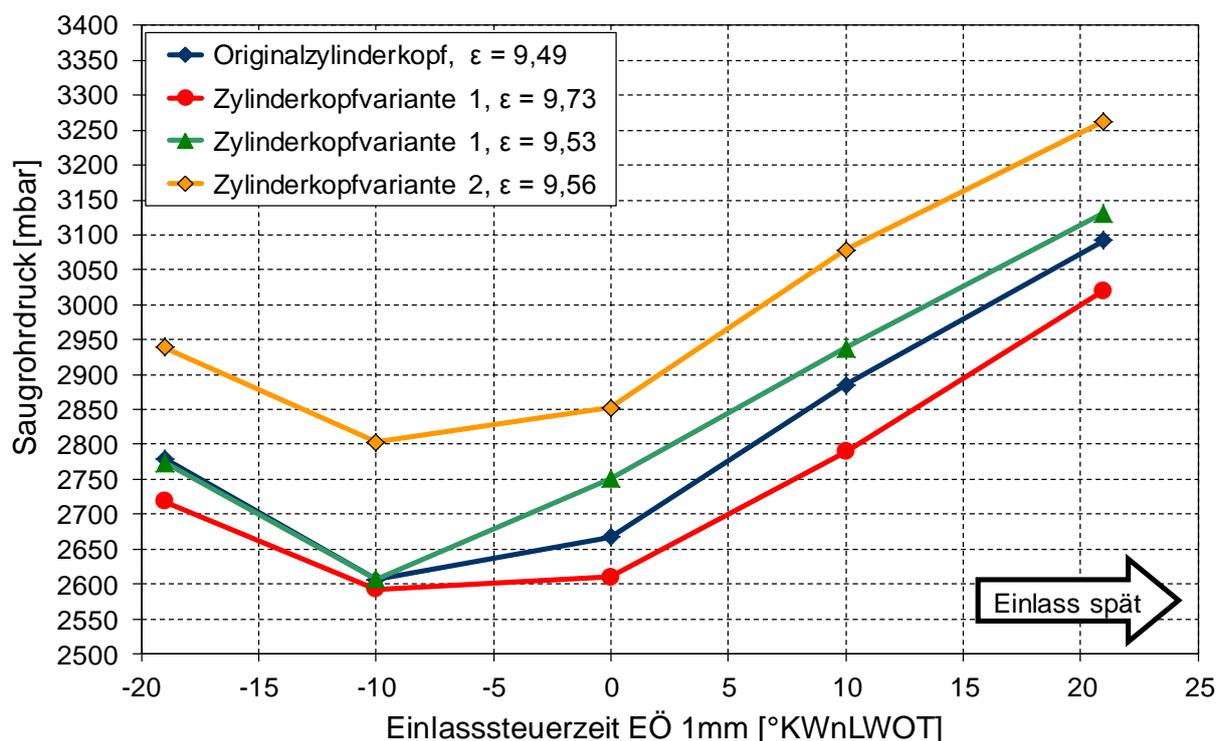


Abbildung 11-39: Saugrohrdruck an der Vorentflammungsgrenze, aufgetragen über der Einlasssteuerzeit

Aufgrund der positiven Ergebnisse der Modifikation des Zylinderkopfes wurde eine weitere Variante der Brennraumadaption angefertigt. Das Ziel dieser Modifikation war die Optimierung der Wärmeabfuhr aus der Zündkerze und die weitere Entschärfung der Hot Spot-Bildung an der Zündkerze. Die Konstruktion dieser Adaption des Brennraumes, sowie die endgültige Ausführung am Zylinderkopf sind in der Abbildung 11-40 und Abbildung 11-41 zu sehen. Deutlich zu erkennen in den beiden Abbildungen ist die vollständige Umschließung der Zündkerze.

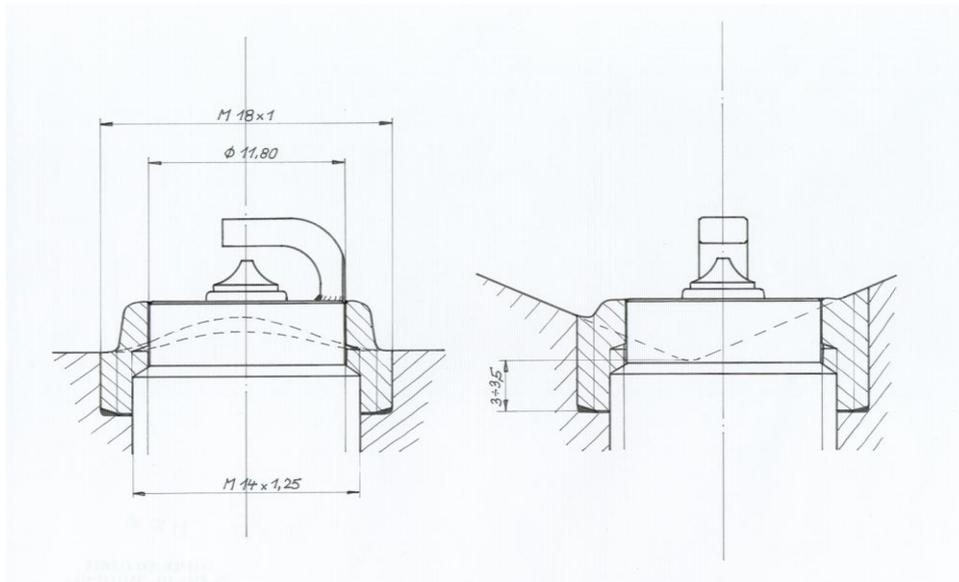


Abbildung 11-40: Konstruktionszeichnung der Zylinderkopfadaption (Variante 2)

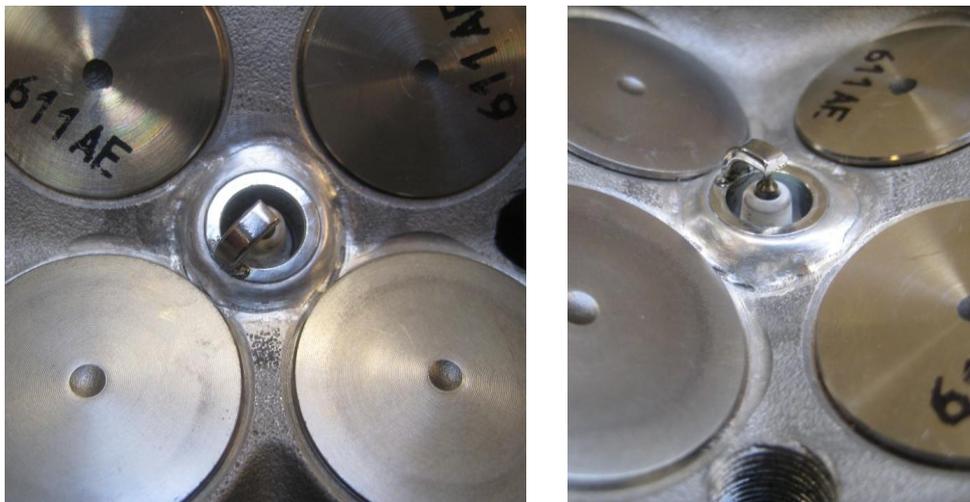


Abbildung 11-41: Darstellung der Variante 2 des veränderten Brennraumdaches

In Abbildung 11-39 sind die maximalen Saugrohrdruckwerte der Variante 2 der Brennraumdachadaption im Vergleich zu den anderen Varianten dargestellt. Aus der Abbildung ist deutlich die Anhebung des maximal erzielbaren Saugrohrdruckes der

Variante 2 an der Vorentflammungsgrenze zu erkennen. Das Ergebnis weist wiederum auf die enorme Bedeutung der Zündkerze als begrenzendes Bauteil im Brennraum sowie auf den erhöhten Bedarf einer guten Wärmeabfuhr aus dieser hin.

Neben einer verbesserten Wärmeabfuhr in den Zylinderkopf, wird durch die eingesetzte Hülse eine in den Brennraum ragende scharfe Kante eines Bauteiles vermieden und das Volumen rund um die Zündkerze aufgefüllt. Durch das Ausfüllen des Ringspaltes rund um die Zündkerze kann dieser Bereich als Entstehungsort von Reaktionen ausgeschlossen werden. In dem Bereich rund um die Zündkerze können sich Restgasnester bilden, welche den Ladungswechsel überdauern und bei der anschließenden Verdichtung des Luft-Kraftstoffgemisches als Entstehungsort einer Selbstzündung auftreten. Bei der Variante 1 der Brennraumadaption wurde ebenfalls versucht, diesen Bereich durch zusätzliches Material aufzufüllen. Aufgrund der technischen Umsetzung des Brennraumzuganges für die Zündkerze sowie der geometrischen Form der Standardzündkerze, konnte der beim Standardzylinderkopf vorhandene Ringspalt verkleinert, jedoch nicht vollständig vermieden werden. Dieser Ringspalt verhindert eine ausreichende Wärmeabfuhr aus der Zündkerze, wodurch es zur Bildung von heißen Stellen an der Zündkerze kommt.

Um die erzielbaren Verbesserungen durch den Einsatz der Variante 2 des geänderten Brennraumdaches bewerten zu können, wird in der Abbildung 11-42 ein Vergleich mit den Messwerten der Laserzündung gezogen. Aus dieser Abbildung kann neben dem Einfluss eines geänderten Brennraumdaches auch der Einfluss einer höheren Oktanzahl abgelesen werden. Der erreichbare Saugrohrdruck des Standardzylinderkopfes liegt mit einer Oktanzahl von ROZ = 96,1 im Schnitt 200mbar über den Werten desselben Zylinderkopfes bei einer Oktanzahl von ROZ = 95,1. Ein Vergleich der Motor-Oktanzahlen der verwendeten Kraftstoffe weist ebenfalls eine Differenz auf, wobei diese mit einem Wert von 0,7 (Kraftstoff 1: ROZ = 96,1 und MOZ = 85,8 gegenüber Kraftstoff 2: ROZ = 95,1 und MOZ = 85,1) etwas geringer als die Differenz der Research-Oktanzahlen ausfällt.

Dieses Ergebnis lässt den Schluss zu, dass ähnlich der Herabsetzung der Klopfneigung bei einem Luft-Kraftstoff-Gemisch mit höherer Oktanzahl auch die Vorentflammungsneigung durch eine höhere Oktanzahl verringert wird [74]. Durch eine höhere Oktanzahl werden die Eigenschaften des Luft-Kraftstoff-Gemisches geändert,

sodass für eine Selbstentflammung ein höherer energetisch kritischer Zustand mit hohem Druck- und Temperaturwert benötigt wird. Die durch die Zündkerze als Hot Spot im Brennraum eingebrachte Wärmemenge, welche bei einem Luft-Kraftstoff-Gemisch mit einer Oktanzahl von ROZ = 95,1 bei Überschreitung des dargestellten Saugrohrdruckniveaus zur Vorentflammung führt, verursacht bei einem Luft-Kraftstoff-Gemisch mit einer Oktanzahl von ROZ = 96,1 keine Vorentflammung.

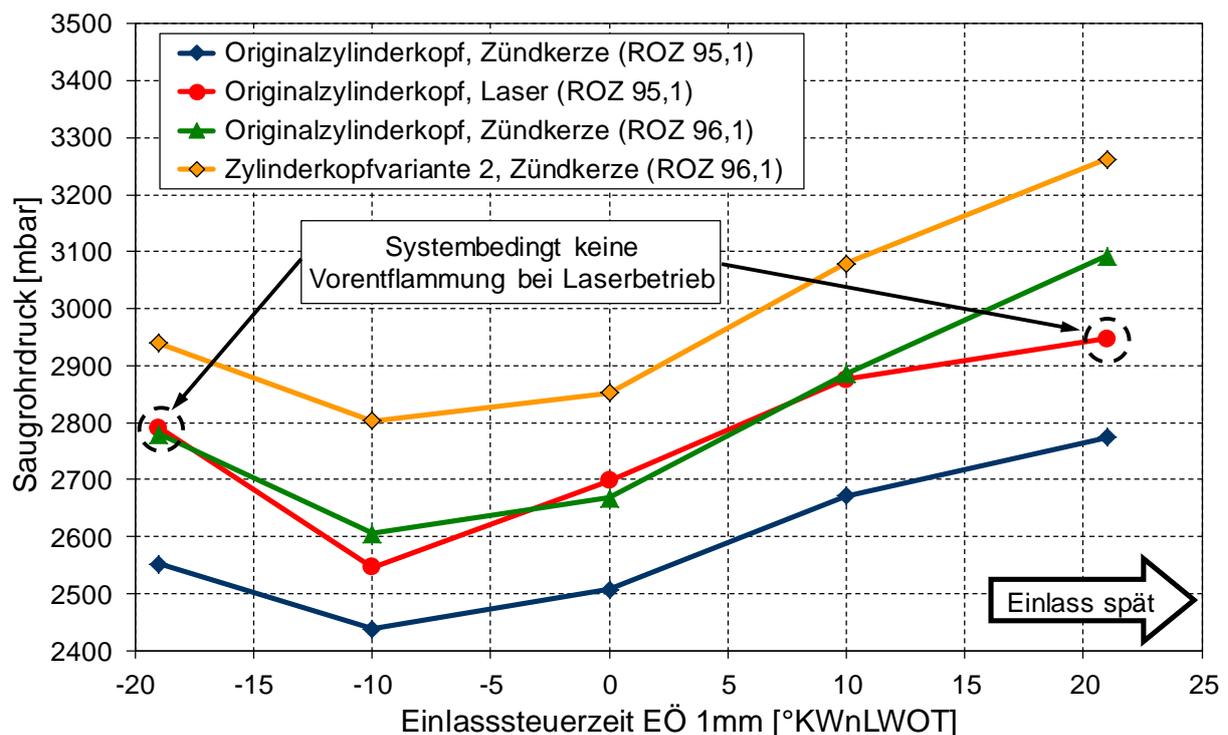


Abbildung 11-42: Saugrohrdruck an der Vorentflammungsgrenze, aufgetragen über der Einlasssteuerzeit

Die höheren Saugrohrdruckwerte der Zylinderkopfvariante 2, gegenüber dem Originalzylinderkopf, werden in ein gesteigertes Mitteldruckniveau umgesetzt, siehe [Abbildung 11-43](#). Eine höhere Ladungsmasse im Zylinder und eine frühe Lage des 50%-Umsatzpunktes sind für das erzielbare Mitteldruckniveau an der Vorentflammungsgrenze verantwortlich. Durch die Maßnahmen zur Verringerung der Vorentflammungsneigung kommt es des Weiteren zu einer positiven Beeinflussung der Klopfneigung. Trotz gesteigerter Ladungsmasse ist ein Betrieb mit früherem Zündzeitpunkt bei gleicher Klopfhäufigkeit möglich. Aufgrund der Lage des Zündzeitpunktes nach dem OT des Kurbeltriebes, bewirkt ein Verschieben der Zündung Richtung früh und damit Richtung OT, ein höheres Druck- und Temperaturniveau bei der Einleitung der Verbrennung. Dieses Druck- und Temperaturniveau wirkt

beschleunigend auf den Ablauf der Verbrennung und verursacht die frühe Lage des 50%-Umsatzpunktes.

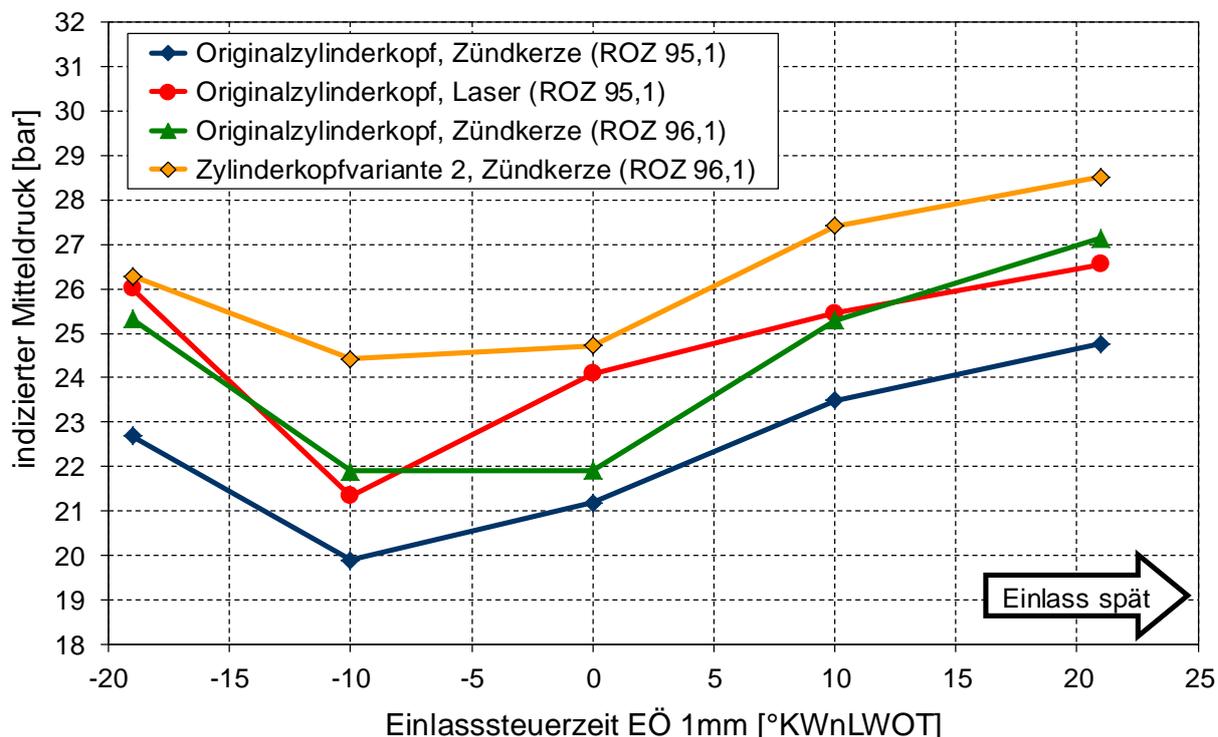


Abbildung 11-43: Indizierter Mitteldruck an der Vorentflammungsgrenze, dargestellt über der Einlasssteuerzeit

Werden die erzielbaren Saugrohrdruck- und Mitteldruckwerte an der Vorentflammungsgrenze der beiden unterschiedlichen Zylinderkopfvarianten miteinander verglichen, so zeigt sich, dass die relativen Änderungen bei Einsatz der Laserzündung bzw. durch Adaption des Brennraumdaches nahezu gleich sind. Die Entschärfung der Zündkerze als kritisches Bauteil bewirkt, dass das aufgezeigte Potenzial der Laserzündung durch Adaption des Brennraumdaches vollständig erschlossen wird. Die optimale konstruktive Auslegung des Brennraumes zur Vermeidung von Hot Spots ist zur Reduzierung der Vorentflammungsneigung anzustreben und konnte, entsprechend der Hypothese 4, als Auslösemechanismus bestätigt werden.

Mittels einer High-Speed-Kamera erfolgte die Aufzeichnung von Videoaufnahmen des Brennraumes im kritischen Volllastbereich. Der Zylinderdruck- und Saugrohrdruckverlauf einer aufgezeichneten Vorentflammung ist in [Abbildung 11-44](#) zu sehen. Mit dem Ringspeicher der High-Speed-Kamera wurde eine Zeitdauer von ca. 1

Sekunde mit einer Auflösung von 8000 Bilder/s, dies entspricht einem Bildabstand von $0,125\text{ms} = 1,3125^\circ\text{KW}$, aufgezeichnet. Der Impuls zur Speicherung der Bilder wurde durch die Indizierung bei Überschreiten einer festgelegten Zylinderdruckschwelle generiert.

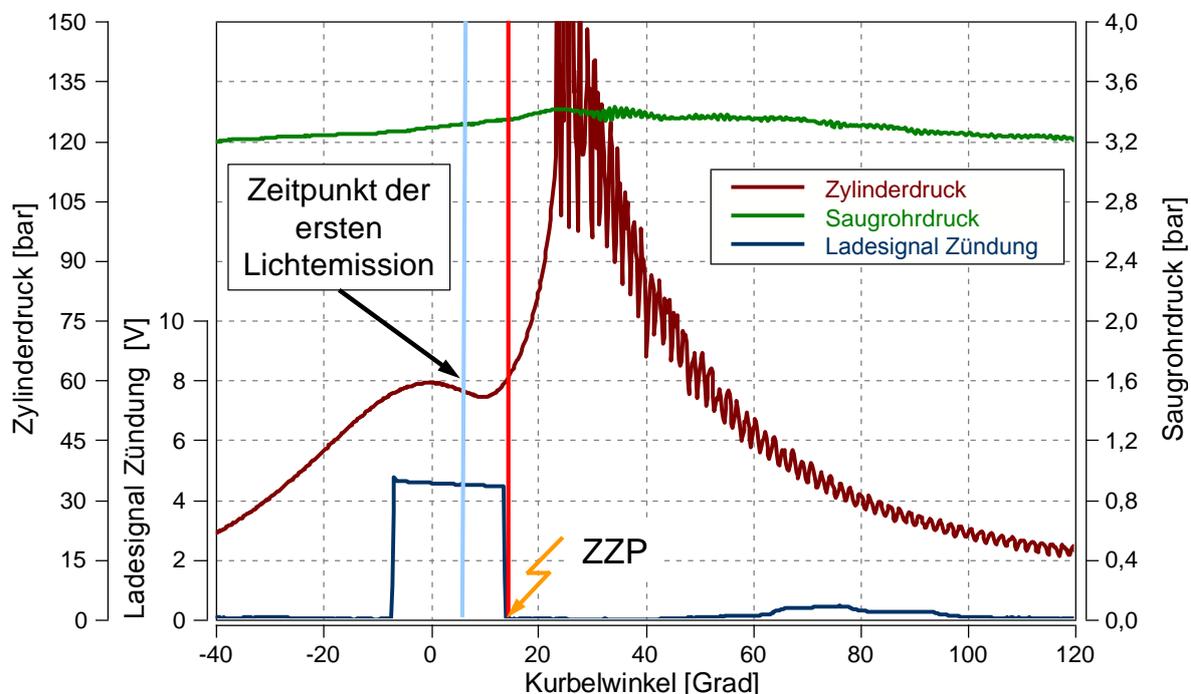


Abbildung 11-44: Signalverläufe einer Vorentflammung bei optischer Beobachtung mittels High-Speed-Kamera

Abbildung 11-45 zeigt die zugehörige Bildfolge der oben dargestellten Vorentflammung, Abbildung 11-44, vom Beginn der Selbstentflammung bis zum Auftreten des Zündfunken. Die gezeigten Bilder wurden durch Überlagerung einer beleuchteten Brennraumaufnahme und der Aufnahme der Lichtemission des sich ausbreitenden Flammenkernes erzeugt. Zur besseren Unterscheidung wurde der Flammenkern rot eingefärbt. Im linken Bereich der Brennraumaufnahmen sind die Auslassventilteller und im rechten Teil die Einlassventilteller (mit Einbuchtung) erkennbar. Zentral ist die Masselektrode der vom Zylinderkopf umschlossenen Zündkerze zu erkennen. Der Entstehungsort der Vorentflammung ist im Bereich zwischen Auslassventilen und Zündkerze. Der Flammenkern wächst von dort für eine Dauer von $0,876\text{ms}$, diese entspricht $9,2^\circ\text{KW}$ bis zum Auftreten des Zündfunken in den Brennraum. Der Zündfunke zündet zu diesem Zeitpunkt im bereits überstrichenen Bereich der Flamme. Der Zeitpunkt des Auftretens des Zündfunken ist bei 15°KWnZOT und ist in der letzten Abbildung in der rot eingefärbten Lichtemission in gelber Farbe dargestellt. Bei weiteren

Aufnahmen konnte der Entstehungsort reproduzierbar im Bereich der Auslassventile beobachtet und somit als Hot Spot identifiziert werden. Die Entschärfung der Zündkerze als Hot Spot führte zur Bildung einer neuen kritischen heißen Stelle im Brennraum bei höherem Mitteldruckniveau. Der Einfluss des Hot Spots (Auslassventilbereich) war bei der Laserzündung ebenfalls als limitierender Faktor vorhanden. Aufgrund der Verwendung von natriumgefüllten Auslassventilen im Versuchsträger erfolgte keine Detailverbesserung zur Generierung von zusätzlichem Downsizingpotenzial.

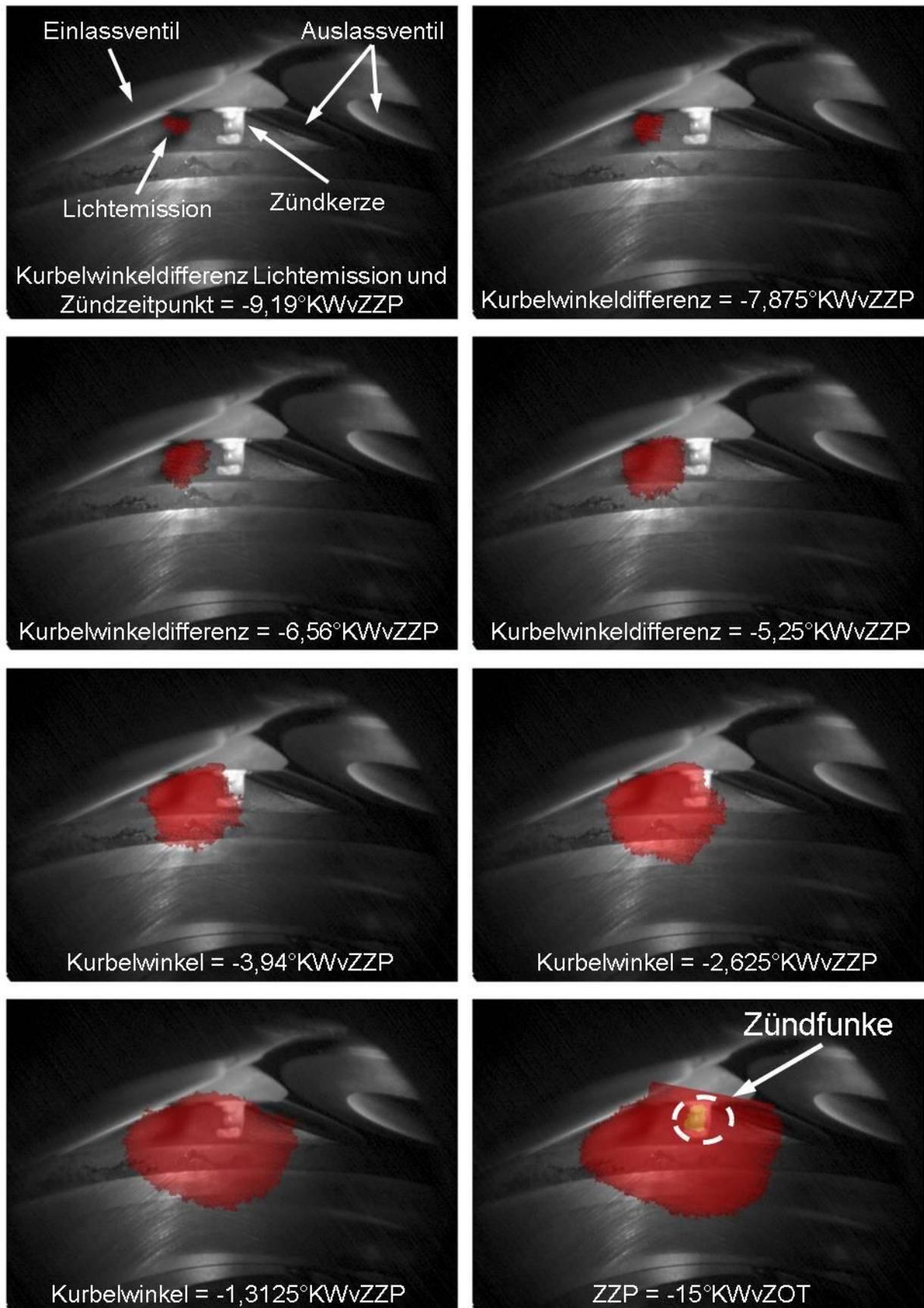


Abbildung 11-45: Bildfolge einer Vorentflammung, aufgezeichnet mit der High-Speed-Kamera

11.5 Einfluss des Kraftstoffes

In diesem Kapitel wird der Einfluss unterschiedlicher Kraftstoffqualitäten auf die Vorentflammungsneigung beschrieben. Von besonderem Interesse war, ob mit bekannten Kraftstoffkennzahlen eine Klassifizierung der Kraftstoffe auf das Vorentflammungsverhalten vorgenommen werden kann. Aufgrund des bekannten Einflusses der Research-Oktanzahl ROZ mit steigendem Wert und einen positiven Einfluss auf die Klopfneigung zu haben und diese zu reduzieren [66], wurden für die Versuchsreihe verschiedene Kraftstoffe mit unterschiedlicher Research-Oktanzahl herangezogen. Es wurde eine dominante Rolle der Research-Oktanzahl auf das Vorentflammungsverhalten erwartet, sodass in einem ersten Schritt handelsübliche Kraftstoffe in einem Oktanzahlbereich von ca. ROZ 95 bis 100 untersucht wurden. In einem weiteren Schritt wurden, aufbauend auf den Ergebnissen der ersten Versuchsreihe, unterschiedliche Ethanolmischungen mit Eurosuper in einem Bereich von E0 bis E100 untersucht.

11.5.1 Konventionelle Kraftstoffe – Einfluss Oktanzahl

Bei den untersuchten Kraftstoffen handelte es sich um einen Superkraftstoff ohne Bioanteilbeimischung Eurosuper A, einen Superkraftstoff mit einer Bioanteilbeimischung von 5% Ethanol Eurosuper E5, einen weiteren Superkraftstoff mit Bioanteil von 10% ETBE (= Ethyl-tert-butylether) Eurosuper B+10%ETBE und einen Premium Super. Die ermittelten Oktanzahlwerte ROZ und MOZ der Kraftstoffe sind in Tabelle 11.1 dargestellt und wurden am Institut für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik an CFR Prüfmotoren ermittelt.

Tabelle 11.1: Oktanzahlen der untersuchten konventionellen Kraftstoffe

konventionelle Kraftstoffe		
Benennung	Oktanzahl ROZ [-]	Oktanzahl MOZ [-]
Eurosuper A	95,9	85,3
Eurosuper B+10% ETBE	96,6	85,3
Premium Super	100,5	88,1
Eurosuper E5	95,6	85,3

In Abbildung 11-46 sind die Verläufe der ermittelten Saugrohrdrücke über der Einlasssteuerzeit aufgetragen. Bei den gezeigten Werten ist zwischen zwei Darstellungsarten zu unterscheiden. In durchgezogener Linienart sind die Saugrohrdrücke an der Vorentflammungsgrenze und in strichlierter Linienart die Druckwerte an einer systembedingten Grenze dargestellt. Die Punkte in strichlierter Linienart zeigen Steuerzeiten, bei denen das Anheben des Saugrohrdruckes bis zur Vorentflammungsgrenze nicht möglich war. Bei diesen Punkten wurden Grenzen des Versuchsträgers bzw. des Versuchsaufbaues erreicht.

Die Gegenüberstellung der Eurosuperkraftstoffe weist im frühen Einlasssteuerzeitenbereich keine nennenswerten Unterschiede auf. Bei späten Steuerzeiten ist eine Beeinflussung der Oktanzahl ROZ auf das Vorentflammungsverhalten erkennbar. Entsprechend der Reihung der Kraftstoffe mit steigender Oktanzahl, ergibt sich die gleiche Reihung bei Betrachtung der maximalen erzielbaren Saugrohrdrücke an der Vorentflammungsgrenze. Bei der Verwendung des Premium Super-Kraftstoffes konnte nur in den beiden frühesten Einlasssteuerzeiten eine Vorentflammung provoziert werden. In den weiteren untersuchten Punkten konnte aufgrund des Erreichens einer systembedingten Grenze keine Steigerung über das aufgezeigte Niveau hinaus durchgeführt werden, sodass diese Betriebspunkte für die Gegenüberstellung der Kraftstoffe herangezogen wurden. Die tatsächlichen Werte der Vorentflammungsgrenze können somit nicht aufgezeigt werden, liegen aber über jenen in Abbildung 11-46. Die Anhebung der ROZ um 4 Einheiten durch die Verwendung des Premium Super-Kraftstoffes, bewirkt eine signifikante Anhebung der Saugrohrdruckwerte um 150 bis maximal 400mbar gegenüber den Superkraftstoffen. Des Weiteren wird die oben beschriebene Wannenform der Saugrohrdruckwerte über der Einlasssteuerzeit verändert. Die durch hohen Restgasgehalt im mittleren Steuerzeitenbereich verursachte hohe Vorentflammungsneigung bei den Superkraftstoffen, ist beim Premium-Kraftstoff nicht mehr vorhanden. Die gesteigerte ROZ senkt die Selbstentflammungsneigung und bewirkt eine geringere Empfindlichkeit des Gemisches auf hohe Restgasraten. Der erwartete positive Einfluss einer gesteigerten Research-Oktanzahl auf das Vorentflammungsverhalten wird durch die Ergebnisse bestätigt. Eine Steigerung der Klopfestigung wird somit ebenfalls in geringe Vorentflammungsneigung umgesetzt.

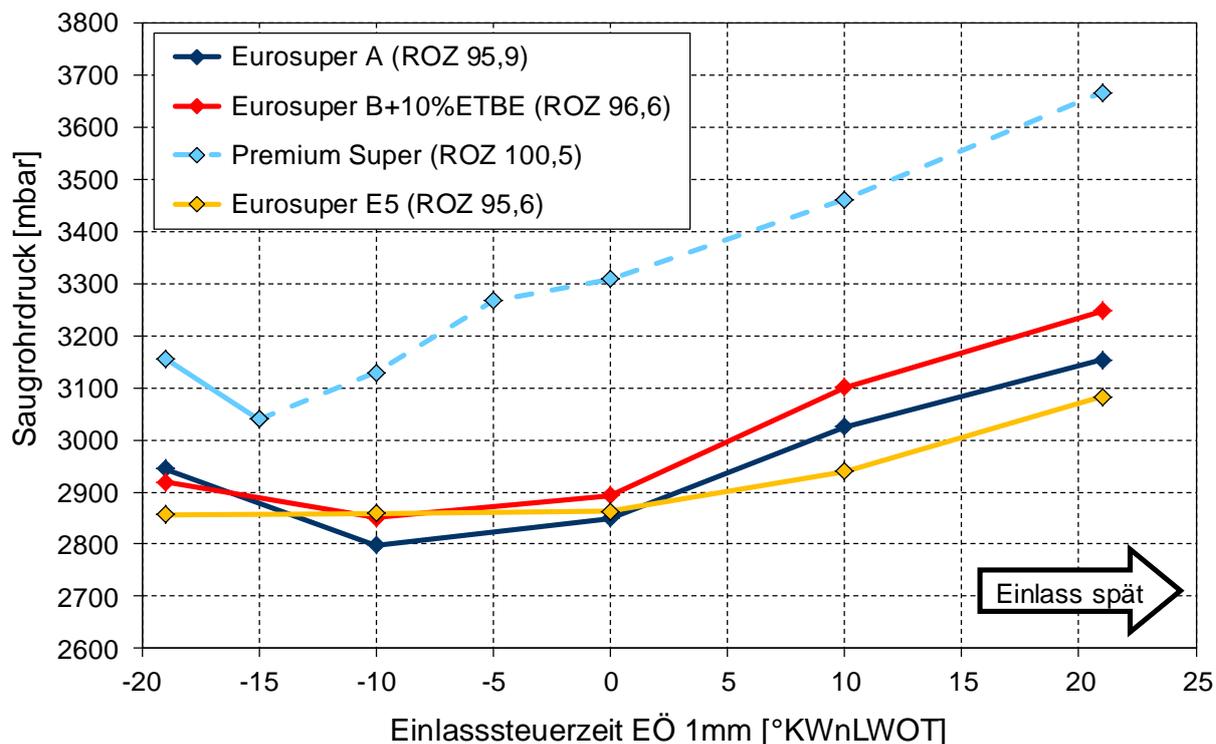


Abbildung 11-46: Saugehrdruck, aufgetragen über der Einlasssteuerzeit an der Vorentflammungsgrenze bzw. an einer systembedingten Grenze

Eine Beeinflussung der biogenen beigemischten Anteile in den untersuchten Kraftstoffen ist bei Betrachtung der Aufladegrade nicht sichtbar.

Eine geringfügig abweichende Tendenz gegenüber den Saugehrdruckwerten lässt sich bei der Betrachtung der erzielbaren indizierten Mitteldrücke der verschiedenen Kraftstoffe erkennen, siehe [Abbildung 11-47](#). Die deutlich ausfallenden Unterschiede von 150 bis 200mbar im Ladedruck bei späten Einlasssteuerzeiten werden nicht in indizierten Mitteldruck umgesetzt. Der Eurosuper E5 weist hier die beste Performance auf und kann die höchsten Mitteldruckwerte erreichen. Bei frühen Einlasssteuerzeiten sind die Unterschiede der Kraftstoffe am stärksten ausgeprägt. Trotz annähernd gleichen Saugehrdruckwerten sind die Differenzen zwischen dem Eurosuper A und dem Eurosuper E5 zwischen 2 bis 3bar und damit signifikant zum ethanolhaltigen Superkraftstoff verschoben. Die erzielbaren Mitteldruckwerte des Eurosuper B+10%ETBE liegen zwischen den beiden oben genannten Kraftstoffen mit einem Abstand von ca. 1bar zum Eurosuper A. Die Bewertung der Kraftstoffe, hinsichtlich abnehmender Vorentflammungsneigung bei steigender Research-Oktananzahl, kann bei Betrachtung der indizierten Mitteldrücke nicht mehr vollständig bestätigt werden. Abzulesen aus den Ergebnissen ist, dass das beigemengte Ethanol eine stark positive

Auswirkung auf das erreichbare Mitteldruckniveau und auf die Vorentflammungsneigung hat. Vor allem die Zunahme um die Steuerzeit $ESZ = -10^{\circ}KWnLWOT$ im Bereich hoher Restgasrate ist erwähnenswert. Durch die Beimischung von Ethanol kommt demnach ein weiterer Effekt zum Tragen, der sich stärker als die Klopfestigkeit des Kraftstoffes auswirkt und die Neigung zur Selbstentflammung bei Vorhandensein von heißem Restgas abschwächt.

Die indizierten Mitteldrücke des Premium Super-Kraftstoffes können aus den höheren Saugrohrdrücken abgeleitet werden und weisen nochmals auf die positive Wirkung einer gesteigerten ROZ zur Reduzierung der Vorentflammungsneigung hin. Mit Ausnahme des Eurosupers mit Ethanolbeimischung, ist entsprechend der Oktanzahl eine Klassifizierung der übrigen Kraftstoffe möglich [74]. Die Erhöhung der Klopfestigkeit durch eine höhere Research-Oktanzahl geht bei diesen einher mit der Reduzierung der Vorentflammungsneigung.

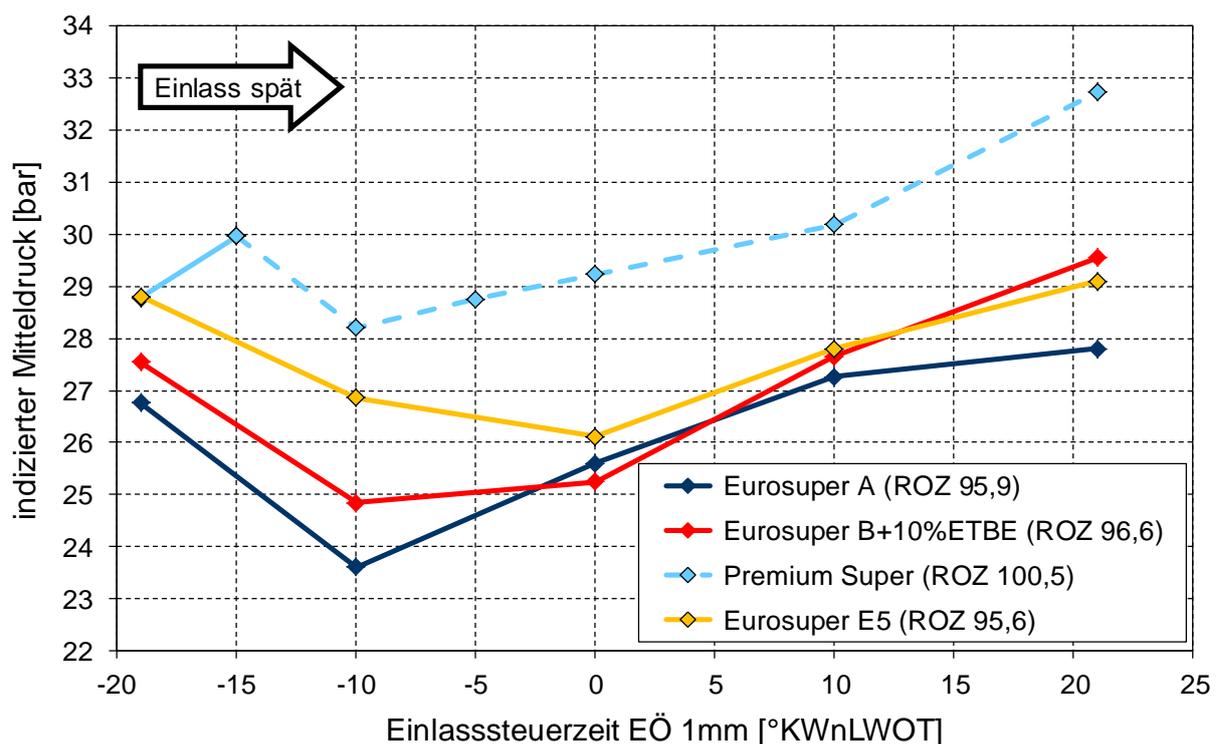


Abbildung 11-47: Indizierter Mitteldruck, aufgetragen über der Einlasssteuerzeit an der Vorentflammungsgrenze bzw. an einer systembedingten Grenze

11.5.2 Ethanolmischkraftstoffe Splash-Blends

Aufgrund der Ergebnisse des Eurosupers E5, wurden in einer weiteren Versuchsreihe die Auswirkungen von unterschiedlichen Ethanolanteilen untersucht. Im Gegensatz zu

herkömmlichem Superkraftstoff, welcher aus einer Vielzahl von Kohlenwasserstoffverbindungen besteht, handelt es sich bei Ethanol (C_2H_5OH) um einen Reinstoff mit einer chemischen Verbindung. Dieser Unterschied hat großen Einfluss auf die Eigenschaften der beiden Kraftstoffe und damit Auswirkung auf den ottomotorischen Betrieb. In der nachfolgenden Tabelle 11.2 ist eine Zusammenstellung der wichtigsten Stoffeigenschaften von herkömmlichem Superbenzin im Vergleich zu Ethanol dargestellt.

Tabelle 11.2: Stoffeigenschaften von Superbenzin und Ethanol [75], [76], [77]

Stoffeigenschaften	Eurosuper	Ethanol
Dichte [kg/m^3]	720 - 775	788
Research Oktanzahl [-]	~ 95	111
Motoroktanzahl [-]	~ 84	92
Siedetemperatur [$^{\circ}C$]	30 - 195	78,3
Stöchiometrischer Luftbedarf [kg/kg]	14,3	8,9
Verdampfungswärme bei 1,013bar [kJ/kg]	380 - 500	904

Für die Untersuchungen wurden sogenannte „Splashblends“ gemischt. Hierbei handelt es sich um Mischungen aus Eurosuper ohne biogene Mischkomponenten und Ethanol, in den verschiedensten Verhältnissen. Eine Eigenschaft der Splashblends ist, dass mit steigendem Ethanolgehalt die Oktanzahl ansteigt und somit der Wertebereich der Oktanzahl durch den Grundkraftstoff sowie durch reines Ethanol begrenzt wird. Eine Auflistung der untersuchten Ethanolmischung samt Eigenschaften ist in Tabelle 11.3 dargestellt. Die Oktanzahlen wurden am Institut für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik an CFR-Prüfmotoren ermittelt, mit Ausnahme der Werte für den E100 Kraftstoff [78], [79].

Tabelle 11.3: Kenngrößen der untersuchten Kraftstoffe

Kenngrößen der untersuchten Kraftstoffe					
Benennung	<i>Eurosuper</i>	<i>E5</i>	<i>E10</i>	<i>E50</i>	<i>E100</i>
Eurosuper [Vol%]	100	95	90	50	0
Ethanolgehalt [Vol%]	0	5	10	50	100
Oktanzahl ROZ [-]	95,9	97,1	97,8	101,1	111
Oktanzahl MOZ [-]	85,3	85,9	86,2	88,1	92

Aus den Ergebnissen der Oktanzahlbestimmung ist, wie schon erwähnt, die Zunahme der Oktanzahl mit gesteigertem Ethanolgehalt von 95,9, beim Eurosuper bis zum E100 mit 111, zu erkennen. Das Beimengen von 5% Ethanol erhöht die ROZ auf 97,1 also um 1,2, wobei die weitere Zugabe von 5% auf einen Gesamtgehalt von 10%, nur noch eine Steigerung von 0,7 auf 97,8 bewirkt. Durch eine 50:50 Mengenaufteilung wird eine ROZ von 101,1 erreicht.

In Abbildung 11-48 sind die gemessenen Verläufe des Saugrohrdruckes über der Einlasssteuerzeit an der Vorentflammungsgrenze bzw. bei maximal möglichem Aufladegrad mit den verschiedenen Kraftstoffen dargestellt. Hierbei müssen zwei Arten von Betriebspunkten unterschieden werden. Wie bereits zuvor, sind in durchgezogener Linienart die Saugrohrdrücke an der Vorentflammungsgrenze und in strichlierter Linienart die Druckwerte an einer systembedingten Grenze dargestellt. Die Punkte in strichlierter Linienart zeigen Steuerzeiten, bei denen das Anheben des Saugrohrdruckes bis zur Vorentflammungsgrenze nicht möglich war. Bei diesen Punkten wurden Grenzen des Versuchsträgers bzw. des Versuchsaufbaues erreicht.

Entsprechend den Ergebnissen mit den konventionellen Kraftstoffen, ist mit steigender Research-Oktanzahl ein höherer Saugrohrdruck an der Vorentflammungsgrenze zu beobachten. Die Beimischung von 5% Ethanol bewirkt eine Anhebung von 150 bis 300mbar. Mit dem E10 Kraftstoff kann nur, ausgehend von der Frühstellung der Einlassnockenwelle, bis zu einer Einlasssteuerzeit von $ESZ=0^{\circ}KWnLWOT$ eine entsprechende Anhebung des Aufladegrades durchgeführt werden, sodass eine Vorentflammung auftritt. Die positive Verschiebung von 400 bis 650mbar, gegenüber dem Niveau des Eurosuper A, ist sehr ausgeprägt. Bei späteren Steuerzeiten wirken systembedingte Grenzen limitierend auf den umsetzbaren Saugrohrdruck.

Für die beiden Kraftstoffe E50 und E100 ist im gesamten untersuchten Einlasssteuerzeitenbereich kein überkritischer Betrieb möglich. Das erzielbare Saugrohrdruckniveau ist hier ebenfalls durch eine systembedingte Limitierung festgelegt. Die hohe Luftmasse in den dargestellten Betriebspunkten sowie die erforderliche Beibehaltung eines stöchiometrischen Betriebes, führten zum Erreichen der maximal zulässigen Einspritzeventlänge und somit zur Begrenzung des Aufladegrades. Die Saugrohrdruckwerte der beiden Kraftstoffe sind für eine Bewertung des Einflusses von Ethanol auf die Vorentflammungsneigung nur bedingt verwertbar.

Die Verringerung der Vorentflammungsneigung durch den E5 und den E10 Kraftstoff ist derart deutlich, dass diese nicht alleine auf die Erhöhung der Oktanzahl durch Zumischung von Ethanol zurückgeführt werden kann. Es gibt demnach beim Einsatz von Ethanol einen überlagerten Effekt, der sich stärker als die reine Klopfbarkeit des Kraftstoffes auswirkt.

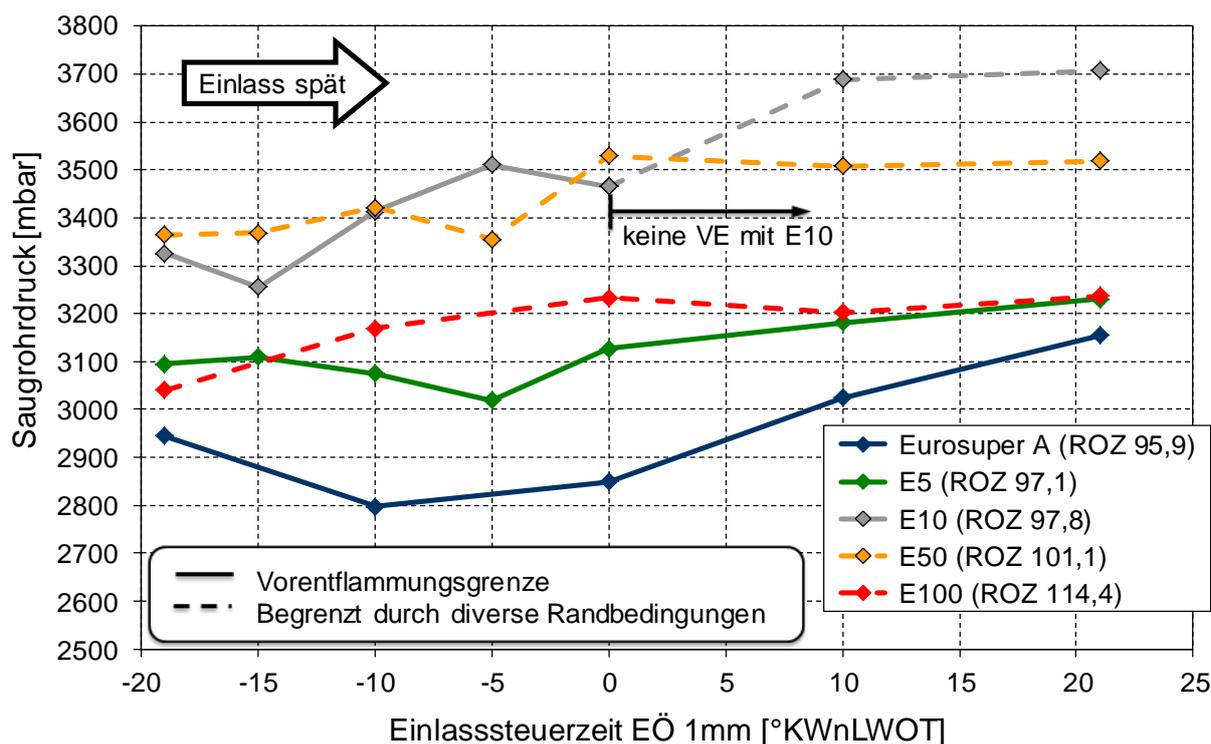


Abbildung 11-48: Saugrohrdrücke, aufgetragen über der Einlasssteuerzeit an der Vorentflammungsgrenze bzw. an einer systembedingten Grenze

Noch deutlicher wird dies bei der Darstellung der erzielbaren indizierten Mitteldruckwerte, siehe [Abbildung 11-49](#). Eine Beimengung von 5% Ethanol bewirkt eine Verschiebung des indizierten Mitteldruckniveaus von 2 bis 2,5bar. Die gesteigerte

Performance ist hier noch vorrangig auf die gesteigerte Oktanzahl zurückzuführen. Dies wird vor allem durch den Vergleich mit den Werten des Eurosuper B+10%ETBE bekräftigt. Eine Steigerung des indizierten Mitteldruckes um durchschnittlich 1bar wird durch die Anhebung der ROZ um 0,5 Einheiten bei Eurosuper B+10%ETBE bewirkt. Der Zusammenhang zwischen Oktanzahlanhebung und erzielbarem indiziertem Mitteldruck ist bei den betrachteten Kraftstoffmischungen linear.

Das indizierte Mitteldruckniveau des E10 Kraftstoffes an der Vorentflammungsgrenze weist einen positiven Abstand von 2,5 bis 7bar zu den Werten des E5 Kraftstoffes auf. Die Minderung der Vorentflammungsneigung durch den E10 im mittleren Steuerzeitenbereich mit hohen Restgasraten, ist gegenüber dem Basiskraftstoff Eurosuper A sowie gegenüber dem E5 sehr ausgeprägt.

Die beiden Kraftstoffsorten E50 und E100 weisen nahezu gleiches und über den untersuchten Einlasssteuerzeitenbereich konstantes Niveau auf. Die aufgezeigten Werte sind nicht an der Vorentflammungsgrenze aufgenommen, zeigen aber deutlich das vorhandene Potenzial dieser Kraftstoffe zur Reduzierung der Vorentflammungsneigung und den starken Einfluss der Ethanolbeimischung.

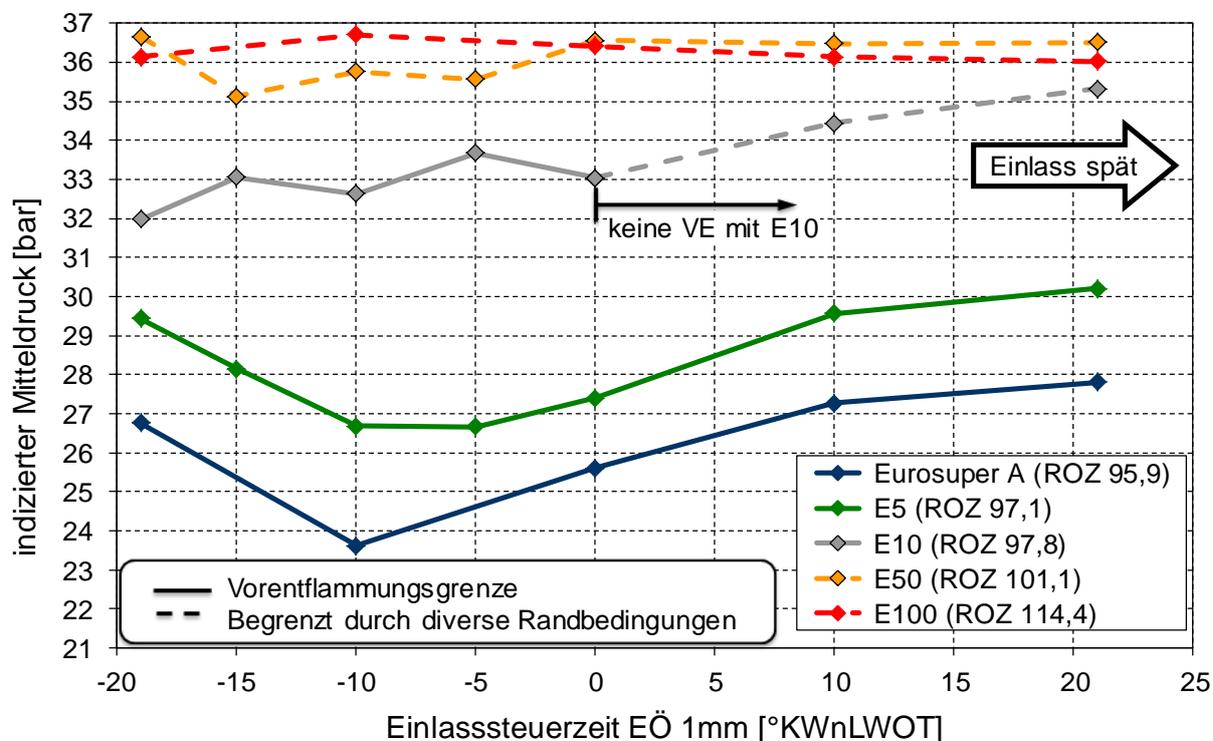


Abbildung 11-49: Indizierter Mitteldruck, aufgetragen über der Einlasssteuerzeit an der Vorentflammungsgrenze bzw. an einer systembedingten Grenze

Die Messungen zeigen, dass die vorentflammungshemmende Wirkung von Ethanol weit stärker ist als dies die Oktanzahlanhebung durch Beimischung vermuten lässt. Die Abbildung 11-50 zeigt für die Einlasssteuerzeit ESZ von $-10^{\circ}\text{KWnLWOT}$ den Vergleich der erzielbaren Mitteldrücke der untersuchten konventionelle Kraftstoffe und der Splash Blends. Die Anhebung der Research Oktanzahl wirkt sich immer positiv auf das Vorentflammungsverhalten aus, wobei die Steigerungsrate bei den Ethanolblends pro Oktanzahleinheit signifikant größer beim Vergleich der Vorentflammungsgrenzen ausfällt. Ethanol weist eine stark vorentflammungshemmende Wirkung auf, die durch die Anhebung der Oktanzahl und durch die hohe Verdampfungsenthalpie erzielt wird [80]. Der Kühleffekt durch die hohe Verdampfungsenthalpie verringert das Temperaturniveau der Ladung im Zylinder mit positiver Beeinflussung der Vorentflammungsneigung. Der positive Einfluss der beiden erwähnten Effekte auf die Klopfneigung beim Einsatz von Ethanol sind bereits bekannt [81], [82].

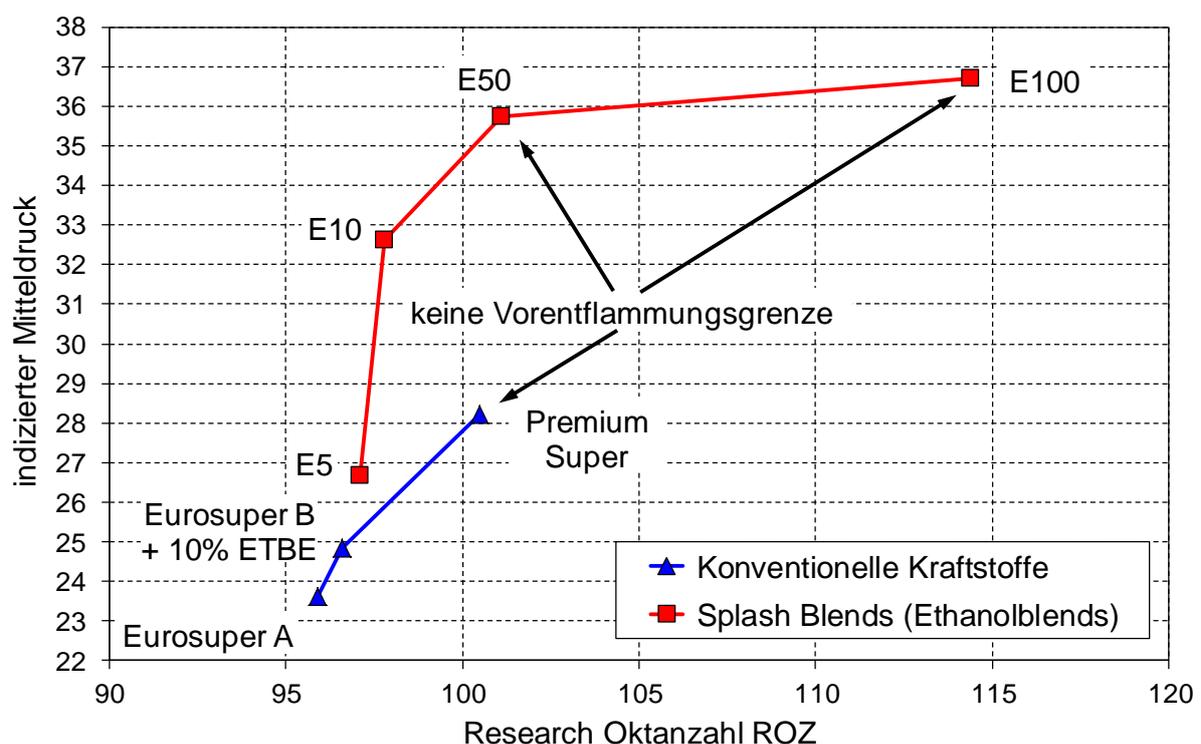


Abbildung 11-50: Indizierter Mitteldruck aufgetragen über der Research Oktanzahl der verschiedenen Kraftstoffe

Hervorzuheben ist das enorme Potenzial im mittleren Steuerzeitenbereich bei hoher Restgasrate. Die negative Wirkung des heißen Abgases wird durch das Ethanol derart verringert, dass ein kritischer Betriebszustand im Brennraum nicht mehr erreicht wird. Die selbstentflammungshemmende Wirkung von Ethanol wird im nächsten Kapitel mit

den Ergebnissen der Simulation der chemischen Reaktionskinetik bestätigt. Die Chemie der Verbrennung wird derart stark verzögert und verlangsamt, dass ein kritischer Zustand nahezu unerreicht bleibt. Betriebsbedingungen, die beim Einsatz von Eurosuper zu Vorentflammungen führen, sind bei Verwendung von Ethanolblends unterkritisch, wodurch keine Vorentflammungen auftreten.

11.6 Zwischenresümee der Motorprüfstandsuntersuchungen

Die Untersuchungen am Motorprüfstand haben verschiedenste Auslösemechanismen aufgezeigt. Bei ersten Messreihen mit Variation der Einlasssteuerzeit, konnten das effektive Verdichtungsverhältnis sowie die Druck- und Strömungsbedingungen in der Ventilüberschneidung als Einflussfaktoren aufgezeigt werden. Das effektive Verdichtungsverhältnis beeinflusst das Temperatur- und Druckniveau zu Verdichtungsende und damit, ob ein kritischer Zustand für das Auftreten einer Vorentflammung erreicht wird. Die Bedingungen im Ladungswechsel beeinflussen die Restgasrate und damit den Anteil an heißem Abgas im Zylinder. Eine **hohe intern rückgeführte Restgasmenge wirkt mehrfach negativ** auf die Vorentflammungsneigung. Das Anheben des Temperaturniveaus zu Kompressionsbeginn, die Erhöhung der Anzahl an reaktionsfähigen Radikalen in der Zylinderladung und der Verbleib von unverbrannten Kraftstoffkomponenten sind hier zu nennen. Eine **geringe Restgasrate ist zur Verbesserung der Performance und zur Minderung der Vorentflammungsgrenze anzustreben.**

Eine bekannte Methode zur Minimierung der im Zylinder verbleibenden Abgasmenge ist das Scavenging. Die Verkürzung der Auslassöffnungszeit und daraus resultierend, ein spülender Ladungswechsel, reduzieren das Restgasniveau erheblich. Das Spülen bewirkte eine signifikante Minderung der Vorentflammungsneigung und bestätigte die negative Wirkung einer hohen intern rückgeführten Restgasrate. Gegensätzlich ist der **Effekt bei gekühlt rückgeführtem Abgas**. Wird das Abgas vor dem Rückführen in den Brennraum abgekühlt, wird die **Reaktionsfähigkeit des Gemisches hinsichtlich Selbstentflammung deutlich reduziert**. Durch die Abkühlung wird die Konzentration an hoch reaktiven Spezies abgesenkt sowie die Ladung verdünnt, das reduziert die Vorentflammungsneigung entscheidend. Des Weiteren entscheidend, für eine geringe Vorentflammungsneigung, ist die optimale konstruktive Auslegung des Brennraumes zur **Vermeidung von „Hot Spots“**. Ein Ummanteln der Zündkerze und damit ein verbesserter Wärmeabtransport entschärfen die Hot Spot-Bildung auf dieser. Die

relative Verbesserung durch diese Maßnahme ist gleich, wie sie durch Übergang auf die Laserzündung erzielt werden konnte. Die Verwendung von hochoktanigen Kraftstoffen reduziert ebenfalls die Vorentflammungsneigung. Wird die Oktanzahlanhebung durch die Beimengung von Ethanol erreicht, ist die Vorentflammungsneigung gegenüber Kraftstoffen mit gleicher Oktanzahl weiter gemindert. Die hohe Verdampfungsenthalpie des Ethanols wirkt neben der Oktanzahlanhebung sehr positiv.

12 Ergebnisse der Simulation der kinetischen Reaktionsmechanismen

Begleitend zu den Untersuchungen am Prüfstand, wurden Berechnungen zur Simulation der kinetischen Reaktionsmechanismen in Auftrag gegeben und extern durchgeführt [83], [84], [85]. Die Berechnungen wurden an der Technischen Universität am Institut für Verfahrenstechnik, Umwelttechnik und Technische Biowissenschaften durchgeführt. Durch die Simulationen können Parameter einzeln oder in beliebiger Kombination bewertet und deren Beeinflussung der Zündung aufgezeigt werden. Die theoretischen Grundlagen der Simulation wurden in Kapitel 4 und 5 behandelt.

In der Simulation wurde die Zündung eines Iso-Oktan/Luftgemisches, in einem geschlossenem Reaktor mit konstantem Volumen ohne Wärmeaustausch mit den Wänden (adiabat) untersucht. Betrachtet wurden ausschließlich die Reaktionen im Gas und es wurde angenommen, dass keine Reaktionen mit dem Wandmaterial stattfinden. Die Wandtemperatur entspricht zu jedem Zeitpunkt der Gastemperatur. Als Randbedingungen wurden eine vollständige homogene Gemischaufbereitung bzw. eine homogene Durchmischung von Abgas und Iso-Oktan/Luftgemisch sowie kein Auftreten von heißen Stellen, Ablagerungen und Partikel angesetzt. Die Modellrechnung bildet somit nicht die realen motorischen Bedingungen ab, vielmehr zeigt diese, ob am Ende der Verdichtung, unter „idealen Bedingungen“ ohne Zündquelle, die Zündgrenze überschritten wird. Als Anfangszustand für die Simulation wurden Druck- und Temperaturwerte am Ende der Verdichtung aus motorischen Versuchen herangezogen.

Die Modellierungen für die Berechnungen wurden mittels der Software CHEMKINTM durchgeführt [85]. Der zugrunde liegende Mechanismus der Verbrennungskinetik stammt von Curran et al [86]. Der Mechanismus umfasst 857 Spezies und 3606 Reaktionen. In den Berechnungen wurden die Elemente H, C, O und N verwendet. Der Reaktionsverlauf und die thermodynamischen Parameter des Systems wurden durch die kinetischen Gleichungen in äquidistanten Zeitabständen von 0,01ms ermittelt.

12.1 Durchgeführte Simulationen und Ergebnisse

12.1.1 Einfluss von Temperatur, Druck und Luftzahl

Als erste kinetische Simulation wurde eine im weiteren Verlauf als Referenz bezeichnete Berechnung mit unten angeführten Anfangs- und Randbedingungen durchgeführt:

- Starttemperatur $T_0 = 760\text{K}$
- Anfangsdruck 45bar
- Gemischzusammensetzung:
reines Iso-Oktan und Luft mit einer Luftzahl von $\lambda=0,8$
- Zusammensetzung der Luft als ideale Mischung:
 $78,64 \text{ vol\% N}_2 + 20,90 \text{ vol\% O}_2 + 0,46 \text{ vol\% H}_2\text{O}$

Das Abweichen der Luftzahl vom stöchiometrischen Zustand, wie es am Motorprüfstand eingestellt wurde, erfolgt zur Abbildung der inhomogenen Gemischzusammensetzung des realen Motors in der Simulation.

In weiteren Modellierungen wurden physikalische Kennwerte sowie die Luftzahl geändert und der Einfluss auf den Reaktionsablauf untersucht.

- Erhöhung der Starttemperatur auf $T_0 = 850\text{K}$
- Verwendung einer stöchiometrischen Mischung von Iso-Oktan und Sauerstoff in der Luft ($\lambda=1$)
- Absenkung des Anfangsdruckes auf 35bar
- Absenkung der Starttemperatur auf $T_0 = 700\text{K}$

Die Zusammenstellung der gesamten Anfangs- und Randbedingungen der gerechneten Varianten (a bis e) zeigt die untenstehende Tabelle 12.1. Die Variante a entspricht der Referenz.

Tabelle 12.1: Anfangs- und Randbedingungen der Modellrechnungen a – e. Die Änderungen der Varianten b – e sind in der Tabelle fett hervorgehoben.

Simulation	a (Referenz)	b	c	d	e
Verbrennungs- luftverhältnis λ	0,8	0,8	1,0	0,8	0,8
Luft [Mol% = vol%]					
N ₂ (inert)	78,64				
O ₂	20,9				
H ₂ O*	0,46				
CO ₂	0				
Kraftstoff [Mol% = vol%]	100				
iC ₈ H ₁₈					
Anfangsdruck [bar]	45	45	45	35	45
Starttemperatur [K]	760	850	760	760	700

* ... 0,46vol% H₂O entspricht 20% relative Luftfeuchte bei 20°C

In Abbildung 12-1 sind die Temperaturverläufe der einzelnen Simulationsvarianten gegenübergestellt. Alle dargestellten Varianten weisen die Charakteristika einer Zwei-Stufen-Zündung auf, wobei diese bei der Starttemperatur $T_0 = 850\text{K}$ (Simulation b) nicht sehr deutlich ausgeprägt ist. Die eingezeichneten Pfeile weisen exemplarisch für die Referenzsimulation auf den Zeitpunkt der ersten und zweiten Zündstufe hin. Ebenfalls zu erkennen ist die Zündzeit, als Zeitspanne vom Beginn $t = 0\text{s}$ bis zum senkrechten Temperaturanstieg bei der 2. Zündstufe. Die vollständige Durchzündung des Gemisches wird bei der 2. Zündstufe erreicht.

Die Zeitspanne zwischen 1. und 2. Zündstufe ist für die Referenzsimulation am kürzesten. Diese Spanne verlängert sich in der Reihenfolge der Simulationen b, c und d. Bei Vergleich aller Varianten ist die Änderung der Zeitspanne eher gering und die sich ergebende Reihung der Simulationen ist unterschiedlich zur Reihung, die sich anhand der Zündzeiten ergibt. Für die weitere Interpretation der Ergebnisse wird daher die Zündzeit herangezogen.

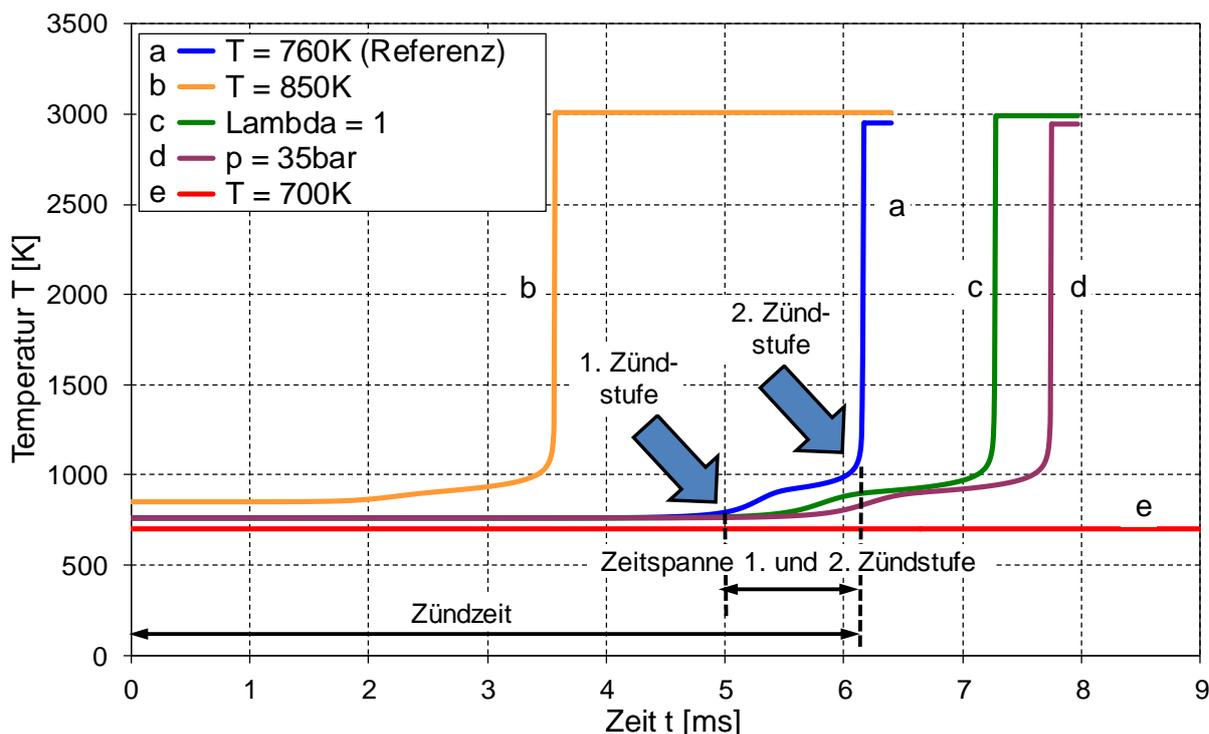


Abbildung 12-1: Temperaturverlauf der untersuchten Varianten

Die berechneten Endwerte der Temperatur, des Druckes und der Zündzeit $t_{\text{Zünd}}$ der einzelnen Simulationen sind in [Tabelle 12.2](#) dargestellt. Bei der Referenzsimulation erfolgt nach 6,15ms die Zündung des Iso-Oktan/Luft-Gemisches. Mit Ausnahme der Variante mit 60K abgesenkter Starttemperatur von $T_0 = 700\text{K}$ (Simulation e), erfolgt bei allen weiteren Bedingungen die Zündung des Gemisches. Die Erhöhung der Starttemperatur um 90K, gegenüber der Referenz auf ein Niveau von 850K, bewirkt eine Reduktion der Zündzeit auf 3,56ms und weist somit im Vergleich aller Varianten die kürzeste Zündzeit auf. Die Abmagerung des Gemisches auf $\lambda=1$ sowie die Absenkung des Anfangsdruckes auf 35bar (Simulation c und d), bewirkt jeweils die Verlängerung der Zündzeit auf ein Niveau von 7,26ms und 7,73ms.

Hervorzuheben ist der Unterschied zwischen den berechneten Zündzeiten in der Simulation und dem Zeitfenster, das für irreguläre Verbrennungen im realen Motor zur Verfügung steht. Bei minimal berechneter Zündzeit von $t_{\text{Zünd}} = 3,56\text{ms}$ bei einer Anfangstemperatur von 850K, ergibt sich bei der untersuchten Drehzahl am Prüfstand von 1750min^{-1} ein Zeitfenster von 37°KW . Ein derart langes Zeitfenster mit annähernd konstanten Bedingungen ist im realen Motor nie vorhanden. Entsprechend den berechneten Zündzeiten würde es im Verbrennungsmotor nie zum Auftreten einer Vorentflammung kommen. Die langen Zündzeiten in der Simulation ergeben sich aus

den getroffenen Idealisierungen. Diese sind eine homogene Gemischaufbereitung, kein Vorhandensein von Ablagerungen und von heißen Stellen im Brennraum sowie kein heißes reaktives Restgas. Im Verbrennungsmotor sind derartige Bedingungen nicht vorhanden, sodass diese Mechanismen zusammen auf das Gemisch im Brennraum einwirken und somit die Zündzeit stark verkürzen. Für die grundsätzliche Bewertung einzelner Parameter ist die Simulation sehr gut geeignet. Eine ausgeprägte Beeinflussung eines Parameters kann trotz der Idealisierungen auf den Verbrennungsmotor übernommen werden.

Tabelle 12.2: Ergebnisse der Simulation a - e

Simulation	a (Referenz)	b	c	d	e
Starttemperatur [K]	760	850	760	760	700
Anfangsdruck [bar]	45	45	45	35	45
Luftzahl λ	0,8	0,8	1	0,8	0,8
Endtemperatur [K]	2951	3009	2991	2945	701
Enddruck [bar]	196,7	179,5	190,4	152,8	45,1
Zündzeit [ms]	6,15	3,56	7,26	7,73	-
Zeitspanne 1. und 2. Zündstufe [ms]	1,16	1,55	1,75	1,82	-
Änderung der Zündzeit im Vergleich zur Referenz		--	+	+	++

-- ... starke Verkürzung, + ... Verlängerung, ++ ... starke Verlängerung

Aus den Ergebnissen der Berechnungen mit Gegenüberstellung der Zündzeiten, zeigen sich signifikante Unterschiede in der Beeinflussung der untersuchten Parameter.

Der Einfluss des Startdruckes auf das Zündverhalten ist im Vergleich der gerechneten Varianten eher gering. Die positive Wirkung im realen Betrieb auf das Selbstentflammungsverhalten, durch Maßnahmen zur Absenkung des Verdichtungsenddruckes, ist daher als gering zu betrachten.

Die Luftzahl weist ebenfalls nur eine geringe Beeinflussung auf das Zündverhalten auf. Das in der Berechnung aufgezeigte Verhalten der Zündzeitverkürzung bei angereichertem Gemisch, kann nicht direkt auf den Verbrennungsmotor übergeführt werden. Einhergehend mit dem unterstöchiometrischen Betrieb, ist das Absenken der Verdichtungsendtemperatur durch die Verdampfungswärme des zusätzlich

eingebrachten Kraftstoffes. Die Reduzierung der Luftzahl auf einen Wert von $\lambda=0,8$ würde im realen Motor eine Verringerung der Selbstentflammungsneigung bewirken. Die Verkürzung der Zündzeit der Simulation mit angereicherterem Gemisch (Referenz) bildet den erwarteten negativen Einfluss einer inhomogenen Gemischaufbereitung im realen Motor ab.

Den **stärksten Einfluss** auf die Entzündung des Gemisches weist die **Starttemperatur** auf. Die Absenkung dieser um 60K, im Vergleich zur Referenz auf ein Niveau von 700K (Simulation e), verhindert die Selbstentflammung des Gemisches vollständig. Die Anhebung der Anfangstemperatur um 90K auf ein Niveau von 850K (Simulation b), bewirkt hingegen eine deutliche Reduzierung der Zündzeit, um 42% zur Referenzsimulation. Das Temperaturniveau zu Kompressionsende bietet im Vergleich der untersuchten Parameter die größte Beeinflussung am realen Motor. Dieses Ergebnis deckt sich mit den Ergebnissen der Untersuchungen am Motorprüfstand. Eine Absenkung der Verdichtungsendtemperatur kann durch verschiedene Maßnahmen, wie z.B. die Absenkung des effektiven Verdichtungsverhältnisses bzw. eine geringere Gemischtemperatur, zu Beginn der Verdichtung durch einen reduzierten Restgasgehalt erreicht werden.

12.1.2 Einfluss der Restgaszusammensetzung

Zum besseren Verständnis der Vorgänge bei Abgasrückführung, wurden weitere Simulationsrechnungen mit Beimischung von Abgas zum Iso-Oktan/Luftgemisch durchgeführt. Tabelle 12.3 zeigt die Anfangs- und Randbedingungen der Simulationen f bis i der Referenzsimulation gegenübergestellt. Allen untersuchten Berechnungen gleich, ist die Gemischzusammensetzung aus 95% Verbrennungsluft und einer Beimischung von 5% Restgas.

Tabelle 12.3: Anfang- und Randbedingungen der Simulation f – i

Simulation	a (Referenz)	f	g	h	i
Verbrennungs- luftverhältnis λ	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
Luft (95%) [Mol% = vol%]					
N ₂ (inert)	78,64				
O ₂	20,9				
H ₂ O*	0,46				
Restgas (5%) [vol%]					
N ₂ ⁽⁴⁾	-	73,12	77	74	74
O ₂ ⁽¹⁾	-	-	0,0405	1,85	1,85
CH ₃ CHO ⁽²⁾	-	-	0,05	0,05	0,05
OH ^{(1), (3)}	-	-	0,32	2*10 ⁻²⁰	2*10 ⁻²⁰
CO ⁽²⁾	-	-	0,5	0,5	0,5
CO ₂ ⁽¹⁾	-	12,45	7,2	9,96	9,96
H ₂ O ⁽¹⁾	-	14,43	14,59	13,37	13,37
HO ₂ ^{(1), (3)}	-	-	0,00014	0,00168	3,5*10 ⁻¹⁸
HCHO ⁽²⁾	-	-	0,19	0,19	0,19
C ₂ H ₄ ⁽²⁾	-	-	0,04	0,04	0,04
Kraftstoff [Mol% = vol%]					
iC ₈ H ₁₈	100				
Anfangsdruck [bar]	45				
Starttemperatur [K]	760				

* ... 0,46vol% H₂O entspricht 20% relative Luftfeuchte bei 20°C

⁽¹⁾ ...aus Chemkin Simulation, ⁽²⁾ ...aus Messungen am Prüfstand

⁽³⁾ ...aus Chemkin Simulation mit Abkühlung, ⁽⁴⁾ ...Auffüllung auf 100 vol%

In der ersten Simulation mit Beimischung von Abgas (Variante f), wurde der Einfluss eines idealen Restgases, bestehend aus den Komponenten CO₂ und H₂O berechnet. Die Konzentrationen der beiden Abgaskomponenten wurden mittels der Annahme der vollständigen Verbrennung von Iso-Oktan ($\lambda=1$) zu CO₂ und H₂O in einer eigenen Berechnung bestimmt. Die Abgaskonzentrationen der Varianten g, h und i stammen aus Simulationen sowie aus Abgasmessungen am Motorprüfstand. Die mit ⁽¹⁾ gekennzeichnete Abgaskonzentration der Variante g stammen aus der Referenzberechnung mit Luftzahl $\lambda=0,8$. Im Gegensatz hierzu, sind für die Varianten h

und i die mit ⁽¹⁾ gekennzeichneten Abgaskonzentrationen aus einer Simulation mit Luftzahl $\lambda=1$.

In Abbildung 12-2 sind die berechneten Temperaturverläufe der verschiedenen Simulationen dargestellt. Alle dargestellten Varianten weisen die Charakteristika einer Zwei-Stufen-Zündung auf und führen zum Durchzünden des Gemisches.

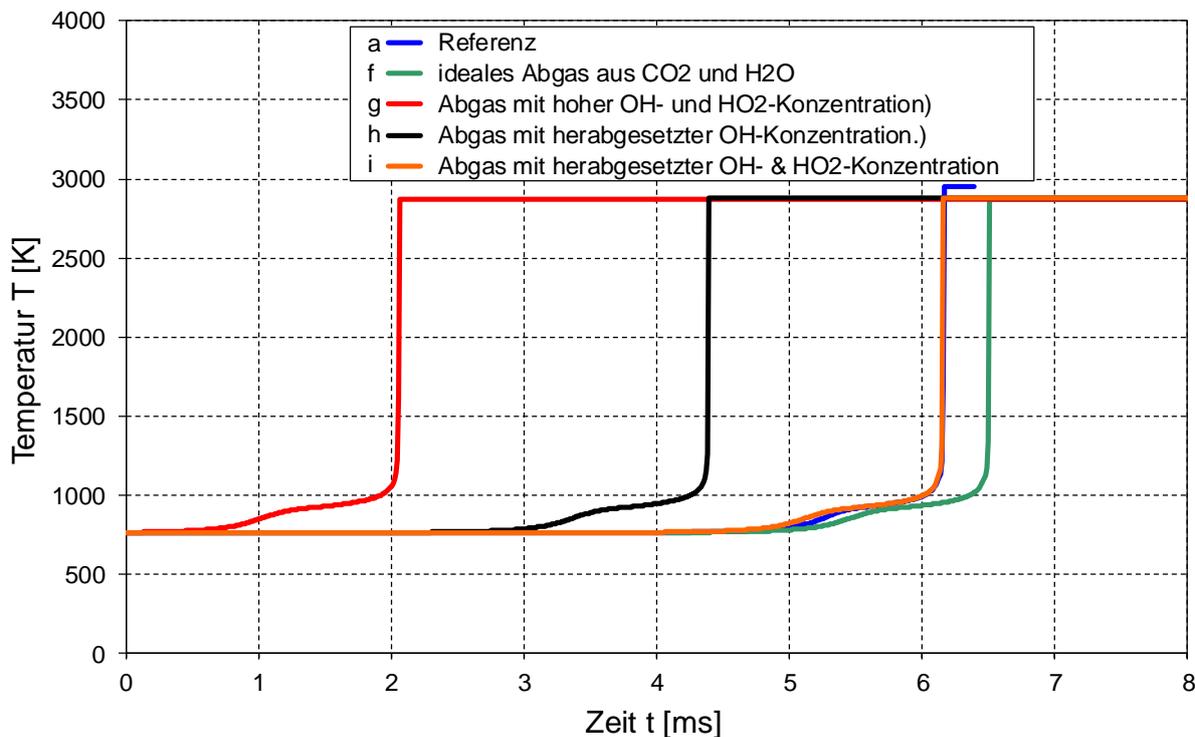


Abbildung 12-2: Temperaturverlauf der Simulationen a, f bis i

Die Gegenüberstellung der Zündzeiten weist für die berechneten Varianten signifikante Unterschiede auf, siehe Tabelle 12.4. Die Beimischung von idealem Abgas aus CO_2 und H_2O , bewirkt eine Verlangsamung der Reaktionsmechanismen und somit die Verlängerung der Zündzeit auf ein Niveau von 6,49ms. Eine Verkürzung der Zündzeit auf ein Drittel jener der Referenzsimulation, erfolgt mittels des Restgases mit hohen Radikalkonzentrationen. Die Berechnung der Konzentrationen von OH und HO_2 erfolgte durch das Abbrechen einer Zündungssimulation nach der 2. Zündstufe bei einem Temperaturniveau von ca. 2800K. Diese berechneten Bedingungen entsprechen dem Zustand bei interner Abgasrückführung im Verbrennungsmotor. Die im Vergleich zur Referenzsimulation gleiche Anfangstemperatur, stellt sich im Verbrennungsmotor nicht ein. Verursacht durch das heiße rückgeführte Abgas steigt die Temperatur des Gemisches und in weiterer Folge die Verdichtungsendtemperatur an. Die hohe

Temperatur bewirkt eine zusätzliche Beschleunigung der Reaktionsmechanismen und damit die Verkürzung der Zündzeit. Die Zündzeit von 2,05ms ergibt bei der für die Prüfstandsuntersuchungen gewählten Drehzahl von 1750min^{-1} ein Kurbelwinkelfenster von $21,5^\circ\text{KW}$. Ein entsprechendes Kurbelwinkelfenster, mit annähernd konstanten Bedingungen im Bereich des OTs, steht durchaus vor der Entzündung durch den Zündfunken zur Verfügung. Trotz Idealisierungen in der Berechnung wird die Zündzeit durch die hohe Radikalkonzentration derart verkürzt, dass eine Selbstentflammung am realen Verbrennungsmotor möglich wäre. In einem weiteren Schritt wurde die OH Konzentration stark verringert. Dadurch verlängerte sich die Zündzeit auf 4,4ms, das mehr als dem doppelten Wert bei erhöhter OH Konzentration entspricht. Die zusätzliche Reduktion der HO_2 -Radikale bewirkt die Verzögerung der Reaktionsmechanismen und verlängert die Zündzeit auf den Wert der Referenzsimulation von 6,15ms. Dieser Fall entspricht den Bedingungen bei gekühlter Abgasrückführung. Die Verifizierung der Radikalkonzentrationen für diesen Berechnungsfall erfolgte in einer gesonderten Simulation. In der Simulation wurde die Abkühlung des heißen Abgases durch konstanten Energieentzug (20kJ/s) auf eine Temperatur von 400K nachgestellt.

Tabelle 12.4: Zündzeiten der Simulationen a, f bis i

Simulation	Benennung	Zündzeit [ms]
a	Referenz (ohne Restgas)	6,15
f	ideales Restgas aus CO_2 und H_2O	6,49
g	Restgas mit hoher OH- und HO_2 -Konzentration)	2,05
h	Restgas mit herabgesetzter OH-Konzentration.)	4,4
i	Restgas mit herabgesetzter OH- & HO_2 -Konzentration	6,15

Der starke Einfluss von Radikalen auf die Selbstentflammungsneigung wird durch die oben angeführten Ergebnisse bestätigt. Der Grund dafür ist, dass der langsame Prozess der Radikalbildung zu Beginn nicht durchlaufen werden muss und eine kritische Konzentration an Radikalen für den weiteren Vorgang bereits vorhanden ist. Für den Motorbetrieb lässt sich ableiten, dass zur Erzielung hoher Aufladegrade geeignete Steuerzeiten mit geringer interner Restgasrate und damit geringer Radikalkonzentration erforderlich sind. **Des Weiteren konnte aufgezeigt werden, dass der Unterschied von gekühltem und heißem Abgas in der**

Radikalkonzentration liegt. Die verzögernde Wirkung der inerten Bestandteile CO_2 und H_2O im Abgas, ist bei heißem Abgas durch die gegensätzliche Wirkung der Radikale vollständig inaktiv. Bei gekühltem Abgas mit geringer Konzentration an aktiven Radikalen hingegen, ist der verzögernde Effekt der inerten Bestandteile vollständig ausgeprägt und führt zur Reduktion der Selbstentflammungsneigung.

12.1.3 Einfluss der Kraftstoffzusammensetzung

Die Variation des Kraftstoffes erwies sich am Motorprüfstand als sehr einflussreiche Methode zur Beeinflussung der Vorentflammungsneigung. Um weiteren Einblick in die Wirkung von Ethanol zu bekommen, wurden Simulationen mit diesem Kraftstoff durchgeführt. Die berechneten Temperaturverläufe der Simulationen mit Ethanol sowie zwei ausgewählte mit Iso-Oktan sind in Abbildung 12-3 dargestellt. Die erste Simulation mit reinem Ethanol als Kraftstoff wurde mit den Anfangsbedingungen der Referenzsimulation, siehe Tabelle 12.1, gestartet. Diese Bedingungen bewirkten keine Selbstentzündung des Ethanol/Luftgemisches, sodass die Simulation nach 20ms abgebrochen wurde. Hingegen entzündete sich das Gemisch bei Verwendung von Iso-Oktan als Kraftstoff nach einer Zündzeit von 6,15ms. Trotz der dreimal längeren Reaktionszeit wird durch das Ethanol eine Entzündung durch das Ablaufen chemischer Reaktion verhindert. Aufgrund des sehr trägen und reaktionshemmenden Verhaltens wurde die Anfangstemperatur auf 900K angehoben. Gleich wie bei Iso-Oktan, bewirkt die Temperatursteigerung die Beschleunigung der chemischen Reaktionen und es wurde die Entzündung des Gemisches mit einer Zündzeit von 8,43ms berechnet. Die Zündzeit ist dabei immer noch länger als jene bei der Referenzsimulation und mehr als 2,3 fach länger als bei erhöhter Starttemperatur ($T=850\text{K}$) bei Iso-Oktan.

Die Ergebnisse zeigen, dass bei Verwendung von Ethanol die positive Beeinflussung auf die Selbstentflammungsneigung durch physikalische und chemische Effekte verursacht wird. Einerseits bewirkt die höhere Verdampfungsenthalpie von Ethanol die Absenkung der Gemischtemperatur im Brennraum und reduziert so die Reaktionsgeschwindigkeit. Dieser Effekt wurde in den obigen Berechnungen nicht berücksichtigt, ist aber im Verbrennungsmotor stets vorhanden und hat somit eine positive Wirkung. Andererseits sind die anfänglichen chemischen Abläufe, die zur Selbstentzündung führen, unter innermotorischen Bedingungen stark verzögert. Einfluss auf die chemischen Abläufe hat der molekulare Aufbau des Kraftstoffes. Größere Moleküle sind reaktionsfreudiger als kleinere und geradkettige sind

reaktionsfreudiger als verzweigte. Des Weiteren ist die Bindungsenergie zwischen Wasserstoff- und Kohlenstoffatom größer, wenn neben dem Kohlenstoffatom nur ein weiteres Kohlenstoffatom angeordnet ist und nicht zwei oder drei [40]. Der Aufbau des Ethanolmoleküls ist ideal und erklärt die niedrige Selbstentflammungsneigung.

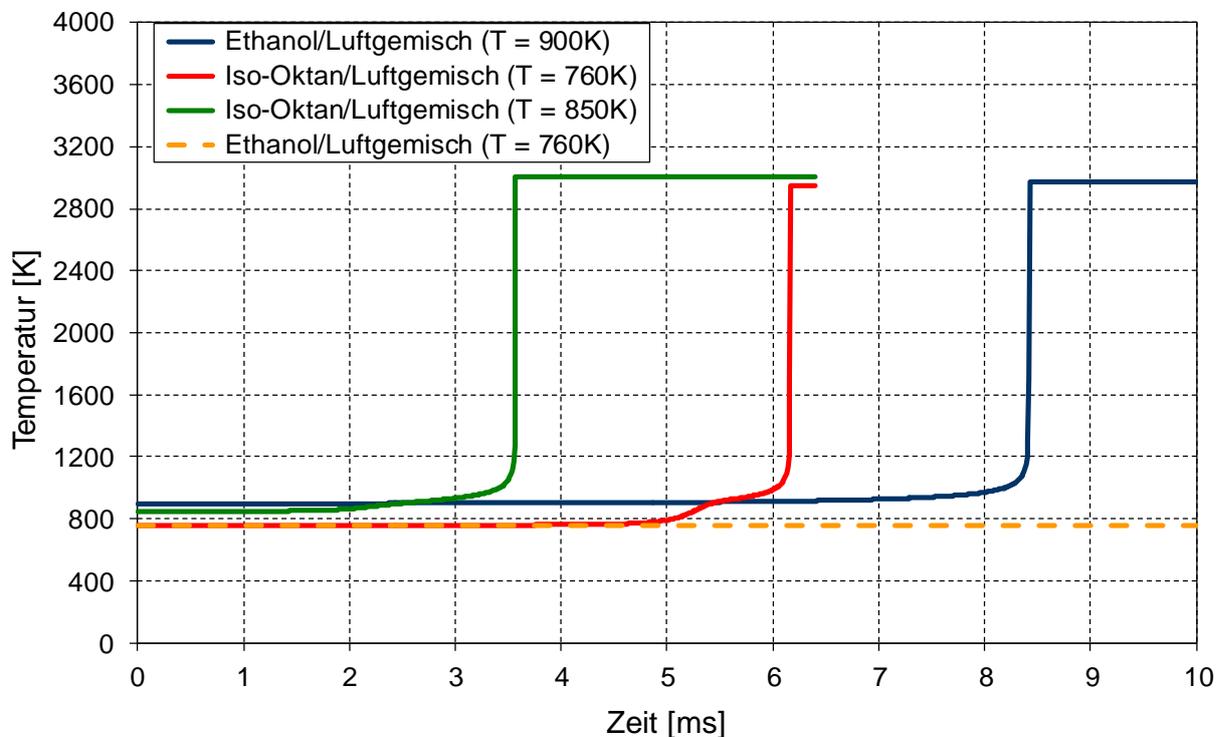


Abbildung 12-3: Temperaturverläufe der Simulationen a, b, j und k

12.2 Zwischenresümee der Reaktionsmechanismen

Mittels Durchführung der Simulation der chemischen Reaktionsmechanismen, konnten die Erkenntnisse der Prüfstandsuntersuchungen bestätigt bzw. weiter vertieft werden. Hohe Temperaturen beschleunigen chemische Vorgänge und sind zur Vermeidung von Vorentflammungen unbedingt zu vermeiden. Geringe Temperaturänderungen können im Motorbetrieb schon ausreichen, um die Reaktionsgeschwindigkeit entscheidend zu reduzieren, sodass die Verbrennung durch den Zündfunken und nicht durch Selbstentzündung ausgelöst wird. Bei der Abgasrückführung ist der Einsatz nur von gekühltem Abgas sinnvoll. Die hohe Radikalkonzentration im heißen Abgas ist stark reaktionsbeschleunigend und bewirkt eine signifikante Verkürzung der Zündzeit. Der Grund dafür ist, dass der langsame Prozess der Radikalbildung zu Beginn nicht durchlaufen werden muss und eine kritische Konzentration an Radikalen für den weiteren Vorgang bereits vorhanden ist. Der positive Einfluss von Ethanol lässt sich vor

allem auf den molekularen Einfluss zurückführen. Die benötigte Bildungsenergie von ersten Radikalen als Ausgangspunkt der chemischen Reaktion ist hoch, sodass die entsprechenden Vorgänge erst bei höherer Temperatur ablaufen. Der kritische Zustand für Selbstentflammung wird dadurch bei Ethanol später erreicht als bei Superkraftstoff. Gleichbedeutend damit ist der Umstand, dass von außen auf das Gemisch eingebrachte Wärme, im Motorbetrieb durch Hot Spots, bei Superkraftstoff signifikant stärkere Wirkung aufweist als bei Ethanol.

13 Zusammenfassung und Ausblick

Getrieben durch die Vorgabe des Gesetzgebers, den Kraftstoffverbrauch der Fahrzeugflotte zu reduzieren, hat sich in den letzten Jahren ein Trend zu Downsizing-Motoren aufgetan. Diese hubraumreduzierten turboaufgeladenen Motoren werden im Vergleich zu freisaugenden hubraumgroßen Motoren bei höherem Lastkollektiv betrieben. Dieser Betrieb bewirkt eine höhere thermische Belastung des Aggregats und verstärkt das Auftreten irregulärer Verbrennungen beim Ottomotor. Neben klopfenden Verbrennungen treten dabei vor allem Vorentflammungen in den Vordergrund. Diese treten stochastisch auf und ihr Auftreten ist nicht vorhersehbar. Die sehr frühe Einleitung der Verbrennung führt zu hohen Druckmaxima, wodurch bereits nach einmaligem Auftreten einer Vorentflammung ein Motorschaden eintreten kann. Das Ziel ist daher, durch geeignete Maßnahmen, das Auftreten von Vorentflammungen zu höheren Aufladegraden zu verschieben bzw. dieses vollständig zu verhindern.

In dieser Arbeit wird das Phänomen der Vorentflammung zur Bestimmung von Abhilfemaßnahmen näher beleuchtet. Mittels der Durchführung von verschiedensten Untersuchungen am Motorprüfstand und durch Zuhilfenahme von 1D-Simulationen zur Berechnung des Ladungswechsels sowie von Simulationen zur Berechnung der chemischen Reaktionsmechanismen konnten Einflussfaktoren und Auslösemechanismen aufgezeigt und verifiziert werden.

Zu Beginn der Arbeit wurde durch eine Parametervariation der Einfluss der Einlasssteuerzeit auf das Vorentflammungsverhalten untersucht. Die Verstellung dieser, bewirkt eine signifikante Änderung der Vorentflammungsneigung durch Beeinflussung des Verdichtungsverhältnisses und der Restgasrate. Die Spätverstellung der Einlasssteuerzeit setzt das effektive Verdichtungsverhältnis herab und verringert das Druck- und Temperaturniveau zu Kompressionsende, mit positiver Wirkung auf die Vorentflammungsneigung. Die Verstellung der Einlasssteuerzeit beeinflusst ebenfalls den Ladungswechsel und damit die Restgasrate im Brennraum. Eine hohe interne Restgasrate ist stark vorentflammungsfördernd und wirkt mehrfach negativ. Einerseits hebt das heiße Abgas das Temperaturniveau im gesamten Kompressionstakt an, wodurch die Verdichtungsendtemperatur ansteigt. Eine hohe Temperatur wirkt stark beschleunigend auf chemische Reaktionen und fördert das Auftreten von Selbstentflammungen. Andererseits werden aktive Radikale in den Brennraum eingebracht und wirken ebenfalls vorentflammungsfördernd. Diese sind Ausgangspunkt

chemischer Vorgänge und wirken, gleich wie ein hohes Temperaturniveau **stark** beschleunigend.

Die Modifizierung der Auslasssteuerzeit, zur Darstellung eines spülenden Ladungswechsels, diene der weiteren Reduzierung der intern rückgeführten Restgasmenge. Mit dieser Betriebsart konnte die Restgasrate um das 3- bis 7-fache im untersuchten Steuerzeitenbereich reduziert werden. Durch das geminderte Restgasniveau wurde die Vorentflammungsneigung derart stark verringert, dass im gesamten untersuchten Steuerzeitenbereich ein vorentflammungsfreier Betrieb möglich war. Das Ladedruck- und Mitteldruckniveau wurde dabei durch systembedingte Grenzen (zulässige Abgastemperatur, usw.) nach oben beschränkt. Der negative Einfluss intern rückgeführten Abgases konnte dadurch bestätigt werden.

Mit extern rückgeführtem gekühltem Abgas konnte eine gegensätzliche (positive) Wirkung erzielt werden. Hierbei zeigten sich zwei Effekte als ursächlich für die Reduzierung der Vorentflammungsneigung. Durch die Anbringung der Abgasentnahmestelle am Abgaskrümmern und dem Anschluss des Abgasrückführsystems, wird das Druckniveau im Ladungswechsel stark verändert und die verbleibende Restgasmenge im Brennraum vermindert. Ein Teil der Verbesserung ist somit auf die Reduktion der heißen intern rückgeführten Restgasmenge zurückzuführen. Der zweite Effekt kann auf die positive Wirkung von gekühltem Abgas zurückgeführt werden. Durch die Ladungsverdünnung mit den inerten Bestandteilen CO_2 und H_2O werden die Zündwilligkeit, die Brenngeschwindigkeit und die Neigung zur Selbstentflammung des Gemisches im Brennraum verringert. Des Weiteren ist die Konzentration von aktiven Radikalen, durch die Abkühlung des Abgases gegenüber heißem Abgas, stark vermindert. Beides verringert den Ablauf selbständiger ungewollter chemischer Reaktionen, die eine Vorentflammung einleiten.

Durch den Einsatz optischer Videobeobachtung konnten des Weiteren heiße Stellen, sogenannte Hot Spots, als Auslösemechanismus verifiziert werden. Die Analyse der Aufnahmen aus dem Brennraum, zeigten hell leuchtende Reaktionszonen in der unmittelbaren Umgebung der Zündkerze bzw. auf dieser. Eine konstruktive Umgestaltung des Brennraumdaches rund um die Zündkerze, zur Verbesserung der Wärmeableitung aus dieser, erwies sich als sehr positiv und verhinderte im Weiteren die Bildung heißer Stellen auf der Zündkerze. Die damit erzielte Verbesserung

entspricht dem Potenzial, das durch Einsatz einer Laserzündung (als Idealfall) aufgezeigt wurde. Durch die konstruktive Umgestaltung des Brennraumdaches konnte somit das vorhandene Potenzial der Laserzündung vollständig ausgeschöpft werden.

Ein weiterer Einflussfaktor auf die Vorentflammungsneigung ist der Kraftstoff. Bei ersten Untersuchungen mit konventionellen Kraftstoffen konnte bei steigender Research-Oktanzahl eine sinkende Vorentflammungsneigung dargestellt werden. Der Einsatz von Mischkraftstoffen, hergestellt aus konventionellen Superkraftstoff und Ethanol in unterschiedlichen Mischverhältnissen, offenbart noch zusätzliches Potenzial. Neben der Oktanzahlerhöhung durch die Beimischung von Ethanol, wird des Weiteren die Verdampfungswärme erhöht sowie die ungewollte selbständige chemische Reaktionsfreude des Kraftstoffes stark verringert. Bereits mit 10% Ethanolgehalt wurde im späten Einlasssteuerzeitenbereich ein sehr hohes Mitteldruckniveau von 33bar, ohne Auftreten von Vorentflammungen, limitiert durch systembedingte Grenzen, erreicht.

Durch den Einsatz der Simulation zur Berechnung der chemischen Reaktionsmechanismen, konnten die experimentell am Prüfstand gewonnen Erkenntnisse bestätigt bzw. erweitert werden. Die Ergebnisse können aber aufgrund der zugrundeliegenden „idealen“ Bedingungen in der Berechnung (homogene Durchmischung, keine heißen Stellen, keine Ablagerungen), nicht vollständig auf den Verbrennungsmotor übernommen werden. Die grundsätzliche Bewertung einzelner Parameter ist trotzdem sehr gut möglich.

In ersten Simulationen wurde die Wirkung einzelner Parameter untersucht. Hierbei konnte der signifikante Einfluss der Verdichtungsendtemperatur bestätigt werden. Die Steigerung der Temperatur um 90K führte zur Verkürzung der Zündzeit um 40%, während die Absenkung um 60K das Entzünden des Gemisches verhinderte. Ein niedriges Temperaturniveau zu Kompressionsende ist daher eine Voraussetzung für eine geringe Vorentflammungsneigung im Verbrennungsmotor. Simulationen mit Abgasrückführung konnten die unterschiedliche Wirkung von heißem und gekühltem Abgas aufzeigen. Die Beimischung von „heißem“ Abgas mit hoher Konzentration an aktiven Radikalen bewirkt gegenüber der Beimischung von gekühltem Abgas mit sehr geringer Radikalkonzentration, eine Beschleunigung der chemischen Vorgänge und verkürzt die Zündzeit auf 1/3. Der langsame Vorgang der Radikalbildung zu Beginn wird durch das Vorhandensein dieser übersprungen und beschleunigt somit den chemischen

Ablauf. Eine Minderung der internen Restgasrate durch die optimale Applikation der Steuerzeiten ist daher zur Erreichung einer niedrigen Vorentflammungsneigung unabdingbar.

Die oben angeführten Ergebnisse zeigen, dass durch optimale Applikation und Modifikation die Weiterführung der Downsizingstrategie zur Erzielung zukünftiger gesetzlicher Vorgaben durchführbar ist. **Eine vollständige Verhinderung von Vorentflammungen ist aufgrund vorhandener physikalischer Grenzen nicht möglich. Das Auftreten dieser kann aber derart stark verschoben werden, dass auch für zukünftige Verbrennungsmotoren mit gesteigertem Aufladegrad ein sicherer Betrieb gewährleistet werden kann.** Hierbei gilt es bereits in der konstruktiven Auslegung auf die Anforderungen dieser Motoren einzugehen. Die Vermeidung von stark exponierten Teilen und damit das Verhindern von heißen Stellen im Brennraum, gilt es zu beachten. Die optimale Applikation des Aggregats, zur Hemmung kritischer Zustände im Brennraum, ist dabei ebenfalls von entscheidender Bedeutung. Die Minimierung der intern rückgeführten Restgasmenge sollte dabei im Vordergrund stehen. Ein in Zukunft angehobener Ethanolanteil im Benzinkraftstoff, bei Verwendung von Eurosuper, ist als positiv zu sehen und kann aufgrund der vorentflammungshemmenden Wirkung nur befürwortet werden. Das dadurch vorhandene Potenzial zur Steigerung des Mitteldruckniveaus kann zur weiteren Reduktion der CO₂-Emissionen genutzt werden.

Bedarf für weitere Untersuchungen besteht vor allem für sogenannte „Match-Blend“ Kraftstoffe. Hierbei handelt es sich ebenfalls um Mischungen aus konventionellem Kraftstoff und Biokraftstoff, zumeist Ethanol. Der Vorteil der Oktanzahlerhöhung durch Ethanolbeimischung wird bei diesen nicht angewendet, vielmehr wird entsprechend der gültigen Norm versucht, eine Research-Oktanzahl einzustellen, die der eines Superkraftstoffes entspricht. Der Basiskraftstoff kann somit qualitativ schlechter und billiger mit geringer Oktanzahl ausfallen. Erste Untersuchungen zu dieser Thematik haben gezeigt, dass der verwendete Basiskraftstoff großen Einfluss auf die Vorentflammungsneigung hat. Um weiteres CO₂-Potenzial durch Downsizing erschließen zu können, ist eine Klassifizierung des Basiskraftstoffes notwendig.

14 Literaturverzeichnis

- [1] **Langen, P. et. al.:** Neue BMW Sechs- und Vierzylinder-Ottomotoren mit High Precision Injection und Schichtlbrennverfahren. 28. *Internationales Wiener Motorsymposium*. Düsseldorf : Fortschritt-Berichte VDI; VDI Verlag GmbH, ISBN: 978-3-18-363912-0, 2007.
- [2] **Waltner, A. et al.:** Die Zukunftstechnologie des Ottomotors: strahlgeführte Direkteinspritzung mit Piezo-Injektor. 27. *Internationales Wiener Motorsymposium*. Düsseldorf : Fortschritt-Berichte VDI, VDI Verlag GmbH, ISBN: 3-18-362212-2, 2006.
- [3] **Piock, W. et. al.:** Gasoline Direct Injection - Quo Vadis? *FISITA 2002, F02V096*.
- [4] **Fraidl, G.K. et. al.:** DI Turbo: Die nächsten Schritte. 28. *Internationales Wiener Motorsymposium*. Düsseldorf : Fortschritt-Berichte VDI; VDI Verlag GmbH, ISBN: 978-3-18-363912-0, 2007.
- [5] **Fraidl, G.K. et. al.:** Otto-Direkteinspritzung mit Aufladung - Die Konkurrenz zu dieselmotorischen Antrieben? 26. *Internationales Wiener Motorensymposium*. Wien : Fortschritt-Berichte VDI; VDI Verlag GmbH, ISBN: 3-18-359512-5, 2005.
- [6] **Lückert, P. et. al.:** Kunden- und zukunftsorientierte Technologie am Ottomotor - heute und morgen. 26. *Internationales Wiener Motorsymposium*. Düsseldorf : Fortschritt-Berichte VDI; VDI Verlag GmbH, ISBN: 3-18-359512-5, 2005.
- [7] **Kapus, P. E. et al.:** Niedrige CO₂-Emissionen und Fahrspaß - ein Widerspruch? 16. *Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik*. : VKA, Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen Aachen; IKA, Institut für Kraftfahrwesen; VDI-Gesellschaft Fahrzeug - und Verkehrstechnik; ISBN: 978-3-940374-00-4, 2007.
- [8] **Winterkorn, M. et. al.:** Der Lupo FSI® von Volkswagen – So sparsam ist sportlich Teil 1. *ATZ 102, Nr. 10, S. 832-841*. 2000.
- [9] **Winterkorn M., et. al.:** Der Lupo FSI® von Volkswagen – So sparsam ist sportlich Teil 2. *ATZ 102, Nr. 11, S. 964-974*. 2000.
- [10] **Glück, K.-H. et. al.:** Die Abgasreinigung der FSI-Motoren von Volkswagen. *MTZ 61, Nr.6, S.402-412*. 2000.

- [11] **Golloch, R.:** *Downsizing bei Verbrennungsmotoren*. Berlin, Heidelberg : Springer, 2005. ISBN-10:3540238832 .
- [12] **von Basshuysen, R.:** *Ottomotor mit Direkteinspritzung - Verfahren, Systeme, Entwicklung, Potenzial*. Wiesbaden : Friedr. Vieweg & Sohn Verlag, 2007. ISBN 978-3-8348-0202-6.
- [13] **Schmid, A. et. al.:** Transiente Simulation mit Scavenging beim Turbo-Ottomotor. *MTZ 71, Nr. 11, S.766-772*. 2010.
- [14] **Alt, M. et. al.:** Effizienzsteigerung des Ottomotors durch Technologiekombinationen. *15. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik*. : VKA, Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen Aachen; IKA, Institut für Kraftfahrwesen; VDI-Gesellschaft Fahrzeug - und Verkehrstechnik;, 2006.
- [15] **Schintzel, K. et al.:** Neue ottomotorische Brennverfahren - Alternativen zum Dieselmotor. *Direkteinspritzung im Ottomotor 6, Haus der Technik, Band 84*. Essen : Expert Verlag GmbH, ISBN: 3-8169-2716-5 , 2007.
- [16] **Kapus, P. E. et. al.:** Entwicklungsschwerpunkte für verbrauchsorientierte Otto-Turbomotoren. *14. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik*. : VKA, Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen Aachen; IKA, Institut für Kraftfahrwesen; VDI-Gesellschaft Fahrzeug - und Verkehrstechnik;, 2005.
- [17] **Kieberger, M. et. al.:** Pre-Ignition Phenomena - Limit of Supercharging of SI Engines. *12th EAEC European Automotive Congress*. Bratislava : ISBN: 978-80-969243-8-7, 2009.
- [18] **Willand, J. et. al.:** Grenzen des Downsizing bei Ottomotoren durch Vorentflammung. *MTZ 70, Nr. 5, S. 422-428*. 2009.
- [19] **Basshuysen, R.:** *Handbuch Verbrennungsmotor - Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven - 3. Auflage*. Wiesbaden : Vieweg, 2005. ISBN: 3-528-23933-6.
- [20] **Geringer, B.:** *Verbrennungskraftmaschine Grundzüge*. : Technische Universität Wien, Institut für Verbrennungskraftmaschinen, 2006.

- [21] **Lackner, M.:** *Zündung - Grundlagen Diagnoseverfahren Stand der Technik*. Wien : Technische Universität Wien, Institut für Verfahrenstechnik, Umwelttechnik und Technische Biowissenschaften, 2008.
- [22] **Adomeit, P. et. al.:** Analysemethoden Ottomotorischer Verbrennungsphänomene. *15. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik*. Aachen : VKA, Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen Aachen; IKA, Institut für Kraftfahrwesen; VDI-Gesellschaft Fahrzeug - und Verkehrstechnik;, 2006.
- [23] **Heywood, J.B.:** *Internal Combustion Engines Fundamentals*. : McGraw-Hill, 1988. ISBN-13: 978-0070286375 .
- [24] **Willand, J. et al.:** The Knocking Syndrome - Its Cure and Its Potential. *SAE 982483*. 1998.
- [25] **Fraidl, G. et. al.:** Entwicklung robuster klopf sicherer Brennvverfahren für hochaufgeladenen Otto-Serienmotoren. *Klopfregelung für Ottomotoren II- Trends für Serienentwickler*. Berlin : Expert Verlag, ISBN-13: 978-3816926740, 2006.
- [26] **Adomeit, P. et. al.:** Zweistufige Turboaufladung – Konzept für hochaufgeladene Ottomotoren. *MTZ 71, Nr. 5, S.362-367*. 2010.
- [27] **Kleinschmidt, W. et. al.:** Selbstzündung im Klopfbereich von Serienmotoren, Haus der Technik, Band 74. *Klopfregelung für Ottomotoren II - Trends für Serienentwickler*. Berlin : Expert Verlag, ISBN-13: 978-3816926740, 2006.
- [28] **Spicher, U.:** Klopfen - das (un)bekannte Phänomen. *Ottomotorisches Klopfen - irreguläre Verbrennung*. Berlin : Expert Verlag, ISBN: 978-3-8169-3047-1, 2010.
- [29] **Rothe, M. et. al.:** Untersuchung zur Ursache für Extremklopfen bei Ottomotoren mit Direkteinspritzung. *15. Aachener Kolloquium Fahrzeug und Motorentechnik*. 2006.
- [30] **Dahnz, Ch. et. al.:** Faseroptische Untersuchungsmethoden zur Analyse von Verbrennungsanomalien in Ottomotoren. *Ottomotorisches Klopfen - Irreguläre Verbrennung*. Berlin : Expert Verlag, ISBN: 978-3-8169-3047-1, 2010.
- [31] **Ernst, R. et.al.:** Das Phänomen Glühzündung Ursachen, Entstehung und Vermeidung. *MTZ 63, Nr. 11, S. 916-924*. 2002.

- [32] **Schintzel, K. et. al.:** Klopfphänomene am Beispiel ausgewählter Motoren der Volkswagen AG. *Klopfregelung für Ottomotoren II - Trends für Serienentwickler*. Berlin : Expert Verlag, ISBN: 978-3-8169-3047-1, 2006.
- [33] **von Vietinghoff, A. et. al.:** Erkennung von Vorentflammungen aus dem Drehzahlsignal. *Ottomotorisches Klopfen - irreguläre Verbrennung*. Berlin : Expert Verlag, ISBN: 978-3-8169-3047-1, 2010.
- [34] **Sauter, W. et. al.:** Benzin-Direkteinspritzung in der Zwischenkompression bei homogen kompressionsgezündeter Verbrennung. *Direkteinspritzung im Ottomotor 6, Haus der Technik Fachbuch, Band 84*. Essen : Expert Verlag GmbH, ISBN: 3-8169-2716-5, 2007.
- [35] **Sauter, W. et. al.:** Experimentelle und numerische Untersuchung der Selbstzündungsmechanismen für einen HCCI-Benzinbetrieb. *16. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motortechnik*. Aachen : VKA, Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen Aachen; IKA, Institut für Kraftfahrwesen; VDI-Gesellschaft Fahrzeug - und Verkehrstechnik; ISBN: 978-3-940374-00-4, 2007.
- [36] **Willand, J. et. al.:** Das GCI-Brennverfahren von Volkswagen. *MTZ 69, Nr. 4, S. 352-358*. 2008.
- [37] **Wolters, P. et. al.:** Variable Ventilsteuerung - Schlüsseltechnologie für homogene Selbstzündung. *5. Dresdener Motorenkolloquium*. Dresden : Hochschule für Technik und Wirtschaft Dresden, Forschungsinstitut Fahrzeugtechnik, 2003.
- [38] **Warnatz, J. et. al.:** *Verbrennung Physikalisch-Chemische Grundlagen, Modellierung und Simulation, Experimente, Schadstoffentstehung 3.Auflage*. Berlin Heidelberg : Springer Verlag, 2001. ISBN: 3-540-42128-9.
- [39] **Pischinger, R. et. al.:** *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine - Zweite überarbeitete Auflage*. : Springer-Verlag/Wien, 2002. ISBN: 3-211-83679-9.
- [40] **Merker, G. P. et. al.:** *Grundlagen Verbrennungsmotoren Simulation der Gemischbildung, Verbrennung, Schadstoffbildung und Aufladung*. Wiesbaden : Vieweg + Teuber, 2009. ISBN: 9783834807403.

[41] **Merker, G. et. al.:** *Verbrennungsmotoren - Simulation der Verbrennung und Schadstoffbildung. 3. überarbeitete und aktualisierte Auflage.* Wiesbaden : Teubner, 2006. ISBN-13: 978-3835100800 .

[42] **Glassmann, I. et. al.:** *Combustion.* : Academic Press, 1996.

[43] **Günther, M. et.al.:** Enthalpiebasierter Ansatz zur Quantifizierung und Vermeidung von Vorentflammungen. *Ottomotorisches Klopfen - Irreguläre Verbrennung.* Berlin : Expert Verlag, ISBN: 978-3-8169-3047-1, 2010.

[44] **Palaveev, S. et. al.:** Selbstzündungsphänomene im Ottomotor mit Direkteinspritzung. *Direkteinspritzung im Ottomotor VII.* Essen : Expert Verlag, ISBN: 978-3-8169-2965-9, 2010.

[45] **Winkelhofer, E. et. al.:** Ottomotoren im Hochlasttest. *10. Tagung "Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors".* Graz : Verlag der Technischen Universität Graz; ISBN: 978-3-902465-24-5 , 2005.

[46] **Spicher, U. et. al.:** Untersuchung des Auftretens und der Ursache von Selbstzündungen vor Zündungseinleitung bei aufgeladenen Motoren mit hohem Verdichtungsverhältnis. *Informationstagung Motoren.* Dresden, 2009.

[47] **Zahdeh, A. et. al.:** Diagnosing Engine Combustion Using High Speed Photography in Conjunction with CFD. *8. Internationales Symposium Verbrennungsdiagnostik.* Baden Baden : AVL Deutschland GmbH; ISBN: 9783000220579, 2008.

[48] **Hofmann, P. et. al.:** Auslösemechanismen und Einflussfaktoren auf die Vorentflammungsphänomene an hoch aufgeladenen Ottomotoren. *17. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik.* Aachen : VKA, Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen Aachen; IKA, Institut für Kraftfahrwesen; VDI-Gesellschaft Fahrzeug - und Verkehrstechnik; ISBN: 978-3-940374-01-1, 2008.

[49] **Karsten, M. et. al.:** Analyse von Verbrennungsanomalien bei hoch aufgeladenen Ottomotoren mit Direkteinspritzung. *Direkteinspritzung im Ottomotor VII.* Essen : Expert Verlag, ISBN: 978-3-8169-2965-9, 2010.

[50] **Prochazka, G. et. al.:** Selbstzündungsphänomene an einem hochaufgeladenen Ottomotor und Abhilfemaßnahmen. *26. Internationales Wiener Motorensymposium,*

Fortschrittsbericht VDI Reihe 12, Nr. 595. Wien : VDI Verlag GmbH, ISBN: 3-18-359512-5, 2005.

[51] **Bobicic, N. et. al.:** Einfluss von Ethanolkraftstoffen auf die Vorentflammungsneigung von hochaufgeladenen Ottomotoren. *Ottomotorisches Klopfen - irreguläre Verbrennung.* Berlin : Expert Verlag; ISBN: 978-3-8169-3047-1, 2010.

[52] **Helmetsberger, P. et. al.:** Kombinativer Einsatz optischer Messtechniken in der Entwicklung ottomotorischer Brennverfahren. *Motorische Verbrennung - Berichte zur Energie und Verfahrenstechnik, IX. Tagung.* München : Energie- und Systemtechnik GmbH; ISBN: 783931901509, 2009.

[53] **Zaccardi, J. M. et. al.:** Unteruschung des Einflusses von Ladungsbewegung und dem Einspritzungsmodus auf die Vorentflammung in Ottomotoren. *19. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik.* Aachen : s.n., 2010.

[54] **Mogi, K. et. al.:** *Analysis and avoidance of pre-ignition in S.I.gasoline engines.* s.l. : Society of Automotive Engineers of Japan, 1998. JSAE9830028.

[55] **Krebs, R. et. al.:** Neuer Ottomotor mit Direkteinspritzung und Doppelaufladung von Volkswagen, Teil 1 Konstruktive Gestaltung. *MTZ 66, Nr. 11, S. 844-856.* 2005.

[56] **Middendorf, H. et. al.:** Der weltweit erste doppel aufgeladene Otto-Direkt-Einspritzmotor von Volkswagen. *14. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik.* Aachen : VKA, Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen Aachen; IKA, Institut für Kraftfahrwesen; VDI-Gesellschaft Fahrzeug - und Verkehrstechnik, 2005.

[57] **Prochazka, G. et. al.:** Grenzen der Aufladung bei einem hochverdichteten Ottomotor. *6. Dresdner Motorenkolloquium.* Dresden : Hochschule für Technik und Wirtschaft Dresden (FH), 2005.

[58] **Leonhard, R. et. al.:** Direkteinspritzung für saubere, sparsame und starke Ottomotoren. *Entwicklungstendenzen bei Ottomotoren.* Osterfildern : TAE, Technische Akademie Esslingen; ISBN: 3-924813-58-2, 2004.

- [59] **Goto, T. et. al.:** Der neue Ottomotor Skyactiv-G von Mazda. *MTZ 72, Nr. 5, S. 476-483.* 2011.
- [60] **Schutting, E. et. al.:** Miller- und Atkinson-Zyklus am aufgeladenen Dieselmotor. *MTZ 68, Nr.6, S.480-485.* 2007.
- [61] **Friedrich, C. et. al.:** Downsizing - ein geeigneter Ansatz zur Wirkungsgradsteigerung von Ottomotoren? 23. *Internationales Wiener Motorensymposium.* Wien : VDI Verlag GmbH, Düsseldorf; ISBN: 3-18-349012-9, 2002.
- [62] **Kunde, O. et. al.:** Der neue 2.0 SCTi EcoBoost Benzinmotor von Ford. 19. *Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik.* Aachen : s.n., 2010.
- [63] **Westin, F. et. al.:** The influence of Residual Gases on Knock in Turbocharged SI-Engines. *SAE 2000-01-2840.* 2000.
- [64] **Witt, A.:** Analyse thermodynamischer Verluste eines Ottomotors unter den Randbedingungen variabler Steuerzeiten. *Dissertation.* : Technische Universität Graz, 1999.
- [65] **Duchaussoy, Y. et. al.:** Dilution Interest on Turbocharged SI Engine Combustion. *2003 SAE World Congress.* Detroit, Michigan : SAE International 2003-01-0629, 3. - 6.Mai 2003.
- [66] **Russ, S.:** A Review of the Effect of Engine Operating Conditions on Borderline Knock. *International Congress & Exposition.* Detroit, Michigan : SAE International, 960497, 26.-29. Februar 1996.
- [67] **Winter, S. et. al.:** Effizienz- und Dynamiksteigerung eines Hybridantriebsstranges durch gezielte Synergiemaßnahmen in Kombination mit einem direkt einspritzenden aufgeladenen Ottomotor. *Direkteinspritzung im Ottomotor 6, Haus der Technik, Band 84.* Essen : Expert Verlag GmbH; ISBN: 3-8169-2716-5, 2007.
- [68] **Brandt, M. et. al.:** DI Turbo mit Scavenging - Weniger Verbrauch durch mehr Drehmoment. 18. *Internationale AVL Tagung "Motor und Umwelt" - Gasoline versus Diesel.* Graz : s.n., 2006.

[69] **Flaig, B. et. al.:** Abgasrückführung bei Ottomotoren mit Direkteinspritzung. *MTZ 71, Teil 1, S. 34-40.* 2010.

[70] **Müller, R. et. al.:** Reduzierung der CO₂-Emissionen eines Turbo-DI-Ottomotors durch gekühlte AGR und optimierte Regelung des Kühlsystems. *16. Aachener Kolloquium Fahrzeug und Motorentechnik.* Aachen: VKA, Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen Aachen; IKA, Institut für Kraftfahrwesen; VDI-Gesellschaft Fahrzeug - und Verkehrstechnik; ISBN: 978-3-940374-00-4, 2007.

[71] **Grandin, B. et. al.:** Knock Suppression in a Turbocharged SI Engine by Using Cooled EGR. *SAE 982476.* 1998.

[72] **Cairns, A. et. al.:** Exhaust Gas Recirculation for improved Part and Full Load Economy in a Turbocharged Gasoline Engine. *2006 SAE World Congress.* Detroit, Michigan : SAE International, 2006-01-0047, 3. - 6. April 2006.

[73] **Potteau, S. et. al.:** Cooled EGR for a Turbo SI Engine to Reduce Knocking and Fuel Consumption. *Powertrain & Fluid Systems, Conference & Exhibition.* Rosemont, Illinois : SAE International, 2007-01-3978, 29. Okt. - 1. Nov. 2007.

[74] **Dahnz, C. et. al.:** Investigations on Pre-Ignition in Highly Supercharged SI Engines. : SAE International 2010-01-0355, 2010.

[75] **Sausen, E.P.:** Anforderung von Ottomotoren an ihre Kraftstoffe. *5th Colloquium Fuels.* Esslingen : Technische Akademie Esslingen; ISBN-13: 978-3924813598, 12. - 13. Januar 2005.

[76] **Urbanek, M.:** *Der Einfluss von flüssigen und gasförmigen alternativen Kraftstoffen auf die Emissionen von Kraftfahrzeugen bei der ottomotorsichen Verbrennung.* Düsseldorf : VDI Verlag GmbH, 2011. ISBN 978-3-18-373212-8.

[77] **Urbanek, M. et. al.:** Limitierte und nichtlimitierte Schadstoffemissionen beim motorischen Betrieb mit Biokraftstoffen. *ATZ/MTZ Konferenz - Innovative Kraft- und Schmierstoffe.* Stuttgart : s.n., 11. - 12. November 2011.

[78] **de Oliveira, E. J. et. al.:** Method for Predicting Gasoline Octane Numbers - Including Mixing with Ethanol. *6th International Colloquium Fuels.* Esslingen : Technische Akademie Esslingen; ISBN-13: 978-3924813673, 10. - 11. Januar 2007.

- [79] **List, R. et. al.:** The Effects of Bio-Ethanol Mixtures on the SI-Engine Operation. *6th International Colloquium Fuels*. Esslingen : Technische Akademie Esslingen; ISBN-13: 978-3924813673, 10. - 11. Januar 2007.
- [80] **Kieberger, M. et. al.:** Wirkung von Kraftstoffparametern auf die Vorentflammungsneigung von hoch aufgeladenen direkteinspritzenden Ottomotoren. *Ottomotorisches Klopfen - irreguläre Verbrennung*. Berlin : Expert Verlag; ISBN: 978-3-8169-3047-1, 2010.
- [81] **Geringer, B. et. al.:** Potentials and Challenges of 1st and 2nd Generation Alternative Fuels for Internal Combustion Engines (ICE). *6th International Colloquium Fuels*. Esslingen : Technische Akademie Esslingen; ISBN-13: 978-3924813673, 10. - 11. Januar 2007.
- [82] **Hofmann, P. et. al.:** Improvements of SI Engine Operation using Gasoline-Ethanol Blends. *11th European Automotive Congress*. Budapest : EAEC 2007, 30.5. - 1.6.2007.
- [83] **Polster, R. et. al.:** *Endbericht: Kinetische Simulation der Zündung eines iso-Oktan/Luft Gemisches in einem homogenen Reaktor mit konstantem Volumen.* : processEng und TU Wien, 2006.
- [84] **Sturn, J. et. al.:** *Bericht: Kinetische Simulation der Zündung eines iso-Oktan/Luft/Retgas Gemisches in einem homogenen Reaktor mit konstantem Volumen.* Wien : Technische Universität Wien, Institut für Verfahrenstechnik, 2007.
- [85] **Sturn, J. et. al.:** *Kinetische Simulation der Zündung eines iso-Oktan/Luft/Restgas Gemisches in einem homogenen Reaktor mit konstantem Volumen, Kinetische Simulation der Zündung eines Ethanol/Luft Gemisches in einem homogenen Reaktor mit konstantem Volumen.* Wien : Technische Universität Wien, Institut für Verfahrenstechnik, 2008.
- [86] : CHEMKIN™ Chemical Kinetics Software, Reaction Design Inc. (2006).
- [87] **Curran, H. J. et. al.:** A Comprehensive Modeling Study of iso-Octane Oxidation. *Combustion and Flame* 129, S.253-280. 2002.

Publikationen

Im Rahmen dieser Dissertation entstanden die folgenden Publikationen:

- [1] Hofmann, P.; Kieberger, M.; Geringer, B.; Willand, J.; Jelitto, C.: Auslösemechanismen und Einflussfaktoren auf die Vorentflammungsphänomene an hoch aufgeladenen Ottomotoren. 17. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik. Aachen: VKA, Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen Aachen; IKA, Institut für Kraftfahrwesen; VDI-Gesellschaft Fahrzeug - und Verkehrstechnik; ISBN: 978-3-940374-01-1, 2008.
- [2] Kieberger, M.; Hofmann, P.; Geringer, B.; Willand, J.; Daniel, M.: Pre-Ignition Phenomena - Limit of Supercharging of SI Engines. 12th EAEC European Automotive Congress. Bratislava; ISBN: 978-80-969243-8-7, 2009.
- [3] Willand, J.; Daniel, M.; Montefrancesco, E.; Geringer, B.; Hofmann, P.; Kieberger, M.: Grenzen des Downsizing bei Ottomotoren durch Vorentflammung. MTZ 70, Nr. 5, S. 422-428. 2009.
- [4] Kieberger, M.; Hofmann, P.; Geringer, B.; Thiele, F.; Winkler, A.; Frambourg, M.: Wirkung von Kraftstoffparametern auf die Vorentflammungsneigung von hoch aufgeladenen direkteinspritzenden Ottomotoren. Ottomotorisches Klopfen - irreguläre Verbrennung. Berlin: Expert Verlag; ISBN: 978-3-8169-3047-1, 2010.

Lebenslauf

Persönliche Daten

Name: Markus Kieberger
 Geburtsdatum: 11. Dezember 1978
 Geburtsort: Wien
 Staatsbürgerschaft: Österreich
 Familienstand: ledig

Ausbildung

09/1985-06/1989 Volksschule in Wien 10, Institut Neulandschulen
 09/1989-06/1993 AHS – Realgymnasium in Wien 10, Institut Neulandschulen
 09/1993-06/1998 HTBLA Wien IV, 1040 Wien, Argentinierstraße 11
 Maschinenbau – Automatisierungstechnik

Präsenzdienst und Auslandseinsatz

07/1998-03/1999 Präsenzdienst Jägerregiment 2, Wien
 04/1999-06/1999 Auslandeinsatz ATHUM/ALBA, Albanien

Hochschulausbildung

10/1999-04/2006 Studium Maschinenbau, Technische Universität Wien
 Schwerpunkt: Kraftfahrzeugwesen und Fahrzeugdynamik

Berufserfahrung

06/2006-10/2011 Institut für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik,
 Technische Universität Wien
 Universitätsassistent
 ab 11/2011 Continental AG, Regensburg
 Applikationsingenieur Fahrbarkeit