

Untersuchungen zur Reduzierung von Kohlenwasserstoff-Emissionen im Kaltstart von Ottomotoren mit Saugrohreinspritzung

Dissertation

zur Erlangung des akademischen Grades

Doktoringenieur (Dr.-Ing.)

von Dipl.-Ing. Frank Raab

geb. am 13.04.1969 in Bernburg/Saale

genehmigt durch die Fakultät für Maschinenbau
der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Helmut Tschöke,
Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg

Prof. Dr.-Ing. Ulrich Spicher
Universität Karlsruhe

Promotionskolloquium am 12.10.2007

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Maschinenmesstechnik und Kolbenmaschinen der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg im Rahmen der von der Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V. (FVV) geförderten Forschungsprojekte „Gemischbildung im Ventilspalt II“ und „Gemischbildung im Ventilspalt II+“.

Für die Unterstützung als Projektleiter und die Übernahme des Erstgutachtens danke ich besonders dem Leiter des Institutes für Mobile Systeme Herrn Prof.-Dr.-Ing. Helmut Tschöke.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Ulrich Spicher danke ich für das wohlwollende Interesse an der Arbeit und für die Übernahme des Zweitgutachtens. Für die Tätigkeit als Vorsitzender der Prüfungskommission danke ich Herrn Prof. Dr.-Ing. habil M. Molitor.

Besonders danke ich Herrn Dr.-Ing. Detlef Hieber für die hervorragende Betreuung und die Begleitung der Arbeit. Die Anmerkungen und Anregungen von seiner Seite haben wesentlich zum Gelingen der Arbeit beigetragen.

Weiterhin möchte ich mich bei allen Kollegen des Institutes für Mobile Systeme der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg für die freundschaftliche Zusammenarbeit, wertvollen Anregungen und Diskussionen bedanken. Herrn Dipl.-Ing. (FH) Lars Hartkopf möchte ich meinen herzlichen Dank aussprechen für die konstruktive Unterstützung mittels Simulationsrechnungen und Strömungsprüfstandsmessungen. Für den Aufbau und die Betreuung des Motorprüfstandes bedanke ich mich besonders bei Herrn Thomas Brink.

Frank Raab

Kurzfassung

Um die beim Ottomotor sich ständig verschärfenden Abgasgrenzwerte zu erfüllen, kommt insbesondere der Verringerung der Kohlenwasserstoff-Emissionen während der Kaltstart- und Warmlaufphase eine besondere Bedeutung zu. Die Frage, ob Ottomotoren mit Saugrohr- oder Direkteinspritzung die zukünftige Abgasgesetzgebung in Verbindung mit einer deutlichen Kraftstoffverbrauchsreduzierung bei gleichzeitig geringstmöglichen Zusatzkosten besser erfüllen können, ist bis heute nicht eindeutig zu beantworten, sodass es nach wie vor sinnvoll ist, sich mit der Verringerung der Abgasrohmissionen von Motoren mit konventioneller Saugrohreinspritzung zu beschäftigen.

In dieser Arbeit wurde der Einfluss von Einlass-Ventilhub, -Öffnungsdauer und -Nockenkontur auf die Kaltstart- und Warmlaufphase eines Vierventil-Ottomotors mit Saugrohreinspritzung bei einer Drehzahl von 1200 min^{-1} , einem indizierten Mitteldruck von 2 bar und einem Luft-Kraftstoff-Verhältnis $\lambda = 1$ untersucht. Weitere Untersuchungen für den genannten Betriebspunkt beschäftigten sich mit saugrohrseitiger Beeinflussung des einströmenden Luft-Kraftstoff-Gemisches durch Blenden (Flow Control Valves) bzw. mit brennraumseitiger Beeinflussung des einströmenden Luft-Kraftstoff-Gemisches durch Maskierungen im Ventilsitzbereich.

Die Messungen wurden in eine Warmlaufphase I (die ersten 100 Zyklen) und der sich anschließenden Warmlaufphase II unterteilt. Die Warmlaufphase II ist beendet, wenn eine Abgas-Enthalpiedifferenz von 10 kJ erreicht ist, was etwa dem Erreichen des sogenannten Light-off eines fiktiven Katalysators entspricht.

Die Untersuchungen zum variablen Ventiltrieb ergaben, dass eine Kombination aus Reduzierung des Einlassventilhubes von 9 mm auf 2 mm, der Einlassöffnungsdauer von 146°NW auf 90°NW , sowie eine asymmetrische Nockenkontur (steiler Anstieg – flacher Abfall) das Kaltstart-Warmlaufverhalten eines Ottomotors deutlich verbessern.

Wird stattdessen „nur“ eine Blende im Saugrohr optimal positioniert, können ebenfalls beachtliche Verbesserungen erreicht werden.

Mit den untersuchten Maskierungen im Ventilsitzbereich konnten keine Verbesserungen im Motorversuch erzielt werden. Eine veränderte, optimierte Maskierung lässt aber, auf der Basis von Strömungsuntersuchungen, Verbesserungen im Kaltstart-Warmlaufverhalten vermuten.

Abstract

In order to comply with ever stricter emission standards for gasoline engines, reducing the hydrocarbon emissions during the cold start and warm up phases is taking on particular importance. The question whether gasoline engines with port or direct fuel injection are better able to comply with future exhaust gas regulations related to a considerable reductions of fuel consumption by minimal additional costs has not yet been answered definitively so that now as before it makes sense to deal with the reduction of raw emissions from engines with conventional port fuel injection.

This project investigated the influence of intake valve lift, opening time and cam profile on the cold start and warm up phases of a four-valve gasoline engine with intake manifold injection at a speed of 1200 min^{-1} , an indicated mean effective pressure of 2 bar and a air-fuel-ratio (AFR) of 14,5 ($\lambda = 1$). Other tests for the operating point cited dealt with using Flow Control Valves to influence the inflowing fuel-air-mixture on the intake manifold side and using masks around the valve seat to influence the inflowing fuel-air-mixture on the combustion chamber side.

For analysis, the readings were broken down into a warm up phase I (the first 100 cycles) followed by the warm up phase II. The warm up phase II ends when a difference in exhaust enthalpy of 10 kJ is achieved, a relative gauge for the light-off of a dummy catalytic converter.

The tests on the small valve gap revealed that reducing intake valve lift from 9 mm to 2 mm and intake valve opening time from 146°cam angle to 90°cam angle and having an asymmetrical cam profile (flat rise – steep drop off) noticeably improved the cold start / warm-up behavior of a gasoline engine.

If instead “only” a Flow Control Valve is optimally positioned in the intake manifold, striking improvements can also be achieved.

Improvements in the engine tests could not be achieved with the tested masks around the valve seat. However, flow tests indicate a modified, optimized mask could improve cold start / warm-up behavior.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung und Aufgabenstellung	1
2	Stand der Technik	3
2.1	Abgasgrenzwerte und -komponenten	3
2.2	HC-Emissionen und mögliche Quellen.....	8
2.3	Strategien zur HC-Reduzierung	13
2.3.1	Optimierung der Abgasnachbehandlung.....	13
2.3.2	Verringerung der Motor-Rohemissionen	14
3	Versuchsmethodik	21
3.1	Motorprüfstand und Messtechnik	21
3.2	Abgleich Einzylinder - Vollmotor.....	23
3.3	Versuchsprogramm	24
3.4	Betriebsstrategie und Auswertung	25
3.5	Betriebsstoffe	28
4	Variabler Ventiltrieb.....	31
4.1	Voruntersuchungen	31
4.1.1	Einfluss des Einspritzzeitpunktes.....	31
4.1.2	Einfluss der Position des Einspritzventils.....	34
4.1.3	Aussetzergrenze	36
4.2	Parametervariation	39
4.2.1	Einfluss der Einlasspreizung	39
4.2.2	Einfluss des Einlassventilhubes	47
4.2.3	Einfluss der Einlassöffnungsdauer	55
4.2.4	Einfluss der Einlassnockenkontur	62
4.3	Untersuchungen zur optimalen Variante	69
4.3.1	Einfluss der Auslassspreizung	69
4.3.2	Einfluss der Kraftstoffdruckanhebung	71
4.3.3	Partikelemissionen	73

5	Maskierung im Ventilsitzbereich	77
5.1	Ausführung der Maskierung	77
5.2	Einfluss der Maskierung im Ventilsitzbereich	78
6	Flow Control Valve (FCV).....	84
6.1	Ausführung der Flow Control Valves	84
6.2	Flow Control Valves vor dem Einspritzventil (Position 1)	85
6.2.1	Einfluss von FCV-Form, Einlassspreizung und Kraftstoffstrahl-Ausrichtung....	85
6.2.2	Einfluss der Auslassspreizung	90
6.3	Flow Control Valves nach dem Einspritzventil (Position 2).....	92
6.3.1	Einfluss der Kraftstoffstrahl-Ausrichtung	92
6.3.2	Einfluss von FCV-Form und Einlassspreizung	93
6.3.3	Einfluss des Einspritzzeitpunktes	95
6.4	Vergleich der Einbaupositionen der Flow Control Valves.....	97
7	Vergleichende Bewertung der Varianten.....	100
7.1	Motorstarttemperatur 20 °C	100
7.2	Motorstarttemperatur -7 °C.....	101
8	Zusammenfassung	107
9	Literaturverzeichnis.....	109
10	Anhang.....	122

Symbolverzeichnis

Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
AFR		Air Fuel Ratio
α_{ALS}	°KW vor LW-OT	Auslassspreizung
α_{ELS}	°KW nach LW-OT	Einlassspreizung
$\alpha_{EÖ}$	°KW	Einlass Öffnen
α_{ESB}	°KW	Einspritzbeginn
α_{ESD}	°KW	Einspritzdauer
α_{ESV}	°KW	Einspritzvorlagerung
$\alpha_{EVÖD}$	°NW	Einlassöffnungsdauer
α_{LW-OT}	°KW	Ladungswechsel oberer Totpunkt
α_Z	°KW	Zündwinkel
h	kJ/kg	spezifische Enthalpie
$h_{V,E}$	mm	Einlassventilhub
λ		Luft-Kraftstoff-Verhältnis
m_K	mg	Kraftstoffmasse
n	min ⁻¹	Motordrehzahl
ψ	ppm	Konzentration
p_{mi}	bar	indizierter Mitteldruck
Δp	Pa	Druckdifferenz
t	°C	Temperatur
t_i	msec	Einspritzdauer
T	K	Temperatur
XRG	%	Restgasgehalt

Abkürzungen	Bedeutung
AÖ	Auslass Öffnen
AS	Auslass Schließen
Ar	Argon
AV	Auslassventil
CH ₄	Methan
CO	Kohlenmonoxid
CO ₂	Kohlendioxid
ECE	Economic Comission for Europe
EÖ	Einlass Öffnen
EV	Einspritzventil

EVP	Einspritzventilposition
FAÖ	Frühes Auslass Öffnen
FAS	Frühes Auslass Schließen
FCV	Flow Control Valve (Blende)
FEÖ	Frühes Einlass Öffnen
FES	Frühes Einlass Schließen
FTP	Federal Test Procedure
HC	Kohlenwasserstoffe
H ₂ O	Wasser
LEV	Low Emission Vehicle
LW-OT	Ladungswechsel - oberer Totpunkt (im Niederdruckprozess)
N ₂	Stickstoff
NEFZ	Neuer Europäischer Fahrzyklus
NMHC	Non Methan Hydrocarbons (Kohlenwasserstoffe ohne Methan)
NO	Stickstoffmonoxid
NO ₂	Stickstoffdioxid
NO _x	Stickoxide
NW	Nockenwelle
P	Position des FCV
PKW	Personenkraftwagen
SAÖ	Spätes Auslass Öffnen
SAE	Society of Automotive Engineers
SAS	Spätes Auslass Schließen
SEÖ	Spätes Einlass Öffnen
SES	Spätes Einlass Schließen
SULEV	Super Ultra Low Emission Vehicle
TKE	Turbulente kinetische Energie
TLEV	Transitional Low Emission Vehicle
ULEV	Ultra Low Emission Vehicle
UT	Unterer Totpunkt
VDA	Verband der Automobilindustrie
VVT	Variabler Ventiltrieb
ZOT	Zünd-oberer Totpunkt (im Hochdruckprozess)

1 Einleitung und Aufgabenstellung

Verbrennungsmotoren sind und bleiben auf absehbare Zeit die wichtigsten Antriebsaggregate im Straßenverkehr. Im Personenverkehr in Deutschland hat der PKW-Verkehr den größten Anteil. Als Antriebskonzept hat hier der Ottomotor seine bedeutende Rolle beibehalten und die Zukunftsfähigkeit des Ottomotors als Saugrohreinspritzer insbesondere hinsichtlich seiner Abgasqualität steht außer Frage [1].

Die beeindruckende Weiterentwicklung des Antriebskonzeptes Verbrennungsmotor in den letzten Jahren zeigt, dass dieser noch ein beachtliches Entwicklungspotenzial besitzt, um auch zukünftigen Anforderungen seitens des Kunden und der Gesetzgebung zu genügen, auch wenn diese häufig gegenläufig sind. Zum einen sind vom Kunden ständig steigende Erwartungen bezüglich Fahrdynamik und Komfort zu erfüllen. Dies geht meistens einher mit einem Anstieg des Fahrzeuggewichtes und somit des Kraftstoffverbrauchs. Zum anderen sind sich ständig verschärfende Abgasgesetzgebungen und freiwillige Selbstverpflichtungen der Automobilindustrie zur Verbrauchsreduzierung einzuhalten. Hier ist das Arbeitsfeld der Motorenentwickler, die beiden Forderungen gerecht werden müssen.

Zur Erfüllung der vom Gesetzgeber vorgeschriebenen Emissionswerte liegt das Augenmerk auf der Verringerung der HC-Emission in der Warmlaufphase eines Ottomotors. Diese betragen nach [17] ca. 60-80% der gesamten Kohlenwasserstoffe im Abgastest (USA, FTP-75).

Möglichkeiten, die HC-Emission eines Fahrzeuges zu reduzieren, bestehen in einer effektiveren Abgasnachbehandlung oder in einer Reduzierung der HC-Rohemissionen des Motors. Die zweite Variante, auch als innermotorische Maßnahme zur Reduzierung der HC-Emissionen bezeichnet, ist Gegenstand dieser Arbeit.

Das Ziel der Arbeit ist die Klärung des Einflusses von variablem Ventiltrieb, Maskierung im Einlassventilsitzbereich und Blenden im Saugrohr auf HC-Emission, Abgastemperatur und Katalysator-Light-off Zeit in der Kaltstart- und Warmlaufphase eines Ottomotors mit Saugrohreinspritzung. Die Untersuchungen werden im Experiment an einem Einzylinder-Forschungsmotor durchgeführt und durch Simulation (PROMO und FIRE®) sowie Untersuchungen am Strömungsprüfstand unterstützt.

Es soll der Einfluss von Einlass-Ventilhub, -Öffnungsdauer und -Nockenkontur sowie der Einlassventilsteuerzeiten in der Kaltstart- und Warmlaufphase auf die HC-Emission, Abgastemperatur und Katalysator-Light-off Zeit untersucht werden. Als Betriebspunkt wurde ein unterer Last- und Drehzahlpunkt gewählt (2 bar, 1200 min⁻¹). Üblicherweise erfordert die

Auslegung von Ventilerhebungskurven, einen guten Kompromiss zwischen den Anforderungen im unteren und oberen Last- und Drehzahlbereich zu finden. Ziel dieser Arbeit ist es, Ventilerhebungskurven nur für den unteren Last- und Drehzahlbereich optimal für die Kaltstart- und Warmlaufphase auszulegen. Die Erfüllung der Forderungen aus dem oberen Last- und Drehzahlbereich kann beispielsweise durch eine Ventilumschaltung (Ventilhub und -öffnungsdauer vergrößert) über Tassenstößel erfolgen.

Ergänzend zu den bisher genannten Parametervariationen wird exemplarisch für die „best case“ Variante des variablen Ventiltriebes der Einfluss der Auslassspreizung sowie einer moderaten Kraftstoffdruckerhöhung auf Emission und Katalysator-Light-off Zeit untersucht. Ein weiterer Punkt ist die auch für den Ottomotor interessante, gerade wieder aktuell werdende Problematik der Russpartikelemission. Auch wenn es hier derzeit noch keine gesetzlichen Vorschriften für den Ottomotor gibt (inzwischen festgelegt für EURO 5 bei Ottomotoren mit Direkteinspritzung und $\lambda > 1$), sollte dieses Thema nicht ganz unberücksichtigt bleiben. Ziel ist es, einen ersten Hinweis auf die Entwicklung der Russpartikelemission bei Veränderung von Ventilhub und -öffnungsdauer sowie Nockenkontur zu erhalten.

Die Verwendung einer Maskierung im Ventilsitzbereich ist eine Maßnahme zur Unterstützung der Gemischbildung. Diese ist dabei im Bereich zwischen den Einlassventilen und der Brennraumwand sowie zwischen den Ein- und Auslassventilen angebracht. Ziel ist es, die Strömung exakter auszurichten und unerwünschte Kraftstoff-Wandanlagerungen zu minimieren.

Die Unterstützung der Gemischbildung kann auch mittels einer Blende im Saugrohr (Flow Control Valve) erfolgen. Während eine variable Ventilsteuerung oder eine Maskierung im Brennraum einen relativ hohen Realisierungsaufwand erfordern, ist ein Flow Control Valve deutlich einfacher umsetzbar. Verschiedene Blendenformen sollen hierbei an verschiedenen Einbauorten (in Strömungsrichtung gesehen vor und nach dem Einspritzventil) angeordnet und untersucht werden.

2 Stand der Technik

2.1 Abgasgrenzwerte und -komponenten

Im Laufe der letzten Jahre haben sich die Emissionsvorschriften weltweit drastisch verschärft, Tabelle 2-1. Mit den in Kalifornien geltenden Super Ultra Low Emission Vehicle (SULEV) Grenzwerten werden derzeit die strengsten Anforderungen an Ottomotoren gestellt. Aber auch in Europa werden die Abgaswerte immer stärker reglementiert. Ziel dieser strengen Vorschriften ist es, die Schadstoffbelastung von Mensch und Natur zu verringern.

Tabelle 2-1: Abgasgrenzwerte

	HC	CO	NO _x
ULEV*	0,04 g/Meile	1,7 g/Meile	0,2 g/Meile
SULEV*	0,01 g/Meile	1,0 g/Meile	0,02 g/Meile
EU 3**	0,2 g/km	2,3 g/km	0,15 g/km
EU 4**	0,1 g/km	1,0 g/km	0,08 g/km
EU 5***	0,075 g/km	1,0 g/km	0,06 g/km

* USA; ** Europa, ***Vorschlag der EU Kommission

Heutige moderne Fahrzeuge mit optimierter Abgasnachbehandlung sind bereits in der Lage, bei aktivem Katalysatorsystem und vor allem im Stadtbereich mit relativ hohen Immissionen, eine positive, sprich reinigende, Wirkung auszuüben [16].

So ist zur Einhaltung der strengen Emissionsvorschriften nach [2] die Schadstoffmasse in der Verbrennungsluft nicht zu vernachlässigen. Unter den hier getroffenen Annahmen würden ca. 35% des SULEV-Wertes für HC-Emissionen aus der angesaugten Verbrennungsluft stammen. Demnach ist die vom Fahrzeug verursachte Schadstoffmasse nicht die am Auspuff absolut gemessene Masse, sondern die Schadstoffmassendifferenz zwischen Ansaugluft und Abgas.

Bei Einsatz von Fahrzeugen, die SULEV oder ähnliche Grenzwerte erfüllen, können die Emissionsprobleme hinsichtlich Kohlenwasserstoffen (HC), Kohlenmonoxid (CO) und Stickoxiden (NO_x) als gelöst betrachtet werden [16]. Somit bleibt noch Kohlendioxid (CO₂) als verantwortliche Komponente für den Treibhauseffekt. Unabhängig von der Aufteilung in natürliche und vom Menschen erzeugte CO₂-Emission sowie der noch nicht vollständig erforschten Interaktion Erderwärmung - Kohlendioxid ist eine freiwillige Selbstverpflichtung der Automobilindustrie zur Senkung des CO₂-Ausstoßes trotzdem zielführend, da somit auch die begrenzt vorhandenen Kraftstoffressourcen geschont werden.

Abgas- und Schadstoffzusammensetzung

Bei der idealen Verbrennung von Luft und Kohlenwasserstoffen erfolgt eine vollständige Oxidation des Kohlenstoffs zu CO_2 und des Wasserstoffs zu H_2O . Der Stickstoffanteil der Luft ist an dieser exothermen Reaktion nicht beteiligt. Aufgrund der realen, unvollständigen Verbrennung werden unter anderem Kohlenwasserstoffe, Kohlenmonoxid und Stickoxide emittiert [67]. Die Kohlenwasserstoffemission besteht aus unverbrannten oder teilweise unverbrannten Kohlenwasserstoffen beziehungsweise aus Kohlenwasserstoffverbindungen die sich während des Verbrennungsvorganges gebildet haben [67], [84], [86].

Eine typische Abgaszusammensetzung vor Katalysator beim Durchfahren des Neuen Europäischen Fahrzyklus (NEFZ) ist in Abbildung 2-1 dargestellt. Hierbei sind ca. 1,1 Gew.% der Gesamtemissionen als Schadstoffe (HC, CO, NO_x) eingestuft und gesetzlich limitiert. Weitere 18,1 Gew.% des Abgases, nämlich das Kohlendioxid (CO_2), sind aufgrund einer Selbstverpflichtung der europäischen Automobilhersteller ebenfalls begrenzt.

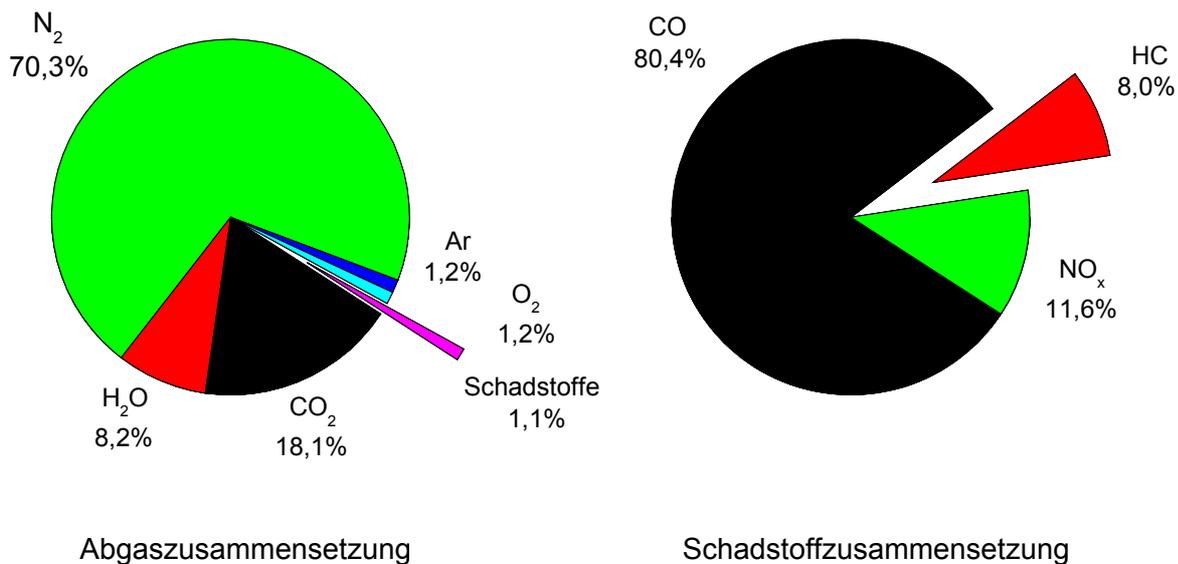


Abbildung 2-1: Mittlere Abgas- und Schadstoffzusammensetzung eines Ottomotors in Gew.% ohne Katalysator im NEFZ [77]

Limitierte Komponenten (HC, CO, NO_x)

Betrachtet man den in Abbildung 2-1 dargestellten Anteil der Schadstoffe (1,1 Gew.%) an der Abgaszusammensetzung, so kann dieser zunächst als relativ gering eingeschätzt werden, ist aber aufgrund seiner nachweislich die Gesundheit gefährdenden Substanzen bedeutend. Außerdem sorgt die große Anzahl von Fahrzeugen mit Ottomotor für eine beträchtliche Schadstoffbelastung.

Kohlenwasserstoffe (HC)

Ursache der HC-Emissionen ist nicht oder nicht vollständig verbrannter Kraftstoff, besonders bei schlechter Gemischaufbereitung (unter- beziehungsweise überstöchiometrisches Gemisch). Eine Vielzahl von Substanzen (Alkane, Alkene, Alkine, Aromaten, Aldehyde, Alkohole) wird unter der Bezeichnung „Kohlenwasserstoffe“ zusammengefasst [3]. Dabei wird häufig zwischen Methan (CH_4) und Nicht-Methan-Kohlenwasserstoffen (NMHC) unterschieden. Methan, welches auch von lebenden Organismen in erheblichem Umfang freigesetzt wird, ist ein farb- und geruchloses Gas mit einer deutlich längeren Verweilzeit (ca. 7 Jahre) in der Atmosphäre als die NMHC [3]. Es trägt zum natürlichen „Treibhauseffekt“ bei, also der Erwärmung der Erdoberfläche durch auftreffendes Sonnenlicht, wodurch erst das Leben auf der Erde ermöglicht wird [4]. Die anthropogenen Methan-Emissionen stehen somit im Verdacht, an der Verschärfung des „Treibhauseffektes“ beteiligt zu sein.

Die Aromaten (z.B. Benzol, Toluol) sind mutagen, karzinogen und narkotisierend. Paraffine (Alkane) wirken ebenfalls narkotisierend und können ähnlich den Aldehyden eine Reizung der Schleimhäute verursachen. Die Olefine (Alkene) sind bei Vorhandensein von Stickoxiden wesentlich an der Smogbildung beteiligt. Weiterhin wird durch die Reaktion von Kohlenwasserstoffen mit Stickoxiden Ozon gebildet [7]. Ozon verursacht beim Menschen eine Reizung der Augen- und Schleimhaut sowie Atemnot und ist in der Biosphäre für Smogbildung und eine Verschärfung des „Treibhauseffektes“ verantwortlich [77].

Global betrachtet sind die Quellen für die jährliche Methanemission zu ca. 84% und der jährlichen Emission von Nicht-Methan-Kohlenwasserstoffen zu ca. 94% natürlichen Ursprungs (Gewässer, Sümpfe, Reisfelder, Wiederkäuer, usw.). Die HC-Emissionen einschließlich Methan haben in Deutschland zu ca. 56% eine natürliche und zu ca. 44% eine anthropogene Quelle (Straßenverkehr, Lösungsmittelindustrie, usw.) [3].

In [85] ist eine Verringerung der anthropogenen NMHC-Emissionen in Deutschland im Jahr 2000 gegenüber 1990 um ca. 50% aufgezeigt. Bei der Entwicklung der NMHC-Emissionen der Pkw in Deutschland wird, trotz permanent steigender Fahrleistung, weiterhin eine signifikante Reduzierung bis zum Jahr 2030 prognostiziert.

Kohlenmonoxid (CO)

Kohlenmonoxid ist eine farb-, geruch- und geschmacklose Abgaskomponente. Es entsteht bei der Verbrennung unter Luftmangel, ist sehr giftig und wird vom Hämoglobin des Blutes dem Sauerstoff bevorzugt angelagert. Das Einatmen von Luft mit 0,15% CO führt nach einigen Stunden zu schweren Vergiftungen, mit 0,4% CO nach ca. zwei Stunden zum Tode [8].

Die globale jährliche CO-Emission ist zu ca. 79% natürlichen Quellen (Ozeane, Pflanzen, usw.) zuzuordnen. In Deutschland sind die CO-Emissionen mit ca. 76% überwiegend anthropogenen Ursprungs (Kraftwerke, Industrie, Straßenverkehr, usw.) und nur zu ca. 24% natürlicher Herkunft [3].

In [85] ist eine Verringerung der anthropogenen CO-Emissionen in Deutschland im Jahr 2000 gegenüber 1990 um ca. 58% aufgezeigt. Bei der Entwicklung der durch den Pkw verursachten CO-Emissionen in Deutschland wird weiterhin eine signifikante Reduzierung bis zum Jahr 2030 prognostiziert, trotz permanent steigender Fahrleistung.

Stickoxide (NO_x)

Stickoxide NO und NO₂ (oft summarisch mit NO_x bezeichnet) werden bei Temperaturen oberhalb ca. 1200 °C gebildet und werden als schädlich eingestuft, da sie zur Reizung der Schleimhäute und in stärkerer Konzentration auch zur Lungenschädigung führen [8].

Die globale jährliche Emission von Stickoxiden hat zu ca. 68% einen natürlichen Ursprung (Ozeane, Böden, usw.). Die in Deutschland abgeschätzten Emissionen von Stickoxiden stammen nur zu ca. 9% aus natürlichen Quellen und zu ca. 91% aus anthropogenen Quellen (Kraftwerke, Industrie, Straßenverkehr, usw.) [3].

In [85] ist eine Verringerung der anthropogenen NO_x-Emissionen in Deutschland im Jahr 2000 gegenüber 1990 um ca. 58% aufgezeigt. Bei der Entwicklung der durch den Pkw verursachten NO_x-Emissionen in Deutschland wird, trotz permanent steigender Fahrleistung, weiterhin eine signifikante Reduzierung bis zum Jahr 2030 prognostiziert.

Freiwillige Selbstverpflichtung (Reduzierung CO₂-Ausstoß)

Während die limitierten Komponenten HC, CO und NO_x durch eine ideale, vollständige Verbrennung vermieden werden könnten, wäre selbst in diesem Fall die Entstehung von Kohlendioxid (CO₂) entsprechend dem Kohlenstoffgehalt des Kraftstoffes nicht zu verhindern.

Kohlendioxid ist ein Gas, das zum natürlichen „Treibhauseffekt“ beiträgt. In welchem Ausmaß die industriellen Aktivitäten der Menschen das Klima beeinflussen ist unter Wissenschaftlern nicht eindeutig geklärt. Nach [3], [4], [5] nimmt eine durch den Menschen verursachte CO₂-Emission am zusätzlichen Treibhauseffekt teil und ist wahrscheinlich mitverantwortlich für die Klimaänderung auf der Erde. In [6] wird darauf hingewiesen, dass Kohlendioxid in der Vergangenheit einen wichtigen Beitrag im Klimasystem geleistet hat, aber nicht der Auslöser von Klimaänderungen war.

Im Jahr 1998 haben sich die europäischen Automobilhersteller verpflichtet, den CO₂-Ausstoß ihrer Fahrzeuge bis 2008 um 25% gegenüber 1995 zu senken. Hierbei handelt es sich um

einen Flottengrenzwert für alle europäischen Hersteller. Länder wie Frankreich und Italien mit kleineren Fahrzeugen könnten den Grenzwert leicht unterschreiten und so anderen Ländern mit größeren Fahrzeugen (z.B. Deutschland und Schweden) und höherem CO₂-Ausstoß die Einhaltung der Selbstverpflichtung ermöglichen [9].

Während 1995 durchschnittlich 186 g CO₂ / km ausgestoßen wurden, sollen es im Jahr 2008 nur noch 140 g CO₂ / km sein. Dies entspricht einer Kraftstoffersparnis von 1,7 Liter Diesel bzw. 1,9 Liter Benzin pro 100 km [9].

Die globale jährliche Kohlendioxidemission ist zu ca. 98% natürlichen Ursprungs [3]. Nach Angaben des Verbandes der Automobilindustrie (VDA) macht der durch Kraftverkehr erzeugte CO₂-Ausstoß nur 0,4% der weltweiten CO₂-Emissionen aus. Wählt man aber als Basis das vom Menschen verursachte CO₂ und beschränkt die Betrachtung auf Europa, so sind laut einer Studie der European Environment Agency aus dem Jahr 2000 ca. 20% dieser CO₂-Emission durch den Straßenverkehr verursacht [9].

Abgastest – Katalysator-Light-off

Nach [11], [12], [42] entsteht im für ULEV und SULEV maßgeblichen FTP 75 - Testzyklus in den ersten ca. 20 Sekunden der wesentliche Anteil der HC-Emissionen eines Fahrzeugs. Danach ist kein signifikanter Anstieg der kumulierten HC-Emissionen mehr zu verzeichnen, da der betriebsbereite Katalysator diese nahezu vollständig konvertiert. Somit liefert die Kaltstart-Nachstart-Warmlaufphase bei Ottomotoren den größten Beitrag zur Gesamtemission, da die Katalysator-Light-off Temperatur in dieser Phase noch nicht erreicht wird. Hierbei wird der Hochlauf des Motors als „Startphase“ bezeichnet. Daran schließt sich eine ca. 10 Sekunden dauernde „Nachstartphase“ an, gefolgt von der „Warmlaufphase“ [13]. Nach [14] ist der Katalysator-Light-off definiert als Beginn des Anstieges der Konvertierungsrate. Dieser Punkt liegt entsprechend [11], [12], [14], [15], [16]] für HC-Emissionen bei einer Monolithtemperatur von ca. 250-300 °C und kann allgemein als Richtwert angesehen werden. In [17], [18] wird bei vereinfachter Betrachtung der Katalysator-Light-off gleich einer Konvertierungsrate von 99,95% bzw. 100% gesetzt. Ebenfalls in [18] wird in einem verwendeten Katalysatorberechnungsprogramm der Katalysator-Light-off mit einer Konvertierungsrate von 50% bei 230 °C angesetzt.

Basierend auf einem HC-Rohemissionsverlauf mit 2 g / Meile, dem Entwicklungsziel 50% des Grenzwertes zu erreichen und einer theoretischen Konvertierungsrate des Katalysators nach Light-off von 100% ergeben sich notwendige, unbedingt einzuhaltende Katalysator-Light-off Zeiten [17]. So beträgt die sich daraus ergebende erforderliche Katalysator-Light-off Zeit für den US-Abgasstandard TLEV ca. 35 Sekunden, für LEV ca. 22 Sekunden, für ULEV ca. 11 Sekunden und für SULEV ca. 4 Sekunden, Abbildung 2-2.

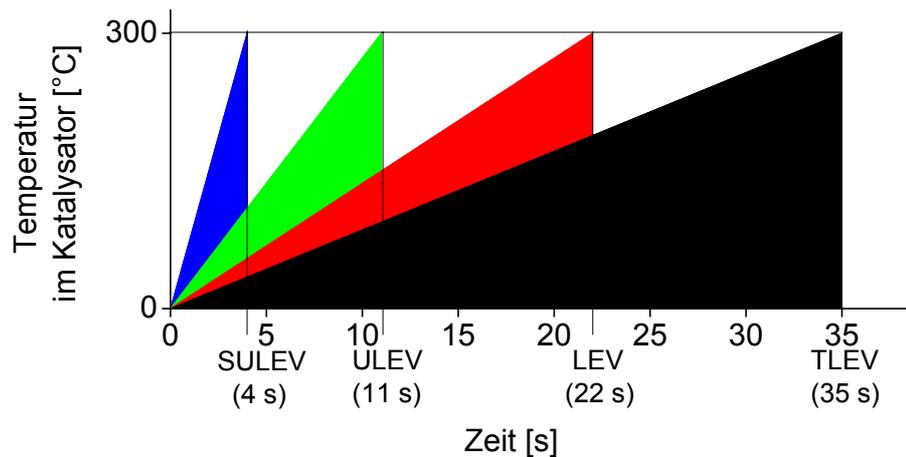


Abbildung 2-2: Vergleich der notwendigen Zeiten für den Katalysator-Light-off bei verschiedenen Abgasstandards

Auch in [18] wird zur Erreichung der SULEV-Grenzwerte eine notwendige, einzuhaltende Katalysator-Light-off Zeit von ca. 3,5 – 12,5 Sekunden, für verschiedene Mittelklassefahrzeuge, genannt. Die erforderliche Konvertierungsrate wird hier mit 99,95% angegeben.

2.2 HC-Emissionen und mögliche Quellen

Die HC-Emissionen eines Fahrzeuges basieren nicht nur auf einer unvollständigen Verbrennung des Kraftstoffes im Motor, sondern entstehen beispielsweise auch durch Verdampfungs- und Betankungsemissionen. Nach [3] ist bei einem Fahrzeug mit Ottomotor und Katalysator mit einer jährlichen HC-Emission aus dem Auspuff von ca. 3.000 bis 6.000 g zu rechnen. Weiterhin werden als Jahresdurchschnitt für die Verdampfungsemissionen ca. 2.700 g und für die Betankungsemissionen ca. 1.000 g Kraftstoffdampf pro Fahrzeug angegeben.

Da sich diese Arbeit ausschließlich mit dem Verbrennungsmotor als HC-Quelle beschäftigt, werden nachfolgend dessen HC-Entstehungsmechanismen erläutert und mögliche Startstrategien zur HC-Reduzierung aufgezeigt.

Wall-Quenching (Spalte)

Eine hohe Wärmeabfuhr an den relativ kalten Brennraumwänden führt zum Erlöschen der Flamme [29]. Aufgrund dieses Effektes, Wall-Quenching genannt, kann sich die Flamme nicht in die schmalen Brennraumspalte (z.B. Feuersteg, Zylinderkopfdichtung, Zündkerzengewinde) hinein ausbreiten. Das in diesen Brennraumspalten vorhandene Luft-Kraftstoff-Gemisch nimmt somit nicht an der eigentlichen Verbrennung teil, sondern wird während der Kompression und des Verbrennungsdruckanstieges verdichtet. Fällt der

Zylinderdruck, expandiert das Gas und strömt in den Brennraum zurück [87]. Nach [19], [20], [41] beträgt der Anteil der durch diesen Effekt verursachten HC-Emissionen ca. 50% der HC-Emissionen aus dem Auspuff.

Eine Verringerung der Wall-Quenching-Effekte kann zum Beispiel durch eine Reduzierung des Feuerstegvolumens erreicht werden. Nach [21] konnte mit einer Verkleinerung des Feuersteges (von 5,5 mm auf 3,0 mm) sowie der Fase an der Zylinderbuchse (von 1,5 mm auf 1,0 mm) der nicht aktiv an der Verbrennung teilnehmende Volumenanteil um ca. 34% reduziert werden.

Auch in [88] wird von einer Absenkung der HC-Emissionen aufgrund eines verkleinerten Feuersteges berichtet. Je nach Betriebspunkt verringerten sich die HC-Emissionen um bis zu 15% gegenüber der Ausgangsvariante. Weiterhin konnte festgestellt werden, dass es offensichtlich für die Verringerung der HC-Emissionen nicht gravierend ist, ob die deutliche Reduzierung des Feuerstegvolumens über eine kleinere Feuersteghöhe oder eine Spalteinengung erreicht wird.

Aber auch mit einer Vergrößerung des Feuersteges in Verbindung mit einer 45° Fase am oberen Kolbenrand kann eine Reduzierung der HC-Emissionen erreicht werden, da hierbei das Ausbreiten der Flamme in den Brennraumspalt begünstigt wird [89]. Nach [88] weisen Untersuchungen mit einem vergrößerten Feuersteg von 7,5 mm auf 8,5 mm ca. 12% weniger HC-Emissionen gegenüber der Ausgangsvariante auf. Um das Verdichtungsverhältnis trotz vergrößertem Feuersteg gleich zu stellen, wurde die Zylinderkopfdichtung der Ausgangsvariante von 1,55 mm auf 2,25 mm erhöht. Dies kann als eine Ursache für die niedrigeren HC-Emissionen bei vergrößertem Feuersteg vermutet werden, da sich aufgrund der geringeren Quetschspalthöhe das Gemischvolumen verkleinert, welches nicht an der Verbrennung teilnimmt.

Flame-Quenching

Als Flame-Quenching wird der Effekt beschrieben, bei dem die Flamme erlischt, bevor sie die Brennraumwand erreicht hat. Ursache hierfür ist, dass der Reaktionszone schneller Wärme entzogen wird als durch die chemische Reaktion der Verbrennung zugeführt werden kann [29]. Weitere Ursachen der Flammenlöschung kann eine intensive Turbulenz oder ein deutlich unter- bzw. überstöchiometrisches Gemisch sein [87]. Mit dem frühzeitigen Erlöschen der Flamme ist ein Anstieg der HC-Emissionen verbunden. Nach [22], [29] entstehen so ca. 80% und mehr der HC-Emissionen im Kaltstart und in der sich anschließenden Warmlaufphase.

Die Möglichkeiten, die Flame-Quenching Effekte zu minimieren, sind vielfältig. Als Beispiel seien hier kompakte Brennräume mit einem geringen Oberflächen-Volumen-Verhältnis,

beheizte Einspritzventile zur besseren Kraftstoffverdampfung oder Latentwärmespeicher zur Verkürzung der Aufwärmphase des Motors genannt [77], [23], [24], [25], [26].

Schmieröl

Nach [27] kann es insbesondere bei Ottomotoren zu einer Anreicherung von Kraftstoff im Öl kommen.

Mittels Diffusion stellt sich ein Gleichgewicht zwischen der HC-Konzentration in der Zylinderladung und der im Ölfilm ein. Aufgrund der unterschiedlichen HC-Konzentration kommt es zu einer Zwischenspeicherung von Kohlenwasserstoffen im Öl in Abhängigkeit von Kraftstofflöslichkeit, Temperatur, Schmierfilmdicke und Brennraumdruck [29], [31], [34].

Nach der Verbrennung wird die HC-Konzentration im Ölfilm durch Desorption in das Gas verringert. Ein Teil der Kohlenwasserstoffe kann durch eine hohe Temperatur nachoxidieren, der Rest entweicht in den Auslasstrakt [28], [29].

In [31] wurde eine ca. 1000 ppm höhere HC-Konzentration (bezogen auf C_nH_m mit $n = 1$) im Abgas bei Motorbetrieb mit Ölfilm gegenüber schmiermittelfreiem Betrieb nachgewiesen. Weiterhin kann in kaltes Schmiermittel mehr Kraftstoff eingelagert werden als in erwärmtes [29], [30]. Dieser Effekt wird durch die mit niedriger Temperatur zunehmende Ölfilmdicke und sich somit erhöhende HC-Konzentration im Abgas verstärkt [31].

Nach [90] lagern sich im Schmiermittel dauerhaft nur die schwer flüchtigen Komponenten des Kraftstoffs an. Die leicht flüchtigen Komponenten gehen in einen Sättigungszustand über, das bedeutet, es entsteht ein Gleichgewicht zwischen dem Eintrag in das Schmiermittel und dem Ausdampfen dieser Bestandteile. Der Kraftstoffanteil im Öl hängt unter anderem vom Luft-Kraftstoff-Gemisch und dem Temperaturniveau ab. Das heißt, dass bei einem unterstöchiometrischen Gemisch ($\lambda < 1$ bzw. AFR $< 14,5$) mehr Kraftstoff im Schmiermittel eingelagert werden kann und bei einem niedrigeren Temperaturniveau wiederum weniger Kraftstoff ausdampfen kann.

Nach [91] hängt wiederum die Menge des Ölverbrauchs vom Betriebspunkt (Last und Drehzahl) des Motors ab. Bei hohen Lasten und Drehzahlen ist der Ölverbrauch dementsprechend am größten.

Aufgrund beschriebener Effekte beträgt der Anteil der HC-Emissionen aus dem Schmieröl nach [31], [34], [38] bis zu ca. 30% der HC-Emissionen aus dem Auspuff.

Ablagerungen

An den Ablagerungen, die sich sowohl auf dem Kolbenboden als auch am Zylinderkopf und den Einlassventilen befinden, tritt ebenfalls der Effekt von Absorption und Desorption des Kraftstoffes auf. Die Wirkungsweise entspricht der beim Schmierfilm beschriebenen.

Während nach [38] die Ablagerungen am Einlassventil keinen signifikanten Anteil an den HC-Emissionen besitzen, beträgt der Anteil aufgrund der Ablagerungen an Kolbenboden und am Zylinderkopf an den vom Motor verursachten HC-Emissionen bis zu 16%.

Nach [29] können diese Ablagerungen aber auch durchaus einen positiven Effekt besitzen, indem sie die im Brennraum vorhandenen Spalte verkleinern.

Leckage (Auslassventil)

Als Leckage wird das Entweichen der Zylinderfüllung bei geschlossenen Auslassventilen bezeichnet, das unverbrannte Luft-Kraftstoff-Gemisch gelangt noch vor der Verbrennung in den Auslasstrakt. Diese Quelle der HC-Emission ist bei modernen Motoren vernachlässigbar.

Nach [38] beträgt der Anteil der Leckageverluste ca. 5% der vom Motor verursachten HC-Emissionen.

Blow-By

Als Blow-By wird das Entweichen des Brennraumgases im Betrieb durch den Spalt zwischen Kolben und Zylinder in das Kurbelgehäuse bezeichnet. Hierbei kann das Blow-By-Gas in Abhängigkeit vom Motorbetriebszustand ein Vielfaches der HC-Konzentration gegenüber dem Abgas aufweisen [77].

Während früher die Blow-By-Gase unbehandelt in die Atmosphäre geleitet wurden, werden diese heute aufgrund ihrer schädlichen Bestandteile dem Ansaugsystem des Motors zugeführt und verbrannt. Somit sind heute die Blow-By-Gase nicht unmittelbar an den HC-Emissionen beteiligt.

Nach [40], [41] besteht aber trotzdem ein Zusammenhang zwischen der Blow-By-Menge und der HC-Konzentration im Abgas. Eine Erhöhung der Blow-By-Menge führt zu einer Reduzierung der HC-Konzentration im Abgas. Begründet wird dies mit Spülen des Feuerstegbereiches und somit einer Verringerung der Quenching-Effekte.

Eine Erhöhung der Blow-By-Menge führt aber nicht nur zu einer Reduzierung der HC-Konzentration im Abgas, sondern kann auch eine Schmierölverdünnung, einen erhöhten Ölverbrauch und sogar eine Katalysatorvergiftung durch Öladditive nach sich ziehen [77].

Unzureichend aufbereiteter Kraftstoff

Bei Motoren mit äußerer Gemischbildung ist im Allgemeinen das Ablagern von flüssigem Kraftstoff im Saugrohr als Wandfilm nicht zu vermeiden [35], [36]. Flüssiger Kraftstoff im

Brennraum verursacht sowohl im kalten als auch im warmen Motorbetrieb HC-Emissionen [37].

Das Verhalten von flüssigem Kraftstoff nach der Einspritzung wird maßgeblich beeinflusst vom Einspritzzeitpunkt in Bezug auf Einlassventil-Öffnen und -Schließen. Bei der Kraftstoffeinspritzung in das Saugrohr bei geschlossenem Einlassventil (Vorlagerung) kann der Kraftstoff besser verdampfen. Dies wird unterstützt durch rückströmendes Restgas in das Saugrohr bei Einlass-Öffnen. Bei einer Kraftstoffeinspritzung in das Saugrohr bei geöffnetem Einlassventil (synchrone Einspritzung) ist dagegen der Eintrag von flüssigem Kraftstoff in den Zylinder deutlich höher als bei einer vorgelagerten Einspritzung. Der in den Zylinder eingebrachte flüssige Kraftstoff wird größtenteils verdampft und vermischt sich mit der Verbrennungsluft. Der restliche flüssige Kraftstoff wird in Ablagerungen, in Spalten und im Schmiermittel eingespeichert [38].

Während bei betriebswarmem Motor in Teillast mit vorgelagerter Einspritzung der Kraftstoff komplett verdampft wird, ist besonders im Kaltstart der Anteil an flüssigem Kraftstoff, der in den Zylinder gelangt, signifikant. Während der ersten Arbeitsspiele erreichen nur ca. 40-50% des Kraftstoffes den Zylinder und verdampfen [38]. Um dies zu kompensieren, ist also im Kaltstart aufgrund ungenügender Gemischaufbereitung eine größere Menge an Kraftstoff nötig, um ein stöchiometrisches Luft-Kraftstoff-Gemisch ($\lambda=1$) bereitzustellen.

Fazit

Nach [38] nehmen während Teillast und bei betriebswarmem Motor ca. 9% des eingespritzten Kraftstoffes nicht an der eigentlichen Verbrennung teil, sondern sind an den HC-Emissionen beteiligt. In Abbildung 2-3 ist die prozentuale Aufteilung der HC-Quellen an einem Beispiel dargestellt.

Durch Nachoxidation und Rückführung (Blow-By und Restgas) verlassen ca. 1,8% des eingesetzten Kraftstoffes den Motor als HC-Emission. Diese HC-Emissionen werden nach Katalysator auf ca. 0,1-0,4% des eingebrachten Kraftstoffs reduziert [38].

Im kalten Betriebszustand des Motors erhöht sich der Anteil des Kraftstoffes, der nicht an der eigentlichen Verbrennung teilnimmt, deutlich. Dies liegt einerseits an der gestiegenen Speicherfähigkeit des kalten Schmiermittels in den Brennraumspalten und an den Brennraumwänden sowie eines Mehreintrages von flüssigem Kraftstoff in den Zylinder. Andererseits sind die Nachoxidationen geringer aufgrund niedrigerer Wand- und Gastemperaturen [38]. Infolge dieser verschlechterten Bedingungen der Gemischbildung ist die Umsetzung des eingespritzten Kraftstoffes in der Kaltstart-Nachstart-Warmlaufphase ungünstig. Zur Kompensation dieser Effekte ist es notwendig, bis ca. 40% mehr Kraftstoff als stöchiometrisch notwendig einzuspritzen [39].

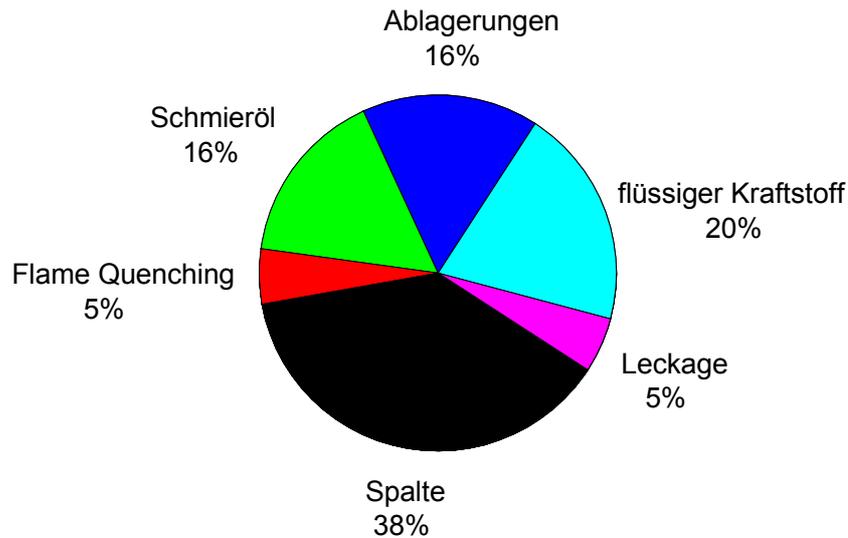


Abbildung 2-3: HC-Quellen eines Ottomotors in Teillast und bei betriebswarmem Motor [38]

2.3 Strategien zur HC-Reduzierung

Die Einhaltung verschärfter Abgasgrenzwerte und freiwilliger Selbstverpflichtungen der Automobilindustrie (CO₂-Reduzierung) sowie eine Kostensenkung sind bedeutende Entwicklungsziele heutiger Verbrennungsmotoren. Um das Ziel sich ständig verschärfender gesetzlicher Emissionsvorschriften zu erreichen, sind verschiedene Strategien zur Minderung der Emissionen möglich und notwendig. Diese Strategien kann man in zwei Gruppen einteilen. Eine Gruppe zielt auf die Verringerung von Motor-Rohemissionen ab, die andere auf die Verringerung von Emissionen mittels optimierter Abgasnachbehandlung [42]. Während man in der Start-, Nachstart- und Warmlaufphase bemüht ist, Abgasnachbehandlungssysteme (wie z.B. den Katalysator) in möglichst kurzer Zeit zu aktivieren und hierbei auch einen Wirkungsgradverlust (also erhöhten Kraftstoffverbrauch) in Kauf nimmt, zielen Strategien zur Verringerung von Motor-Rohemissionen bei betriebswarmem Motor auf eine Verbesserung des Wirkungsgrades (also eine Verringerung des Kraftstoffverbrauches) ab.

2.3.1 Optimierung der Abgasnachbehandlung

Die Möglichkeiten zur Optimierung der Abgasnachbehandlung sind vielfältig. Genannt seien hier beispielhaft der Katalysator selbst (Beschichtung, Zelldichte, Einbauort...), die Vermeidung von Wärmesenken, doppelwandig ausgeführten Abgasleitungen, geregelte Sekundärlufteinblasung, Katalysatorheizung, HC-Adsorber und Latentwärmespeicher [10], [11], [17], [43]. Da die Vielzahl der Möglichkeiten, von denen einige hier genannt wurden,

keine ausführliche Beschreibung jedes einzelnen Konzeptes zulässt und auch nicht Inhalt der vorliegenden Arbeit ist, werden im Anschluss nur die zwei überwiegend angewandten Möglichkeiten erläutert.

Katalysator Heizen

Die einfachste und gebräuchlichste Art die Katalysator-Light-off Zeit zu verkürzen, besteht in der Möglichkeit, den Zündwinkel in der Nachstart / Warmlaufphase nach spät zu verstellen. Infolge der Zündwinkelverstellung nach spät nimmt der Wirkungsgrad der Verbrennung ab und die Abgastemperatur steigt an. Um die gleiche effektive Arbeit zu erzielen, wird dieser Wirkungsgradverlust durch einen größeren Zufuhr des Luft-Kraftstoff-Gemisches kompensiert. Durch beide Effekte (höhere Abgastemperatur und höherer Abgasmassenstrom) wird die in den Katalysator eingebrachte thermische Energie erhöht. Dies hat zur Folge, dass die Katalysator-Light-off Zeit deutlich verkürzt wird [44], [45].

Nach [11] ist bei Verwendung eines leicht flüchtigen Kraftstoffes ein stärkeres Katalysatorheizen möglich. Begründet ist dies in der geringeren Neigung des Kraftstoffes zur Wandfilmbildung und somit einer Verringerung der Kaltstartanreicherung. Weiterhin kann ohne signifikanten Anstieg der Zyklenschwankung der Zündwinkel in einem gewissen Rahmen weiter nach spät verstellt werden. Die dadurch weiter verschleppte Verbrennung erhöht die Abgastemperatur und verstärkt die Nachoxidation unverbrannter Kohlenwasserstoffe.

HC-Zwischenspeicher (Adsorber)

Eine weitere Variante zur Reduzierung der in der Kaltstart-Nachstart-Warmlaufphase entstandenen HC-Emissionen besteht in der Zwischenspeicherung der unverbrannten Kohlenwasserstoffe bis zur Betriebsbereitschaft des Katalysators. Hierbei wird das Abgas wie gewohnt durch den Katalysator zur Aufheizung geleitet, dann aber einem extra HC-Adsorber zugeführt, dem ein zweiter Katalysator nachgeschaltet ist. Nachdem beide Katalysatoren (vor und nach dem HC-Adsorber) aktiviert sind, wird mittels gereinigtem, hochtemperiertem Abgas der Adsorber gespült und die zwischengespeicherten Kohlenwasserstoffe im HC-Adsorber nachgeschaltetem Katalysator konvertiert [46].

2.3.2 Verringerung der Motor-Rohemissionen

Wie bereits erläutert, ist eine ungenügende Gemischbildung maßgeblich für die HC-Emissionen im Ottomotor verantwortlich. Nach [47] bilden hierbei die vier Hauptvorgänge

Gemischdosierung, -aufbereitung, -transport und -verteilung den eigentlichen Gemischbildungsvorgang.

Bei der *Gemischdosierung* erfolgt die Zumessung der Kraftstoffmenge mittels Gemischbildner, heute üblicherweise ein elektromagnetisch betätigtes Einspritzventil.

Die *Gemischaufbereitung* umfasst sowohl die Kraftstoffzerstäubung und Verdampfung als auch die Vermischung mit der Ansaugluft. Sie beginnt im Gemischbildner mit Zerstäubung des Kraftstoffes und setzt sich fort bis zur Kraftstoffverdampfung im Brennraum.

Beim *Gemischtransport* wird der Kraftstoff mit Hilfe der angesaugten Luft zu den Zylindern transportiert. Dabei kann dieser aufgrund unvollständiger Aufbereitung in unterschiedlichen Zuständen (Dampf, Tropfen und Wandfilm) vorliegen.

Bei der *Gemischverteilung* kann zwischen zentraler und Zylinder-individueller Einspritzung unterschieden werden, wobei eine gleichmäßige Verteilung auf die einzelnen Zylinder bei zentraler Einspritzung schwieriger ist.

Eine Optimierung der Gemischaufbereitung, also eine Verringerung z.B. der Verbrennungsverluste und somit eine Steigerung des indizierten Wirkungsgrades, führt zu einer direkten Verringerung der Motor-Rohemissionen.

Durch eine Entdrosselung, also eine Verringerung der Ladungswechselperluste durch z.B. einen variablen Ventiltrieb, lässt sich der effektive Wirkungsgrad steigern. Dies führt zu einem verringerten Kraftstoffverbrauch und somit zu einer Reduzierung der Motor-Emissionen. Weiterhin werden auch Gemischaufbereitung, -transport und -verteilung beeinflusst und tragen somit zur direkten Beeinflussung der Motor-Rohemissionen bei.

Die bisher angesprochenen Maßnahmen sind rein motorischer Natur. An dieser Stelle sei nur erwähnt, dass eine Verringerung der Motor-Rohemissionen sich aber auch über eine Beeinflussung von Luft-, Roll- und Beschleunigungswiderstand des Fahrzeuges erzielen lässt, hierbei also z.B. Aerodynamik und Leichtbau entscheidend sind.

Variabler Ventiltrieb (VVT)

Eine Möglichkeit, die Gemischbildung zu verbessern, besteht im Einsatz des variablen Ventiltriebes. Nachfolgend sollen die Freiheitsgrade des variablen Ventiltriebes (Ventilhub und Steuerzeiten) bezüglich ihres Potenzials zur Verbesserung des Kaltstartverhaltens betrachtet werden.

Ventilhub

Aufgrund des kleinen Ventilhubes (zwischen 0,7 mm und 2,3 mm) entsteht während der Abwärtsbewegung des Kolbens ein Druckabfall im Zylinder [48]. Die hieraus sich ergebenden hohen Einströmgeschwindigkeiten in den Zylinder werden dazu genutzt, den

noch als Flüssigkeit vorliegenden Kraftstoff fein zu zerstäuben und intensiv mit der Frischluft zu vermischen. Diese Art der Gemischaufbereitung bei Ottomotoren mit Saugrohreinspritzung ist unabhängig von der Betriebstemperatur des Motors auch im Kaltstart-Nachstart-Warmlauf wirksam, wenn andere Aufbereitungsmechanismen (thermische Kraftstoffverdampfung) noch nicht genutzt werden können.

Auch in [49] wird der Vorteil des reduzierten Einlassventilhubes hervorgehoben. Die Strömungsgeschwindigkeit im Ventilspace steigt an und die vorliegenden hohen Scherkräfte unterstützen die Zerstäubung des Kraftstoffes. Somit existiert ein robuster Gemischaufbereitungsmechanismus, der zu verbesserten Kaltstarteigenschaften führt.

Eine Verringerung des Ventilhubes führt nach [50] nicht nur zu einer Steigerung der Leerlaufstabilität, sondern auch zu geringeren Reibungsverlusten im Ventiltrieb.

Nach [51] haben die Systeme das größte Verbesserungspotenzial bezüglich der Gemischbildung während des Startvorganges, welche die Luftströmung im Ventilspace und im Zylinder erhöhen. Bei einem solchen System mit variablem Ventilspace steigt die Luftgeschwindigkeit und Kraftstoff-Zerstäubungsgüte mit kleiner werdendem Ventilhub.

Steuerzeiten

Frühes Einlass Öffnen (FEÖ)

Nach [45], [62] werden bei zunehmender Frühverstellung der Einlasssteuerzeiten (EÖ deutlich vor LW-OT) die HC-Emissionen signifikant reduziert. Die Senkung der Rohemissionen kann dabei bis zu 20% betragen [45]. Aufgrund zunehmender Ventilüberschneidung strömt mehr heißes Abgas in den Einlasskanal zurück. Dies führt zur Erwärmung der Einlasskanäle, zu einer intensiveren Kraftstoffverdampfung und somit zu einer verbesserten Gemischaufbereitung nach dem Kaltstart. Gleichzeitig bewirkt der gestiegene Restgasgehalt im Zylinder aber auch eine Verschlechterung der Laufruhe. Dies erfordert ein optimales Gleichgewicht zwischen Wärmeeinleitung und Laufruhe, also eine optimale Einlasssteuerzeit.

Spätes Einlass Öffnen (SEÖ)

Nach [45], [52], [54], [58], [59] wird in der Kaltstart-Nachstart-Warmlaufphase durch Spätes Einlass Öffnen (EÖ deutlich nach LW-OT) ein verbessertes Emissionsverhalten sowie eine stabile Verbrennung erzielt. Bei diesem Steuerverfahren wird durch den Unterdruck im Zylinder das Frischgemisch in der Ansaugphase stark beschleunigt. Dies führt zu einer verbesserten Gemischbildung, einem kürzeren Brennverzug und einer schnelleren Brenngeschwindigkeit. Durch die höhere Ladungsbewegung im Zylinder können die HC-Emissionen um ca. 60% gesenkt werden [52].

Frühes Einlass Schließen (FES)

Bei diesem Laststeuerverfahren wird das Einlassventil vor dem unteren Totpunkt dann geschlossen, wenn sich die gewünschte Frischgemischmenge im Zylinder befindet [60]. Durch dieses Steuerverfahren ist es möglich, die Ladungswechselverluste des konventionellen drosselgesteuerten Motors, die im unteren Teillastbereich über 30% betragen, fast vollständig zu vermeiden [52], [53].

In [61] wird im Betriebspunkt $n = 1000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 2 \text{ bar}$ der Vorteil des Frühen Einlass Schließens bezüglich des Kraftstoffverbrauchs erwähnt. Hierbei wird der schlechtere Hochdruckwirkungsgrad durch den Wegfall der Ladungswechselverluste deutlich überkompensiert.

Der verringerte Kraftstoffverbrauch führt somit auch zu einer Reduzierung der Emissionen.

Spätes Einlass Schließen (SES)

Bei diesem Laststeuerverfahren wird das Einlassventil erst nach dem unteren Totpunkt geschlossen. Überschüssiges Frischgemisch wird in der Kompressionsphase durch den geöffneten Einlassventilspalt in das Saugrohr zurückgeschoben, erst dann wird das Einlassventil geschlossen. Dieses Steuerverfahren besitzt gegenüber dem FES tendenziell höhere Ladungswechselverluste sowie Wirkungsgradnachteile aufgrund größerer zyklischer Verbrennungsschwankungen durch stark unterschiedliche Gemischqualität im Saugrohr [52]. Trotz der genannten Nachteile des Steuerverfahrens SES gegenüber dem Steuerverfahren FES gelingt es, aufgrund der geringeren Ladungswechselverluste gegenüber einem konventionellen Steuerverfahren, den Kraftstoffverbrauch zu reduzieren und somit weniger Emissionen freizusetzen.

Frühes Auslass Öffnen (FAÖ)

Das Steuerverfahren Frühes Auslass Öffnen (AÖ vor UT) führt zu einer Verlagerung der Nachoxidation in das Abgassystem und kann bei gezielter Anpassung zum schnelleren Katalysatoraufheizen genutzt werden. Dies führt wiederum zu einer Reduzierung der Emissionen in der Kaltstart- / Warmlaufphase, da der Katalysator schneller betriebsbereit ist. Ein zu frühes Auslass Öffnen verursacht aber auch erhöhte Expansionsverluste [52].

Spätes Auslass Öffnen (SAÖ)

Weiteres Potenzial zur Katalysatoraufheizung und HC-Rohemissionsminderung zeigt die Anwendung des Steuerverfahrens Spätes Auslass Öffnen (AÖ nach UT). Die Nachoxidation im Zylinder sowie die Abgastemperaturen werden erhöht [45]. Dies führt in Verbindung mit

dem Steuerverfahren SEÖ zu einer deutlichen Absenkung der HC-Emissionen auf bis zu 50% [54]. Ein zu spätes Auslass Öffnen führt allerdings zu einer Erhöhung der Ausschleibezeit und beeinflusst bei Ventilüberschneidung mit dem Einlassventil den Restgasgehalt [52].

Frühes Auslass Schließen (FAS)

Die Steuerzeiten „Auslass Schließen“ und „Einlass Öffnen“ bestimmen im Wesentlichen die Restgasmenge des Motors [54]. Dabei wird die interne Abgasrückführung zur Verringerung der Drosselverluste in Teillast und zur Senkung der Verbrennungs-Spitzentemperaturen herangezogen [67]. Nach [55] führt allerdings eine zu große Ventilüberschneidung wiederum zu einem Anstieg der HC-Emissionen. Aufgrund des gestiegenen Restgasgehaltes im Zylinder wird die Brenngeschwindigkeit und -stabilität deutlich verringert.

Bei Frühem Auslass Schließen vor dem oberen Totpunkt im Ladungswechsel (LW-OT) und Ventilüberschneidung strömt ein Teil des Abgases in das Saugrohr. Dies führt zu einer Temperaturerhöhung im Einlasskanal und somit zu einer besseren Gemischaufbereitung. In der anschließenden Ansaugphase wird das Abgas aus dem Saugrohr in den Brennraum zurück transportiert. Dieser Vorgang kann als Abgasrückführung über den Einlasskanal bezeichnet werden [54].

Bei Frühem Auslass Schließen vor LW-OT und ohne Ventilüberschneidung verbleibt ein Teil des Abgases im Brennraum. Das Abgas wird bis zum LW-OT komprimiert und anschließend wieder entspannt. Diese Art der Abgasrückführung wird als Brennraumrückführung bezeichnet [54]. In [56] wird ein solches Steuerverfahren (FAS vor LW-OT und SEÖ nach LW-OT) als Grundzustand genannt, mit welchem ein sicherer Motorstart aufgrund des niedrigen Restgasgehaltes bis hin zu Motorstarttemperaturen von -40°C gegeben ist.

Spätes Auslass Schließen (SAS)

Wird bei diesem Steuerverfahren das Auslassventil erst nach dem LW-OT geschlossen, strömt in der Ansaugphase bis zum Schließen des Auslassventils Abgas aus dem Auslasskanal zurück in den Brennraum. Dieser Vorgang wird als Abgasrückführung über den Auslasskanal bezeichnet [54]. Bei vorhandener Ventilüberschneidung erhöht ein SAS den Restgasgehalt sowohl im Saugrohr als auch im Zylinder und führt zu bereits erläuterten Verhalten (z.B. bessere Gemischaufbereitung, aber auch geringere Verbrennungsstabilität).

Einbauten im Saugrohr (Ladungsbewegungsklappe)

Die Anwendung von Einbauten im Saugrohr ist eine weitere Option, die Gemischbildung zu verbessern.

In [57] wird ein so genanntes Hosensaugrohr mit asymmetrisch ausgeführten Einlasskanälen beschrieben. Ein als Füllungskanal ausgeführter Einlasskanal kann hierbei über eine Klappe verschlossen werden. Der zweite Einlasskanal ist als Drallkanal ausgelegt und immer geöffnet. Durch gezielte Ansteuerung der Klappe kann die Ladungsbewegung an die Erfordernisse des Motorbetriebes angepasst werden. Zur Spülung und Verringerung der Wandbenetzungseffekte des abgeschalteten Einlasskanals sind ein definierter Ringspalt an der Klappe sowie eine Leckageöffnung in Injektornähe angebracht. Die Kanalabschaltung ermöglicht somit einen verbrauchsgünstigen mageren Warmlauf mit späten Zündwinkeln.

Maskierung des Ventilsitzes

Eine weitere Maßnahme zur Verbesserung der Gemischbildung verspricht die Maskierung des Ventilsitzbereiches. Dabei werden Einbauten brennraumseitig im Zylinderkopf nahe dem Einlassventilsitz angebracht, die dem einströmendem Luft-Kraftstoff-Gemisch eine gewünschte Strömungsrichtung vorgeben.

In [78], [79] zeigten Untersuchungen am betriebswarmem Motor Verbesserungen des Verbrennungsprozesses bei drosselfreier Laststeuerung und Frühem Einlass Schließt durch Generierung der Ladungsbewegung mittels Maskierung des Ventilsitzes. Hierbei ist ein Schirm von ca. 180° um beide Einlassventile mit Ausrichtung auf die einlassseitige Brennraumwand angebracht. Im Betrieb mit beiden Einlassventilen wird ein Sitztumble erzeugt (Tumble: Strömung deren Rotationsachse senkrecht zur Zylinderachse verläuft). Bei einer Einlassventilabschaltung hingegen kommt es zur Ausbildung eines Sitzdralls (Drall: Strömung um die Zylinderachse). Im untersuchten Betriebspunkt $n = 1000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 2 \text{ bar}$ hatte der Sitztumble keinen nennenswerten Einfluss auf das Betriebsverhalten des Motors. Die Restgasverträglichkeit blieb niedrig. Bei der Variante mit Sitzdrall war eine signifikant gesteigerte Restgasverträglichkeit und Verbrennungsstabilität zu verzeichnen. Dies kann in der Nachstartphase zu einer kürzeren Katalysator-Light-off Zeit mittels Zündwinkelspätverstellung und Abmagerung führen.

In [80], [81] dient eine Maskierung des in Strömungsrichtung gesehenen rechten Einlassventils in Verbindung mit Phasing (Hub des maskierten Einlassventils ist größer als der des anderen Einlassventils) der Erhöhung der Tumble- und Drallwerte in der Teillast. Die Maskierung bildet dabei einen Schirm um das Einlassventil von ca. 100° und ist auf die Zylinderwand zwischen den Einlassventilen ausgerichtet.

Zur Erhöhung der Zylinderinnenströmung dienen nach [82] sowohl Ventil-Shrouds als auch Maskierungen im Ventilsitzbereich. Shrouds sind halbkreisförmige und ca. 2 mm hohe Anbauten am Ventilteller (saugrohrseitig), die bei kleinem Ventilhub einen Teil des Ventilöffnungsquerschnittes versperren und die Strömung somit auf den noch freien Teil einschnüren.

Vielfältige Messungen unterschiedlicher Ausführung der Varianten ermöglichen die Zusammenstellung einer Konfiguration entsprechend gewünschter Erfordernisse. Die Maskierung ist hier nicht als Steg am Ventilsitz ausgeführt, sondern als flächiges Objekt zwischen Einlassventilen und einlasseitiger Brennraumwand.

Fazit

Strategien zur HC-Reduzierung sind vielfältig und vom Motor und dessen Betriebszustand abhängig.

In der Start-, Nachstart- und Warmlaufphase wird zum Beispiel versucht, die Katalysator-Light-off Zeit zu verkürzen und die Gemischbildung zu verbessern. Dies kann wie dargestellt auf unterschiedlichste Weise erfolgen (Verringerung der Katalysator-Light-off Zeit mittels Erhöhung von Abgastemperatur und -massenstrom durch Verstellung des Zündwinkels nach Spät, Spätes Auslass Öffnen sowie Optimierung der Gemischbildung durch Ventilhubreduzierung, Spätes Einlass Öffnen).

Im betriebswarmen Zustand des Motors sind Strategien zur Wirkungsgradverbesserung und die damit verbundene Kraftstoffverbrauchsreduzierung erwünscht (Reduzierung der Ladungswechselverluste durch verkürzte Ventilöffnungszeiten, Frühes Einlass Schließen).

Das Ziel der Arbeit ist die Abschätzung des Potenzials zur Reduzierung der HC-Emissionen unter Verwendung des variablen Ventiltriebes in der Kaltstart- und Warmlaufphase eines Ottomotors mit Saugrohreinspritzung. Ebenfalls wird das Potenzial zur Reduzierung der HC-Emissionen mittels einer Maskierung im Einlassventilsitzbereich sowie einer Blende im Saugrohr untersucht, und diese Ergebnisse werden denen des variablen Ventiltriebes gegenübergestellt.

Hierbei ist aber nicht die Ermittlung der optimalen Variante (von variablem Ventiltrieb, Maskierung und Blende) für die geringsten HC-Emissionen pro Arbeitsspiel vorrangig, sondern vielmehr die Verringerung der Gesamtmasse HC-Emissionen bis zum fiktiven Katalysator-Light-off.

Die Untersuchungen werden im Experiment an einem Einzylinder-Forschungsmotor durchgeführt und durch Simulation (PROMO und FIRE®) und Untersuchungen am Strömungsprüfstand unterstützt.

3 Versuchsmethodik

3.1 Motorprüfstand und Messtechnik

Die Versuche zur Ermittlung der optimalen Strategie wurden an einem Einzylinder-Ottomotor durchgeführt. Dieser ist aufgebaut aus dem Triebwerk (Kurbelgehäuse, Kurbelwelle) eines kleinen Einzylinder-Dieselmotors (Deutz F1L 208D), einer speziell angefertigten Zylinderlaufbuchse und einem abgetrennten Segment des Zylinderkopfes eines Sechszylinder-Reihen-Ottomotors (BMW M52), wobei der zweite Zylinder der befeuerte ist.

Der Nockenwellenantrieb erfolgt über eine Primär- und eine Sekundär-Rollenkette. Ein- und Auslassnockenwelle sind mit kontinuierlichen Stelleinrichtungen versehen. Mit Hilfe von Schaltassenstößeln kann der Ventilhub jeweils von 4 mm auf einen kleineren Wert von 2 mm bzw. 1 mm während des Betriebes umgeschaltet werden.

Weitere Details zum Motor sind in [Tabelle 3-1](#), [Abbildung 3-1](#), [Abbildung 3-2](#) enthalten.

Tabelle 3-1: Versuchsträger

Bauart	Einzylinder-Ottomotor, 4 Ventile
Gemischaufbereitung	Saugrohreinspritzung
Brennraumform	Dachform mit zentraler Zündkerze
Hubvolumen	455 cm ³
Verdichtungsverhältnis	10,2 : 1
Bohrung	84 mm
Hub	82 mm
Pleuellänge	140 mm
Einlassventilhub	9 mm, 4/2 mm, 4/1 mm
Auslassventilhub	9 mm
Ventilhubumschaltung	Schaltassenstößel (schaltbar im Betrieb)
Einlassspreizung	42... 120 °KW nach LW-OT
Auslassspreizung	80... 105 °KW vor LW-OT

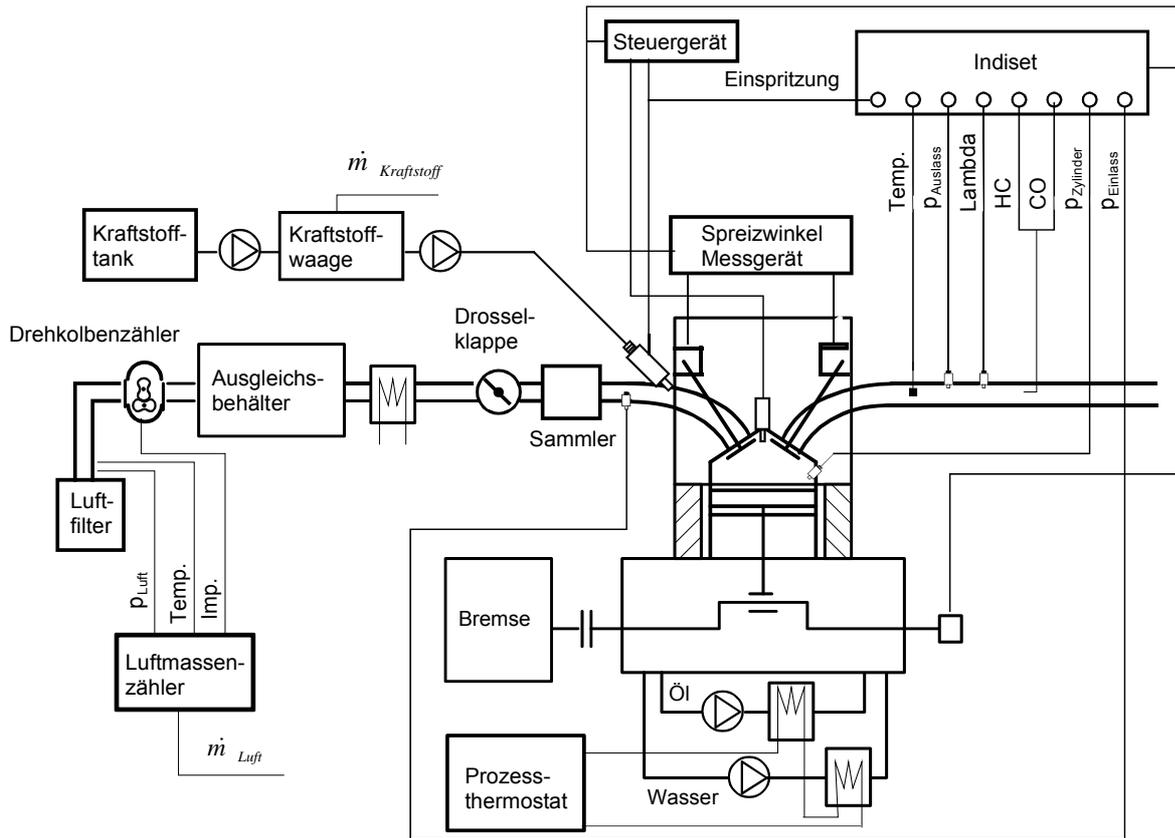


Abbildung 3-1: Schematischer Prüfstands Aufbau und Messgrößen

Eine gewisse Besonderheit des Prüfstandes besteht im Aufbau des Kühlsystems. Mit einem Prozessthermostaten kann die Kühlmittel- und die Schmiermitteltemperatur voreingestellt und bei Bedarf auch während des Motorbetriebes konstant gehalten werden. Erreicht wurde dies durch den Aufbau zweier Kreisläufe. Im Kühlkreislauf und im Schmierölkreislauf des Motors wurden je ein Wärmeübertrager angeordnet. Diese Wärmeübertrager liegen in einem so genannten äußeren Kreislauf in Reihe zueinander (Abbildung 3-1). Die Pumpe und der Temperaturregler des Prozessthermostaten steuern den Wasserdurchsatz und die Temperatur in diesem äußeren Kreislauf. Eine Temperaturmessstelle am Kühlwasseraustritt des Motors ermöglicht im Prozessthermostaten den Istwert / Sollwert-Vergleich und so die Temperaturregelung mit einer Genauigkeit von ca. $\pm 1 \text{ }^\circ\text{C}$.

Die mit dem 8-Kanal AVL-Indiset Advanced aufgezeichneten Messgrößen, deren Messaufnehmer sowie ihr Einbauort sind der Tabelle 3-2 zu entnehmen.



Abbildung 3-2: Motorprüfstand

Tabelle 3-2: Messgrößen, Messaufnehmer und Messort

Messgröße	Messaufnehmer	Messort
Einspritzung	IAV-Steuergerät FI ^{2RE}	Steuergerät
Abgastemperatur	Thermoelement Typ K, Ø1,5 mm	ca. 120 mm nach AV
Lambda	Bosch LA4	ca. 200 mm nach AV
Auslassdruck	Kistler 4045A2	ca. 160 mm nach AV
Saugrohrdruck	Kistler 4045A2	ca. 250 mm vor Zylinderkopf
Zylinderinnendruck	AVL QH32D	Zylinderkopf
HC	AVL CEB II	ca. 850 mm nach AV
CO	AVL CEB II	ca. 850 mm nach AV

3.2 Abgleich Einzylinder - Vollmotor

Da die Untersuchungen an einem Einzylinder-Ottomotor durchgeführt wurden, ist mit hohen Pulsationen im Saugsystem zu rechnen. Zur Dämpfung der Ansaugschwingungen wurde ein Beruhigungsbehälter ausgelegt und kurz vor der Drosselklappe platziert.

Um das Strömungsverhalten und besonders die Druckverläufe in der Ventilüberschneidungsphase (LW-OT) zu beurteilen, wurde ein Vergleich mit einem Serien-Vierzylinder-Motor vorgenommen. In Abbildung 3-3 sind die gemessenen Druckverläufe im Zylinder, im Saugrohr und in der Abgasleitung des Einzylinder-Versuchsmotors den entsprechenden Messwerten eines Serien-Vierzylinder-Motors in einem Betriebspunkt gegenübergestellt. Trotz unterschiedlicher Einlassventilhübe beider Motoren (Vollmotor: $h_{V,E} = 9 \text{ mm}$; Einzylindermotor: $h_{V,E} = 4 \text{ mm}$) kann eine ausreichende Übereinstimmung und damit Übertragbarkeit der Ergebnisse des Einzylinder-Aggregates auf eine Mehrzylindermaschine festgestellt werden.

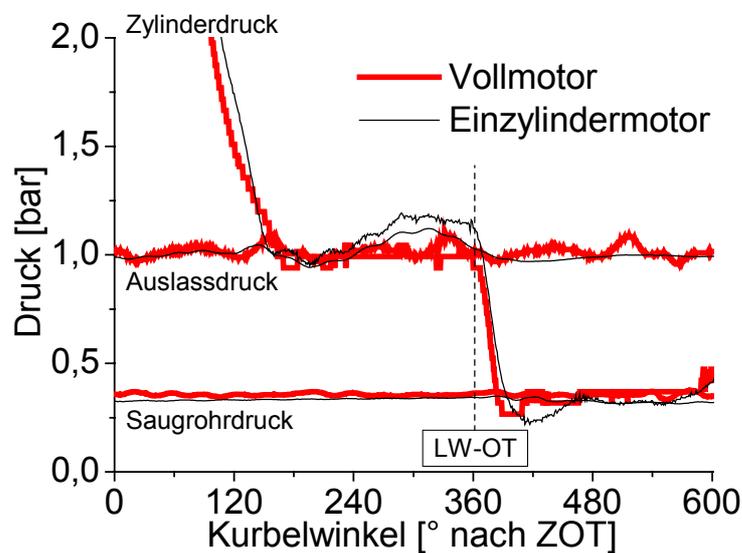


Abbildung 3-3: Vergleich der Druckverläufe Voll- und Einzylindermotor, Betriebspunkt : $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} = 2 \text{ bar}$, $\lambda = 1$, $\alpha_{ELS} = 120 \text{ °KW}$, $\alpha_{ALS} = 105 \text{ °KW}$, $\alpha_{ESV} = 200 \text{ °KW}$

Der Abgleich des 1-D-Arbeitsprozess-Berechnungsprogrammes PROMO (u.a. genutzt zur Berechnung des Restgasanteils im Zylinder) erfolgte an zwei verschiedenen Spreizungskombinationen (jeweils minimale und maximale Ein- und Auslassspreizung kombiniert) und zeigte eine gute Übereinstimmung der gemessenen und berechneten Druckverläufe des Einzylinder-Ottomotors [64], [65].

3.3 Versuchsprogramm

Untersucht wird das Kaltstart-Warmlaufverhalten des Motors bei einem Luft-Kraftstoff-Verhältnis $\lambda = 1$. Unter Zuhilfenahme der Simulation [64] wurden sechs Nockenwellen (Abbildung 3-4) definiert, die es ermöglichen, den Einfluss von Einlass-Ventilhub, -

Öffnungsdauer und -Nockenkontur auf die Kaltstart- und Warmlaufphase zu untersuchen. Die Öffnungsdauer der einzelnen Nockenwellen bezieht sich hier nicht auf einen bestimmten Referenzhub (üblicherweise 1 mm), sondern ist der theoretische Auslegungswert für die jeweilige Nockenwellen.

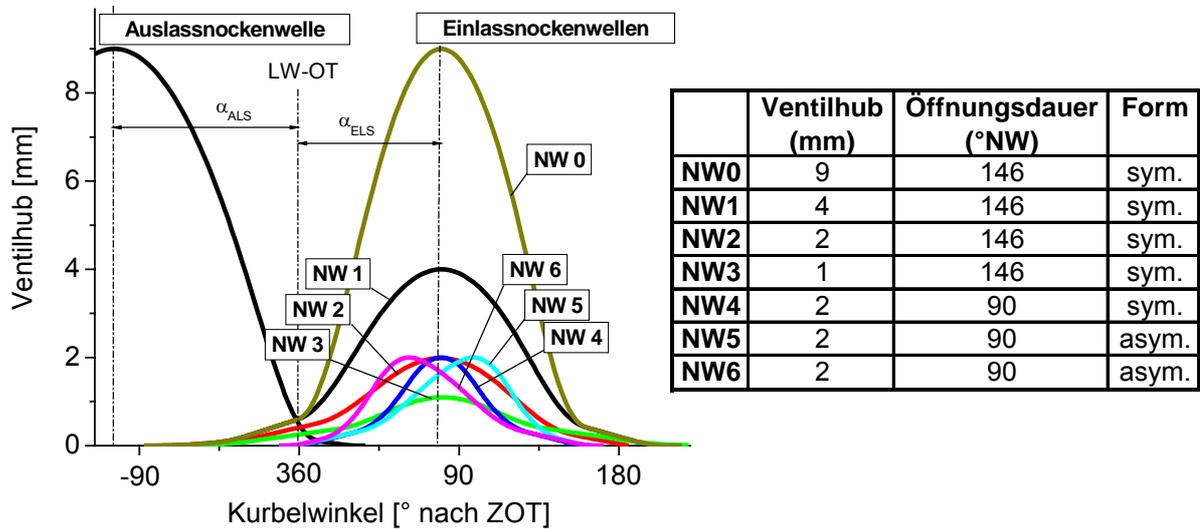


Abbildung 3-4: Nockenwellen und Definition der Ein- und Auslassspreizung sowie der Nockenwellenkennung (NW6: 2 mm/ 90 °NW/ asym.)

Jede Nockenwelle wird im Bereich der möglichen Einlassspreizung (definiert als Abstand der maximalen Ventilhuberhebung zum LW-OT, Abbildung 3-4) von 120 °KW nach LW-OT bis 42 °KW nach LW-OT in 10 °KW-Schritten untersucht. Hierzu werden zu jeder Einlassspreizung Kaltstartversuche mit einem konstant gehaltenen Zündwinkel durchgeführt. Der Zündwinkel wird dann jeweils in 5 °KW-Schritten nach spät verstellt, Abbildung 3-6. Somit ergeben sich „Kaltstartzündhaken“ für jede Nockenwelle und bei jeder Einlassspreizung.

3.4 Betriebsstrategie und Auswertung

Der Motorstart erfolgt nach einem vereinfachten Schema. Kühlwasser, Schmieröl und Ansaugluft werden auf 20 °C konditioniert. Der Motor wird dann in reproduzierbarer Zeit auf die Solldrehzahl $n = 1200 \text{ min}^{-1}$ geschleppt. Ist diese stabilisiert, erfolgt der eigentliche Motorstart mittels Freigabe von Zündung und Einspritzung. Während des Versuches bleiben Zündwinkel- und Drosselklappeneinstellung konstant. Zur Unterstützung des Startvorgangs wird die Einspritzdauer zeitlich begrenzt vergrößert und dann linear auf den dem Betriebspunkt von $p_{mi} = 2 \text{ bar}$ entsprechenden Wert zurückgenommen, Abbildung 3-5. Nach Abschluss der Messung wird der Motor in einen betriebswarmen Zustand überführt, um

Ablagerungen und Schmiermittelverdünnung durch Kraftstoff zu minimieren. Unterstützt wird dieser Vorgang durch die externe Konditionierung von Kühlwasser und Schmieröl auf ca. 90 °C. Ist dieser Betriebszustand stabil erreicht, erfolgt die Abschaltung von Motor und Prüfstand und der Motor wird über die externe Konditionierung von Kühlwasser und Schmieröl auf 20 °C abgekühlt. In der Abkühlphase wird mit ebenfalls auf ca. 20 °C konditionierter Druckluft und einem speziellen Anschluss im Abgasstrang dieser von innen abgekühlt.

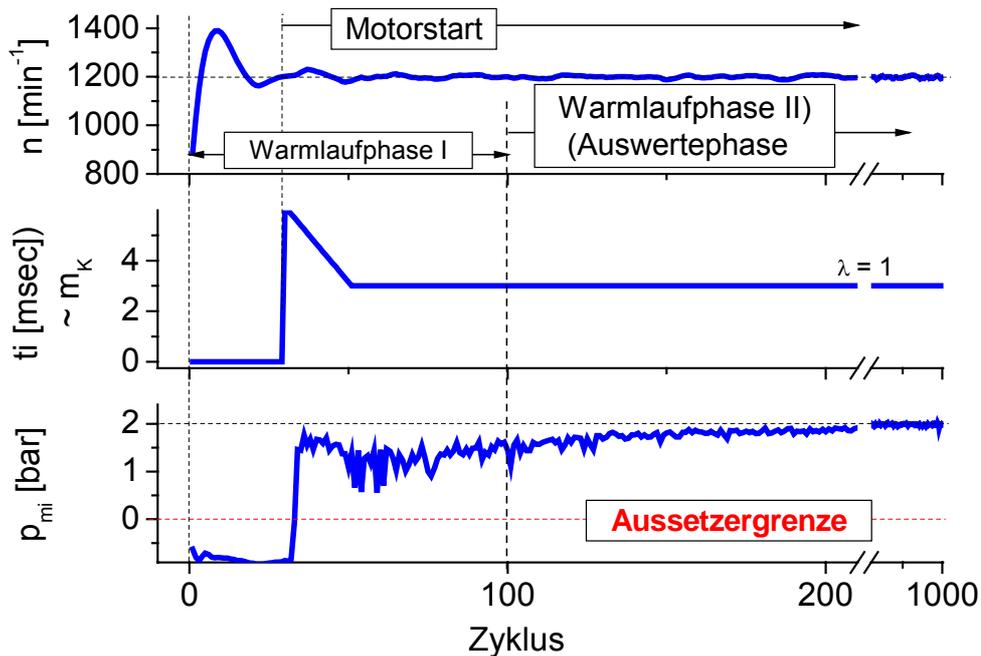


Abbildung 3-5: Kaltstartstrategie

Zur Auswertung wird die Messung in zwei Phasen, Warmlaufphase I und Warmlaufphase II, unterteilt. Die Warmlaufphase I ist zeitlich auf 100 Zyklen begrenzt. Damit wird sichergestellt, dass in der sich anschließenden Warmlaufphase II keine Aussetzer, also Zyklen mit $p_{mi} \leq 0$ bar, auftreten. Die Phase II ist beendet, wenn eine Abgas-Enthalpiedifferenz von 10 kJ gegenüber dem Ende der Warmlaufphase I erreicht ist, was etwa dem notwendigen Energieeintrag zum Light-off eines fiktiven Katalysators entspricht. Die Berechnung der Abgas-Enthalpie erfolgt zweigeteilt, für:

0,8 ≤ λ < 1 : abgeleitet nach Tabellen aus [67], siehe Anhang

$$h[\text{kJ/kg}] = (0,195 \cdot \lambda^2 - 0,4995 \cdot \lambda + 1,4872) \cdot T + 4388,7 \cdot \lambda^2 - 12344 \cdot \lambda + 7589,6 \quad \text{Gl. 3-1}$$

und für:

$\lambda \geq 1$: Berechnungsprogramm nach [69]

Die Dauer der Warmlaufphase II ist somit ein relatives Maß für die Zeit bis zum Erreichen der Light-off-Temperatur eines fiktiven Katalysators. Ausgewertet werden die während der Warmlaufphase II anfallenden aufsummierten HC-Rohemissionen, die sich am Ende der Phase einstellende Abgastemperatur und die Zeitdauer der Warmlaufphase II. Hierbei erfolgt die Ermittlung des HC-Durchsatzes in Anlehnung an die EG-Richtlinie [70], siehe Anhang.

$$\text{HC}[\text{g/s}] = 1,4343 \cdot 10^{-3} \cdot \psi_{\text{C}_3\text{H}_8} [\text{ppm}] \cdot \dot{m}_{\text{Abgas}} [\text{kg/s}] \quad \text{Gl. 3-2}$$

Der Abgasmassenstrom wurde dabei als Summe aus eingebrachter Luft- und Kraftstoffmasse ermittelt. Für jede Nockenwelle wird bei einer festen Einlassspreizung (z.B. am Ausgangspunkt $\alpha_{\text{ELS}} = 120^\circ\text{KW}$) der Einfluss des Zündwinkels im Kaltstart und im anschließenden Warmlauf untersucht. Durch eine Variation des Zündwinkels in 5°KW -Schritten bis zur Aussetzergrenze kann der HC-minimale, aussetzerfreie Einstellpunkt bestimmt werden. Dieser ergibt sich entweder als Optimum, wie z.B. bei NW6 in Abbildung 3-6 links, oder durch die Aussetzergrenze $p_{\text{mi}} = 0$ bar, wie z.B. bei NW3 in Abbildung 3-6 rechts. Anschließend wird die Einlassspreizung in 10°KW -Schritten (ausgehend vom Ausgangspunkt $\alpha_{\text{ELS}} = 120^\circ\text{KW}$ bis minimal $\alpha_{\text{ELS}} = 42^\circ\text{KW}$) reduziert und wie beschrieben, der HC-minimale, aussetzerfreie Zündzeitpunkt bestimmt. So kann für jede Nockenwelle der HC-minimale Einstellpunkt aus Zündwinkel und Einlassspreizung bestimmt werden, wie z.B. für NW3 in Abbildung 3-7.

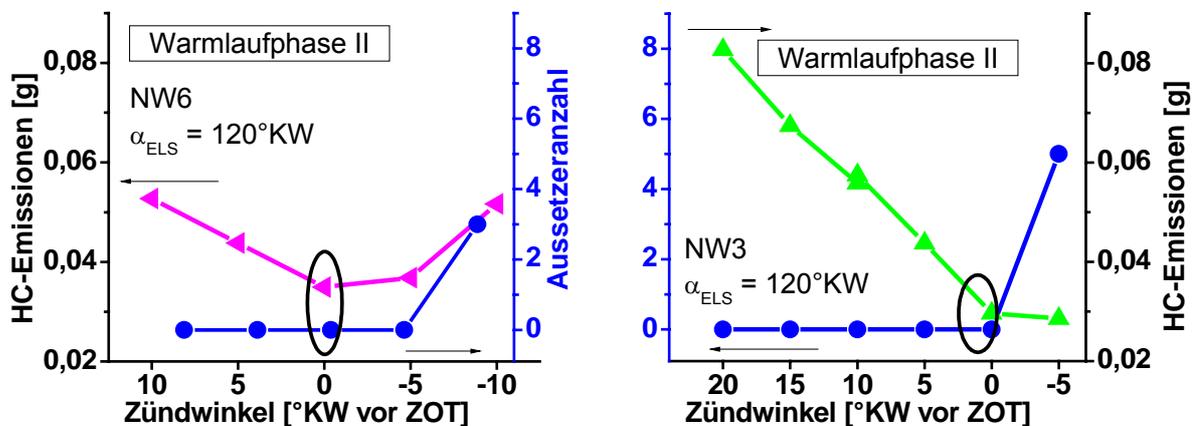


Abbildung 3-6: Zündwinkel für HC-minimalen und aussetzerfreien Betrieb, Betriebspunkt : $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $p_{\text{mi}} = 2 \text{ bar}$, $\lambda = 1$, $\alpha_{\text{ALS}} = 105^\circ\text{KW}$, $\alpha_{\text{ESV}} = 200^\circ\text{KW}$

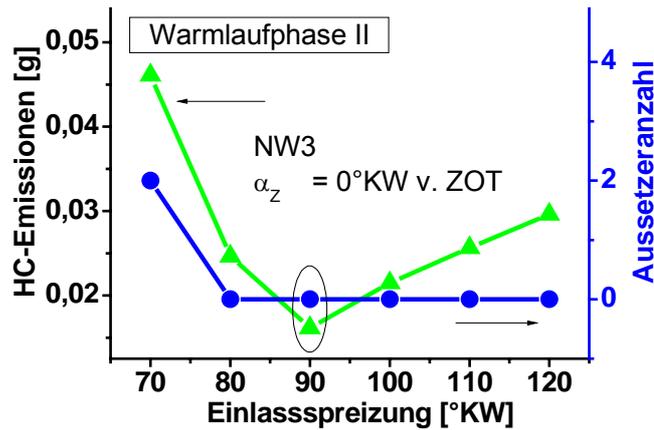


Abbildung 3-7: HC-minimaler Einstellpunkt, Betriebspunkt : $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} = 2 \text{ bar}$, $\lambda = 1$, $\alpha_{ALS} = 105 \text{ °KW}$, $\alpha_{ESV} = 200 \text{ °KW}$

3.5 Betriebsstoffe

Kraftstoff

Zur Sicherstellung gleich bleibender Kraftstoffqualität wurde der Zertifizierungskraftstoff CEC RF 11-A-96 (California Phase II) verwendet. Somit konnte sichergestellt werden, dass im Motorversuch kein Einfluss aufgrund geänderter Kraftstoffqualität auftritt. In Tabelle 3-3 sind einige dem Datenblatt des Herstellers entnommene Kenngrößen dargestellt.

Tabelle 3-3: Kraftstoffdaten CEC RF 11-A-96 (California Phase II)

Dichte bei 15 °C	0,7477 g/cm ³
(RON+MON)/2	94
Heizwert	42,16 MJ/kg
Wasserstoff	13,6 Gew. %
Kohlenstoff	84,38 Gew. %

Die zulässige Dichte für Kraftstoffe ist auf 720...775 kg/m³ begrenzt. Dabei haben Super-Kraftstoffe wegen des im allgemeinen höheren Aromatengehalts eine höhere Dichte als Normal-Kraftstoffe und somit auch einen geringfügig höheren Heizwert [68].

Die Oktanzahl beschreibt die Klopfestigkeit von Ottokraftstoffen. Nach [77] ist die Oktanzahl ein Maß für die Fähigkeit, eine unkontrollierte Verbrennung im noch nicht verbrannten Restgas vor Eintreffen der Flammenfront zu verhindern. Eine unkontrollierte Verbrennung (klopfende Verbrennung) mit etwa 10-facher Brenngeschwindigkeit verursacht steile

Druckspitzen, Druckschwingungen und hohe Temperaturen im Brennraum und kann zur Schädigung von Kolben und Ventilen führen. Die in Tabelle 3-3 angegebene Oktanzahl ist ein Mittel aus RON (Research Octan Number, bestimmt nach der Research-Methode) und MON (Motor Octan Number, bestimmt nach der Motor-Methode).

Die RON kann maßgeblich für das Beschleunigungsklopfen angesehen werden. Die MON beschreibt vorwiegend die Eigenschaft hinsichtlich des Hochgeschwindigkeitsklopfens. Dabei unterscheidet sich die Motor-Methode von der Research-Methode durch Gemischvorwärmung, höhere Drehzahl und variabler Zündzeitpunkteinstellung, was eine höhere thermische Belastung des Kraftstoffes bedeutet. Somit ist die MON niedriger als die RON. Die Oktanzahl gibt an, wie viel Volumenprozent iso-Oktan C_8H_{18} sich in einem Gemisch mit n-Heptan C_7H_{16} befindet, welches in einem Prüfmotor gleiches Klopfverhalten aufweist, wie der zu untersuchende Kraftstoff. Dem klopfesten iso-Oktan wird die Oktanzahl 100, dem klopfreudigen n-Heptan die Oktanzahl 0 zugeordnet [68].

Der spezifische Heizwert (früher „unterer Heizwert“) und der spezifische Brennwert (früher „oberer Heizwert“) sind Größen für den Energieinhalt von Brennstoffen. Bei Kraftstoffen, in deren Verbrennungsprodukten Wasser auftritt, hat ausschließlich der spezifische Heizwert eine Bedeutung [68]. Der „obere Heizwert“ wird in der Verbrennungsbombe durch vollständige Verbrennung bestimmt. Nach der Verbrennung liegt gasförmiges Kohlendioxid vor und der entstandene Wasserdampf ist kondensiert. Da bei der motorischen Verbrennung der Wasserdampf nicht kondensiert, wird die errechnete Kondensationswärme des Wasserdampfes vom „oberen Heizwert“ subtrahiert, und es ergibt sich somit der „untere Heizwert“ [77].

Öl

Für die Kaltstartuntersuchungen wurde ein Öl der Viskositätsklasse SAE 0 W 30 gewählt. Da es bei vielen Motorstarts innerhalb einer kurzen Betriebszeit zu einer Ölverdünnung durch Kraftstoff kommen kann, wurde dieses Problem mit besonderer Aufmerksamkeit betrachtet. Nach ca. 40 Betriebstunden und 60 Kaltstarts bei 20 °C wurde eine Ölprobe entnommen. Die Analyse ergab einen Kraftstoffgehalt im Öl von ca. 3,2 Gew.%, Tabelle 3-4. Dieser Wert ist als erhöht zu betrachten. Anschließend wurde das Öl für ca. 30 Minuten auf 100 °C erhitzt. Dies geschah mittels des Prozessthermostaten im Kühl- und Schmiermittelkreislauf (Abbildung 3-1) und ermöglichte ein Aufheizen des Öles ohne Motorbetrieb. Eine anschließende Ölprobe ergab einen reduzierten Kraftstoffgehalt im Öl von ca. 2,8 Gew.%, was als normal anzusehen ist, Tabelle 3-4. Die Aussagen zur Ölqualität, ob der Kraftstoffgehalt im Öl als erhöht oder normal anzusehen ist, entsprechen den Angaben des Analyselabors der Daimler Chrysler AG. Aber auch in [31] wurde nachgewiesen, dass eine

unterschiedlich starke Ölverdünnung durch Kraftstoff (bis ca. 2,5 Gew.% Kraftstoff in Öl) keinen signifikanten Einfluss auf die HC-Konzentration im Abgas hat.

Tabelle 3-4: Kraftstoffgehalt im Öl

ca. Betriebsstunden	ca. Kaltstarts bei 20 °C	Kraftstoffgehalt im Öl [Gew.%]
40	60	3,2 (erhöht)
100	120	3,3 (erhöht)

In Tabelle 3-4 ist der Kraftstoffgehalt im Öl in Abhängigkeit von der Kaltstartanzahl und den entsprechenden Betriebsstunden ohne zusätzliches Aufheizen des Öles angegeben. Hierbei ist zu erkennen, dass mit ca. doppelter Anzahl von Kaltstarts und Betriebsstunden sich der Kraftstoffeintrag im Öl nur geringfügig von 3,2 Gew.% auf 3,3 Gew.% erhöht. Beide Werte sind jedoch als erhöht zu betrachten.

Trotz der Möglichkeit und Durchführung der Ölkonditionierung (zusätzliches Aufheizen des Öles auf ca. 100 °C) wurde jeweils nach ca. 150 Betriebsstunden ein Ölwechsel zur Sicherung gleich bleibender Ölqualität durchgeführt.

Luft

Der verwendete Prüfstandsaufbau erlaubte eine Temperaturregelung der Ansaugluft mittels externer Konditioniereinheit. Dabei konnten die Werte auf ca. ± 1 °C genau eingestellt werden. Luftdruck und -feuchtigkeit konnten nicht beeinflusst werden, wurden aber erfasst.

4 Variabler Ventiltrieb

4.1 Voruntersuchungen

In Voruntersuchungen zum variablen Ventiltrieb wurden Einspritzzeitpunkt und Einbaulage des Einspritzventils untersucht. Ziel war die Ermittlung HC-minimaler Einstellwerte für diese beiden Parameter. Weiterhin wurden Untersuchungen zur Zündaussetzergrenze durchgeführt.

4.1.1 Einfluss des Einspritzzeitpunktes

Untersuchungen zur Variation des Einspritzzeitpunktes wurden mit der NW2 (Abbildung 3-4) im Stationärbetrieb (Betriebspunkt siehe Tabelle 4-1) durchgeführt, um Aufschluss über den Einfluss des Einspritzzeitpunktes auf die Gemischbildungsqualität zu bekommen.

Tabelle 4-1: Betriebspunkt bei Variation des Einspritzzeitpunktes

Drehzahl	1200 min ⁻¹
Indizierter Mitteldruck	2 bar
Luft-Kraftstoff-Verhältnis	1
Motorstarttemperatur	20 °C
Einlassspreizung	110 °KW
Auslassspreizung	105 °KW
Einspritzzeitpunkt	variabel
Einspritzventilposition	0 (Kanalboden, Standard), <u>Abbildung 4-2</u>
Zündwinkel	15 °KW vor ZOT

Bei der Saugrohreinspritzung kann prinzipiell zwischen zwei Arten der Einspritzung unterschieden werden, zwischen der vorgelagerten Einspritzung (Einspritzung bei geschlossenem Einlassventil) und der saugsynchronen Einspritzung (Einspritzung bei geöffnetem Einlassventil). Als Einspritzvorlagerung ist die Zeit (in °KW) zwischen Einspritzende und Einlass-Öffnen definiert. Der eingespritzte Kraftstoff trifft somit auf eine nahezu ruhende Luft im Einlasstrakt. Bei saugsynchroner Einspritzung dagegen wird bei offenem Einlassventil in die in den Zylinder einströmende Luft eingespritzt.

Da die Motorsteuersoftware einen Einspritzbeginn (in °KW) und eine Einspritzdauer (in ms) zur Steuerung benötigt, musste eine Softwareanpassung zur Kraftstoff-Vorlagerung durchgeführt werden. Mit Hilfe der Kenntnis der Drehzahl des letzten Arbeitsspiels kann die Berechnung des notwendigen Einspritzbeginns für die folgende Einspritzung erfolgen.

Werden die gemessenen Drehzahlschwankungen (Tabelle 4-2) beim untersuchten Betriebspunkt ($n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} = 2 \text{ bar}$) betrachtet, so ist sichergestellt, dass selbst bei Mehrfachaussetzern ($-0,18 \text{ °KW/ms}$) und einer maximalen Einspritzdauer von $t_i = 5 \text{ ms}$ die Einstellung der Vorlagerung im Bereich von ca. $\pm 1 \text{ °KW}$ genau erfolgen kann. Ein stärkerer Abfall der Drehzahl wird durch das Eingreifen der Prüfstandsbremsensteuerung verhindert. Legt man zugrunde, dass in der Auswertephase (Warmlaufphase II) keine Aussetzer ($\pm 0,06 \text{ °KW/ms}$) auftreten dürfen und die maximale Einspritzdauer $t_i = 5 \text{ ms}$ beträgt, so kann die Einstellung der Vorlagerung um ca. $\pm 0,3 \text{ °KW}$ genau erfolgen.

Tabelle 4-2: Gemessene Drehzahlschwankungen

Betriebsart	max. Abweichung der Drehzahl [min^{-1}]	Abweichung [°KW/ms]
Aussetzerfrei	± 10	$\pm 0,06$
Einzelaussetzer	-20	-0,12
Mehrfachaussetzer	-30	-0,18

Die Untersuchungen wurden größtenteils mit einer Einspritzdauer von ca. 3 ms durchgeführt, dies entspricht bei einer Drehzahl von $n = 1200 \text{ min}^{-1}$ einer Einspritzdauer von ca. $\alpha_{EsD} = 21 \text{ °KW}$. Die NW2 hat mit einer Öffnungsdauer von $\alpha_{EVÖD} = 146 \text{ °NW}$ ($= 292 \text{ °KW}$), einer Einlassspreizung von $\alpha_{ELS} = 110 \text{ °KW}$ ($\alpha_{LW-OT} = 360 \text{ °KW}$) ein Einlass-Öffnen bei ca. $\alpha_{EÖ} = 324 \text{ °KW}$ nach ZOT. Mit einer gewünschten Einspritzvorlagerung von $\alpha_{EsV} = 200 \text{ °KW}$ und einer Einspritzdauer von ca. $\alpha_{EsD} = 21 \text{ °KW}$ ergibt sich der Einspritzbeginn bei ca. $\alpha_{EsB} = 103 \text{ °KW}$ nach ZOT.

$$\text{Einlass-Öffnen: } \alpha_{EÖ} = \alpha_{LW-OT} + \alpha_{ELS} - \frac{\alpha_{EVÖD}}{2} \quad [\text{°KW}] \quad \text{Gl. 4-1}$$

$$\text{Einspritzbeginn bei Vorlagerung: } \alpha_{EsB} = \alpha_{EÖ} - \alpha_{EsV} - \alpha_{EsD} \quad [\text{°KW}] \quad \text{Gl. 4-2}$$

Nachfolgend sind die für die Untersuchungen eingestellten Werte für den Einspritzbeginn angegeben und in Abbildung 4-1 dargestellt.

I : Mittlere Vorlagerung	$\alpha_{EsB} \approx 103 \text{ °KW n. ZOT}$	$\alpha_{EsV} \approx 200 \text{ °KW vor EÖ}$
II : Maximale Vorlagerung	$\alpha_{EsB} \approx 625 \text{ °KW n. ZOT}^{(1)}$	$\alpha_{EsV} \approx 400 \text{ °KW vor EÖ}$
III : Minimale Vorlagerung	$\alpha_{EsB} \approx 280 \text{ °KW n. ZOT}$	$\alpha_{EsV} \approx 25 \text{ °KW vor EÖ}$
IV : Frühsynchrone Einspritzung	$\alpha_{EsB} \approx 350 \text{ °KW n. ZOT}$	$\alpha_{EsB} \approx 25 \text{ °KW nach EÖ}$
V : Synchrone Einspritzung	$\alpha_{EsB} \approx 460 \text{ °KW n. ZOT}$	$\alpha_{EsB} \approx 135 \text{ °KW nach EÖ}$

⁽¹⁾ bzw. 95 °KW v. ZOT

Mit einer Variation des Einspritzbeginns (vorgelagerte bzw. saugsynchrone Einspritzung) wurde nur ein geringer Einfluss des Einspritzzeitpunktes auf die HC-Rohemission festgestellt, Abbildung 4-1. Der vorherrschende geringe Saugrohrdruck, der über ein Arbeitsspiel gesehen zwischen ca. 0,36 bar und 0,38 bar liegt, ermöglicht offensichtlich eine gute Verdampfung des Kraftstoffes.

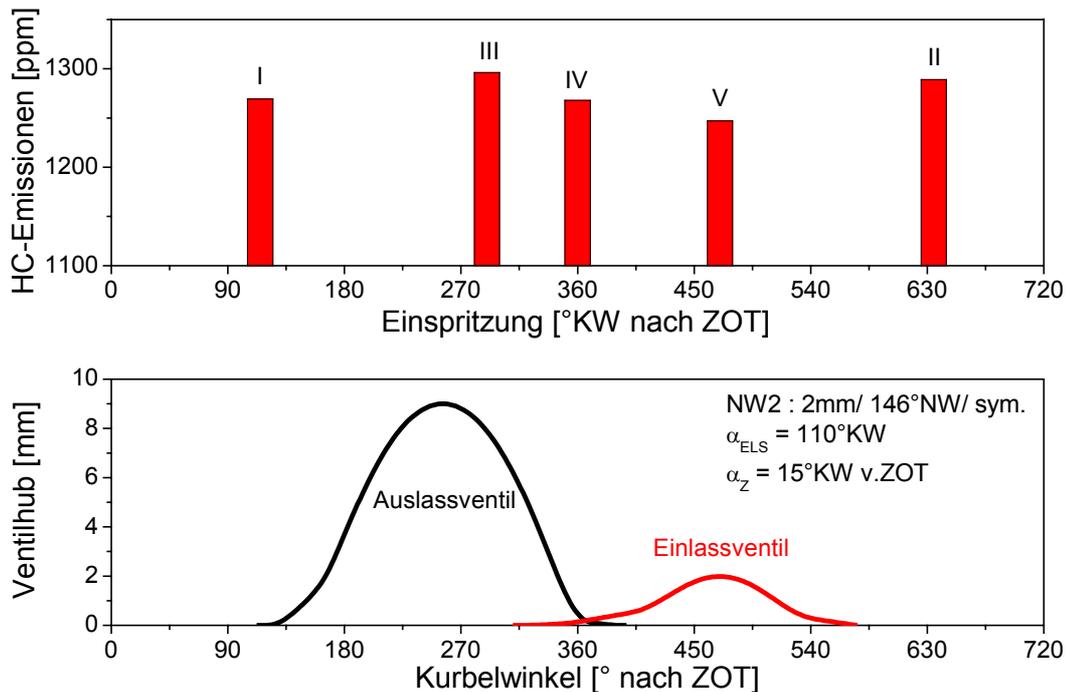


Abbildung 4-1: Variation Einspritzzeitpunkt bei Standardposition des Einspritzventils, Betriebspunkt : $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} = 2 \text{ bar}$, $\lambda = 1$

In [32] sind in einem ähnlichen Betriebspunkt ($n = 1500 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} = 2 \text{ bar}$, $t = 30 \text{ }^\circ\text{C}$) bei vorgelagerter Einspritzung und konstanter Kraftstoffmenge die Mitteldrücke höher und die HC-Emissionen geringer als bei saugsynchroner Einspritzung. Als Ursache hierfür wurde bei saugsynchroner Einspritzung eine große Tropfendichte angegeben. Dies verursacht eine Kraftstoffanlagerung in den Ventilspalten und der auslasseitigen Zylinderwand und kann als lokal überfettetes Gemisch nicht vollständig umgesetzt werden. Auch in [33], [59] wird bei konventioneller Saugrohreinspritzung, niedriger Drehzahl und geringer Strömungsintensität die vorgelagerte Einspritzung als günstig erkannt.

Aufgrund dieser Ergebnisse wurden alle Untersuchungen mit den unterschiedlichen Nockenwellen standardmäßig mit einer Einspritzvorlagerung von $\alpha_{ESV} = 200 \text{ }^\circ\text{KW}$ vor EÖ durchgeführt. Dies entspricht in ungefähr einem Einspritzbeginn von ca. $\alpha_{ESB} = 105 \text{ }^\circ\text{KW}$ nach ZOT.

4.1.2 Einfluss der Position des Einspritzventils

Ein weiteres Kriterium bei den Vorbetrachtungen ist die Ermittlung des Einflusses der Kraftstoffstrahl-Ausrichtung im Saugrohr bzw. Zylinderkopf auf die HC-Emissionen. Die Untersuchungen wurden mit der NW5 im Kaltstart-Warmlaufbetrieb (Betriebspunkt siehe [Tabelle 4-3](#)) durchgeführt. Die Untersuchungen erfolgten mit der NW5 aufgrund des zeitlichen Ablaufs und weiterer paralleler Untersuchungen, z.B. zur Aussetzergrenze.

Tabelle 4-3: Betriebspunkt bei Variation der Position des Einspritzventils

Drehzahl	1200 min ⁻¹
Indizierter Mitteldruck	2 bar
Luft-Kraftstoff-Verhältnis	1
Motorstarttemperatur	20 °C
Einlassspreizung	120 °KW
Auslassspreizung	105 °KW
Einspritzvorlagerung	200 °KW vor EÖ
Einspritzventilposition	variabel
Zündwinkel	0 °KW vor ZOT

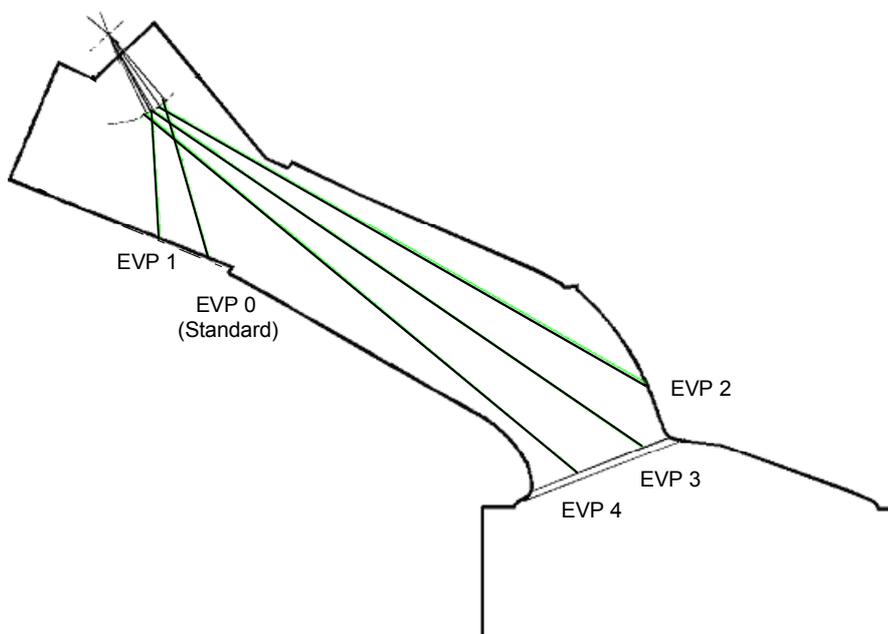


Abbildung 4-2: Schematische Darstellung der Einspritzventilpositionen im Saugrohr

In [Abbildung 4-2](#) sind die fünf untersuchten Einspritzventilpositionen (EVP) mit ihrer theoretischen Strahlrichtung dargestellt. Da das Einspritzventil in einer speziellen Halterung

schwenkbar ist, ergeben sich somit nachfolgende Kraftstoffstrahl-Ausrichtungen. Die Einspritzventilpositionen EVP0 (Standard) und EVP1 sind so ausgerichtet, dass der Kraftstoffstrahl in Richtung Kanalboden austritt. Bei den Einspritzventilpositionen EVP2, EVP3 und EVP4 zielt der Kraftstoffstrahl in Richtung obere Zylinderkopfwand bzw. auf das Einlassventil.

Die komplexen Vorgänge der Gemischbildung (z.B. Tropfenzerfall durch aerodynamische Kräfte, Tropfenverdunstung, usw., [72]) können bei den durchgeführten motorischen Untersuchungen nur gesamt erfasst werden, aber nicht den einzelnen Vorgängen selbst zugeordnet werden. In [Abbildung 4-3 links](#) ist zu erkennen, dass die HC-minimale Einspritzventilposition die Standardvariante EVP0, mit Ausrichtung des Kraftstoffstrahles auf den Kanalboden, ist. Eine Änderung der Einspritzventilposition, ausgehend von der Standardvariante, führt zu einer Erhöhung der HC-Emissionen. In [72] wird der Vorteil der Ausrichtung des Kraftstoffstrahles auf den Kanalboden durch eine bessere Aufbereitung des eingespritzten Kraftstoffes in möglichst kleine Tropfen großer Anzahl und damit einer großen spezifischen Oberfläche beschrieben. Außerdem kann der sich am Kanalboden befindende Wandfilm durch Schubspannungsantrieb und Mitreißen von Tropfen weiter Richtung Zylinder transportiert werden [72]. Diese Effekte scheinen für die HC-minimale Emission bei Ausrichtung des Kraftstoffstrahles auf den Kanalboden verantwortlich zu sein.

In [32] weist die Ausrichtung des Kraftstoffstrahles auf den Kanalboden im Betriebspunkt $p_{mi} = 2 \text{ bar}$ und $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ bzw. $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ einen geringeren Kraftstoffverbrauch auf als bei Ausrichtung auf das Einlassventil. In [Abbildung 4-3 rechts](#) ist bei einer Variation der Einspritzventilposition, ausgehend von der Standardvariante, ein Auftreten von Aussetzern zu verzeichnen. Dies ist begründet durch eine verschlechterte Gemischbildung und führt somit ebenfalls zu einem Anstieg der HC-Emissionen.

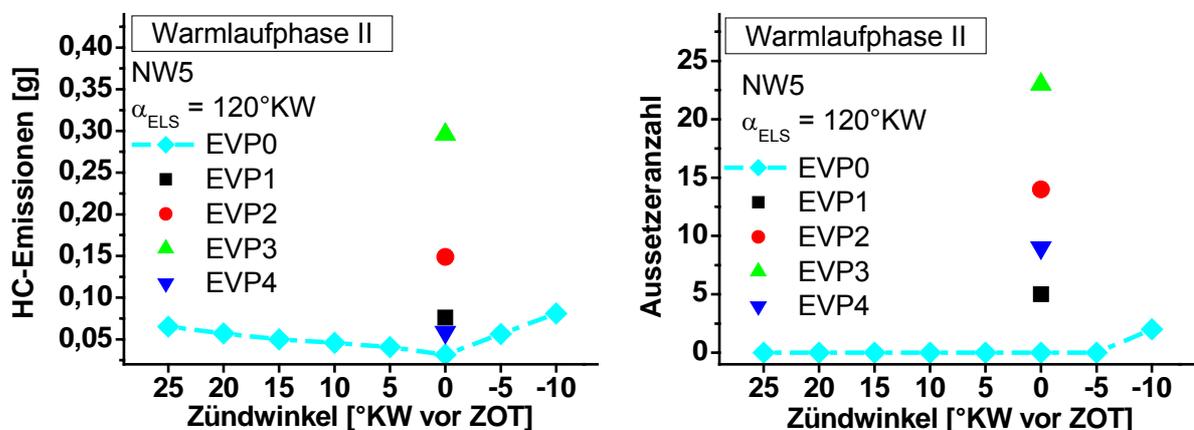


Abbildung 4-3: HC-Emissionen und Aussetzeranzahl bei Variation der Position des Einspritzventils, Betriebspunkt : $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} = 2 \text{ bar}$, $\lambda = 1$

Zusätzlich zu den HC-Emissionen soll auch die Auswirkung der Variation der Einspritzventilposition auf die fiktive Katalysator-Light-off Zeit und die Abgastemperatur betrachtet werden. Wie in [Abbildung 4-4](#) zu erkennen, sinken bei Änderung der Einspritzventilposition, ausgehend von der Standardvariante, die Abgastemperaturen ([Abbildung 4-4 rechts](#)) und verlängern somit die fiktive Katalysator-Light-off Zeit ([Abbildung 4-4 links](#)). Als Ursache hierfür sind die auftretenden Aussetzer zu betrachten. Durch Aussetzer sinkt das Temperaturniveau sowohl im Brennraum als auch im Abgasstrang und der nicht verbrannte Kraftstoff dient zusätzlich noch zur Kühlung der sich aufheizenden Bauteile.

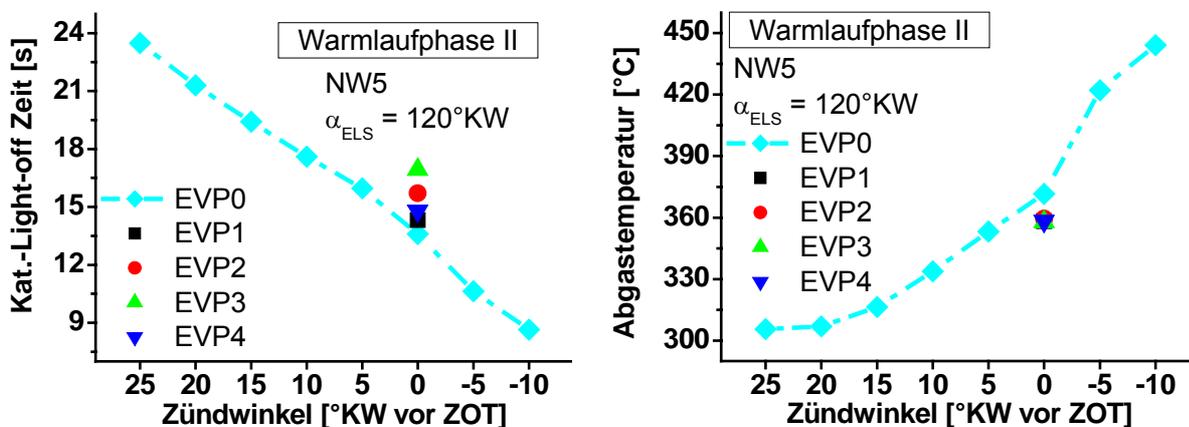


Abbildung 4-4: Katalysator-Light-off Zeiten und Abgastemperaturen bei Variation der Position des Einspritzventils, Betriebspunkt : $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} = 2 \text{ bar}$, $\lambda = 1$

4.1.3 Aussetzergrenze

Da die Aussetzergrenze einen entscheidenden Einfluss auf das Kaltstartverhalten besitzt, wurde diese im Vorfeld für alle Nockenwellen im in [Tabelle 4-4](#) genannten Betriebspunkt untersucht.

Als Aussetzer wurden Zyklen mit einem indizierten Mitteldruck von $p_{mi} \leq 0 \text{ bar}$ definiert. Aussetzer können zum Beispiel durch Zündaussetzer (z.B. Nebenschluss an der Zündkerze) oder auch durch eine ungenügende Gemischaufbereitung hervorgerufen werden.

In [Abbildung 4-5](#) sind für alle Nockenwellen die jeweils ermittelten Aussetzergrenzen dargestellt. Im genannten Betriebspunkt ([Tabelle 4-4](#)) und unter Verwendung der Bosch Zündkerze FGR7DQP (Erläuterungen siehe Anhang) treten ab einem Zündwinkel $\alpha_z = 0^\circ \text{KW}$ in Richtung nach ZOT erste Zündaussetzer auf (z.B.: NW4). Die NW6 kann dagegen bis zu einem Zündwinkel $\alpha_z = 15^\circ \text{KW}$ nach ZOT aussetzerfrei betrieben werden.

Tabelle 4-4: Betriebspunkt bei Untersuchung Aussetzergrenze

Drehzahl	1200 min ⁻¹
Indizierter Mitteldruck	2 bar
Luft-Kraftstoff-Verhältnis	1
Motorstarttemperatur	20 °C
Einlassspreizung	120 °KW
Auslassspreizung	105 °KW
Einspritzvorlagerung	200 °KW vor EÖ
Einspritzventilposition	0 (Kanalboden, Standard)
Zündwinkel	variabel

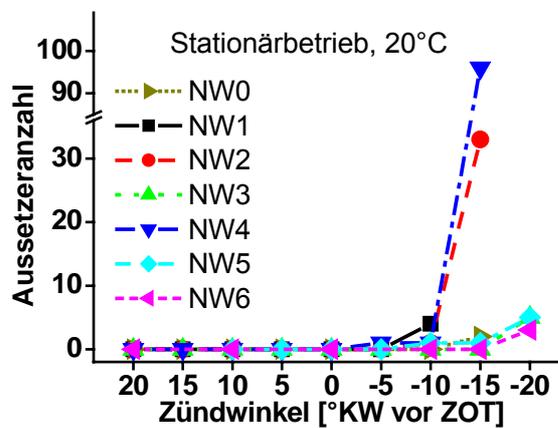


Abbildung 4-5: Nockenwellen bei den unterschiedlichen Aussetzergrenzen, EVP0, Betriebspunkt : $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} = 2 \text{ bar}$, $\lambda = 1$



Abbildung 4-6: Hochspannungs-Tastkopf der Firma Tektronix sowie Zündmodul und Zündkerze

Die Untersuchung der Aussetzer wurde mit einem Hochspannungs-Tastkopf ([Abbildung 4-6 links](#)) durchgeführt. Die Messstelle befand sich hierbei direkt in der Verlängerung zwischen dem Zündmodul ([Abbildung 4-6 rechts](#)) und der Zündkerze.

In [Abbildung 4-7](#) ist der Spannungsverlauf an der Zündkerze bei „normaler“ Verbrennung dargestellt. Die hierbei auftretenden Größen wie Funkendauer (ca. 12 °KW bzw. ca. 1,5 ms) und Funkenspannung (ca. 400 V) entsprechen denen aus der Literatur [75] bekannten Werten.

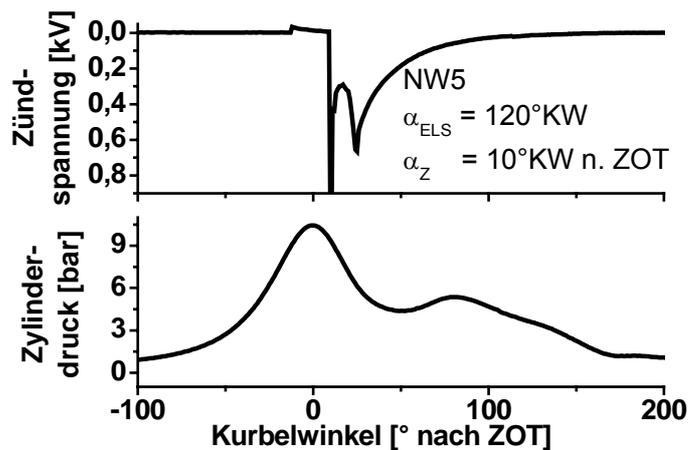


Abbildung 4-7: Zündspannungsverlauf, Betriebspunkt : $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} = 2 \text{ bar}$, $\lambda = 1$

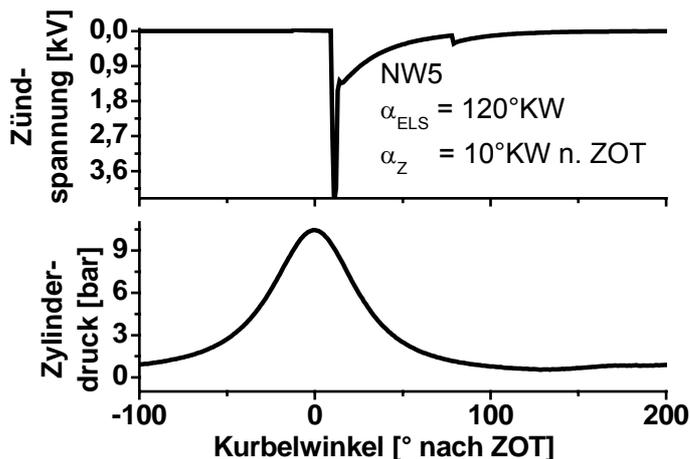


Abbildung 4-8: Zündspannungsverlauf bei Nebenschluss, Betriebspunkt : $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} = 2 \text{ bar}$, $\lambda = 1$

In [Abbildung 4-8](#) ist der Spannungsverlauf an der Zündkerze im Falle eines Aussetzers dargestellt. Dies ist ein typischer Verlauf bei Nebenschluss an der Zündkerze. Die Ursachen

für Nebenschluss an der Zündkerze sind vielfältig, sie reichen von Anlagerungen an der Zündkerze (Kraftstoff, Partikel...) bis hin zu Massekontakt des Zündmoduls. In [64] wurde hier als mögliche Ursache für Nebenschluss an der Zündkerze Ablagerungen (Partikel) aufgrund des relativ hohen Restgasgehaltes von ca. 20% in Zündkerzennähe vermutet.

4.2 Parametervariation

Das Ziel der Untersuchungen ist es, eine Nockenwelle zu bestimmen, mit der im Kaltstart und im sich anschließenden Warmlauf eine geringe HC-Rohemission sowie eine hohe Abgastemperatur mit kürzester Katalysator-Light-off Zeit erzielt wird.

Die Parameter Einlass-Spreizung, -Ventilhub, -Öffnungsdauer und -Nockenkontur werden im Folgenden betrachtet.

4.2.1 Einfluss der Einlassspreizung

Einen deutlichen Einfluss auf die HC-Rohemission, auf die Abgastemperatur und auf die Zeitdauer bis zum fiktiven Katalysator-Light-off besitzt die Einlassspreizung. Wie in Abbildung 4-9 links zu erkennen, sinkt die HC-Rohemission mit Verringerung der Einlassspreizung bis zum HC-minimalen Punkt, ebenfalls wird die Zeit bis zum fiktiven Katalysator-Light-off verringert, Abbildung 4-9 rechts.

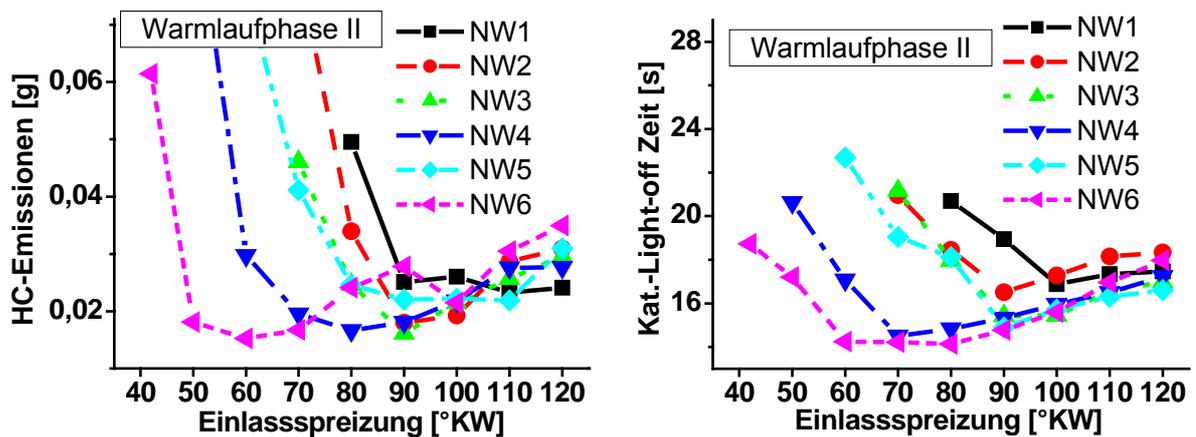


Abbildung 4-9: HC-Rohemissionen und Katalysator-Light-off Zeit in Abhängigkeit von der Einlassspreizung, Betriebspunkt : $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} = 2 \text{ bar}$, $\lambda = 1$

Bei der Variation der Einlassspreizung sind die betrachteten und maßgeblich emissionsbeeinflussenden Größen die Ladungsbewegung (definiert über die turbulente kinetische

Energie und Strömungsgeschwindigkeit im Ventilspalt sowie Tumble-Zahl und Druckverlauf im Zylinder) und der Restgasgehalt. Diese beiden Größen werden nachfolgend erläutert.

Ladungsbewegung

Der Verbrennungsablauf in einem Ottomotor wird stark von turbulenten Strömungsvorgängen beeinflusst. Mikroskopische Wirbel verursachen eine Faltung der Flammenfront und vergrößern somit die wirksame Oberfläche. Dies führt wiederum zu einer Erhöhung der Brenngeschwindigkeit [76]. Wird die Einlassspreizung verringert, so nimmt die turbulente kinetische Energie (TKE) der Zylinderladung im Ventilspalt ab, in [Abbildung 4-10 links](#) beispielhaft für die NW6 dargestellt [66].

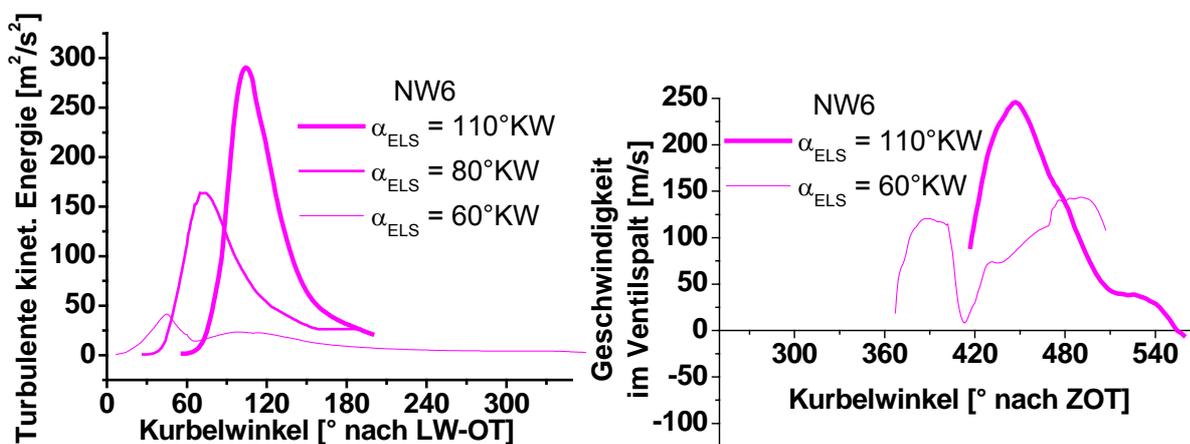


Abbildung 4-10: Turbulente kinetische Energie und Strömungsgeschwindigkeit im Ventilspalt in Abhängigkeit von der Einlassspreizung, Betriebspunkt : $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $p_{\text{mi}} = 2 \text{ bar}$, $\lambda = 1$, instationäre FIRE[®]-Berechnung [66]

Die turbulente kinetische Energie ist eine spezifische Energie, d.h. eine auf Masse bezogene mittlere kinetische Energie der turbulenten Schwankungsbewegung mit der Einheit m^2/s^2 [67]. Sie begünstigt die Vermischung von Luft und Kraftstoff beim Einströmen in den Zylinder [77]. Nach dem oberen Totpunkt im Ladungswechsel (LW-OT), wenn das Auslassventil geschlossen ist und der Kolben sich in Richtung unteren Totpunkt (UT) bewegt, entsteht ein Unterdruck im Brennraum. Je weiter sich das Einlass-Öffnen von LW-OT hin zu UT verschiebt, desto größer wird der Unterdruck im Zylinder. Öffnet jetzt das Einlassventil, kommt es aufgrund der Druckdifferenz zwischen Saugrohr und Zylinder zu einer intensiven Einströmung des Luft-Kraftstoff-Gemisches. Mit einer Verringerung der Einlassspreizung wird das Einlass-Öffnen nach früh verschoben, der Unterdruck im Zylinder verringert sich, die Ladungsbewegung nimmt ab ([Abbildung 4-11](#)).

Die Strömungsgeschwindigkeit im Ventilsplatt nimmt ebenfalls bei Verringerung der Einlassspreizung ab, in Abbildung 4-10 rechts für NW6 dargestellt [64]. Hierbei ist am Ventilumfang ein Kreisring definiert und die Strömungsgeschwindigkeit der einzelnen Zellen gemittelt.

Das Verhalten abnehmender Ladungsbewegung bei Verringerung der Einlassspreizung wurde exemplarisch für die Nockenwellen NW1, NW4 und NW6 aufgezeigt und kann somit für alle Nockenwellen als gegeben angenommen werden.

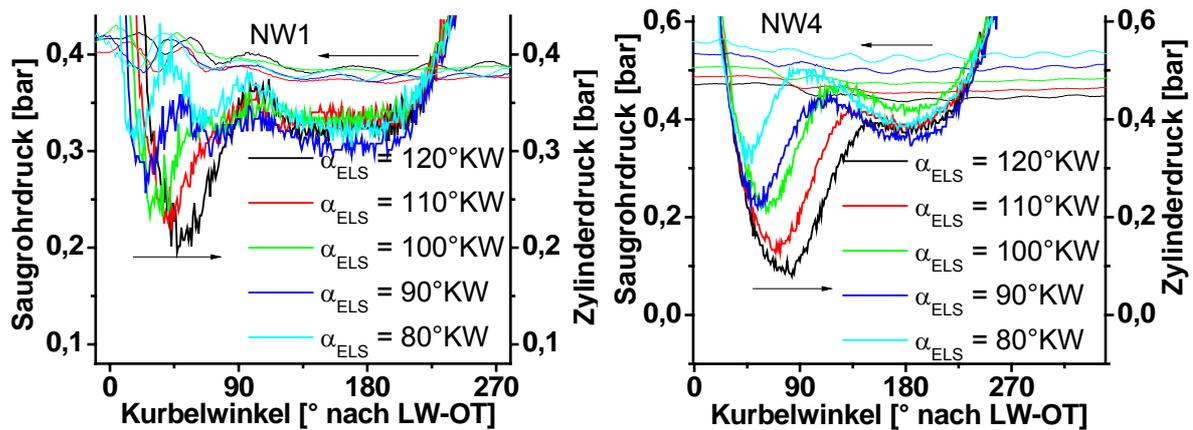


Abbildung 4-11: Zylinderdruckverlauf der NW1 und NW4 in Abhängigkeit von der Einlassspreizung, Betriebspunkt : $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} = 2 \text{ bar}$, $\lambda = 1$

Restgasgehalt

Die Bestimmung des Restgasgehaltes (XRG) im Zylinder erfolgte mit dem 1-D-Arbeitsprozess-Berechnungsprogramm PROMO [64], [65], [66]. Dabei ist der Restgasgehalt als Verhältnis der Masse an Restgas zur Gesamtmasse im Zylinder (Restgas und Frischladung) definiert. Für NW6 zum Beispiel bedeutet eine Verringerung der Einlassspreizung, ausgehend von $\alpha_{ELS} = 120^\circ \text{KW}$ bis $\alpha_{ELS} = 60^\circ \text{KW}$, kaum eine Änderung im Restgasgehalt, Abbildung 4-12 links.

Für NW1 dagegen steigt der Restgasgehalt sofort mit Verringerung der Einlassspreizung deutlich an. Begründet ist dieses Restgasverhalten in der geringeren Ventilüberschneidungsfläche (in $^\circ \text{KW mm}$) der NW6 gegenüber der NW1, Abbildung 4-12 rechts.

Eine Ventilüberschneidung bedeutet, dass das Ein- und Auslassventil über einen bestimmten Kurbelwinkelbereich gleichzeitig geöffnet sind. Die Ventilüberschneidungsfläche wird dabei von der Ventilüberschneidung und vom Ventilhub des Ein- und Auslassventils bestimmt, setzt sich somit aus Kurbelwinkel ($^\circ \text{KW}$) und Ventilhub (mm) zusammen.

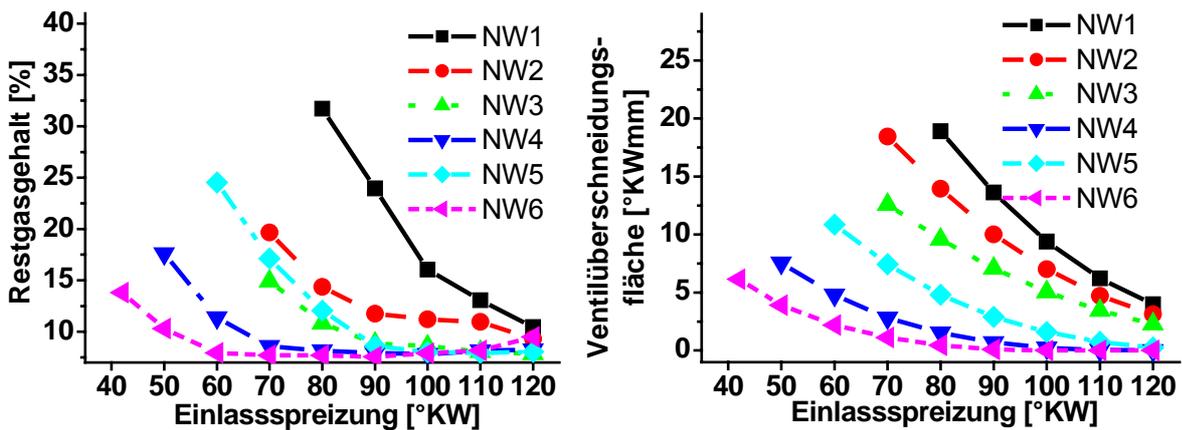


Abbildung 4-12: Restgasgehalt (PROMO-Berechnung [64]) und Ventilüberschneidungsfläche in Abhängigkeit von der Einlassspreizung

In Abbildung 4-13 ist die geringere Ventilüberschneidungsfläche der NW6 gegenüber der NW1 dargestellt. Diese ergibt sich aus der kürzeren Öffnungsdauer (Öffnungsdauer $\alpha_{EV\text{ÖD}} = 90^\circ \text{NW}$ statt $\alpha_{EV\text{ÖD}} = 146^\circ \text{NW}$) sowie dem kleineren Ventilhub (Einlassventilhub $h_{v,E} = 2 \text{ mm}$ statt $h_{v,E} = 4 \text{ mm}$) bei gleicher Einlassspreizung $\alpha_{ELS} = 80^\circ \text{KW}$ der NW6.

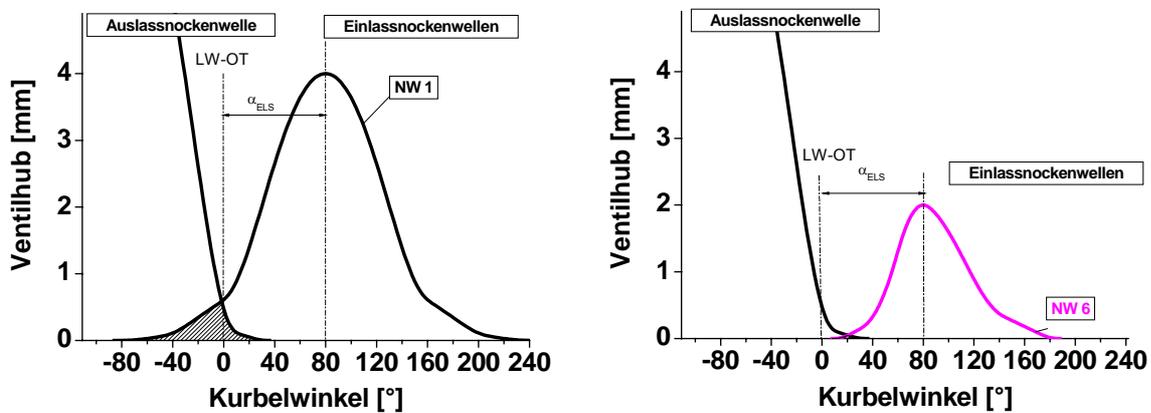


Abbildung 4-13: Ventilüberschneidungsfläche der NW1 und NW6

Während des Ausschiebetaktes bewegt sich der Kolben in Richtung LW-OT, es herrscht Überdruck im Zylinder und somit kommt es zum Überströmen von Abgas in das Saugrohr. Eine Verringerung der Ventilüberschneidungsfläche bei feststehender Auslassspreizung ($\alpha_{ALS} = 105^\circ \text{KW}$) bedeutet, dass die Einlassspreizung vergrößert werden muss. Das Einlassventil öffnet dann nicht mehr im Ausschiebetakt mit Überdruck im Zylinder, sondern im Ansaugtakt mit Unterdruck im Zylinder. Somit kommt es zu einem geringeren oder sogar

fehlendem Überströmen von Restgas in das Saugrohr und von dort wieder zurück in den Zylinder. Von den drei den Restgasgehalt im Zylinder beeinflussenden Größen (Rückströmen aus dem Abgaskrümmer, Rückströmen aus dem Saugrohr und im Zylinder verbliebenem Restgas) wird über eine Variation der Einlassspreizung der Restgaseintrag aus dem Saugrohr maßgeblich beeinflusst.

Ladungsbewegung - Restgasgehalt - Emissionen

Im Folgenden wird der Zusammenhang zwischen Ladungsbewegung (als stellvertretende Größe wird hierzu die turbulente kinetische Energie herangezogen) und Restgasgehalt sowie deren Auswirkungen auf die Emissionen erläutert.

Für NW6 führt eine Abnahme der turbulenten kinetischen Energie (mit kleiner werdender Einlassspreizung), bei gleichzeitig kaum geändertem Restgasgehalt, zu einem Anstieg der Brenndauer, Abbildung 4-14 links. Aber auch ein Anstieg des Restgasgehalts, wie am Beispiel der NW1 zu sehen, Abbildung 4-12 links, führt zu einer längeren Brenndauer, Abbildung 4-14 links. In [76] wird darauf hingewiesen, dass ein Restgasgehalt von 30%, bei sonst gleichem Zustand der Ladung, die laminare Brenngeschwindigkeit um ca. 70% verringert. Als Brenndauer wird im Rahmen der Untersuchungen die Zeit zwischen Brennbeginn (5%-ige Energieumsetzung) und Brennende (95%-ige Energieumsetzung) definiert.

Mit Verringerung der Einlassspreizung steigt die Brenndauer an, verursacht durch eine Verringerung der turbulenten kinetischen Energie und / oder einer Zunahme des Restgasgehaltes, was somit zu einem späteren Brennende führt, Abbildung 4-14 rechts.

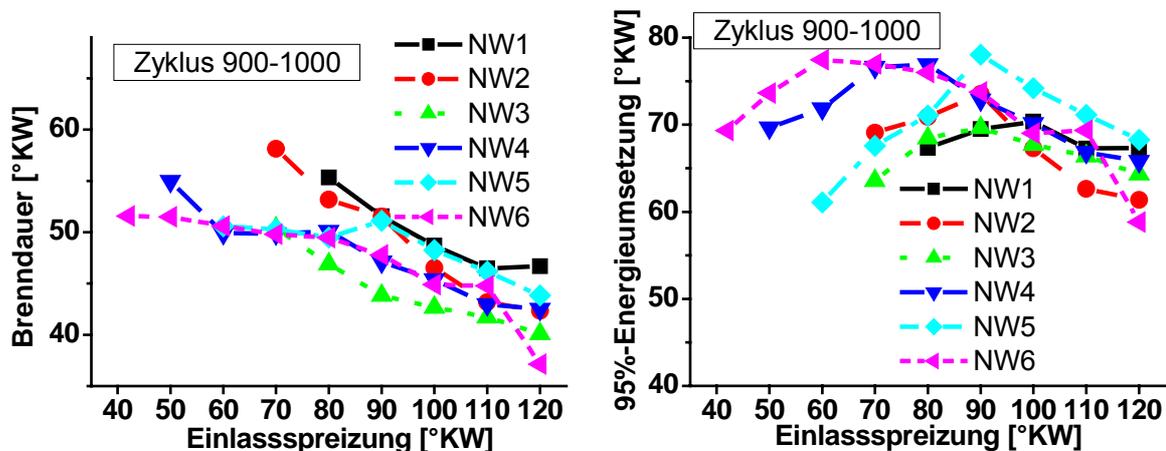


Abbildung 4-14: Brenndauer und Brennende in Abhängigkeit von der Einlassspreizung, Betriebspunkt : $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} = 2 \text{ bar}$, $\lambda = 1$

Um die Katalysator-Light-off Zeit zu verkürzen, also eine Abgasenthalpie von 10 kJ schnell zu erreichen, sind ein hoher Abgasmassenstrom und eine hohe Abgastemperatur erforderlich. Theoretisch wäre die notwendige Abgasenthalpie bei niedrigen Temperaturen auch über den Abgasmassenstrom erreichbar. Im realen Betrieb jedoch benötigt der Katalysator eine untere Betriebstemperatur von ca. 300 °C, womit auch eine minimale Abgastemperatur notwendig ist.

Die Zunahme der Brenndauer und die Spätverschiebung des Brennendes führen zu einer höheren Abgastemperatur, Abbildung 4-15 links. Zusammen mit einem höheren Abgasmassenstrom (Abbildung 4-15 rechts) führt dies zu einer Verringerung der Katalysator-Light-off Zeit (Abbildung 4-9 rechts) und der HC-Rohemissionen, Abbildung 4-9 links.

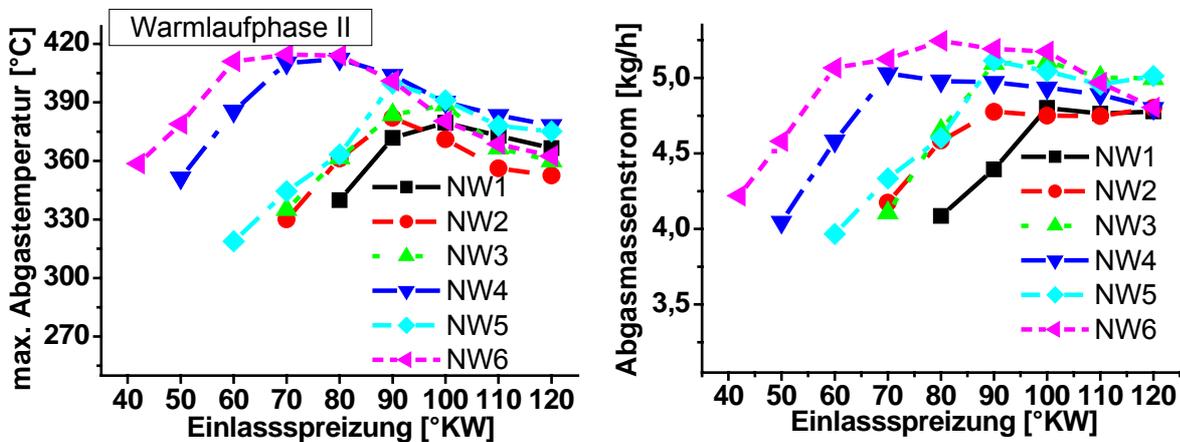


Abbildung 4-15: Abgastemperatur und Abgasmassenstrom in Abhängigkeit von der Einlassspreizung, Betriebspunkt : $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} = 2 \text{ bar}$, $\lambda = 1$

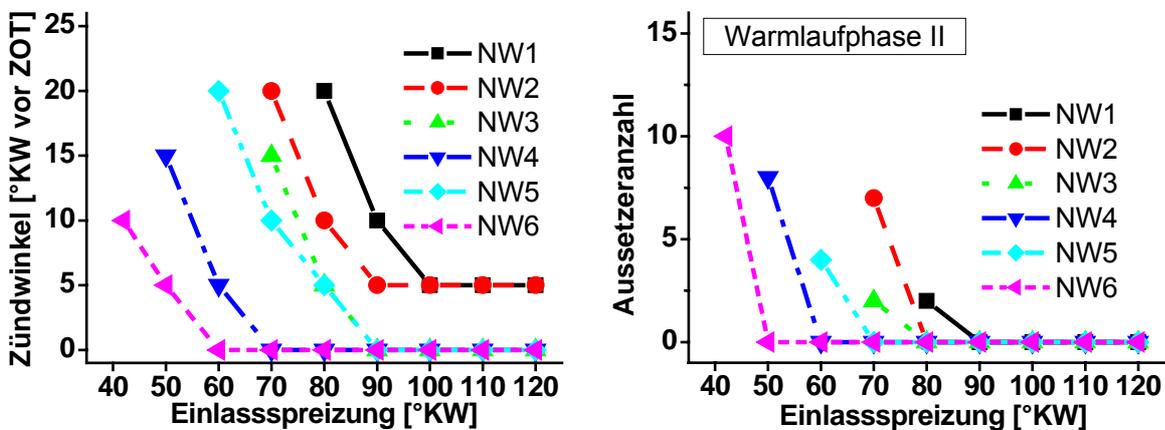


Abbildung 4-16: Zündwinkel und Aussetzeranzahl in Abhängigkeit von der Einlassspreizung, Betriebspunkt : $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} = 2 \text{ bar}$, $\lambda = 1$

Wird über den HC-minimalen Punkt hinaus die Einlassspreizung reduziert, so muss aufgrund des stark ansteigenden Restgasgehaltes der Zündwinkel nach früh verschoben werden, Abbildung 4-16 links. Wird die Einlassspreizung noch weiter reduziert, steigt der Restgasgehalt weiter an und es treten Aussetzer auf, Abbildung 4-16 rechts. Beides führt zu einer Erhöhung der HC-Rohemissionen (Abbildung 4-9 links), einem Abgastemperaturabfall (Abbildung 4-15 links) und einer Verlängerung der fiktiven Katalysator-Light-off Zeit (Abbildung 4-9 rechts).

In [64], [65], [66] wurden Berechnungen zur turbulenten kinetischen Energie im Ventilsplatt und zum Restgasgehalt im Zylinder für die NW6 durchgeführt. Zusammen mit den experimentellen Ergebnissen zu HC-Rohemissionen für die NW6 bei verschiedenen Einlassspreizungen, lässt sich ein Verhältnis von turbulenter kinetischer Energie zu Restgasgehalt bilden, Tabelle 4-5, Abbildung 4-17.

Wie in Abbildung 4-17 dargestellt, gibt es für die NW6 ein optimales Verhältnis von turbulenter kinetischer Energie zu Restgasgehalt von ca. $TKE_{max} / XRG = 5 \text{ m}^2/\text{s}^2 \%$.

Tabelle 4-5: Varianten und deren Kenngrößen

NW6	TKE_{max} [m ² /s ²]	XRG [%]	TKE_{max} / XRG [m ² /s ² %]	HC [g]
$\alpha_{ELS} = 110^\circ \text{KW}$	290	8,18	35,45	0,03049
$\alpha_{ELS} = 80^\circ \text{KW}$	164	7,7	21,29	0,02412
$\alpha_{ELS} = 60^\circ \text{KW}$	41	7,94	5,16	0,01524
$\alpha_{ELS} = 40^\circ \text{KW}$	30	13,8	2,17	0,06144

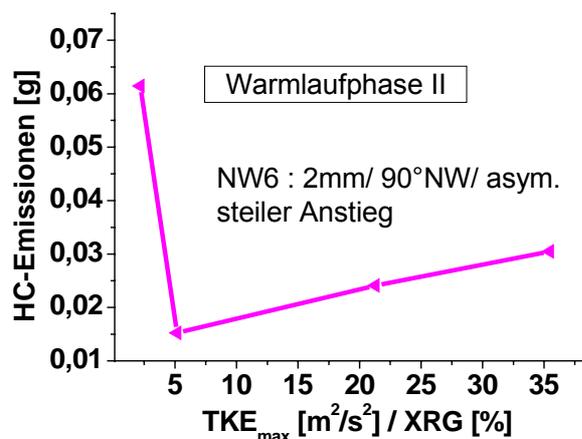


Abbildung 4-17: HC-Emissionen [g] in Abhängigkeit von turbulenter kinetischer Energie zu Restgasgehalt, Betriebspunkt : $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} = 2 \text{ bar}$, $\lambda = 1$

Überträgt man dies auf alle untersuchten Nockenwellen, zeigt sich, dass Nockenwellen, bei denen sich hohe Restgasgehalte einstellen, ein HC-Minimum bei großer Einlassspreizung, also bei hoher Ladungsbewegung aufweisen (zum Beispiel NW1, [Abbildung 4-9 links](#), [Abbildung 4-11 links](#)). Nockenwellen, die zu einem geringen Restgasgehalt führen, weisen dagegen ein HC-Minimum bei kleiner Einlassspreizung, also bei geringer Ladungsbewegung auf (zum Beispiel NW6, [Abbildung 4-9 links](#), [Abbildung 4-10 links](#)). Somit kann über die Variation der Einlassspreizung die optimale turbulente kinetische Energie zum vorhandenen Restgasgehalt eingestellt werden.

Zusammenfassung zum Einfluss der Einlassspreizung

Mit einer Reduzierung der Einlassspreizung nimmt prinzipiell die Ladungsbewegung ab und der Restgasgehalt steigt an.

Mit einer Reduzierung der Einlassspreizung bis zum optimalen Punkt werden die HC-Emissionen und Katalysator-Light-off Zeiten verringert sowie die Abgastemperaturen erhöht. Eine weitere Verringerung der Einlassspreizung führt zu einer Erhöhung der HC-Emissionen aufgrund stark steigenden Restgasgehaltes und damit verbundener notwendiger Zündwinkelverstellung nach früh oder sogar zu Aussetzern.

Die geringste HC-Emission und kürzeste Katalysator-Light-off Zeit sowie die höchste Abgastemperatur werden mit der NW6 erzielt, da diese den geringsten Restgasgehalt (später Zündwinkel) und die geringste Ladungsbewegung (längere Brenndauer) ermöglicht.

4.2.2 Einfluss des Einlassventilhubes

Zuerst wird der Einfluss des Einlassventilhubes auf die HC-Rohemission, auf die Abgastemperatur und auf die Zeitdauer bis zum Erreichen einer Abgasenthalpie von 10 kJ (fiktiver Katalysator-Light-off) untersucht. Hierfür stehen drei Nockenwellen (Abbildung 4-18) mit gleicher Öffnungsdauer von 146 °NW und symmetrischer Nockenkontur, aber unterschiedlichem Einlassventilhub zur Verfügung.

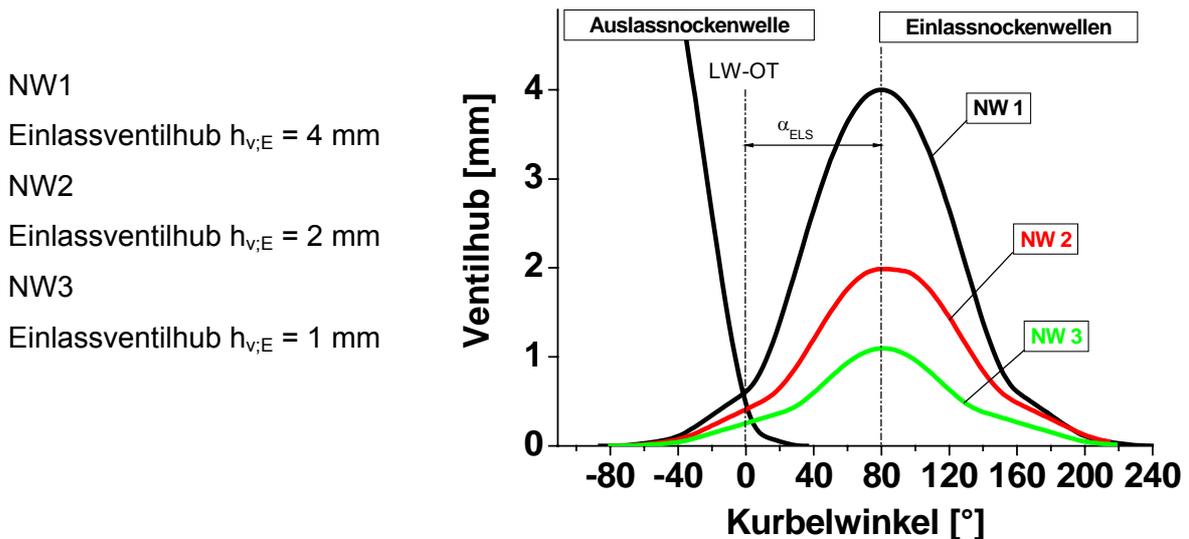


Abbildung 4-18: Nockenwellen mit Variation des Einlassventilhubes

Die geringste HC-Rohemission wird mit dem kleinsten Ventilhub (NW3, $h_{v,E} = 1 \text{ mm}$) in Verbindung mit einer Verringerung der Einlassspreizung auf $\alpha_{ELS} = 90 \text{ °KW}$ erzielt, Abbildung 4-19 links. Gleichzeitig wird auch die kürzeste fiktive Katalysator-Light-off Zeit erreicht, Abbildung 4-19 rechts. Zur Klärung dieses Verhaltens sind die Ursachen der HC-Rohemission zu betrachten. Den entscheidenden Einfluss auf die HC-Rohemission haben hierbei die HC-Konzentration, der Abgasmassenstrom und die Katalysator-Light-off Zeit. Da der Einfluss des Ventilhubes auf die HC-Rohemission untersucht werden soll, wird zuerst eine Betrachtung der Ventilhubreduzierung bei der Einlassspreizung $\alpha_{ELS} = 120 \text{ °KW}$ durchgeführt.

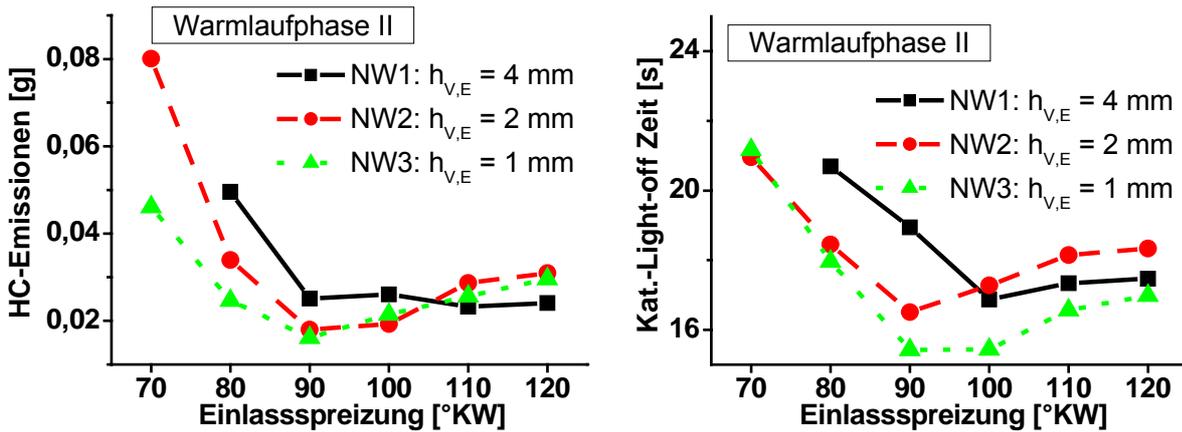


Abbildung 4-19: HC-Rohemissionen und Katalysator-Light-off Zeit in Abhängigkeit von der Einlassspritzung, Betriebspunkt : $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} = 2 \text{ bar}$, $\lambda = 1$

Konstante Einlassspritzung $\alpha_{ELS} = 120 \text{ °KW}$

Bei dieser Einlassspritzung ist die HC-Rohemission der NW1, also der Variante mit dem größten Ventilhub, am geringsten. Begründet ist dies mit der niedrigsten HC-Konzentration (Abbildung 4-20 links), dem geringsten Abgasmassenstrom (Abbildung 4-20 rechts) und der gleichzeitig kurzen Katalysator-Light-off Zeit, Abbildung 4-19 rechts.

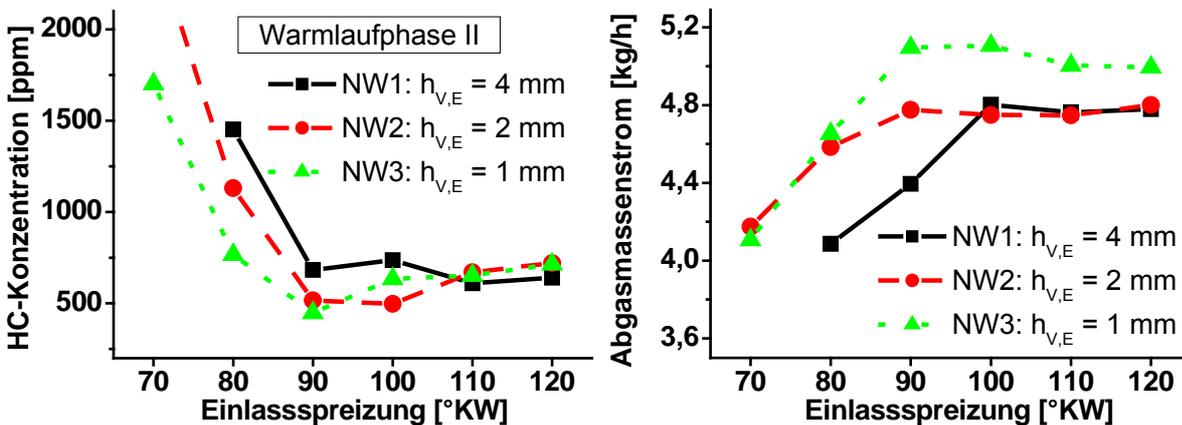


Abbildung 4-20: HC-Konzentration und Abgasmassenstrom in Abhängigkeit von der Einlassspritzung, Betriebspunkt : $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} = 2 \text{ bar}$, $\lambda = 1$

Auch der Restgasgehalt (Abbildung 4-21 links) ist bei den drei Varianten annähernd gleich. Erst mit einer Verringerung der Einlassspritzung und einem unterschiedlich starken Anstieg des Ventilüberschneidungsbereichs (Abbildung 4-21 rechts) nimmt auch der Restgasgehalt unterschiedlich stark zu.

Nimmt man hier vereinfachend die Ladungsbewegung ([Abbildung 4-26](#), [Abbildung 4-27](#), [Abbildung 4-28](#)) und den Restgasgehalt ([Abbildung 4-21 links](#)) bei den drei Varianten als annähernd gleich an, so sind die auf vergleichbarem Niveau befindlichen HC-Konzentrationen und HC-Rohemissionen anhand des ähnlichen Verhältnisses von turbulenter kinetischer Energie zu Restgasgehalt zu erklären, [Abbildung 4-17](#). Erläuterungen zur Ladungsbewegung erfolgten bereits in Kapitel 4.2.1 bzw. erfolgen speziell zur Ventilhubreduzierung und den Varianten NW1, NW2 und NW3 im Anschluss.

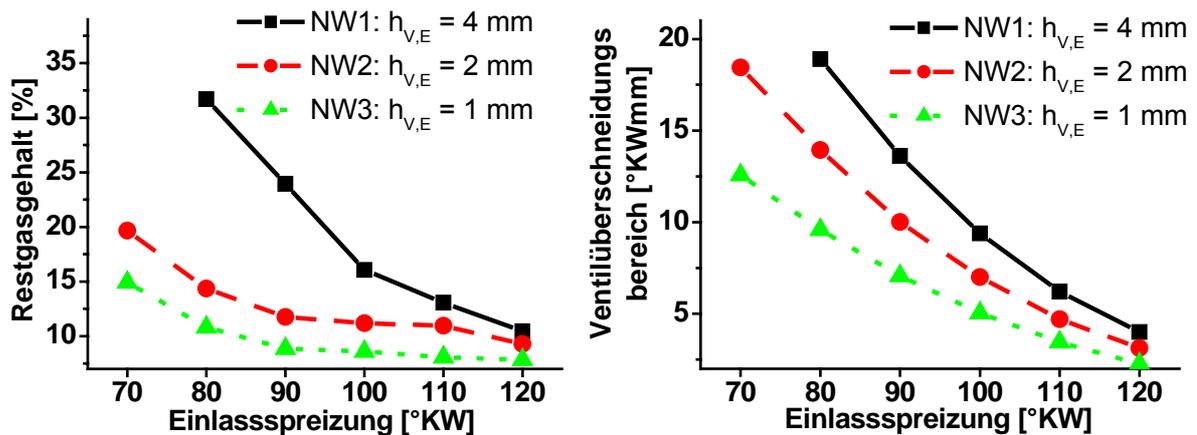


Abbildung 4-21: Restgasgehalt (PROMO-Berechnung [64]) und Ventilüberschneidungsbereich in Abhängigkeit von der Einlassspreizung

Der Abgasmassenstrom, der wegen der vorgegebenen Drehzahl ($n = 1200 \text{ min}^{-1}$) und der Last ($p_{mi} = 2 \text{ bar}$) bereits eingegrenzt ist, lässt sich mit dem noch frei einstellbaren Zündwinkel verändern. Eine Verschiebung des Zündwinkels ([Abbildung 4-22 links](#)) nach spät bedeutet eine Verschlechterung des indizierten Wirkungsgrades, [Abbildung 4-22 rechts](#). Diese Verschlechterung des indizierten Wirkungsgrades muss bei konstanter Last durch ein Mehr an Füllung kompensiert werden. Somit steigt bei einer Verschiebung des Zündwinkels nach spät der Abgasmassenstrom an, [Abbildung 4-20 rechts](#). Die Katalysator-Light-off Zeit ist eine fiktive Größe (Abgasenthalpie von 10 kJ) und wird maßgeblich von der Höhe des Abgasmassenstroms und der Abgastemperatur bestimmt. Weitere Einflussfaktoren wurden bereits in Kapitel 2.3.1 genannt. Bei der Einlassspreizung $\alpha_{ELS} = 120 \text{ }^{\circ}\text{KW}$ führt eine Ventilhubreduzierung von $h_{V,E} = 4 \text{ mm}$ zu $h_{V,E} = 2 \text{ mm}$ bei gleichem Zündwinkel zu einer Verringerung der Abgastemperatur, [Abbildung 4-23 links](#). Begründet ist dies in einem früheren Brennpunkt ([Abbildung 4-23 rechts](#), Lage der 95% Energieumsetzung), verursacht durch eine kürzere Brenndauer aufgrund des reduzierten Restgasgehaltes, [Abbildung 4-21 links](#). Mit einem annähernd gleichem Abgasmassenstrom ([Abbildung 4-20 rechts](#)) ergibt sich

für den kleineren Ventilhub somit eine längere Katalysator-Light-off Zeit, [Abbildung 4-19 rechts](#).

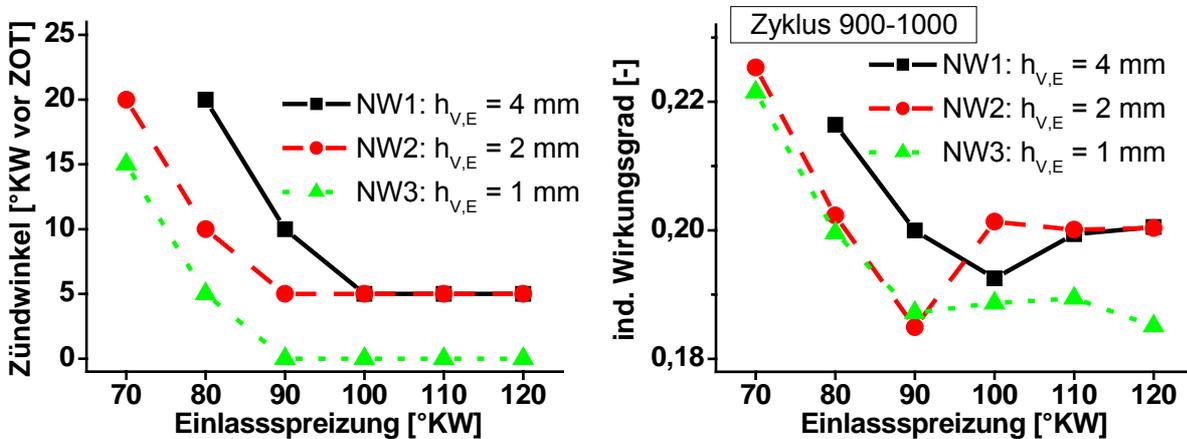


Abbildung 4-22: Zündwinkel und indizierter Wirkungsgrad in Abhängigkeit von der Einlasspreizung, Betriebspunkt : $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} = 2 \text{ bar}$, $\lambda = 1$

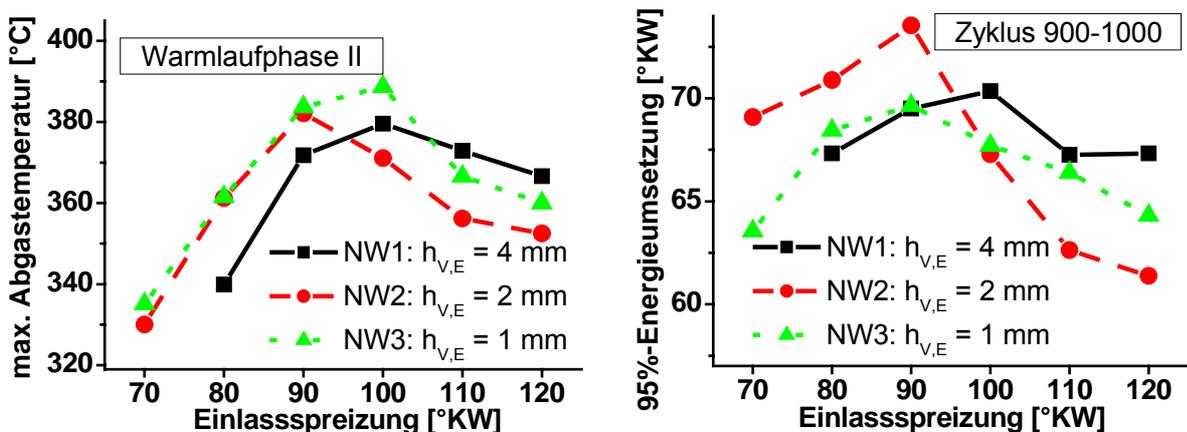


Abbildung 4-23: Abgastemperatur und Brennende in Abhängigkeit von der Einlasspreizung, Betriebspunkt : $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} = 2 \text{ bar}$, $\lambda = 1$

Wird der Ventilhub von $h_{V,E} = 2$ mm zu $h_{V,E} = 1$ mm weiter reduziert, sinkt der Restgasgehalt weiter ([Abbildung 4-21 links](#)), so dass ein späterer Zündwinkel aussetzerfrei eingestellt werden kann, [Abbildung 4-22 links](#). Dieser spätere Zündwinkel führt wieder zu einem späteren Brennende ([Abbildung 4-23 rechts](#)) und somit zu einer höheren Abgastemperatur, [Abbildung 4-23 links](#). Die höhere Abgastemperatur und der höhere Abgasmassenstrom ([Abbildung 4-20 rechts](#)) führen wiederum zu einer Verkürzung der Katalysator-Light-off Zeit, [Abbildung 4-19 rechts](#).

Verringerung der Einlassspreizung

Der Vorteil der Ventilhubreduzierung liegt nicht im Ausgangspunkt bei einer Einlassspreizung $\alpha_{ELS} = 120^\circ\text{KW}$, sondern ergibt sich durch eine Verringerung der Einlassspreizung. Mit dem kleinen Ventilhub (z.B.: NW3) ist es möglich, den geringen Restgasgehalt bei Verringerung der Einlassspreizung (und somit der Ladungsbewegung) beizubehalten. Dies führt zu einem verbesserten Verhältnis von Ladungsbewegung zu Restgas und zeigt sich schließlich in einer geringeren HC-Rohemission, einer höheren Abgastemperatur und einer kürzeren Katalysator-Light-off Zeit. Da der optimale Punkt der NW3 und NW2 auf vergleichbarem Niveau liegt und NW2 aufgrund des größeren Ventilhubes ein Mehr an Füllung garantiert, wurde die NW2 favorisiert und als Basis für weitere Modifikationen (Öffnungsdauer, Nockenkontur) gewählt. In Abbildung 4-24 ist das Potenzial der NW1 und NW2 dargestellt. Für die NW1 ($h_{V,E} = 4\text{ mm}$) ergibt eine Variation der Einlassspreizung von $\alpha_{ELS} = 120^\circ\text{KW}$ auf $\alpha_{ELS} = 110^\circ\text{KW}$ keine nennenswerten Verbesserungen. Dagegen kann mit der Variante NW2 ($h_{V,E} = 2\text{ mm}$) mit einer Verringerung der von $\alpha_{ELS} = 120^\circ\text{KW}$ auf $\alpha_{ELS} = 90^\circ\text{KW}$ Einlassspreizung die HC-Rohemission um ca. 42 % und die Katalysator-Light-off Zeit um ca. 10% gesenkt werden. Die Abgastemperatur wird dabei um ca. 8% angehoben.

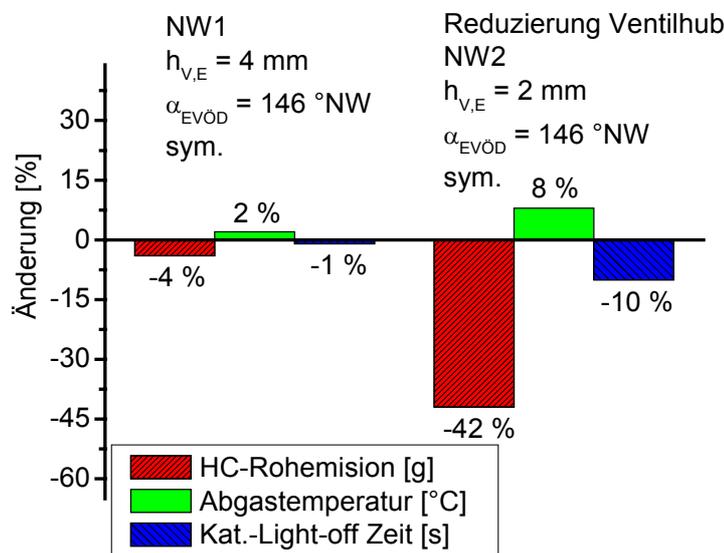


Abbildung 4-24: Potenzial der Varianten NW1 und NW2 bei Variation der Einlassspreizung, Basis : $\alpha_{ELS} = 120^\circ\text{KW}$, Betriebspunkt : $n = 1200\text{ min}^{-1}$, $p_{mi} = 2\text{ bar}$, $\lambda = 1$

Ladungsbewegung

Im Nachfolgenden wird die Ladungsbewegung der Varianten NW1, NW2 (und NW3) bei konstanter Einlassspreizung mit Hilfe der in [64], [65], [66] ausführlich beschriebenen Ergebnisse der FIRE[®]-Berechnungen sowie der Messergebnisse vom Motorprüfstand näher erläutert.

Mit einer Einlassventilhub-Reduzierung von $h_{V,E} = 9$ mm zu kleineren Ventilhuben (4 mm, 2 mm oder 1 mm) ist bei der gewählten Brennraumgeometrie eine Umkehr des Tumbles in einen Reverse-Tumble verbunden. In Abbildung 4-25 ist dies am Beispiel der Einlassventilhub-Reduzierung von $h_{V,E} = 9$ mm zu $h_{V,E} = 2$ mm dargestellt. Da bei der Berechnung ein konstanter Differenzdruck von 1500 Pa eingesetzt wurde, ergeben sich bei kleineren Ventilhuben geringere Massendurchsätze und höhere Geschwindigkeiten im Ventilspalt. Die Geschwindigkeit im Ventilspalt ist dabei definiert als Mittelwert der Geschwindigkeiten am Ventilumfang.

Bei einem Ventilhub $h_{V,E} = 9$ mm strömt die Luft hauptsächlich über den oberen Bereich des Ventiltellers in den Zylinder. An der gegenüberliegenden Zylinderwand wird diese dann Richtung Kolben umgelenkt und erzeugt somit einen Tumble. Mit einer Ventilhubreduzierung auf $h_{V,E} = 2$ mm strömt die Luft nahezu gleichverteilt in den Zylinder ein. Die Luft strömt am unteren Ventiltellerrand Richtung Kolben. Abhängig von der Kolbenposition bei Einlass-Öffnen (also beeinflusst durch Einlass-Spreizung, -Öffnungsdauer und -Nockenkontur) bildet sich ein mehr oder weniger starker Reverse-Tumble aus.

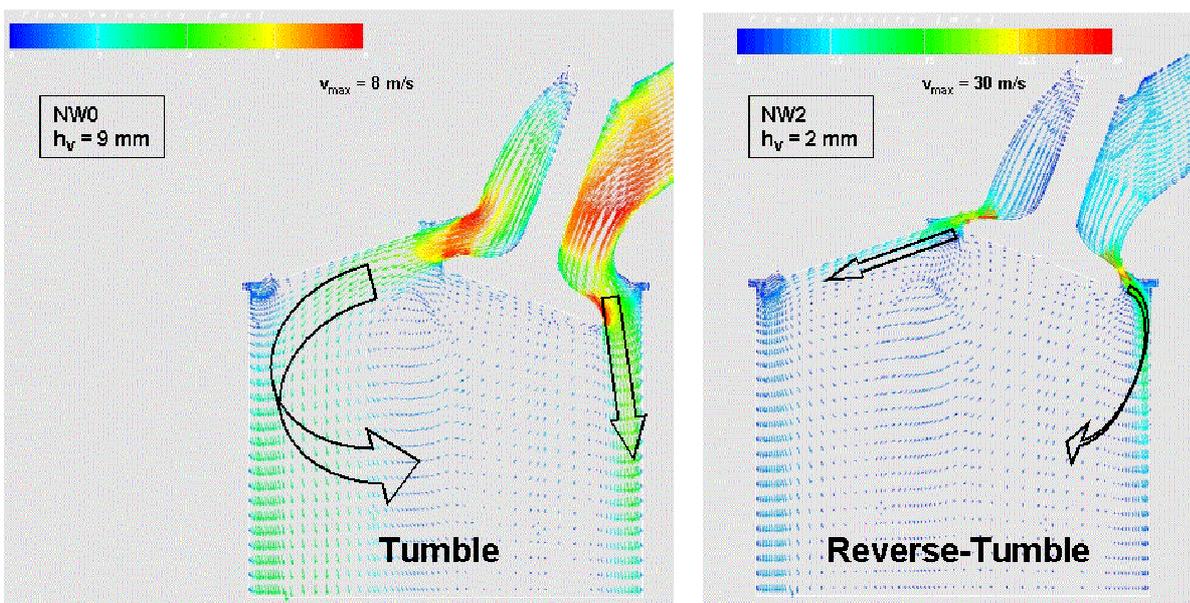


Abbildung 4-25: Umkehr der Hauptströmungsrichtung bei Ventilhubreduzierung, stationäre FIRE[®]-Berechnung [64]

Wird der Ventilhub von $h_{V,E} = 4 \text{ mm}$ ausgehend verringert, so nimmt auch die Reverse-Tumble-Zahl tendenziell ab, bleiben aber auf vergleichbarem Niveau, Abbildung 4-26. Die Ursache hierfür ist in dem erwähnten geringeren Massendurchsatz und somit geringeren Drehimpuls der Zylinderladung zu sehen.

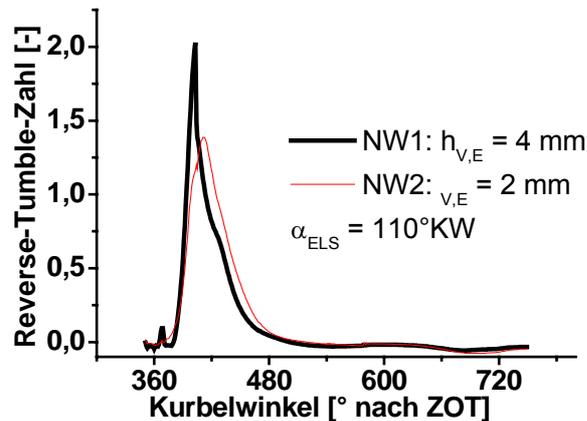


Abbildung 4-26: Reverse-Tumble-Zahl im Zylinder bei Variation des Ventilhubes, instationäre FIRE®-Berechnung [64]

Außerdem steigt die Geschwindigkeit im Ventilspalt geringfügig an, Abbildung 4-27. Begründet ist dies in der kleineren Durchtrittsfläche bei kleinerem Ventilhub. Das Rückströmen des Gases aus dem Zylinder in das Saugrohr wird durch eine Ventilhubreduzierung ebenfalls verringert. Hierfür ist der geringere Ventilüberschneidungsbereich bei Ventilhubreduzierung verantwortlich.

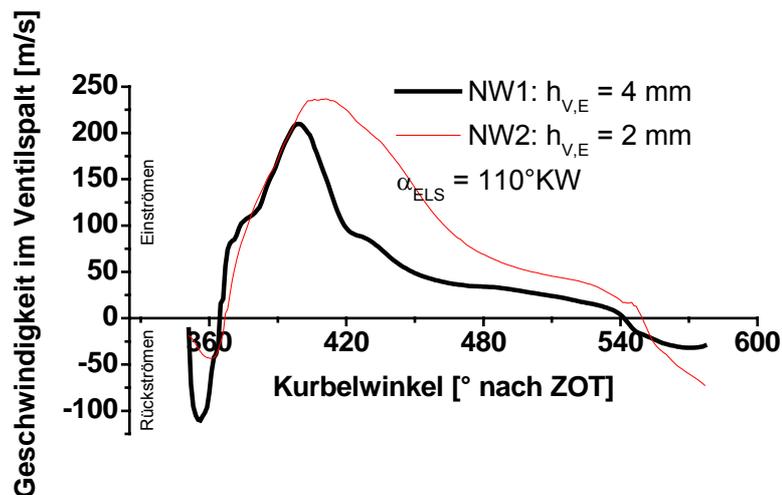


Abbildung 4-27: Strömungsgeschwindigkeit im Ventilspalt bei Variation des Ventilhubes, instationäre FIRE®-Berechnung [64]

Während bei einer Verringerung der Einlassspreizung das Einlass-Öffnen nach früh verschoben wird und sich der Unterdruck im Zylinder verringert, bleibt wie in Abbildung 4-28 zu erkennen, der Unterdruck im Zylinder für alle drei Varianten (NW1, NW2, NW3) bei konstanter Einlassspreizung annähernd gleich, die Ladungsbewegung wird somit kaum beeinflusst.

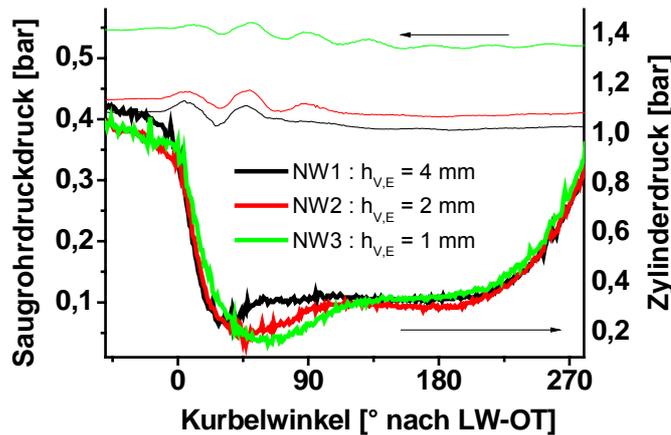


Abbildung 4-28: Zylinerdruckverlauf der NW1, NW2 und NW3, Betriebspunkt : $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} = 2 \text{ bar}$, $\lambda = 1$, $\alpha_{ELS} = 100 \text{ °KW}$

Aufgrund der durchgeführten Betrachtungen zur Ladungsbewegung bei den drei Varianten (NW1, NW2 und NW3) kann vereinfachend angenommen werden, dass sich die Ladungsbewegung für alle drei Varianten bei konstanter Einlassspreizung annähernd gleich verhält.

Zusammenfassung zum Einfluss des Einlassventilhubes

Eine Verringerung des Ventilhubes führt tendenziell zu einem Anstieg der Strömungsgeschwindigkeit im Ventilschlitz bei gleichzeitig geringerem Rückströmen in das Saugrohr. Weiterhin wird der Restgasgehalt und die Tumble-Zahl im Zylinder nur marginal reduziert, die Ladungsbewegung also kaum beeinflusst.

Wird der Ventilhub von $h_{v,E} = 9 \text{ mm}$ zu $h_{v,E} = 4 \text{ mm}$ verringert, erfolgt eine Umkehrung der Hauptströmungsrichtung und somit die Ausbildung eines Reverse-Tumbles.

Mit einer Reduzierung der Einlassspreizung nimmt prinzipiell die Ladungsbewegung ab und der Restgasgehalt steigt an. Infolgedessen werden die HC-Emissionen und Katalysator-Light-off Zeiten bis zum optimalen Punkt verringert und die Abgastemperaturen erhöht. Eine weitere Verringerung der Einlassspreizung führt zu einer Erhöhung der HC-Emissionen aufgrund stark steigenden Restgasgehaltes und

damit verbundener notwendiger Zündwinkelverstellung nach früh oder sogar zu Aussetzern.

Die geringste HC-Emission und die kürzeste Katalysator-Light-off Zeit sowie die höchste Abgastemperatur wird mit der Nockenwelle mit dem kleinsten Ventilhub (NW3) erzielt, da diese den geringsten Restgasgehalt (später Zündwinkel) und die geringste Ladungsbewegung (längere Brenndauer) ermöglicht.

4.2.3 Einfluss der Einlassöffnungsdauer

Zur Untersuchung des Einflusses der Einlassöffnungsdauer auf die HC-Rohemissionen, Abgastemperatur und Zeitdauer bis zum fiktiven Katalysator-Light-off stehen zwei Nockenwellen mit gleichem Einlassventilhub von $h_{V,E} = 2 \text{ mm}$ und symmetrischer Nockenkontur, aber unterschiedlicher Einlassöffnungsdauer zur Verfügung, Abbildung 4-29.

NW2
 Öffnungsdauer $\alpha_{EVÖD} = 146^\circ \text{NW}$
 NW4
 Öffnungsdauer $\alpha_{EVÖD} = 90^\circ \text{NW}$

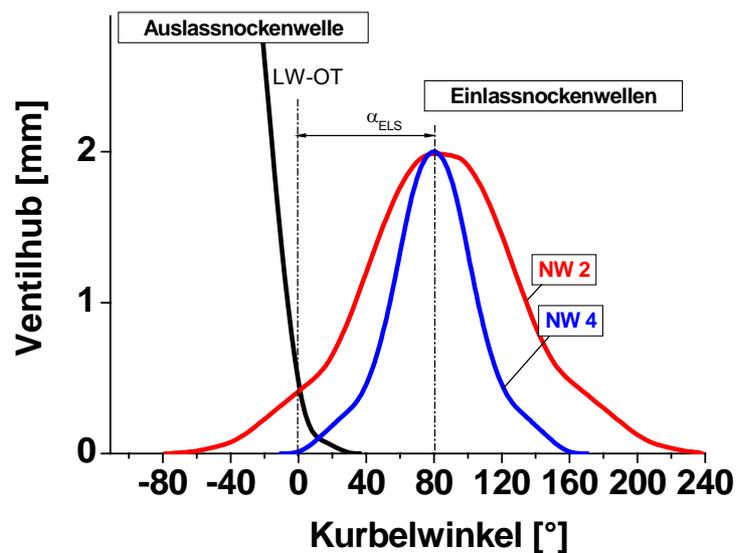


Abbildung 4-29: Nockenwellen mit Variation der Einlassöffnungsdauer

Mit der kürzeren Ventilöffnungsdauer (NW4, Öffnungsdauer $\alpha_{EVÖD} = 90^\circ \text{NW}$) wird in Verbindung mit einer Verringerung der Einlassspreizung auf $\alpha_{ELS} = 80^\circ \text{KW}$ die geringste HC-Rohemission (Abbildung 4-30 links) in kürzester fiktiver Katalysator-Light-off Zeit erreicht, Abbildung 4-30 rechts.

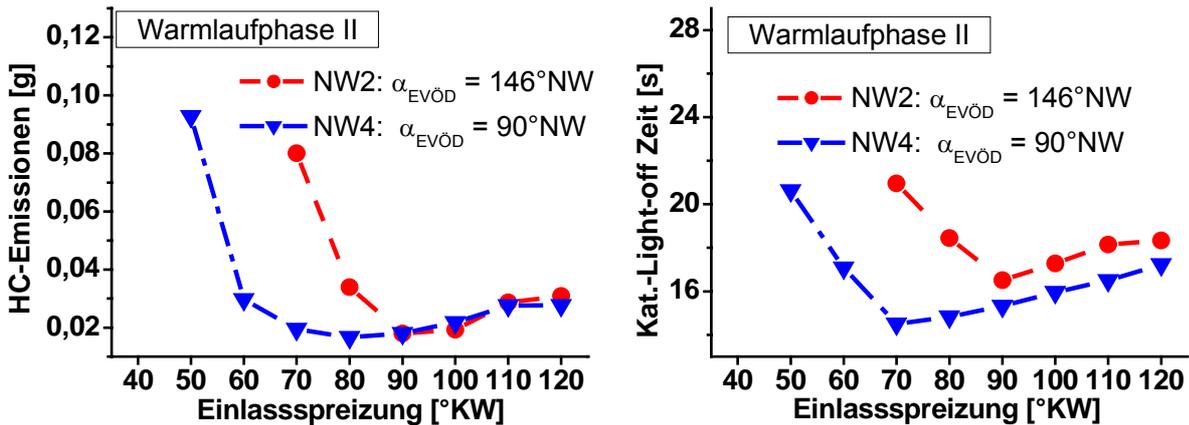


Abbildung 4-30: HC-Rohemissionen und Katalysator-Light-off Zeit in Abhängigkeit von der Einlassspreizung, Betriebspunkt : $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} = 2 \text{ bar}$, $\lambda = 1$

Zuerst wird der Einfluss der Öffnungsdauerreduzierung auf die HC-Rohemission bis zum fiktiven Katalysator-Light-off bei der Einlassspreizung $\alpha_{ELS} = 120 \text{ °KW}$ betrachtet.

Konstante Einlassspreizung $\alpha_{ELS} = 120 \text{ °KW}$

Bei dieser Einlassspreizung sind die HC-Rohemissionen mit der NW2 und NW4 annähernd gleich, [Abbildung 4-30 links](#). Begründet ist dies durch die vergleichbaren HC-Konzentrationen ([Abbildung 4-31 links](#)), dem vergleichbaren Abgasmassenstrom ([Abbildung 4-31 rechts](#)) und die vergleichbare fiktive Katalysator-Light-off Zeit, [Abbildung 4-30 rechts](#).

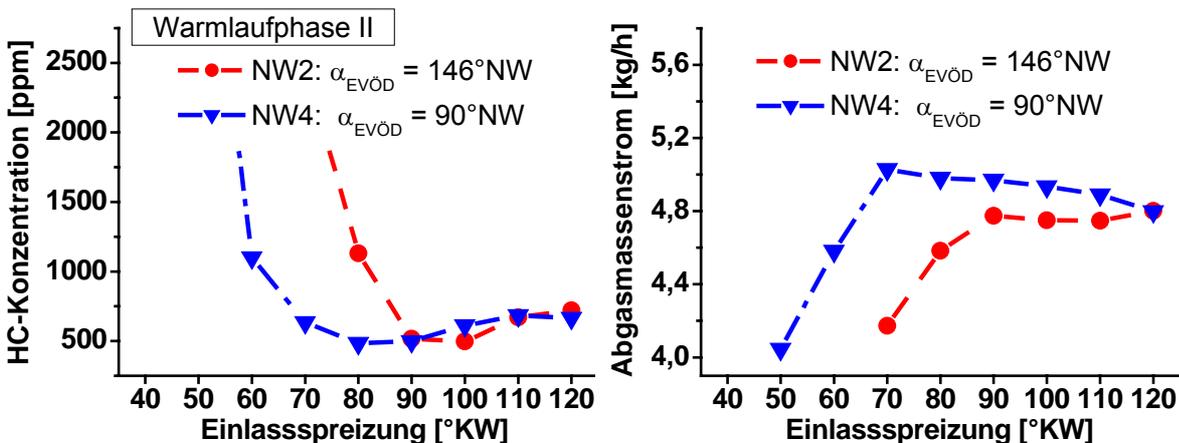


Abbildung 4-31: HC-Konzentration und Abgasmassenstrom in Abhängigkeit von der Einlassspreizung, Betriebspunkt : $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} = 2 \text{ bar}$, $\lambda = 1$

Betrachtet man den bei der Einlassspreizung $\alpha_{ELS} = 120^\circ \text{KW}$ vorliegenden, als annähernd gleich zu setzenden Restgasgehalt ([Abbildung 4-32 links](#)) und nimmt die Ladungsbewegung ([Abbildung 4-37](#), [Abbildung 4-38](#)) ebenfalls als annähernd gleich an, so erklärt sich über ein ähnliches Verhältnis von Ladungsbewegung zu Restgasgehalt auch die ähnliche HC-Emission. Die Gleichsetzung der Ladungsbewegung und des Restgasgehaltes beider Varianten ist eine Vereinfachung. Wie in [Abbildung 4-32 rechts](#) zu erkennen, ist der Ventilüberschneidungsbereich bei kürzerer Öffnungsdauer geringer und somit auch der Restgasgehalt. Erläuterungen zur Ladungsbewegung sind im Kapitel 4.2.1 ausgeführt bzw. erfolgen speziell zur Reduzierung der Einlassöffnungsdauer im Anschluss.

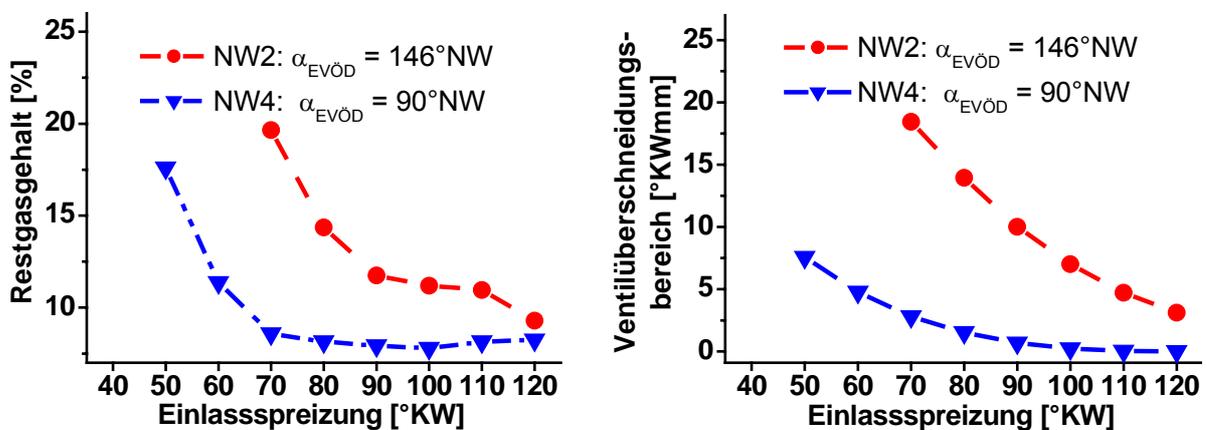


Abbildung 4-32: Restgasgehalt (PROMO-Berechnung [64]) und Ventilüberschneidungsbereich in Abhängigkeit von der Einlassspreizung

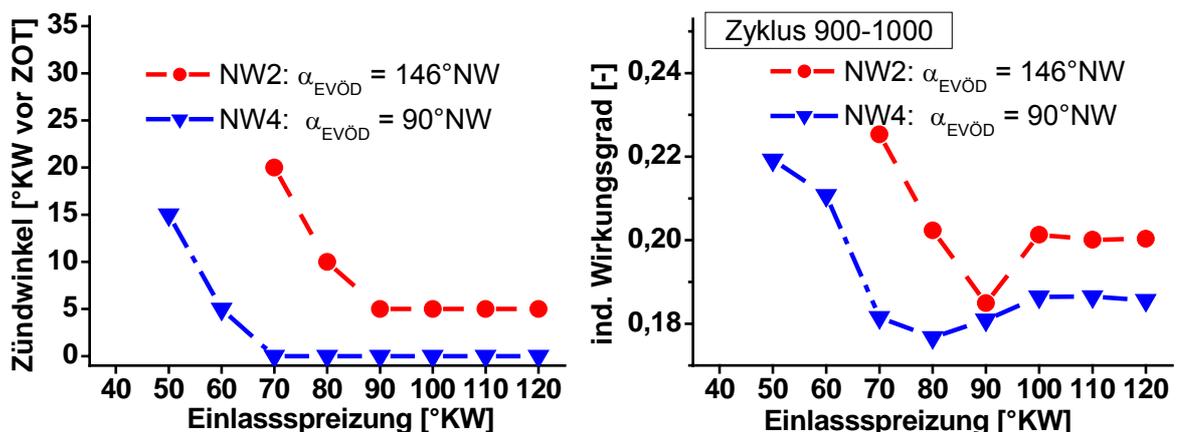


Abbildung 4-33: Zündwinkel und indizierter Wirkungsgrad in Abhängigkeit von der Einlassspreizung, Betriebspunkt : $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} = 2 \text{ bar}$, $\lambda = 1$

Der Abgasmassenstrom, der wie bereits erwähnt wegen der vorgegebenen Drehzahl ($n = 1200 \text{ min}^{-1}$) und Last ($p_{mi} = 2 \text{ bar}$) eingegrenzt ist, lässt sich auch hier über den noch frei wählbaren Zündwinkel verändern. Trotz eines späteren Zündwinkels ([Abbildung 4-33 links](#)) der Variante mit kürzerer Ventilöffnungsdauer (NW4), ist nahezu kein Unterschied im Abgasmassenstrom ([Abbildung 4-31 rechts](#)) vorhanden. Die bisherigen Erkenntnisse hätten hier einen deutlicheren Unterschied erwarten lassen. In [Abbildung 4-33 rechts](#) ist die Verschlechterung des indizierten Wirkungsgrades bei Zündwinkelspätverstellung zu erkennen. Die fiktive Katalysator-Light-off Zeit hängt maßgeblich von dem Abgasmassenstrom und der Abgastemperatur ab. Bei vorliegendem gleichem Abgasmassenstrom hat die Abgastemperatur den entscheidenden Einfluss. Wie in [Abbildung 4-34 links](#) zu erkennen, ist die Abgastemperatur bei der kürzeren Öffnungsdauer am höchsten, was auf das spätere Brennende zurückzuführen ist, [Abbildung 4-34 rechts](#). Der Vorteil der Reduzierung der Öffnungsdauer ist im Bereich der Einlassspreizung $\alpha_{ELS} = 120^\circ \text{KW}$ marginal.

Verringerung der Einlassspreizung

Eine Verringerung der Einlassspreizung ermöglicht es, mit der reduzierten Öffnungsdauer die geringsten HC-Rohemissionen in einem breiten Bereich der Einlassspreizung zu erzielen. Hier ist es wiederum möglich, den geringen Restgasgehalt bei Verringerung der Einlassspreizung beizubehalten. Somit stellt sich ein verbessertes Verhältnis von Ladungsbewegung und Restgas ein, was sich in geringerer HC-Rohemission, höherer Abgastemperatur und kürzerer fiktiver Katalysator-Light-off Zeit darstellt.

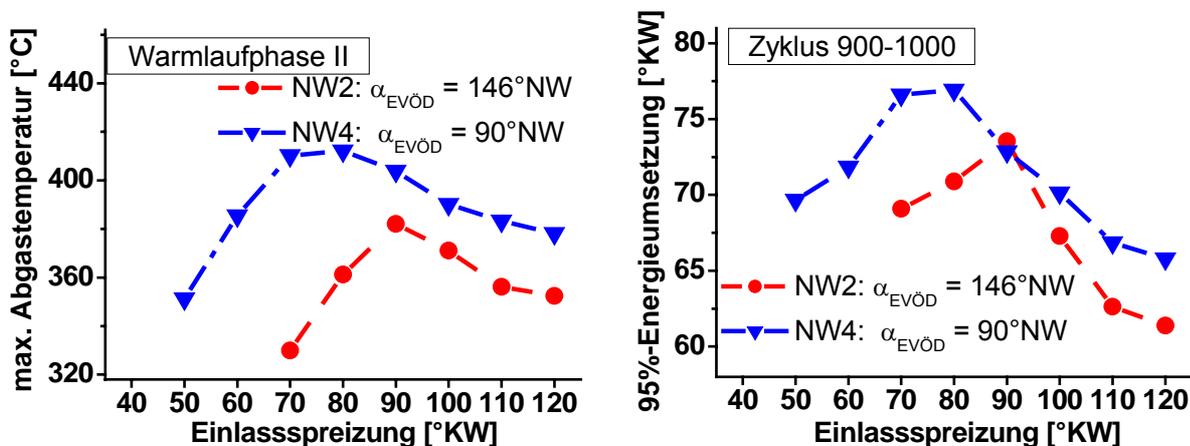


Abbildung 4-34: Abgastemperatur und Brennende in Abhängigkeit von der Einlassspreizung, Betriebspunkt : $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} = 2 \text{ bar}$, $\lambda = 1$

In Abbildung 4-35 ist das Potenzial der Variante NW4 dargestellt. Die Variante NW4 ($h_{V,E} = 2 \text{ mm}$, $\alpha_{EV\ddot{O}D} = 90^\circ \text{NW}$) ermöglicht bei einer Verringerung der Einlassspreizung von $\alpha_{ELS} = 120^\circ \text{KW}$ auf $\alpha_{ELS} = 80^\circ \text{KW}$ die HC-Rohemission um ca. 40% und die Katalysator-Light-off Zeit um ca. 14% zu mindern. Gleichzeitig wird die Abgastemperatur um ca. 9% angehoben.

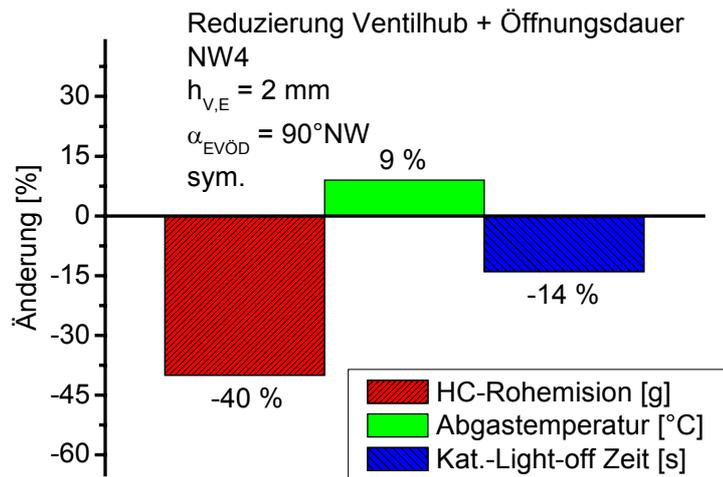


Abbildung 4-35: Potenzial der Variante NW4 bei Verringerung der Einlassspreizung auf $\alpha_{ELS} = 80^\circ \text{KW}$, Basis : $\alpha_{ELS} = 120^\circ \text{KW}$, Betriebspunkt : $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} = 2 \text{ bar}$, $\lambda = 1$

Ladungsbewegung

Bei der Variation der Einlassöffnungsdauer wird im Nachfolgenden die Ladungsbewegung der Varianten NW2 und NW4 bei konstanter Einlassspreizung mit Hilfe der in [64], [65], [66] ausführlich beschriebenen Ergebnisse der FIRE[®]-Berechnungen näher erläutert.

Wird die Öffnungsdauer von $\alpha_{EV\ddot{O}D} = 146^\circ \text{NW}$ auf $\alpha_{EV\ddot{O}D} = 90^\circ \text{NW}$ verkürzt, nehmen tendenziell auch die Reverse-Tumble-Zahlen ab, Abbildung 4-36. Bei gleicher Einlassspreizung ($\alpha_{ELS} = 110^\circ \text{KW}$) und kürzerer Öffnungsdauer befindet sich bei Einlass-Öffnen der Kolben bereits nach dem LW-OT. Beim weiteren Öffnen des Einlassventils entfernt sich der Kolben weiter vom LW-OT und kann die über den unteren Ventiltellerbereich einströmende Luft weniger stark umlenken. Die Ausbildung eines Reverse-Tumbles fällt geringer aus.

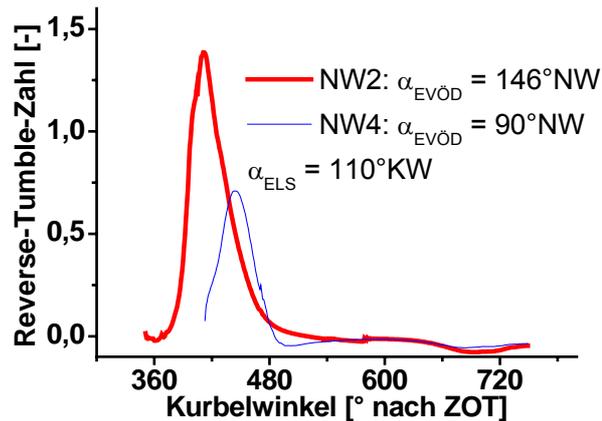


Abbildung 4-36: Reverse-Tumble-Zahl im Zylinder bei Variation der Öffnungsdauer, instationäre FIRE®-Berechnung [64]

Eine Verringerung der Einlassöffnungsdauer hat keinen signifikanten Einfluss auf die maximale Strömungsgeschwindigkeit im Ventilspalt (Abbildung 4-37) und somit auf die Ladungsbewegung. Durch das spätere Einlass-Öffnen aufgrund einer verkürzten Einlassöffnungsdauer ergibt sich eine geringere Ventilüberschneidung, das Rückströmen in das Saugrohr wird weitgehend verhindert und weniger Restgas im Zylinder ist die Folge, Abbildung 4-32 links. Bei einer Verringerung der Einlassspreizung verschiebt sich das Einlass-Öffnen nach früh und der Unterdruck im Zylinder verringert sich, Abbildung 4-11. Bei konstanter Einlassspreizung hingegen bleibt, wie in Abbildung 4-38 zu erkennen, der Unterdruck im Zylinder für beide Varianten (NW2 und NW4) annähernd gleich, die Ladungsbewegung wird somit kaum beeinflusst.

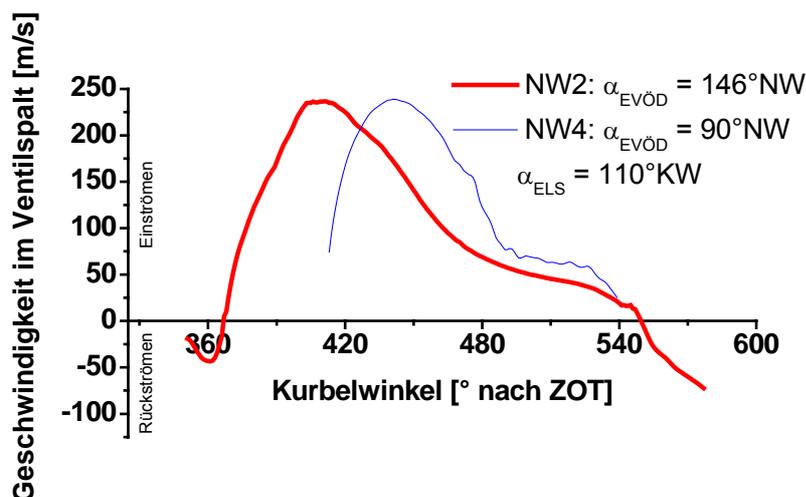


Abbildung 4-37: Strömungsgeschwindigkeit im Ventilspalt bei Variation der Öffnungsdauer, instationäre FIRE®-Berechnung [64]

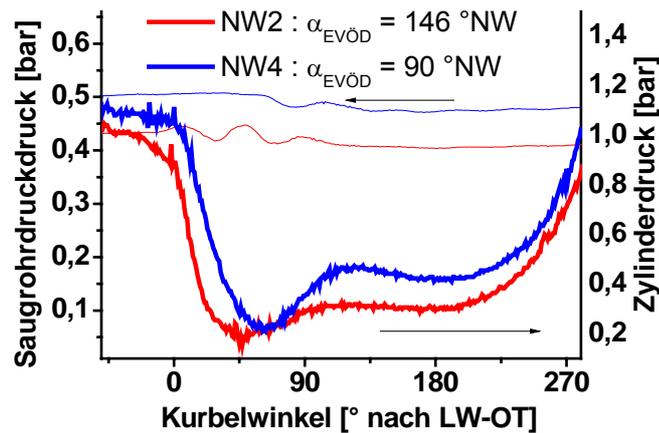


Abbildung 4-38: Zylinderdruckverlauf der NW2 und NW4, Betriebspunkt : $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} = 2 \text{ bar}$, $\lambda = 1$, $\alpha_{ELS} = 100^\circ \text{KW}$

Aufgrund der durchgeführten Betrachtungen zur Ladungsbewegung bei beiden Varianten (NW2 und NW4) kann vereinfachend angenommen werden, dass sich die Ladungsbewegung der beiden Varianten bei konstanter Einlassspreizung annähernd gleich verhält.

Zusammenfassung zum Einfluss der Einlassöffnungsdauer

Eine Verringerung der Einlassöffnungsdauer führt zu keinem signifikanten Anstieg der Strömungsgeschwindigkeit im Ventilspalt. Gleichzeitig erfolgt ein geringeres Rückströmen in das Saugrohr. Weiterhin wird der Restgasgehalt und die Tumble-Zahl im Zylinder nur geringfügig reduziert, die Ladungsbewegung somit kaum beeinflusst.

Mit einer Reduzierung der Einlassspreizung nimmt prinzipiell die Ladungsbewegung ab und der Restgasgehalt steigt an.

Mit einer Reduzierung der Einlassspreizung bis zum optimalen Punkt werden die HC-Emissionen und Katalysator-Light-off Zeiten verringert sowie die Abgastemperaturen erhöht. Eine weitere Verringerung der Einlassspreizung führt zu einer Erhöhung der HC-Emissionen aufgrund stark steigenden Restgasgehaltes und damit verbundener notwendiger Zündwinkelverstellung nach früh oder sogar zu Aussetzern.

Die geringste HC-Emission und Katalysator-Light-off Zeit sowie die höchste Abgastemperatur wird mit der Nockenwelle mit der kürzesten Einlassöffnungsdauer (NW4) erzielt, da diese den geringsten Restgasgehalt (später Zündwinkel) und die geringste Ladungsbewegung (längere Brenndauer) ermöglicht.

4.2.4 Einfluss der Einlassnockenkontur

Der Einfluss der Einlassnockenkontur auf die HC-Rohemissionen, Abgastemperatur und Zeitdauer bis zum fiktiven Katalysator-Light-off wurde mit drei Nockenwellen untersucht. Dabei sind Einlassventilhub (2 mm) und Einlassöffnungsdauer (90 °NW) gleich. Der Aufbau der NW4 ist symmetrisch, NW5 (flach ansteigende und steil abfallende Nockenflanke) und NW6 (steil ansteigende und flach abfallende Nockenflanke) sind asymmetrisch aufgebaut, Abbildung 4-39.

- NW4
Nockenkontur sym.
- NW5
Nockenkontur asym.
(flacher Anstieg – steiler Abfall)
- NW6
Nockenkontur asym.
(steiler Anstieg – flacher Abfall)

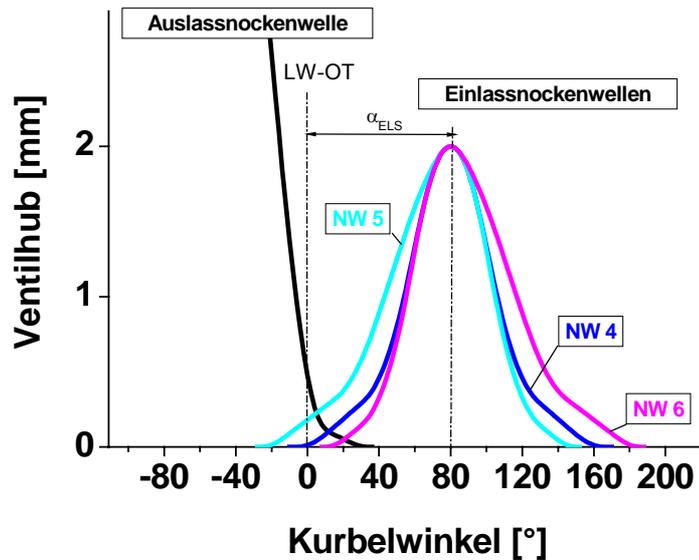


Abbildung 4-39: Nockenwellen mit Variation der Einlassnockenkontur

Die geringste HC-Rohemission wird mit der NW6 bei Reduzierung der Einlassspreizung auf $\alpha_{ELS} = 60 \text{ °KW}$ erzielt, Abbildung 4-40 links. Gleichzeitig wird auch die kürzeste Zeit bis zum fiktiven Katalysator-Light-off erreicht, Abbildung 4-40 rechts.

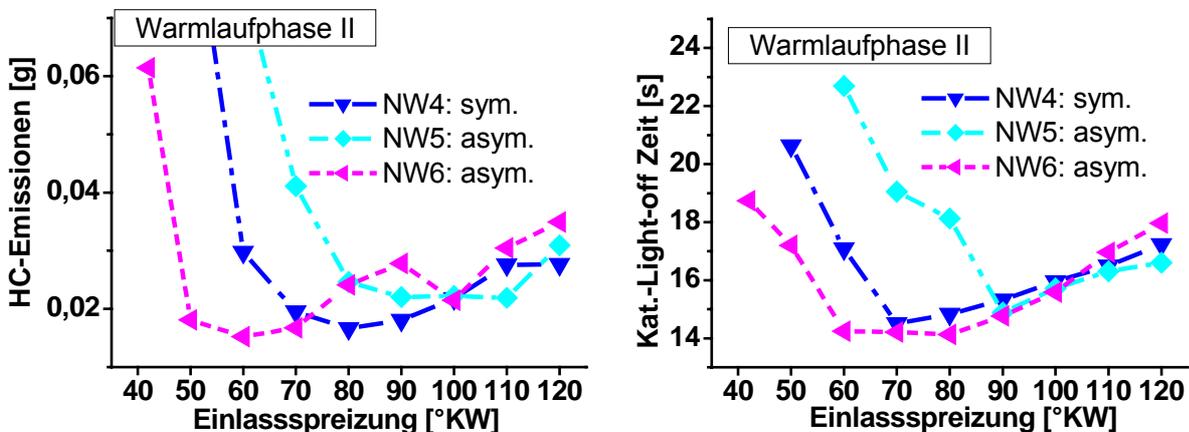


Abbildung 4-40: HC-Rohemissionen und Katalysator-Light-off Zeit in Abhängigkeit von der Einlassspreizung, Betriebspunkt : $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} = 2 \text{ bar}$, $\lambda = 1$

Zuerst wird der Einfluss der Einlassnockenkontur auf die HC-Rohemission bis zum fiktiven Katalysator-Light-off bei der Einlassspreizung $\alpha_{ELS} = 120^\circ\text{KW}$ untersucht.

Konstante Einlassspreizung $\alpha_{ELS} = 120^\circ\text{KW}$

Dabei ist die HC-Rohemission (Abbildung 4-40 links) bei den drei Nockenwellen mit unterschiedlicher Kontur annähernd gleich. Begründet ist dies in der ebenfalls annähernd auf gleichem Niveau liegenden HC-Konzentration (Abbildung 4-41 links), Abgasmassenstrom (Abbildung 4-41 rechts) und fiktiven Katalysator-Light-off Zeit, Abbildung 4-40 rechts.

Ebenfalls ist der Restgasgehalt (Abbildung 4-42 links) aufgrund des gleichen Ventilüberschneidungsbereiches (Abbildung 4-42 rechts) als annähernd gleich zu betrachten.

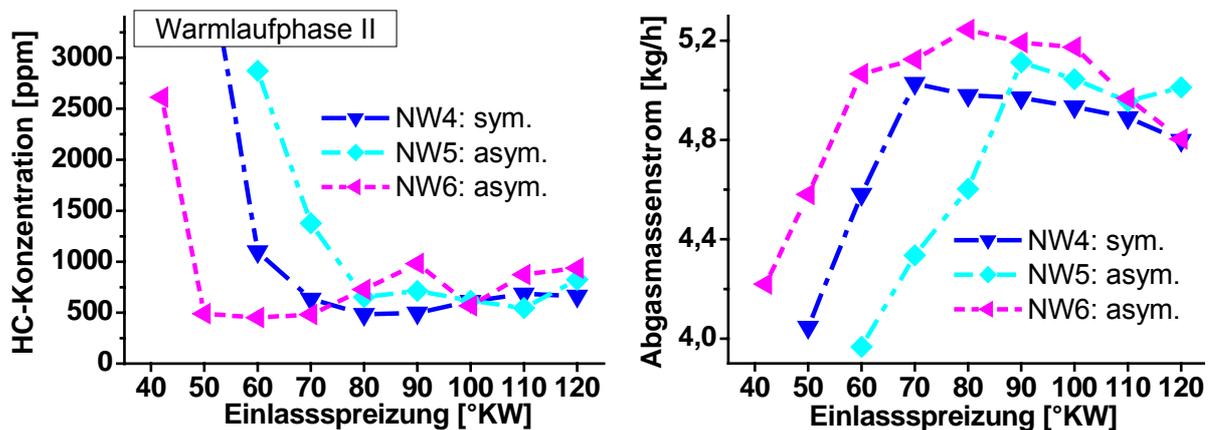


Abbildung 4-41: HC-Konzentration und Abgasmassenstrom in Abhängigkeit von der Einlassspreizung, Betriebspunkt : $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} = 2 \text{ bar}$, $\lambda = 1$

Nimmt man nun die Ladungsbewegung (Abbildung 4-46, Abbildung 4-47, Abbildung 4-48) und den Restgasgehalt (Abbildung 4-42 links) der drei Varianten als gleich an, ist aufgrund des vergleichbaren Verhältnisses von turbulenter kinetischer Energie zu Restgasgehalt auch die annähernd gleiche HC-Rohemission zu erklären. Erläuterungen zum Zusammenhang Ladungsbewegung-Restgasgehalt-Emission sind im Kapitel 4.2.1 ausgeführt. Auf besondere Merkmale der Ladungsbewegung bei Variation der Einlassnockenkontur wird am Ende dieses Kapitels eingegangen.

Wie bereits erläutert, kann die Abgastemperatur bei vorgegebenem Betriebspunkt über den noch frei einstellbaren Zündwinkel verändert werden. Mit der Annahme, dass der Restgasgehalt und die Ladungsbewegung nahezu identisch sind, ist auch der spätest

fahrbare Zündwinkel ohne Aussetzer der gleiche, [Abbildung 4-43 links](#). Somit ergibt sich auch der indizierte Wirkungsgrad mit etwa gleichem Niveau, [Abbildung 4-43 rechts](#).

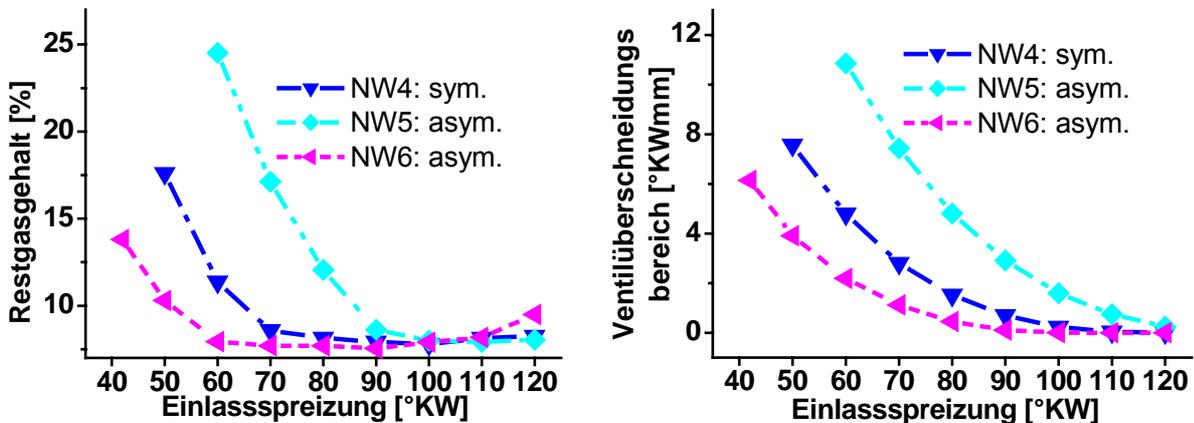


Abbildung 4-42: Restgasgehalt (PROMO-Berechnung [64]) und Ventilüberschneidungsbereich in Abhängigkeit von der Einlassspreizung

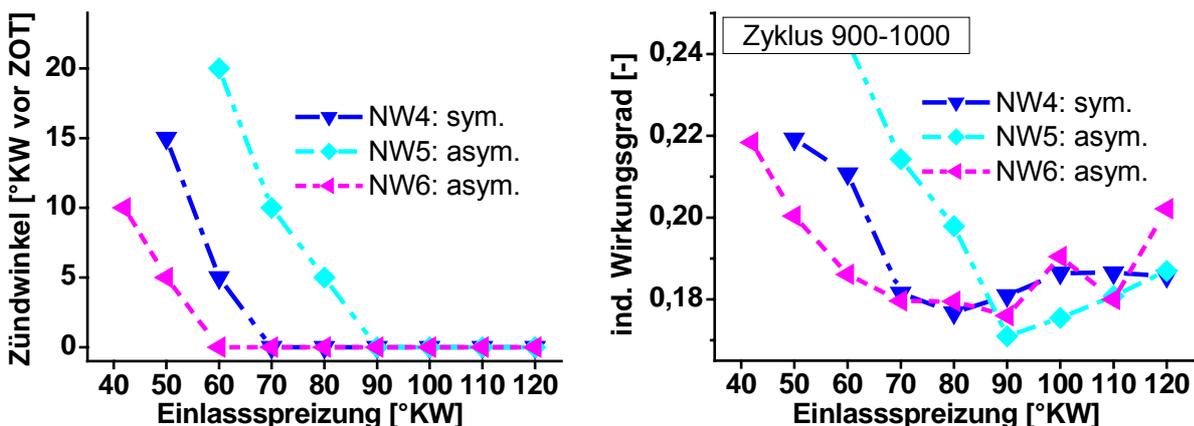


Abbildung 4-43: Zündwinkel und indizierter Wirkungsgrad in Abhängigkeit von der Einlassspreizung, Betriebspunkt : $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} = 2 \text{ bar}$, $\lambda = 1$

Bei der Einlassspreizung $\alpha_{ELS} = 120 \text{ °KW}$ befinden sich die Abgastemperaturen ([Abbildung 4-44 links](#)) der drei Varianten auf annähernd gleichem Niveau, da Restgasgehalt ([Abbildung 4-42 links](#)), Ladungsbewegung ([Abbildung 4-46](#), [Abbildung 4-47](#), [Abbildung 4-48](#)), Zündwinkel ([Abbildung 4-43 links](#)) und Brennende ([Abbildung 4-44 rechts](#)) ebenfalls nahezu gleich sind. Mit vergleichbarem Abgasmassenstrom ([Abbildung 4-41 rechts](#)) und vergleichbarer Abgastemperatur ([Abbildung 4-44 links](#)) liegt auch die Katalysator-Light-off Zeit ([Abbildung 4-40 rechts](#)) auf vergleichbarem Niveau.

Verringerung der Einlassspreizung

Der Vorteil der asymmetrischen Nockenkontur liegt nicht im Ausgangspunkt bei einer Einlassspreizung $\alpha_{\text{ELS}} = 120^\circ \text{KW}$, sondern ergibt sich mit einer Verringerung der Einlassspreizung. Das abgasrelevante Verhalten der drei Nockenwellen (NW4, NW5, NW6) ist bis zu einer Reduzierung der Einlassspreizung auf $\alpha_{\text{ELS}} = 90^\circ \text{KW}$ bzw. für NW4 und NW6 bis zu einer Reduzierung der Einlassspreizung auf $\alpha_{\text{ELS}} = 70^\circ \text{KW}$ annähernd gleich. Erst mit einer weiteren Verringerung der Einlassspreizung ergeben sich unterschiedliche Ergebnisse aufgrund geänderten Restgasgehalt.

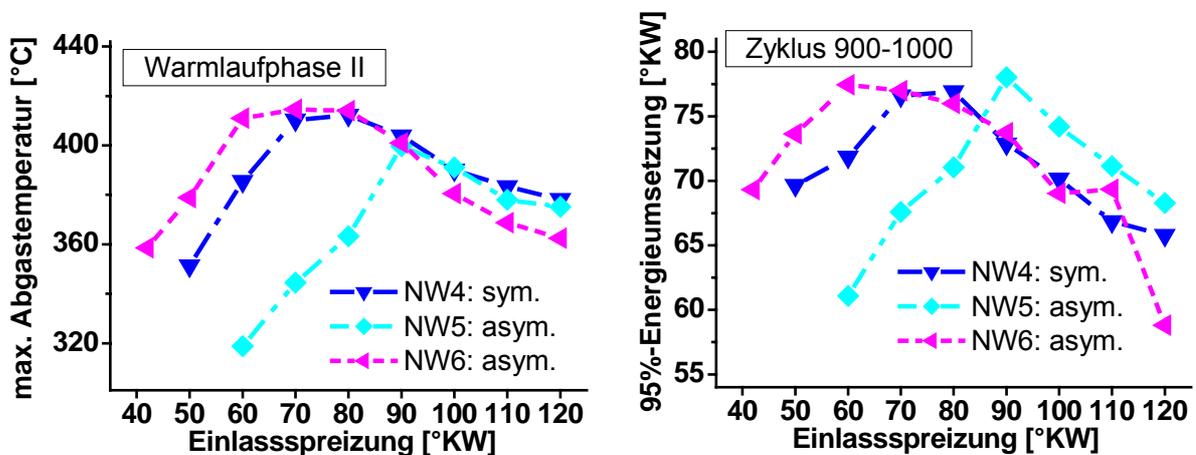


Abbildung 4-44: Abgastemperatur und Brennende in Abhängigkeit von der Einlassspreizung, Betriebspunkt : $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $p_{\text{mi}} = 2 \text{ bar}$, $\lambda = 1$

Mit der NW6 (steil ansteigende und flach abfallende Nockenflanke) gelingt es, den geringen Restgasgehalt bei Verringerung der Einlassspreizung beizubehalten und somit ein verbessertes Verhältnis von Ladungsbewegung und Restgas zu erzielen. Dies zeigt sich in der geringsten HC-Rohemission, der höchsten Abgastemperatur und der kürzesten fiktiven Katalysator-Light-off Zeit.

Wie in [Abbildung 4-45](#) dargestellt, gelingt es mit der NW6 (steil ansteigende und flach abfallende Nockenflanke, $h_{\text{V,E}} = 2 \text{ mm}$, $\alpha_{\text{EVÖD}} = 90^\circ \text{NW}$) über die Verringerung der Einlassspreizung von $\alpha_{\text{ELS}} = 120^\circ \text{KW}$ auf $\alpha_{\text{ELS}} = 60^\circ \text{KW}$, die HC-Rohemission um ca. 56% und die Katalysator-Light-off Zeit um ca. 21% zu mindern. Gleichzeitig wird die Abgastemperatur um ca. 13% angehoben.

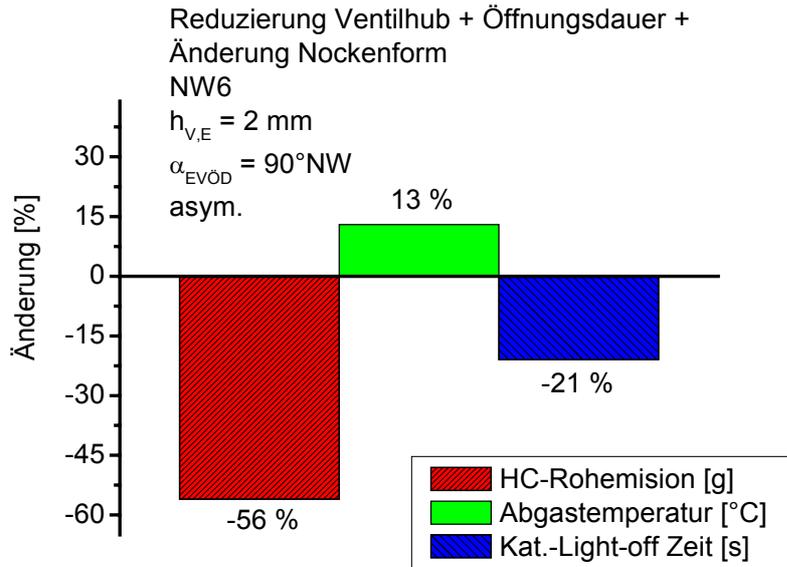


Abbildung 4-45: Potenzial der Variante NW6 bei Verringerung der Einlassspreizung auf $\alpha_{ELS} = 60^\circ \text{KW}$, Basis : $\alpha_{ELS} = 120^\circ \text{KW}$, Betriebspunkt : $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} = 2 \text{ bar}$, $\lambda = 1$

Ladungsbewegung

Bei der Variation der Einlassnockenkontur wird im Nachfolgenden die Ladungsbewegung der Varianten NW4 und NW6 bei konstanter Einlassspreizung mit Hilfe der in [64], [65], [66] ausführlich beschriebenen Ergebnisse der FIRE[®]-Berechnungen näher erläutert.

Sowohl die Reverse-Tumble-Zahl (Abbildung 4-46), die Geschwindigkeit im Ventilsplatt (Abbildung 4-47) als auch die turbulente kinetische Energie (Abbildung 4-48) unterscheiden sich kaum voneinander.

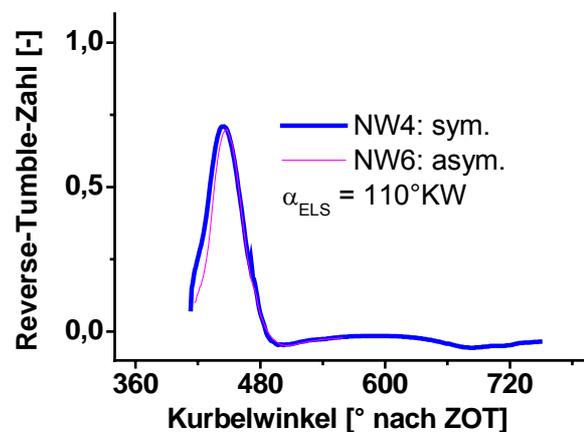


Abbildung 4-46: Reverse-Tumble-Zahl im Zylinder bei Variation der Nockenkontur, instationäre FIRE[®]-Berechnung [64]

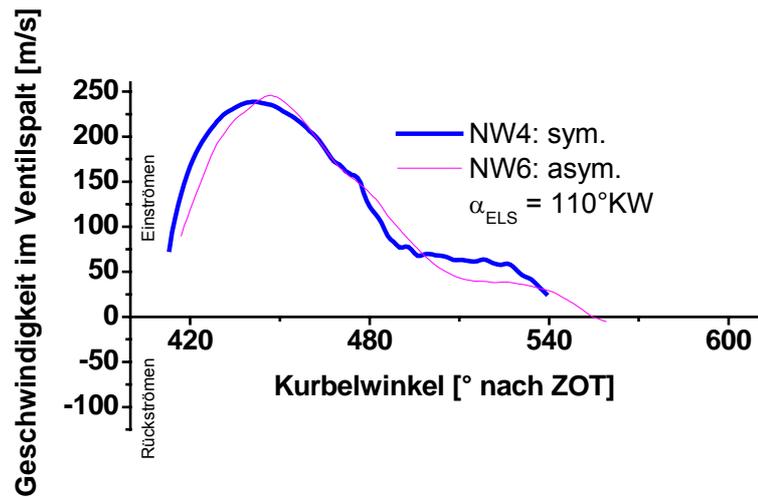


Abbildung 4-47: Strömungsgeschwindigkeit im Ventilspalt bei Variation der Nockenkontur, instationäre FIRE®-Berechnung [64]

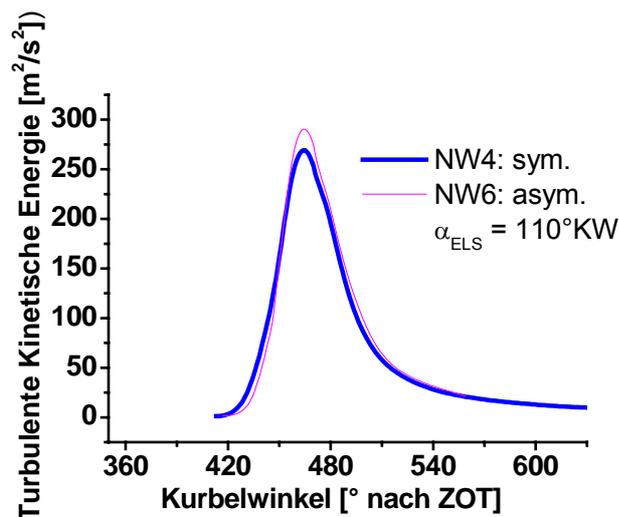


Abbildung 4-48: Turbulente kinetische Energie im Zylinder bei Variation der Nockenkontur, instationäre FIRE®-Berechnung [64]

Aufgrund der durchgeführten Betrachtungen zur Ladungsbewegung der beiden Varianten (NW4 und NW6) kann angenommen werden, dass die Änderung der Einlassnockenkontur von symmetrisch (NW4) zu asymmetrisch (NW6, steil ansteigende und flach abfallende Nockenflanke) keinen Einfluss auf die Ladungsbewegung hat.

Zusammenfassung zum Einfluss der Einlassnockenkontur

Eine Variation der Einlassnockenkontur führt bei der Einlassspreizung $\alpha_{\text{ELS}} = 120^\circ\text{KW}$ zu keiner signifikanten Änderung der Ladungsbewegung und des Restgasgehaltes.

Mit einer Reduzierung der Einlassspreizung nimmt prinzipiell die Ladungsbewegung ab und der Restgasgehalt steigt an

Mit einer Reduzierung der Einlassspreizung bis zum optimalen Punkt werden die HC-Emissionen und Katalysator-Light-off Zeiten verringert sowie die Abgastemperaturen erhöht. Eine weitere Verringerung der Einlassspreizung führt zu einer Erhöhung der HC-Emissionen aufgrund stark steigenden Restgasgehaltes und damit verbundener notwendiger Zündwinkelverstellung nach früh oder sogar zu Aussetzern.

Die geringste HC-Emission und Katalysator-Light-off Zeit sowie die höchste Abgastemperatur wird mit der Nockenwelle mit steil ansteigender und flach abfallender Nockenflanke erzielt, da diese den geringsten Restgasgehalt (später Zündwinkel) und die geringste Ladungsbewegung (längere Brenndauer) ermöglicht.

Fazit

In [Abbildung 4-49](#) ist zusammenfassend der Einfluss der Änderungen von Einlass-Ventilhub, -Öffnungsdauer und -Nockenkontur sowie der Variation der Einlassspreizung auf die HC-Rohemission, Abgastemperatur und Zeitdauer bis zum fiktiven Katalysator-Light-off dargestellt.

Eine Ventilhubreduzierung von 9 mm auf 2 mm in Verbindung mit einer Verringerung der Einlassspreizung von $\alpha_{\text{ELS}} = 120^\circ\text{KW}$ auf $\alpha_{\text{ELS}} = 90^\circ\text{KW}$ besitzt ein deutliches Verbesserungspotenzial. Hierbei werden die HC-Rohemission um ca. 44% und die Katalysator-Light-off Zeit um ca. 19% gesenkt. Gleichzeitig steigt die Abgastemperatur um ca. 12% an.

Die Reduzierung von Ventilhub (9 mm auf 2 mm) und Öffnungsdauer (146 °NW auf 90 °NW) bei gleichzeitiger Verringerung der Einlassspreizung von $\alpha_{\text{ELS}} = 120^\circ\text{KW}$ auf $\alpha_{\text{ELS}} = 80^\circ\text{KW}$ führt zu einer Senkung der HC-Rohemission um ca. 49% und der Katalysator-Light-off Zeit um ca. 27%, in Verbindung mit einer Erhöhung der Abgastemperatur um ca. 21%.

Das größte Verbesserungspotenzial besitzt die Nockenwellen-Variante mit reduziertem Ventilhub (9 mm auf 2 mm), reduzierter Öffnungsdauer (146 °NW auf 90 °NW) und asymmetrischer Nockenkontur (steil ansteigende und flach abfallende Nockenflanke). Mit einer Reduzierung der Einlassspreizung von $\alpha_{\text{ELS}} = 120^\circ\text{KW}$ auf $\alpha_{\text{ELS}} = 60^\circ\text{KW}$ kann die

HC-Rohemission um ca. 53% und die Katalysator-Light-off Zeit um ca. 30% verringert werden, die Abgastemperatur wird um ca. 21% erhöht, Abbildung 4-49.

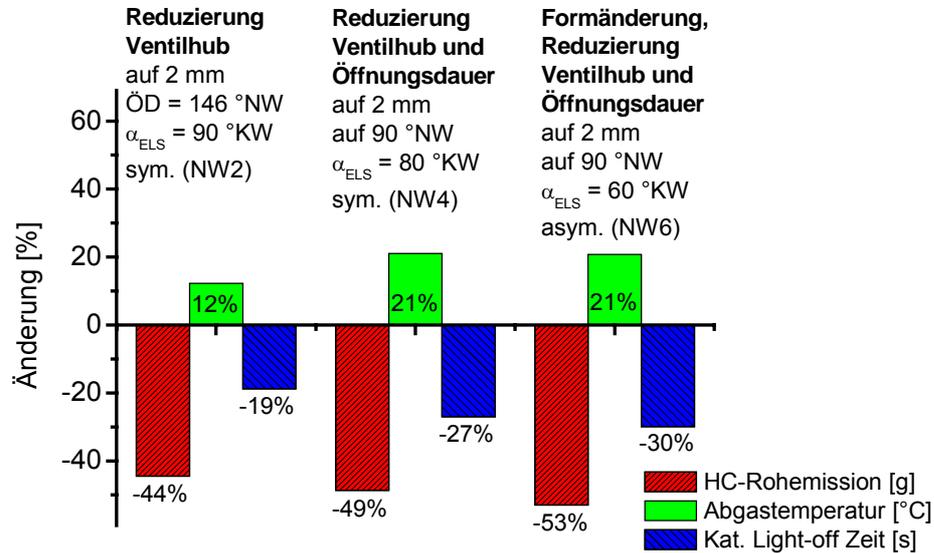


Abbildung 4-49: Potenzial der Varianten NW2, NW4 und NW6 bei Variation der Einlassspreizung, Basis : NW0, $\alpha_{ELS} = 120^\circ\text{KW}$, Betriebspunkt : $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} = 2 \text{ bar}$, $\lambda = 1$

4.3 Untersuchungen zur optimalen Variante

Aus den Ergebnissen der bisher durchgeführten Parametervariation zum Einfluss der Änderungen von Einlass-Ventilhub, -Öffnungsdauer und -Nockenkontur sowie der Variation der Einlassspreizung auf die HC-Rohemission, Abgastemperatur und Zeitdauer bis zum fiktiven Katalysator-Light-off ergab sich die NW6 mit der Einlassspreizung $\alpha_{ELS} = 60^\circ\text{KW}$ als beste Variante („best case“). Die nachfolgenden Untersuchungen zur Variation der Auslassspreizung, Kraftstoffdruckerhöhung und Partikelemission wurden aus Zeitgründen nur für diese „best case“ Variante des variablen Ventiltriebes durchgeführt.

4.3.1 Einfluss der Auslassspreizung

Ziel der Untersuchungen ist es, durch Verringerung der Auslassspreizung die Abgastemperatur zu erhöhen und somit die Katalysator-Light-off Zeit zu verkürzen. Wie in Abbildung 4-50 links zu erkennen, steigt die Abgastemperatur bei Verringerung der Auslassspreizung deutlich an. Allerdings ist dies verbunden mit einem signifikanten Anstieg der HC-Rohemissionen, Abbildung 4-50 rechts.

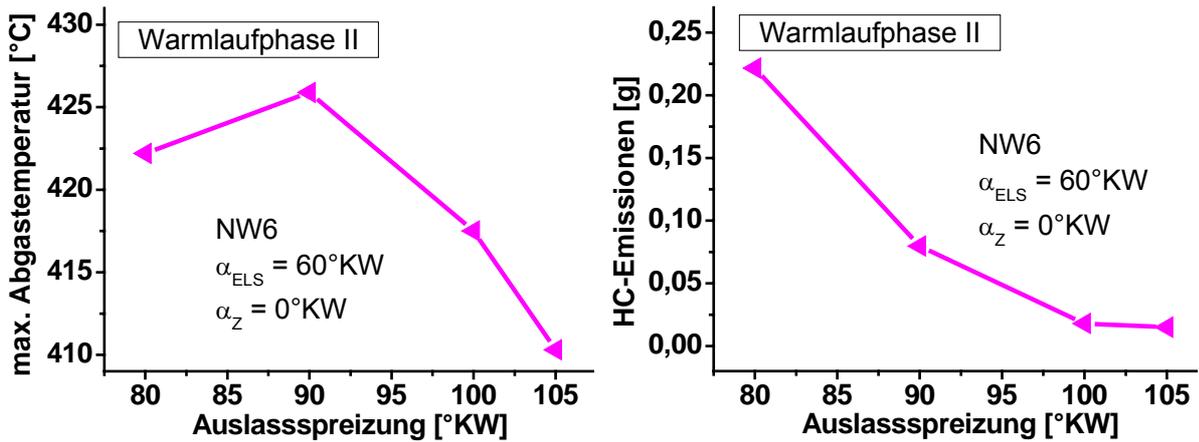


Abbildung 4-50: Abgastemperatur und HC-Emission in Abhängigkeit von der Auslassspreizung, Betriebspunkt : $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} = 2 \text{ bar}$, $\lambda = 1$

Entsprechend der Darstellung des Restgasgehaltes der NW6 ([Abbildung 4-42 links](#)) ist mit der Einlassspreizung $\alpha_{ELS} = 60^\circ KW$ der Punkt erreicht, ab dem ein signifikanter Anstieg des Restgasgehaltes (bei weiterer Reduzierung der Einlassspreizung) zu verzeichnen ist. Wird an diesem Punkt statt der Ein- die Auslassspreizung reduziert, führt dies durch Zunahme der Ventilüberschneidungsfläche ebenfalls zu einem Anstieg des Restgasgehaltes. Ein zunehmender Restgasgehalt führt bei konstantem Zündwinkel zu einer längeren Brenndauer, einem späteren Brenneende und somit zu einer höheren Abgastemperatur.

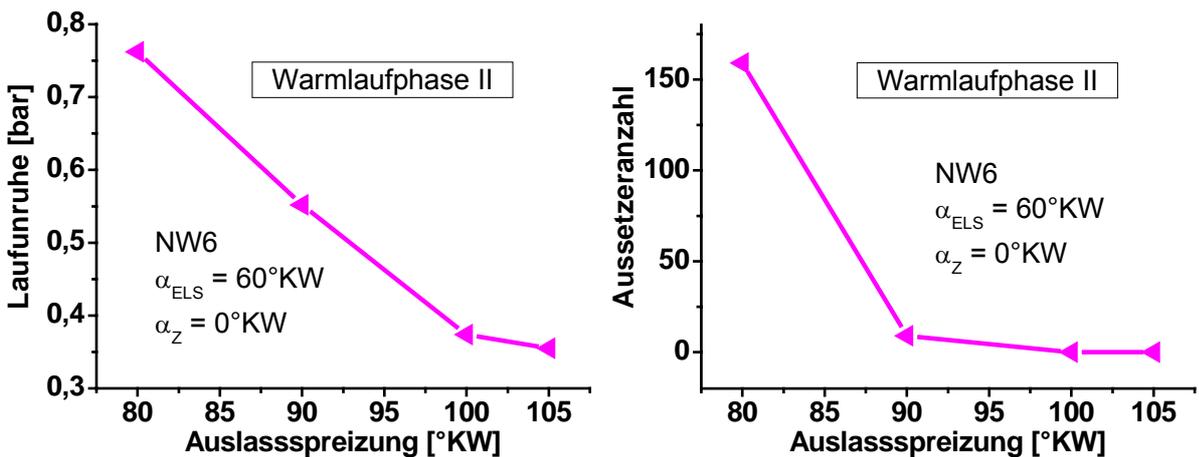


Abbildung 4-51: Laufunruhe und Aussetzeranzahl in Abhängigkeit von der Auslassspreizung, Betriebspunkt : $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} = 2 \text{ bar}$, $\lambda = 1$

Die Laufunruhe ([Abbildung 4-51 links](#)) wie auch die Anzahl der Aussetzer ([Abbildung 4-51 rechts](#)) steigt mit Verringerung der Auslassspreizung an und ist die Ursache

für die Verschlechterung der HC-Rohemission. Die Ursache für die Zunahme der Laufunruhe und der Aussetzer bei Verringerung der Auslassspreizung ist der zunehmende Restgasgehalt. Um hier Aussetzer zu verhindern, wäre eine Zündwinkelverstellung nach früh notwendig. Dies würde aber auch eine Verringerung der Abgastemperatur bedeuten.

Nach [77] ist ein Maß für die Laufunruhe die Schwankung der Winkelgeschwindigkeit am Schwungrad. Die Geschwindigkeit am Schwungrad wird wiederum vom indizierten Mitteldruck bestimmt und somit kann dieser ebenfalls als Maß für die Laufunruhe herangezogen werden.

4.3.2 Einfluss der Kraftstoffdruckanhebung

Ergänzende Untersuchungen zur Kraftstoffdruckanhebung mit der „best case“ Variante des variablen Ventiltriebes (NW6, $\alpha_{ELS} = 60^\circ \text{KW}$, $\alpha_{ALS} = 105^\circ \text{KW}$) wurden bei Zündwinkel $\alpha_Z = 0^\circ \text{KW}$ vorgenommen. Hierbei wurde der Differenzdruck (Kraftstoffdruck minus Saugrohrdruck) von bisher 3 bar auf 5 bar angehoben.

Gleichzeitig wurde ein Einspritzventil der neuesten Generation verwendet, ein 4-Loch-Einspritzventil statt bisher 2-Loch-Einspritzventil, Abbildung 4-52. Die Geometriemaße des 2-Loch bzw. 4-Loch Einspritzventils sind in Tabelle 4-6 zu finden.



Abbildung 4-52: Graphische Darstellung des 4-Loch- und 2-Loch-Einspritzventils

Tabelle 4-6: Einspritzventilgeometrie

	4-Loch-Einspritzventil	2-Loch-Einspritzventil
Strahlwinkel	14°	14°
Strahlkegel	15°	15°
Strahlebene	15°	25°

Der untersuchte und als optimal ermittelte Einspritzvorlagewinkel $\alpha_{\text{ESV}} = 200^\circ \text{KW}$ vor EÖ und die Ausrichtung des Kraftstoffstrahles auf die untere Saugrohrwand wurde beibehalten, da sich diese Position bezüglich der HC-Rohemissionen für das 2-Loch-Einspritzventil als optimal darstellte (siehe Kapitel 4.1).

Nach [33] ist eine saugsynchrone Hochdruck-Saugrohreinspritzung besser zur Gemischaufbereitung geeignet, als eine konventionelle vorgelagerte Saugrohreinspritzung mit einem Kraftstoffsystemdruck von 3 bar. Allerdings beträgt der bei diesen Untersuchungen zu Grunde gelegte Kraftstoffsystemdruck der Hochdruck-Saugrohreinspritzung ca. 70 bar.

In [73] wird der Vorteil der Kraftstoffdruckerhöhung von 3,5 bar auf 5 bar in einer um ca. 50% gestiegenen Tropfengeschwindigkeit beschrieben. Dies führt zu einem verbesserten Strahlzerfall und einer Abnahme der Tropfengröße um ca. 19%, was eine schnellere Kraftstoffverdampfung mit besserer Gemischbildung zur Folge hat. Zur Optimierung der Gemischaufbereitung wurde die Düsenlochzahl von zwei auf vier verdoppelt.

Auch in [74] wird von der positiven Auswirkung einer moderaten Kraftstoffdruckerhöhung (von ca. 2 bar auf ca. 6 bar) berichtet. Hier werden eine Erhöhung der Zerstäubungsenergie und der Tropfengeschwindigkeit im Saugrohr sowie ebenfalls eine Verringerung des mittleren Tropfendurchmessers genannt.

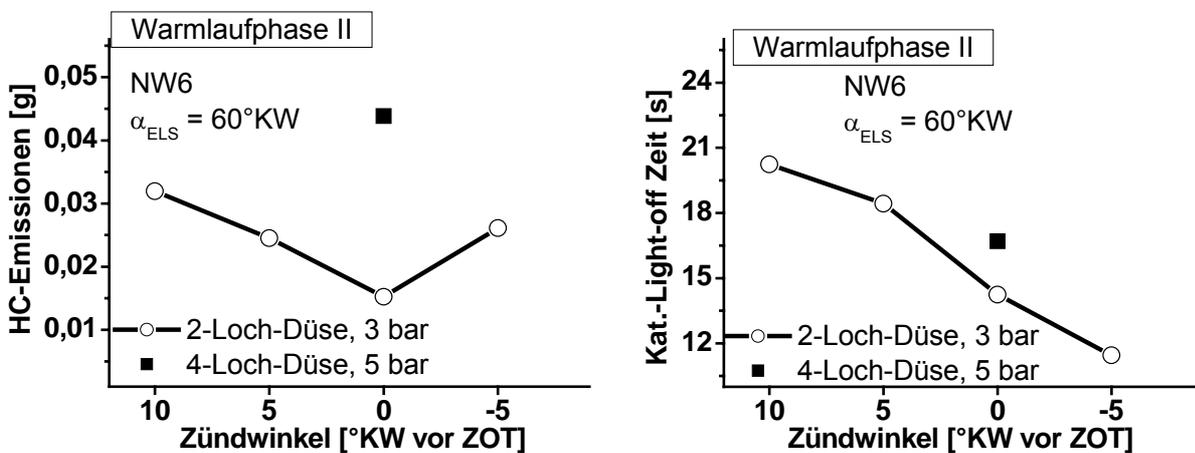


Abbildung 4-53: HC-Rohemissionen und Katalysator Light-off Zeiten, Betriebspunkt : $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $p_{\text{mi}} = 2 \text{ bar}$, $\lambda = 1$

Die Untersuchungen zur Kraftstoffdruckerhöhung in Verbindung mit einem neuen 4-Loch-Einspritzventil ergaben weder eine Reduzierung der HC-Rohemission ([Abbildung 4-53 links](#)) und der Katalysator-Light-off Zeit, [Abbildung 4-53 rechts](#) noch eine Erhöhung der Abgastemperatur, [Abbildung 4-54 links](#). Die veränderte Kraftstoffstrahl-Ausrichtung und die dadurch hervorgerufene Verschlechterung der Gemischaufbereitung scheint für den Anstieg der HC-Rohemission und Katalysator-Light-off Zeit sowie den Abfall der Abgastemperatur

verantwortlich zu sein. Als Indiz für die verschlechterte Aufbereitung des Luft-Kraftstoff-Gemisches kann die zunehmende Laufunruhe bei Einsatz des 4-Loch-Einspritzventils angesehen werden, [Abbildung 4-54 rechts](#).

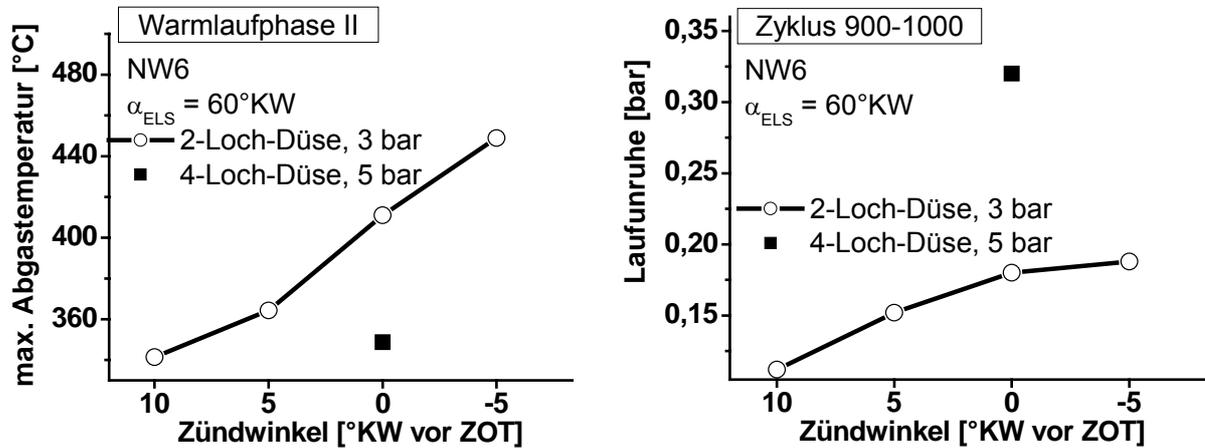


Abbildung 4-54: Abgastemperatur und Laufunruhe, Betriebspunkt : $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $p_{\text{mi}} = 2 \text{ bar}$, $\lambda = 1$

Weitere Untersuchungen bei getrennter Betrachtung des Einflusses von Kraftstoffdruckerhöhung und Änderung der Kraftstoffstrahl-Ausrichtung könnten mögliche Ursachen der Verschlechterung bezüglich HC-Rohemission, Abgastemperatur und Katalysator-Light-off Zeit aufzeigen. Diese konnten jedoch im Rahmen dieser Arbeit nicht durchgeführt werden.

4.3.3 Partikelemissionen

Da Partikelemissionen beim Dieselmotor wegen ihrer Schädigung von Gesundheit und Umwelt bereits limitiert sind, soll im Folgenden an ausgewählter Stelle das Partikelauftreten des Ottomotors mit variablem Ventiltrieb untersucht werden. Partikel gelten nach [83] mit einem Durchmesser kleiner $10 \mu\text{m}$ als lungengängig. Sie können nach Ansicht vieler Wissenschaftler für die Krebsentstehung mitverantwortlich sein und im Gegensatz zu den bisher diskutierten Abgaskomponenten gibt es für Krebs erzeugende Stoffe keine Schwellenwerte [3].

Für die Untersuchungen zu den Partikelemissionen wurden die Basisvariante (NW0) und die „best case“ Variante des variablen Ventiltriebes (NW6) ausgewählt. Die Messungen erfolgten mit einem Scanning Mobility Particle Sizer (SMPS) Gerät der Firma TSI, [Abbildung 4-55](#).



Abbildung 4-55: Partikelmessgerät der Firma TSI

Stationäruntersuchungen

In einem ersten Schritt wurde die Häufigkeitsverteilung der Partikel sowohl für die NW0 als auch für die NW6 im stationären Betrieb mit Zwangskonditionierung von Schmier- und Kühlmittel sowie der Ansaugluft auf 20 °C durchgeführt. Hierbei sind für die NW0 eine verstärkte Anzahl Kleinstpartikel mit einem Mobilitätswert von ca. 6,5 nm zu verzeichnen, [Abbildung 4-56 links](#).

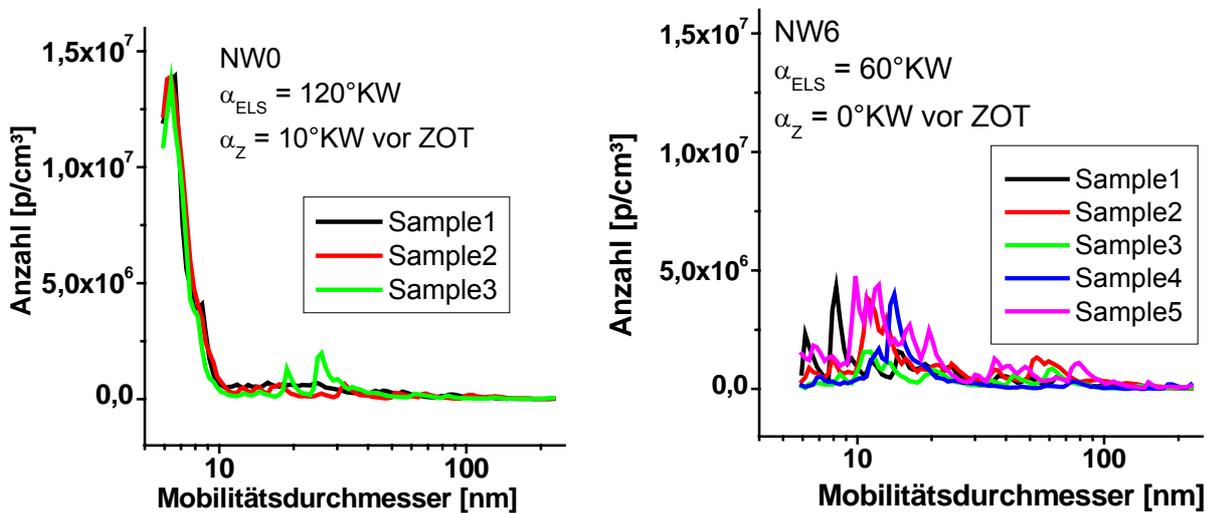


Abbildung 4-56: Häufigkeitsverteilung für NW0 und NW6, Betriebspunkt : $n = 1200 \text{ min}^{-1}$
 $p_{mi} = 2 \text{ bar}$, $\lambda = 1$

Bei der „best case“ Variante des variablen Ventiltriebes (NW6) treten insgesamt weniger Kleinstpartikel auf, [Abbildung 4-56 rechts](#). Hier scheinen eher Partikel mit einem größeren Mobilitätswert von zum Beispiel 30 nm vorhanden zu sein.

Aus der Häufigkeitsbetrachtung heraus wurden die beiden Partikelgrößen mit einem Mobilitätsdurchmesser von 6,5 nm und 30 nm ausgewählt und im Kaltstart / Warmlauf untersucht.

Instationäruntersuchungen

Im Kaltstart / Warmlauf der NW0 entstehen bis ca. Zyklus 1000 hauptsächlich Kleinstpartikel mit einem Mobilitätsdurchmesser von 6,5 nm (Abbildung 4-57 links), die sich dann zu größeren Partikeln (Abbildung 4-57 rechts) verbinden. Dieses Zusammenballen scheint sowohl von der großen Anzahl der Kleinstpartikel als auch von den ansteigenden Abgastemperaturen während der Warmlaufphase begünstigt zu werden. Ab ca. Zyklus 1400 ist ein Rückgang sowohl der Kleinstpartikel (Abbildung 4-57 links) als auch der größeren Partikel (Abbildung 4-57 rechts) zu verzeichnen. Ursache hierfür könnte der sich stabilisierende Betriebspunkt sein.

Für die NW6 (variabler Ventiltrieb) sind, wie für die Häufigkeitsverteilung (Abbildung 4-56) so auch im Kaltstart / Warmlauf bis ca. Zyklus 500 weniger Kleinstpartikel mit einem Mobilitätsdurchmesser von 6,5 nm anzutreffen, Abbildung 4-58 links.

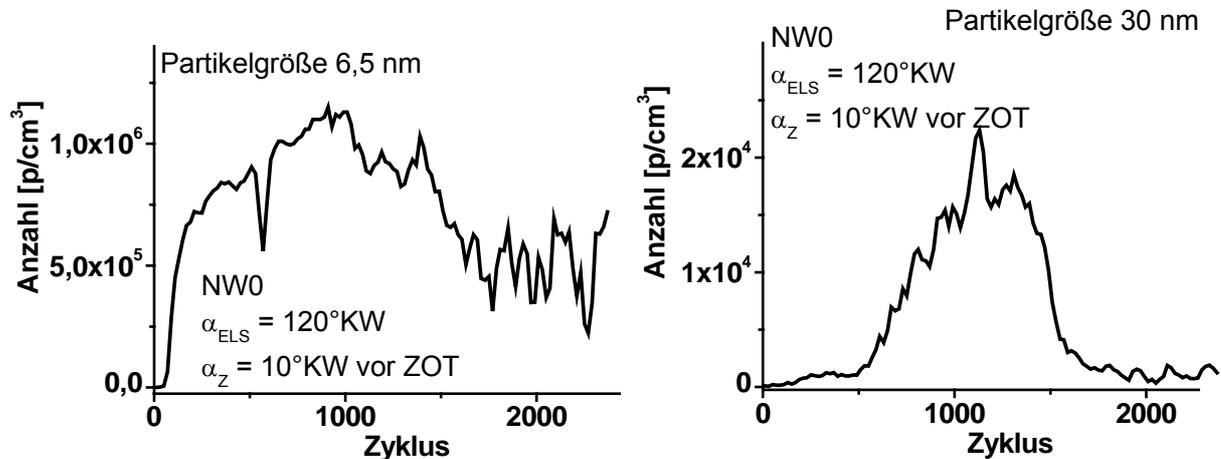


Abbildung 4-57: Partikel-Größenverteilung für NW0 im Kaltstart / Warmlauf, Betriebspunkt : $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} = 2 \text{ bar}$, $\lambda = 1$

Die Anzahl der Kleinstpartikel liegt hier von Anfang an auf vergleichbar niedrigem Niveau. Der Verlauf der größeren Partikel mit einem Mobilitätsdurchmesser von 30 nm der NW6 ist ebenfalls annähernd konstant (Abbildung 4-58 rechts), aber mit ca. 1×10^5 auf einem deutlich höheren Niveau gegenüber der NW0, Abbildung 4-57 rechts. Zum besseren Verständnis dieser Zusammenhänge sind vertiefende Untersuchungen zur Partikelemission

inklusive deren Zusammensetzung erforderlich, konnten aber aus zeitlichen Gründen nicht im Rahmen dieser Arbeit durchgeführt werden.

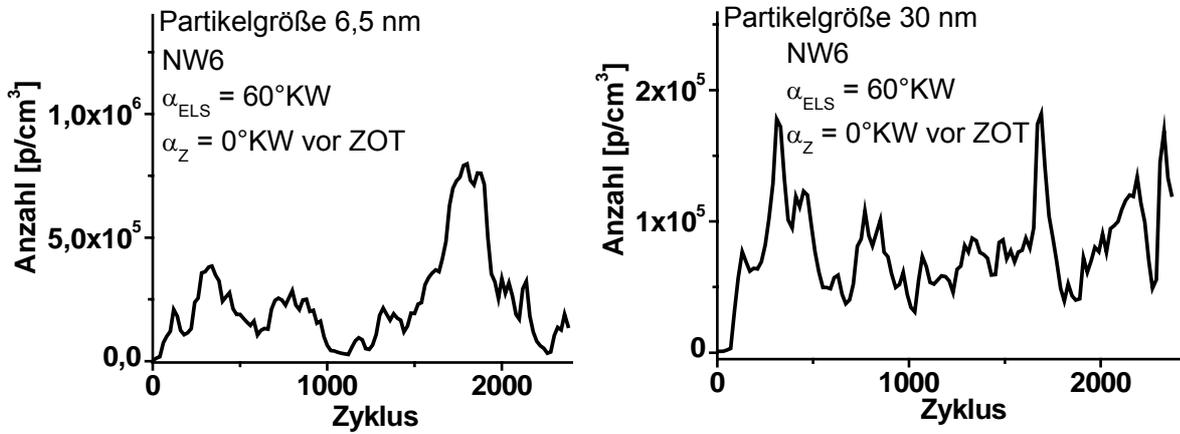


Abbildung 4-58: Partikel-Größenverteilung für NW6 im Kaltstart / Warmlauf, Betriebspunkt : $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} = 2 \text{ bar}$, $\lambda = 1$

5 Maskierung im Ventilsitzbereich

Nach den Untersuchungen zum Einfluss von Einlass-Ventilhub, -Öffnungsdauer und -Nockenkontur auf die HC-Rohemissionen, Abgastemperatur und fiktive Katalysator-Light-off Zeit während der Kaltstart- und Warmlaufphase stellte sich die Frage, ob die bisherigen Ergebnisse durch eine Maskierung im Ventilsitzbereich verbessert werden könnten. Mögliche Vorteile liegen in der Vermeidung von Kurzschlussströmung (zwischen Einlass- und Auslassventil) und in der verringerten Neigung zur Anlagerung des Kraftstoffes an der Zylinderwand. Hierzu wurden einige Stichversuche durchgeführt, um ein mögliches Potenzial aufzuzeigen.

5.1 Ausführung der Maskierung

Zuerst wurden am Strömungsprüfstand [64], [66] zwei Maskierungen (Maske 1 und Maske 2) zur Beeinflussung der Strömung im Dach des Brennraumes ermittelt. Anschließend wurden diese im Zylinderkopf montiert (Abbildung 5-1) und im Motorbetrieb untersucht.

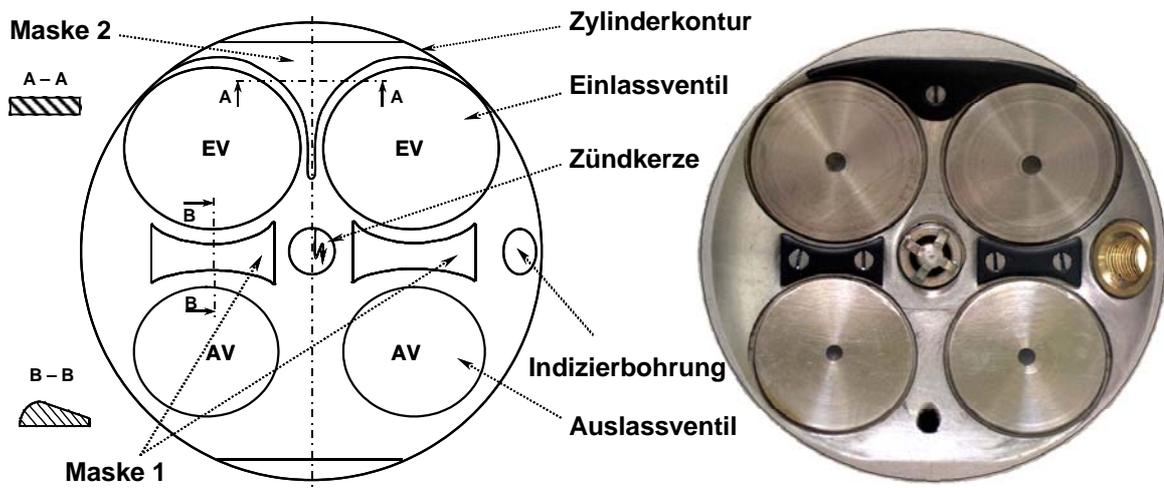


Abbildung 5-1: Maskierung im Ventilsitzbereich

Wie die FIRE[®]-Berechnungen [64], [66] zeigten, ist bei der „best case“ Nockenwelle (NW6) die einströmende Luft aufgrund der Ventilhubreduzierung mit einem Reverse-Tumble behaftet und strömt hauptsächlich an der einlassseitigen Zylinderwand ab. Zur Vermeidung der Anlagerung des Kraftstoffes an der Zylinderwand wird die Maske 2 eingebaut. Diese ist einteilig, mit einer Höhe von ca. 2 mm und einem Abstand zum Einlassventil von ca. 1,5 mm ausgeführt. Die Kante der Maske 2 hin zum Einlassventil ist nicht verrundet.

Maske 1 ist zweiteilig ausgeführt und jeweils zwischen den Ein- und Auslassventilen platziert, die Höhe ist ebenfalls ca. 2 mm. Die Kante der Maske 1 ist zum Einlassventil hin

abgerundet, zum Auslassventil hin auslaufend ausgeführt. Die Maske 1 soll die Kurzschlussströmung zwischen Ein- und Auslassventil in der vergrößerten Ventilüberschneidungsphase, insbesondere bei den geringeren Einlassspreizungen, minimieren bzw. verhindern.

5.2 Einfluss der Maskierung im Ventilsitzbereich

Im Motorversuch, bei dem in Tabelle 5-1 genannten Betriebspunkt, wurden beide Masken kombiniert gefahren, der Einfluss der einzelnen Masken ist damit nicht zu verifizieren. Die Ergebnisse dieses Motorversuches werden im Folgenden dargestellt.

Tabelle 5-1: Betriebspunkt bei Untersuchung der Maskierung im Ventilsitzbereich

Drehzahl	1200 min ⁻¹
Indizierter Mitteldruck	2 bar
Luft-Kraftstoff-Verhältnis	1
Motorstarttemperatur	20 °C
Einlassspreizung	60 °KW
Auslassspreizung	105 °KW
Einspritzvorlagerung	200 °KW vor EÖ
Einspritzventilposition	0 (Kanalboden, Standard)
Zündwinkel	variabel

In den bisherigen Untersuchungen zum variablen Ventiltrieb wurde mit der NW6 (ohne Maskierung) die geringsten HC-Rohemissionen (Abbildung 5-2 links) in kürzester fiktiver Katalysator-Light-off Zeit (Abbildung 5-2 rechts) erzielt. Aus diesem Grund wurde für die nachfolgenden Stichversuche diese „best case“ Nockenwelle ausgewählt.

Im direkten Vergleich, bei gleichem Zündwinkel, ist die Katalysator-Light-off Zeit der Variante NW6 mit Maskierung etwas geringer gegenüber der Variante NW6 ohne Maskierung.

Zum Zündzeitpunkt $\alpha_z = 5$ °KW vor ZOT liegen die HC-Rohemissionen der Varianten mit und ohne Maskierung auf vergleichbarem Niveau (Abbildung 5-2 links). Die Katalysator-Light-off Zeit der Variante mit Maskierung ist kürzer. Dass die HC-Rohemission der Variante ohne Maskierung sich auf vergleichbarem Niveau befindet, lässt sich durch die tendenziell geringere HC-Konzentration (Abbildung 5-3 links) und durch die notwendige geringere Kraftstoffmasse begründen, Abbildung 5-3 rechts.

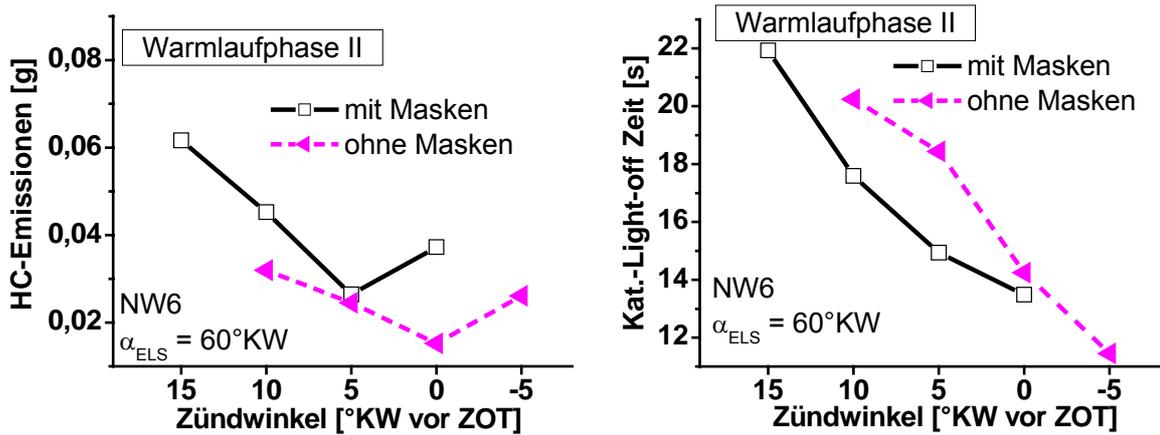


Abbildung 5-2: HC-Rohemissionen und Katalysator-Light-off Zeit mit / ohne Maske, Betriebspunkt : $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} = 2 \text{ bar}$, $\lambda = 1$

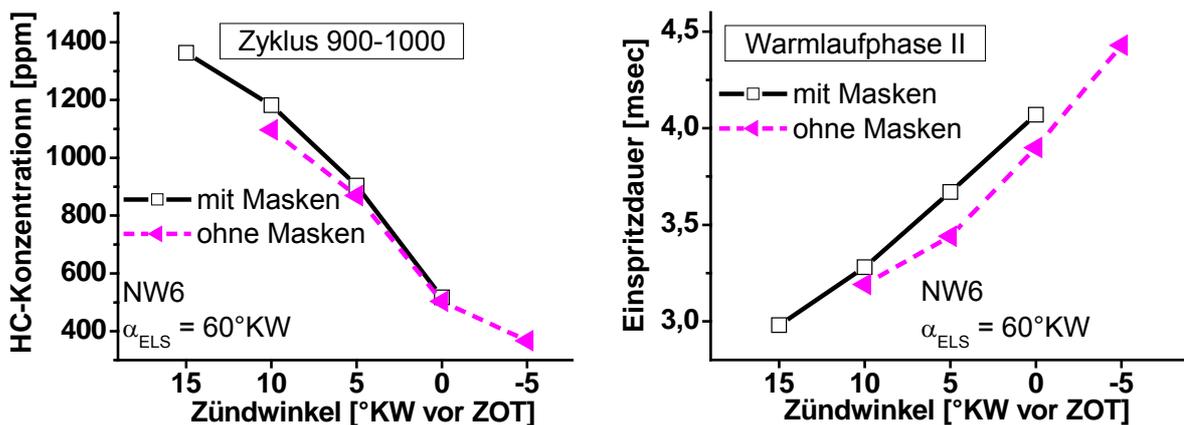


Abbildung 5-3: HC-Konzentration und Einspritzdauer mit / ohne Maske, Betriebspunkt : $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} = 2 \text{ bar}$, $\lambda = 1$

Die geringere HC-Konzentration und notwendige Kraftstoffmasse der Variante ohne Maskierung lassen sich über die stabilere Verbrennung erklären. Es tritt hierbei eine insgesamt geringere Laufunruhe ([Abbildung 5-4 links](#) mit weniger Schwankungen im indizierten Mitteldruck) auf und es wird effektiv weniger Kraftstoff benötigt. Durch die stabilere Verbrennung wird entsprechend die HC-Konzentration ([Abbildung 5-3 links](#)) und – Emission ([Abbildung 5-2 links](#)) gesenkt.

Die Ursachen für eine stabilere Verbrennung bei der Variante ohne Maskierung sind im geringeren Restgasgehalt in Zündkerzennähe zu vermuten, [Abbildung 5-6](#). Zum Zündzeitpunkt $\alpha_z = 0 \text{ °KW vor ZOT}$ ermöglicht nur noch die Variante ohne Maskierung einen aussetzerfreien Betrieb ([Abbildung 5-4 rechts](#)) und führt somit zu den geringsten HC-Rohemissionen.

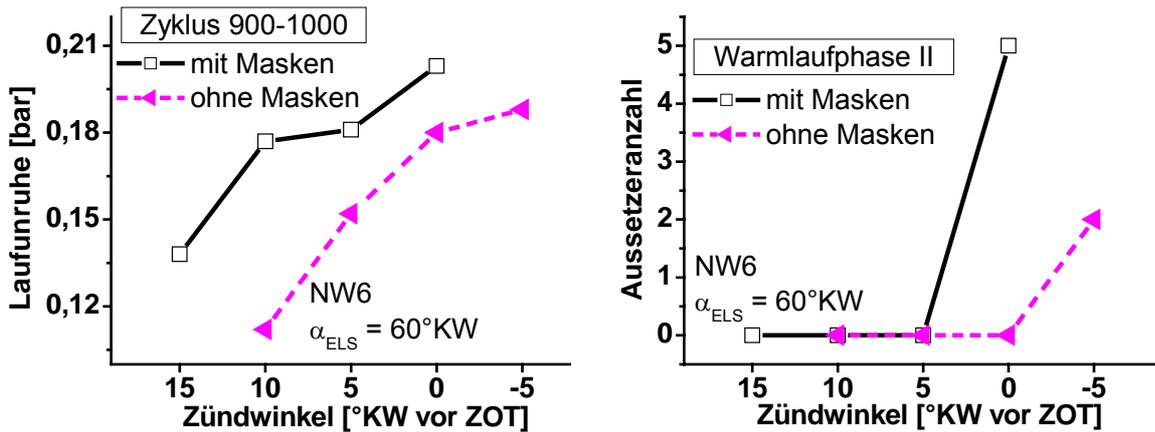


Abbildung 5-4: Laufunruhe und Aussetzeranzahl mit / ohne Maske, Betriebspunkt : $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} = 2 \text{ bar}$, $\lambda = 1$

Ursache für die geringere Katalysator-Light-off Zeit der Variante mit Maskierung ist die auftretende, höhere Abgastemperatur, [Abbildung 5-5 links](#). Diese wiederum wird durch eine Verschiebung des Brennendes, hier definiert als 95%-ige Energieumsatzlage, nach spät hervorgerufen, [Abbildung 5-5 rechts](#).

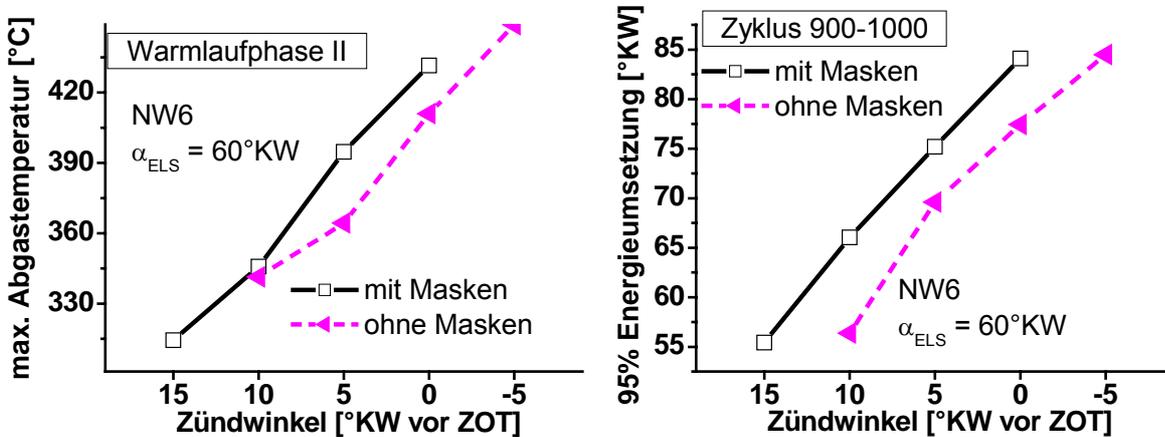


Abbildung 5-5: Abgastemperatur und Brenneinde mit / ohne Maske, Betriebspunkt : $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} = 2 \text{ bar}$, $\lambda = 1$

Die Verschiebung des Brennendes nach spät lässt sich mit dem in [64], [66] mit einem 3-D-Simulationsprogramm FIRE[®] berechneten Restgasgehalt ([Abbildung 5-6](#)) in Zündkerzennähe erklären. Für die „best case“ Variante des variablen Ventiltriebes (NW6 ohne Maskierung) liegt in Zündkerzennähe deutlich weniger Restgas (ca. 18%, [Abbildung 5-6 links](#)) vor, das Gemisch brennt schneller durch, das Brennende liegt somit früher.

Für die Variante NW6 mit Maskierung liegt dagegen ein großer Bereich mit einem erhöhten Restgasgehalt von $\geq 20\%$ in Zündkerzennähe vor, Abbildung 5-6 rechts. Dies führt zu einer Verschiebung des Brennendes nach spät.

Wie in Abbildung 5-4 rechts dargestellt, ist zu erkennen, dass für die Variante NW6 mit Maskierung ein späterer Zündwinkel als $\alpha_z = 5^\circ \text{KW}$ vor ZOT ohne Aussetzer nicht einstellbar ist. Die Ursache hierfür ist im bereits erwähnten hohen Restgasgehalt in Zündkerzennähe zu vermuten. Der hohe Restgasgehalt führt zum einen zu höheren Abgastemperaturen aufgrund einer langsameren Verbrennung (und somit eines späteren Brennendes) und zum anderen zu frühzeitigen Aussetzern.

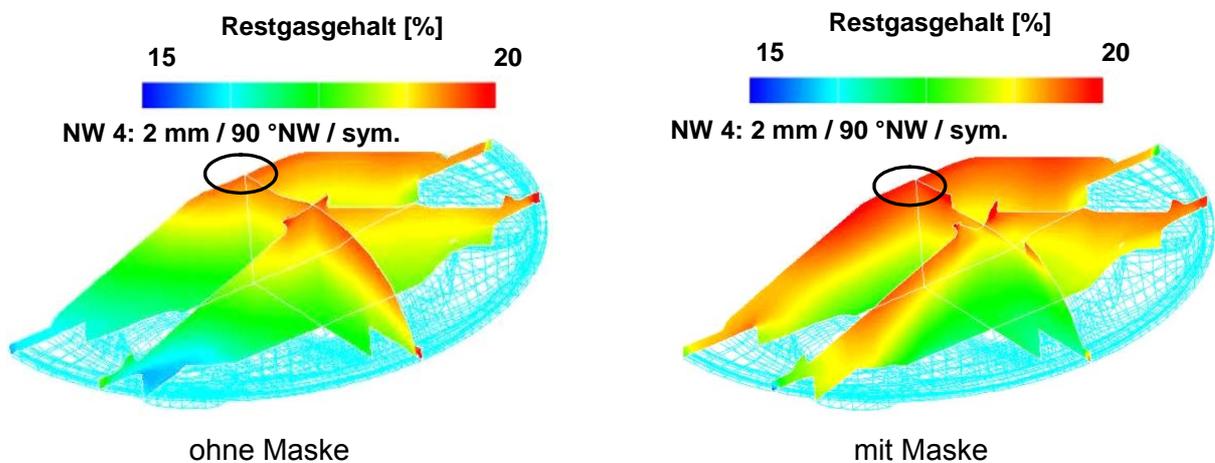


Abbildung 5-6: Restgasgehalt in Zündkerzennähe ohne / mit Maske, Betriebspunkt : $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} = 2 \text{ bar}$, $\lambda = 1$, instationäre FIRE[®]-Berechnung [66]

Der gewünschte Effekt der Minimierung der Anlagerung von Kraftstoff an die Zylinderwand konnte mit der genannten Ausführung der Maske 2 nicht erreicht werden [64]. Anhand der Ergebnisse der Untersuchungen am Strömungsprüfstand [64] ist zu erkennen, dass sich der Bereich der abwärts gerichteten Strömung in Zylinderwandnähe bei der Variante mit Maskierung sogar vergrößert hat, Abbildung 5-7. Als Ursache für diese Aufweitung kann der relativ große Abstand zwischen Maske 2 und Einlassventil von ca. 1,5 mm angesehen werden. In [64] wurden ausführliche Untersuchungen zur Maskierung im Ventilsitzbereich am Strömungsprüfstand und mit dem Simulationsprogramm FIRE[®] durchgeführt und Möglichkeiten aufgezeigt, dass mit einer modifizierten Maske 2 Verbesserungen bezüglich HC-Rohemissionen, Katalysator-Light-off Zeit und Abgastemperatur zu erwarten sind.

Wie in Abbildung 5-8 zu erkennen, wird durch einen geringeren Abstand zwischen der Maske 2 und dem Einlassventil der Bereich der abwärts gerichteten Strömung in Zylinderwandnähe nicht nur verringert, die Strömung wird jetzt vollständig von der Wandanlagerung gelöst und zwischen den Einlassventilen gebündelt.

Fazit

Im genannten Betriebspunkt konnte in Motorversuchen mit einer Maskierung im Ventilsitzbereich, in denen beide Masken kombiniert gefahren wurden, keine weitere Verbesserung der HC-Rohemissionen, Abgastemperaturen und fiktiven Katalysator-Light-off Zeiten erreicht werden. Als Ursache hierfür sind der hohe Restgasgehalt in Zündkerzennähe und die verstärkte Anlagerung der Strömung an die Brennraumwand zu sehen.

Eine Verringerung des Abstandes der Maske 2 zum Einlassventil von 1,5 mm auf 0,5 mm bewirkte bei Untersuchungen am Strömungsprüfstand eine Bündelung der einströmenden Luft zwischen den Einlassventilen [64]. Dies deutet auf eine Zunahme der turbulenten kinetischen Energie und der Ladungsbewegung sowie eine geringere Wandanlagerung von Kraftstoff hin, was eine Verringerung der HC-Emissionen in der Kaltstart- / Warmlaufphase erwarten lässt. Im Rahmen dieser Arbeit konnte jedoch kein Motorversuch mit dieser verbesserten Variante durchgeführt werden.

6 Flow Control Valve (FCV)

Die bisher untersuchten Varianten zur Beeinflussung der Gemischbildung und Verbrennung mittels Variation von Einlass-Ventilhub, -Öffnungsdauer und -Nockenkontur bzw. einer Maskierung im Ventilsitzbereich sind in ihrer technischen Umsetzung anspruchsvoll und kostenintensiv. Aus diesem Grund stellt sich die Frage, ob gleichwertige Resultate auch mit einem geringeren Aufwand zu erzielen sind. Als bevorzugte Variante ergab sich die Verwendung einer Blende im Einlasskanal, auch als Flow Control Valve (FCV) bezeichnet, in Kombination mit der Standardnockenwelle (NW0).

6.1 Ausführung der Flow Control Valves

Als Untersuchungsgegenstand dienen drei unterschiedliche Blenden (FCV1, FCV2, FCV3) an zwei Einbauorten (vor und nach dem Einspritzventil, Position 1 und Position 2).

Das FCV1 (Abbildung 6-1 links) ist symmetrisch aufgebaut. Es besitzt eine mittig angeordnete kreisrunde Öffnung mit einer Durchtrittsfläche von ca. 20% und einer Sperrfläche von ca. 80% des Saugrohrquerschnittes am Einbauort.

Das FCV2 (Abbildung 6-1 Mitte) ist ebenfalls symmetrisch aufgebaut. Die beiden ineinander greifenden, kreisrunden Öffnungen sind horizontal, zur oberen Saugrohrwand versetzt, angeordnet. Die Formgebung ist dabei so gewählt, dass hier eine Tumble-Bewegung eingeleitet bzw. verstärkt werden soll. Zusätzlich ist an der Unterseite des FCV2 noch ein Spalt (Ablaufmöglichkeit für angesammelten Kraftstoff vor Blende an Position 2) angebracht. Die Sperrfläche des FCV2 beträgt ca. 70%, die Durchtrittsfläche somit ca. 30%, wobei 25% auf die Öffnungen und 5% auf den Spalt an der Unterseite entfallen.

Das FCV3 (Abbildung 6-1 rechts) ist asymmetrisch aufgebaut. Die Blende ist im oberen linken Teil geradlinig ausgespart, so dass in Strömungsrichtung gesehen der rechte Kanal weitestgehend versperrt wird, der linke Kanal hingegen frei bleibt. Diese Formgebung soll die Ausprägung einer Drallkomponente begünstigen. An der Unterseite des FCV3 ist ebenfalls ein Spalt angebracht. Die Sperrfläche des FCV3 beträgt ebenfalls ca. 70%, die Durchtrittsfläche somit ca. 30%, wobei 25% auf die Aussparung im oberen Teil der Blende und 5% auf den Spalt entfallen.

Die Wandstärke aller drei FCV's ist ca. 3 mm, die Kanten sind nicht verrundet.

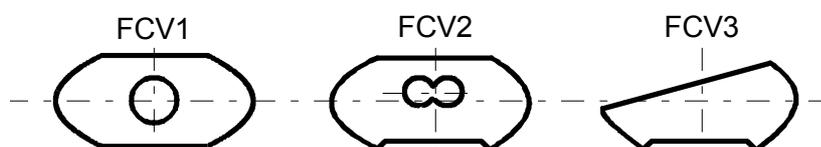


Abbildung 6-1: Blenden (Flow Control Valves)

6.2 Flow Control Valves vor dem Einspritzventil (Position 1)

Die drei gewählten FCV's wurden zuerst am Einbauort Position 1 (in Strömungsrichtung ca. 2 cm vor dem Einspritzventil) untersucht. In [Abbildung 6-2](#) ist der prinzipielle Aufbau und der theoretische Strahlauftreffort der beiden verwendeten Einspritzventilpositionen EVP0 und EVP3 dargestellt.

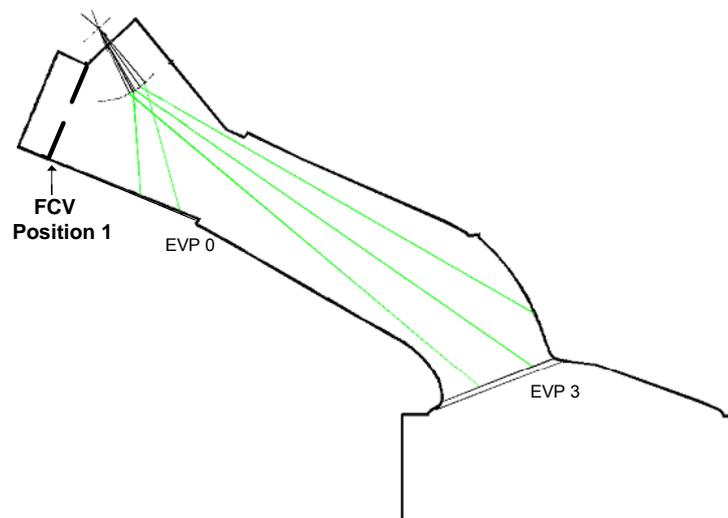


Abbildung 6-2: Flow Control Valv in Einbaulage Position 1 und Einspritzventilpositionen

6.2.1 Einfluss von FCV-Form, Einlassspreizung und Kraftstoffstrahl-Ausrichtung

Im Folgenden werden die Ergebnisse der Ausgangsvariante (NW0) mit denen der „best case“ Variante des variablen Ventiltriebes (NW6) und mit denen der drei FCV's in Kombination mit der NW0 an der Position 1 verglichen.

Zuerst wurden das FCV1 und FCV2 mit der Einspritzventilposition EVP0 untersucht. Eine Verringerung der Einlassspreizung von $\alpha_{ELS} = 120^\circ$ ausgehend führte sofort zu einem Anstieg der HC-Rohemissionen, [Abbildung 6-3 links](#). Aus diesem Grund wurden die Untersuchungen bis zur Einlassspreizung von $\alpha_{ELS} = 140^\circ$ erweitert. Da mit dem FCV2 gegenüber dem FCV1 geringere HC-Rohemissionen und eine kürzere Katalysator-Light-off Zeit erzielt werden konnte, wurde anschließend nur für FCV2 die Einspritzventilposition variiert (EVP3). Mit dieser Änderung der Kraftstoffstrahl-Ausrichtung konnten sowohl die HC-Rohemission als auch die Katalysator-Light-off Zeit weiter reduziert werden. Abschließend wurde das FCV3 mit dieser neuen Einspritzventilposition (EVP3) untersucht, führte aber zu keinen weiteren Verbesserungen. Wie in [Abbildung 6-3 links](#) zu erkennen, sind die HC-Rohemissionen der Blende FCV2 (NW0, EVP3, $\alpha_{ELS} = 120^\circ$) am geringsten und auf vergleichbar niedrigem Niveau wie mit der „best case“ Variante des variablen Ventiltriebes

(NW6, $\alpha_{ELS} = 60 \text{ } ^\circ\text{KW}$). Allerdings sind die Katalysator-Light-off Zeiten ([Abbildung 6-3 rechts](#)) im Vergleich deutlich schlechter.

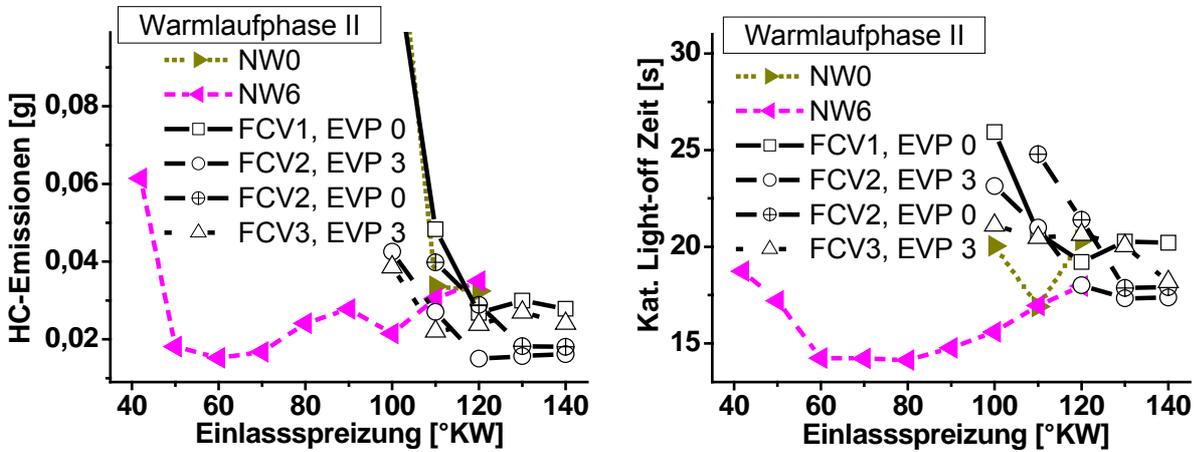


Abbildung 6-3: HC-Rohemissionen und Katalysator-Light-off Zeiten, Betriebspunkt : $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} = 2 \text{ bar}$, $\lambda = 1$

Aus Gründen besserer Übersichtlichkeit der Diagramme wird im Folgenden nur noch der Vergleich zwischen der Ausgangsvariante (NW0), der „best case“ Variante des variablen Ventiltriebes (NW6) und der „best case“ FCV-Variante (NW0, FCV2, EVP3) durchgeführt.

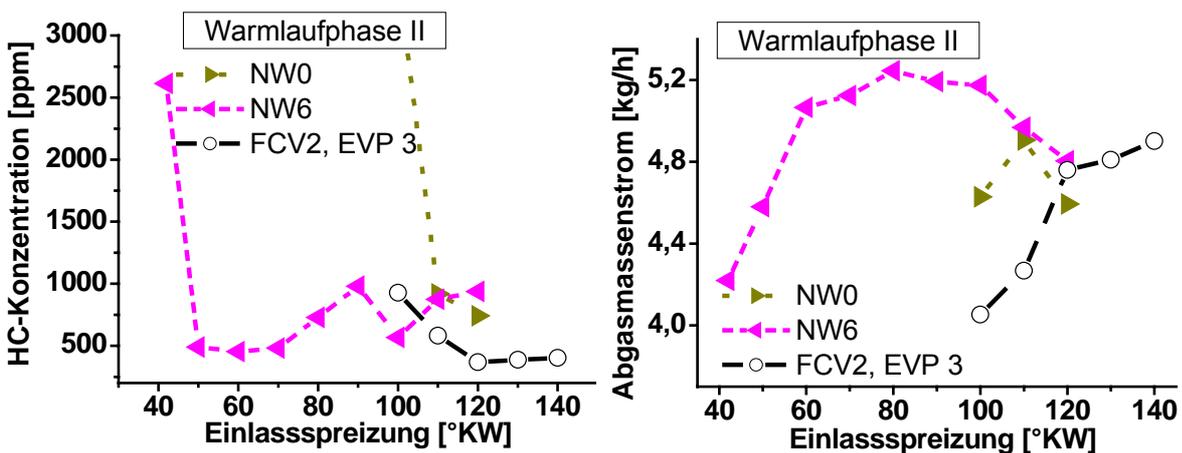


Abbildung 6-4: HC-Konzentration und Abgasmassenstrom, Betriebspunkt : $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} = 2 \text{ bar}$, $\lambda = 1$

Für die HC-Rohemission [g] sind die HC-Konzentration, der Abgasmassenstrom und die Zeit bis zum Katalysator-Light-off maßgeblich. Wie in [Abbildung 6-4 links](#) zu erkennen, ist die HC-Konzentration der „best case“ FCV-Variante (FCV2, NW0, EVP3, $\alpha_{ELS} = 120 \text{ } ^\circ\text{KW}$) auf

vergleichbar niedrigem Niveau wie die der „best case“ Variante des variablen Ventiltriebes (NW6, $\alpha_{ELS} = 60 \text{ }^\circ\text{KW}$).

Bedingt durch den geringeren Abgasmassenstrom (Abbildung 6-4 rechts) und der geringeren Abgastemperatur (Abbildung 6-5 links) der „best case“ FCV-Variante (FCV2, NW0, EVP3, $\alpha_{ELS} = 120 \text{ }^\circ\text{KW}$) gegenüber der „best case“ Variante des variablen Ventiltriebes (NW6, $\alpha_{ELS} = 60 \text{ }^\circ\text{KW}$) kommt es allerdings zu einer höheren Katalysator-Light-off Zeit, Abbildung 6-3 rechts. Die vorherrschenden hohen Abgastemperaturen der „best case“ Variante des variablen Ventiltriebes sind durch ein spätes Brenneende (Lage der 95%-igen Energieumsetzung) verursacht, Abbildung 6-5 rechts.

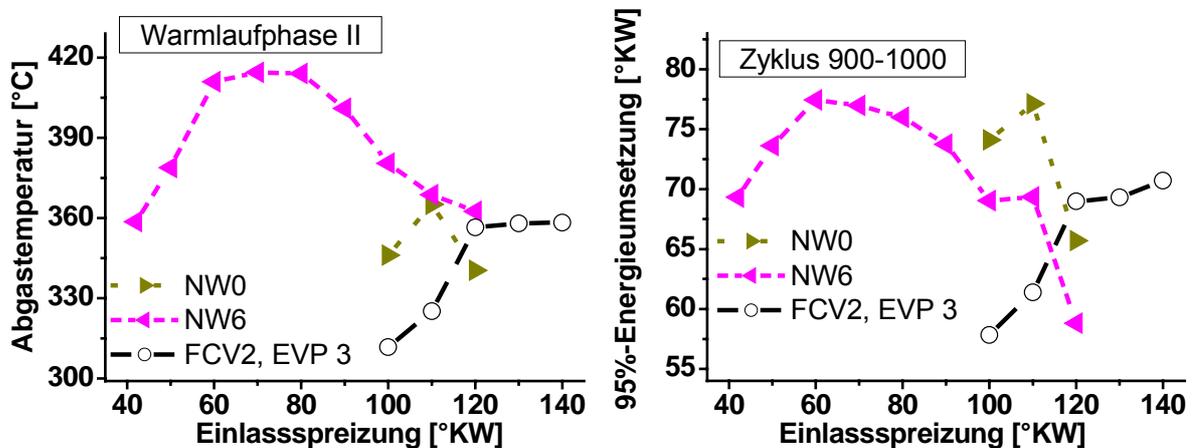


Abbildung 6-5: Abgastemperatur und Brenneende, Betriebspunkt : $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} = 2 \text{ bar}$, $\lambda = 1$

Restgasgehalt

Betrachtet man den in Abbildung 6-6 links dargestellten Restgasgehalt [64], [65], [66], so kann festgestellt werden, dass sich der Restgasgehalt bei FCV2 gegenüber der Basisvariante (NW0) erhöht hat. Da das FCV2 in Kombination mit der NW0 betrieben wird, ist der höhere Restgasgehalt bei gleicher Einlassspreizung gegenüber der Basisvariante (ebenfalls NW0) erklärungsbedürftig.

Die Ursache hierfür ist der höhere indizierte Wirkungsgrad des FCV2 gegenüber der Basisvariante, Abbildung 6-6 rechts. Somit wird für den einzustellenden konstanten indizierten Mitteldruck ($p_{mi} = 2 \text{ bar}$) weniger Frischladung benötigt, der prozentuale Restgasgehalt steigt. Ein Anstieg des indizierten Wirkungsgrades ist damit zu erklären, dass die durch das FCV verursachte höhere turbulente Strömung im Zylinder sich stabilisierend auf die Verbrennung auswirkt [80] und der Kraftstoffverbrauch sinkt.

Die geringere notwendige Frischladung des FCV2 gegenüber der Basisvariante (NW0) ist im geringeren Saugrohrdruck ([Abbildung 6-7 links](#)) wiederzufinden. Trotz des höheren Restgasgehaltes des FCV2 gegenüber der Basisvariante (NW0) sind zwar spätere Zündwinkel möglich ([Abbildung 6-7 rechts](#)), diese führen aber bei der Einlassspreizung $\alpha_{ELS} = 110^\circ \text{KW}$ und $\alpha_{ELS} = 100^\circ \text{KW}$ nicht zu einem späteren Brenneende und somit auch nicht zu höheren Abgastemperaturen, [Abbildung 6-5 links](#). Die Ursache hierfür ist eine kürzere Brenndauer des FCV2 gegenüber der Basisvariante ([Abbildung 6-5 rechts](#)), vermutlich infolge höherer turbulenter Strömung im Zylinder.

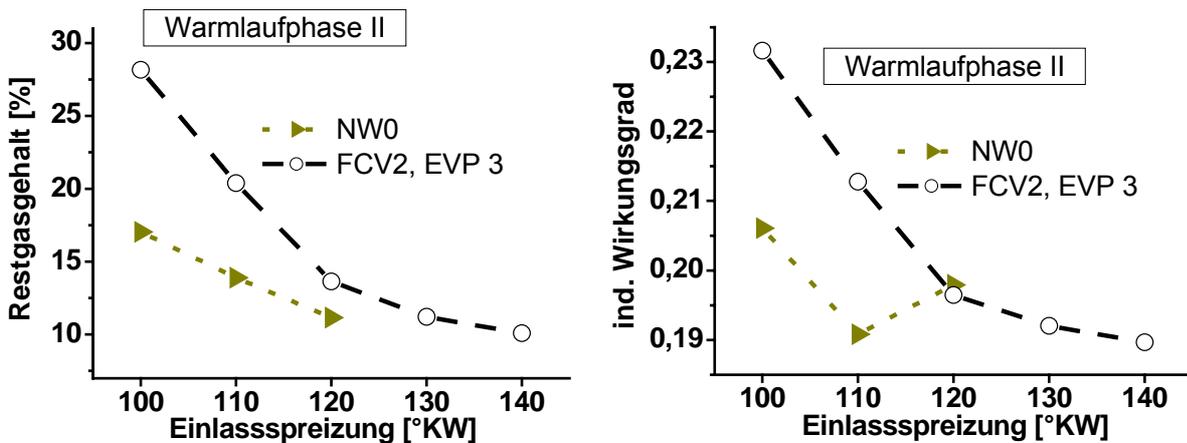


Abbildung 6-6: Restgasgehalt (PROMO-Berechnung [64], [66]) und indizierter Wirkungsgrad, Betriebspunkt : $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} = 2 \text{ bar}$, $\lambda = 1$

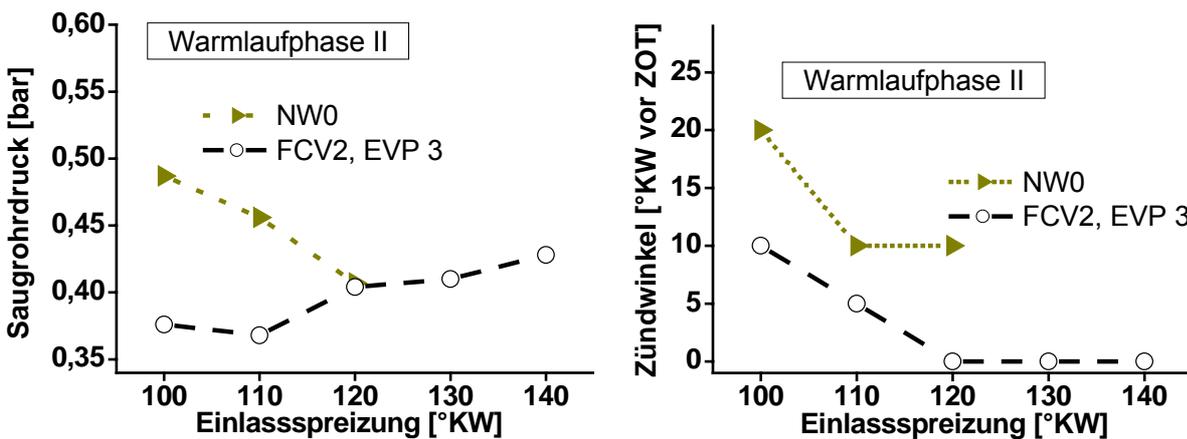


Abbildung 6-7: Saugrohrdruck und Zündwinkel, Betriebspunkt : $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} = 2 \text{ bar}$, $\lambda = 1$

Ladungsbewegung – Restgasgehalt – HC-Rohemissionen

Im Folgenden wird für die Ausgangsvariante (NW0), die „best case“ Variante des variablen Ventiltriebes (NW6) und die „best case“ FCV-Variante (NW0, FCV2, EVP3) bei der Einlassspreizung von $\alpha_{ELS} = 120 \text{ }^\circ\text{KW}$ versucht, einen Zusammenhang zwischen Ladungsbewegung (als stellvertretende Größe wird hierzu die turbulente kinetische Energie herangezogen), Restgasgehalt und HC-Rohemissionen zu finden. Hierzu wurden die gemessenen HC-Rohemissionen und die in [65], mit FIRE[®] berechnete turbulente kinetische Energie im Ventilsplatt und der Restgasgehalt im Zylinder verwendet. In Tabelle 6-1 sind die entsprechenden Größen für diese drei Varianten angegeben.

Bildet man aus der turbulenten kinetischen Energie und dem Restgasgehalt wieder das Verhältnis und stellt diesem die entsprechenden HC-Rohemissionen gegenüber, so ergibt sich der in Abbildung 6-8 dargestellte Zusammenhang. Auch beim FCV, ähnlich wie beim variablem Ventiltrieb, gibt es bezüglich minimaler HC-Rohemissionen ein optimales Verhältnis zwischen Ladungsbewegung (turbulente kinetische Energie) und Restgasgehalt.

Tabelle 6-1: Varianten und deren Kenngrößen

	TKE [m ² /s ²]	XRG [%]	TKE / XRG [m ² /s ² %]	HC [g]
Basisvariante (NW0)	1,786	11,16	0,16	0,03242
„best case“ (NW6)	16,77	9,49	1,76	0,03494
„best case“ (FCV2)	6,39	13,64	0,47	0,01498

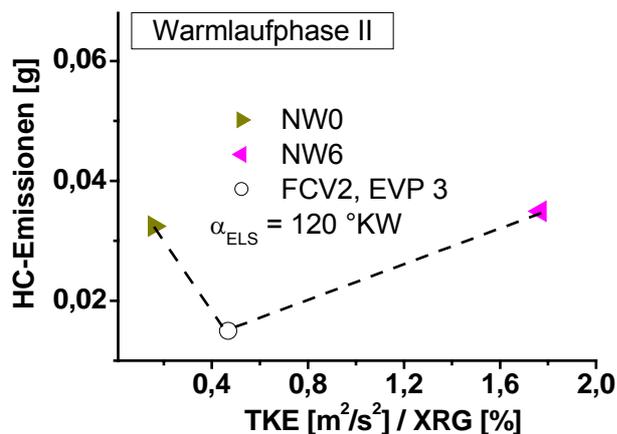


Abbildung 6-8: HC-Rohemissionen [g] in Abhängigkeit von Restgasgehalt und turbulenter kinetischer Energie, Betriebspunkt : $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} = 2 \text{ bar}$, $\lambda = 1$, $\alpha_{ELS} = 120 \text{ }^\circ\text{KW}$

Nimmt man den Restgasgehalt der drei betrachteten Varianten (NW0, NW6 und FCV2) als annähernd gleichgroß an, so hat die Änderung der Ladungsbewegung (TKE als stellvertretende Größe) den maßgeblichen Einfluss auf die HC-Rohemissionen, Tabelle 6-1. Wie in Abbildung 6-8 dargestellt, gibt es bezüglich minimaler HC-Rohemissionen für die „best case“ FCV-Variante (NW0, FCV2, EVP3) ein optimales Verhältnis von turbulenter kinetischer Energie zu Restgasgehalt von ca. $TKE / XRG = 0,5 \text{ m}^2/\text{s}^2 \%$. Ist für den vorliegenden Restgasgehalt die Ladungsbewegung zu groß (NW6) oder zu klein (NW0), führt dies zu höheren HC-Rohemissionen.

6.2.2 Einfluss der Auslassspreizung

Die sich als optimal herausgestellte Blende (FCV2, EVP3) wurde zusätzlich noch mit veränderter Auslassspreizung untersucht, um weiteres Potenzial aufzuzeigen.

Die bisher durchgeführte Variation der Einlassspreizung beeinflusst zwar ebenfalls die Ventilüberschneidung und somit den Restgasgehalt, ändert aber auch gleichzeitig die Position des Kolbens bei Einlass-Öffnet und somit die Ladungsbewegung. Eine Vergrößerung der Auslassspreizung lässt die HC-Rohemissionen (Abbildung 6-9 links) und die fiktive Katalysator-Light-off Zeit (Abbildung 6-9 rechts) deutlich ansteigen. Die Ursachen hierfür liegen in der höheren HC-Konzentration und der niedrigeren Abgastemperatur.

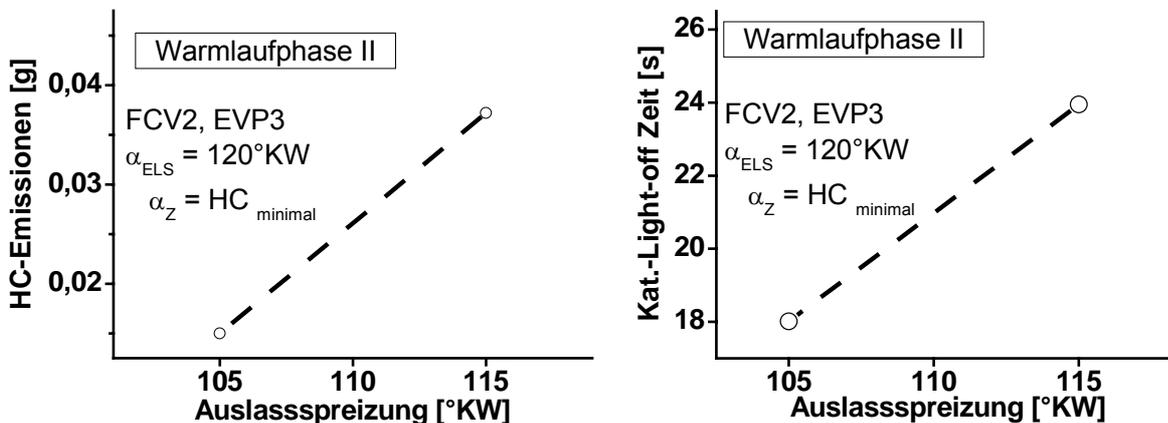


Abbildung 6-9: HC-Rohemissionen und Katalysator-Light-off Zeit bei Variation der Auslassspreizung für FCV2, Betriebspunkt : $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} = 2 \text{ bar}$, $\lambda = 1$

Die gestiegene HC-Konzentration (Abbildung 6-10 links) lässt sich durch eine geringere Abgastemperatur (Abbildung 6-10 rechts) erklären. Mit verringerter Abgastemperatur nimmt die Fähigkeit zur Nachoxidation unverbrannter Kohlenwasserstoffe im Abgasstrang ab, die HC-Konzentration steigt an. Weiterhin wird durch eine Vergrößerung der Auslassspreizung

auch der Zeitpunkt des Auslass-Öffnen nach früh verschoben und somit die Zeit der Nachverbrennung im Zylinder verkürzt. Sowohl ein früheres Brenne (Abbildung 6-11 links) als auch ein früheres Auslass-Öffnen verringern die Abgastemperatur. Das frühere Brenne ist durch eine kürzere Brenndauer begründet. Da sich bei konstantem Zündwinkel (Abbildung 6-11 rechts) und Vergrößerung der Auslassspreizung das Brenne nach früh verschiebt, muss sich die Brenndauer verringern. Als Ursache für die kürzere Brenndauer bei Vergrößerung der Auslassspreizung kann der sich dabei gleichzeitig verringere Restgasgehalt, aufgrund geringerer Ventilüberschneidung, angesehen werden.

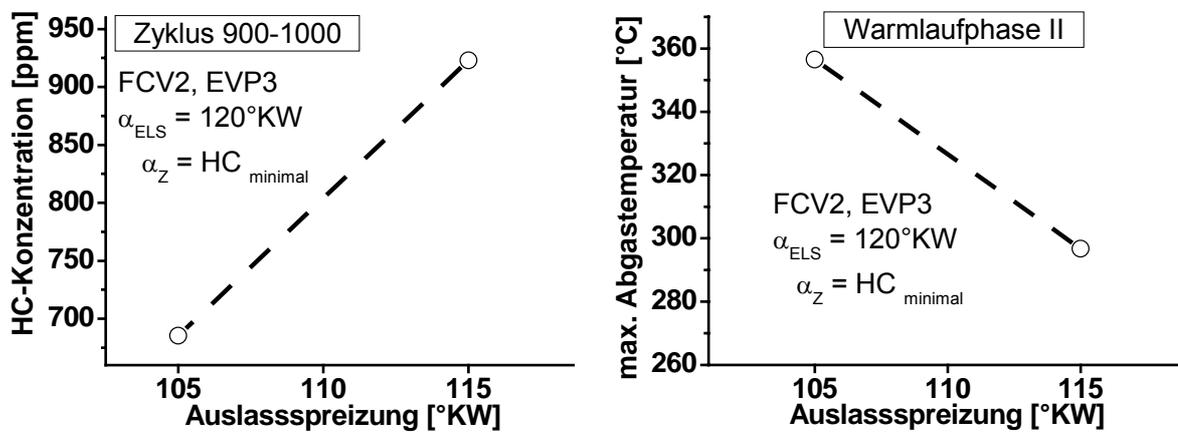


Abbildung 6-10: HC-Konzentrationen und Abgastemperatur bei Variation der Auslassspreizung für FCV2, Betriebspunkt : $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} = 2 \text{ bar}$, $\lambda = 1$

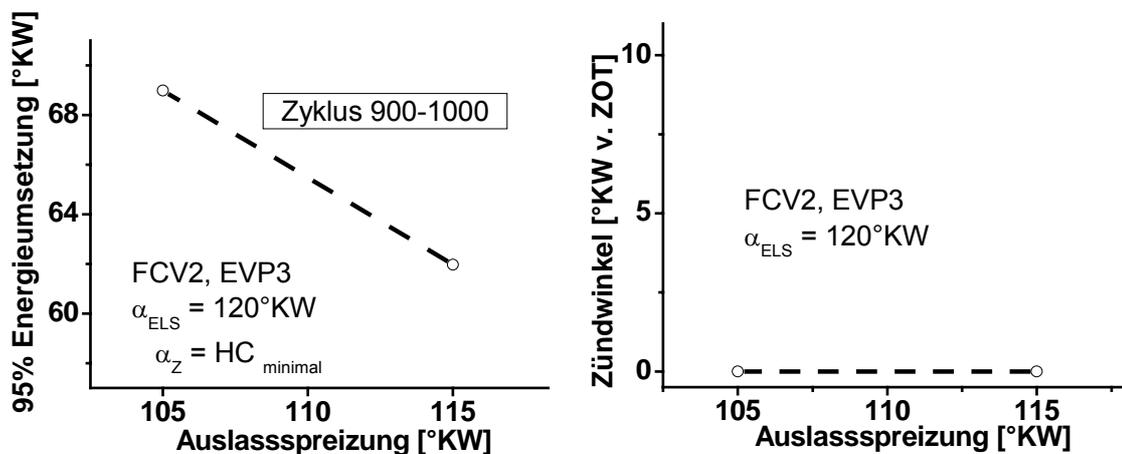


Abbildung 6-11: Brenne und Zündwinkel bei Variation der Auslassspreizung für FCV2, Betriebspunkt : $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} = 2 \text{ bar}$, $\lambda = 1$

6.3 Flow Control Valves nach dem Einspritzventil (Position 2)

Zur Untersuchung des Einbauortes Position 2 der FCV's (in Strömungsrichtung ca. 2 cm nach dem Einspritzventil) wurden FCV2 und FCV3 ausgewählt, da diese zu den bisher besten Ergebnissen führten. In [Abbildung 6-12](#) sind der prinzipielle Aufbau und der theoretische Strahlaufftreffort der verwendeten Einspritzventilpositionen EVP2, EVP3 und EVP4 dargestellt.

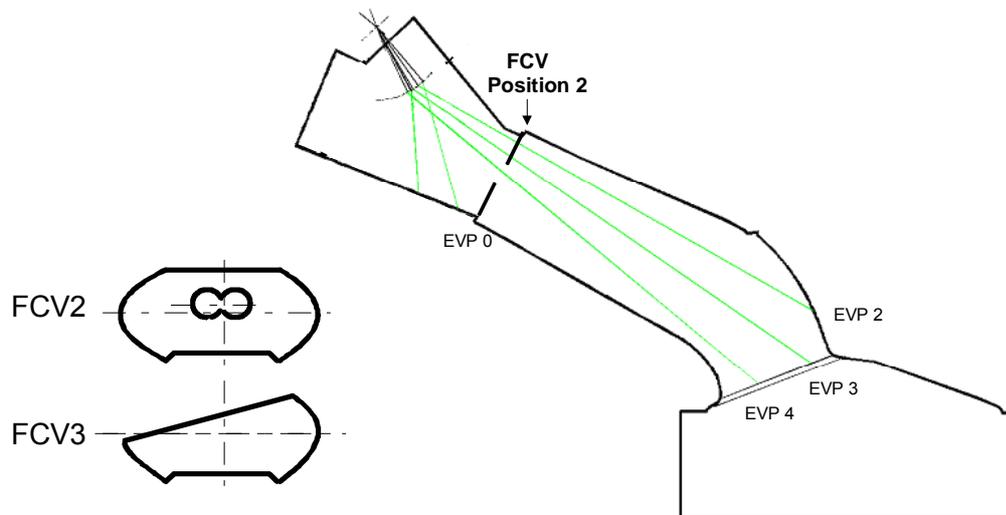


Abbildung 6-12: Flow Control Valves in Einbaulage Position 2

6.3.1 Einfluss der Kraftstoffstrahl-Ausrichtung

Da aufgrund des Einbauortes Position 2 von FCV2 und FCV3 der Kraftstoff auf die Blende auftreffen kann, wurde im Vorfeld die Kraftstoffstrahl-Ausrichtung untersucht. Diese Untersuchung wurde bei einer Einlassspreizung von $\alpha_{ELS} = 120^\circ$ im stationären Betrieb durchgeführt.

Für das FCV2 stellt die Ausrichtung des Kraftstoffstrahles in Richtung oberen Teil des Einlassventils (EVP3) die Variante mit den geringsten HC-Rohemissionen dar, [Abbildung 6-13 links](#). Für das FCV3 ist dagegen die Ausrichtung des Kraftstoffstrahles in Richtung unteren Teil des Einlassventils (EVP4) bezüglich geringer HC-Rohemissionen optimal, [Abbildung 6-13 rechts](#). Mit dem FCV2 an der Position 2 werden gegenüber dem FCV3 deutlich niedrigere HC-Rohemissionen gemessen, [Abbildung 6-13](#).

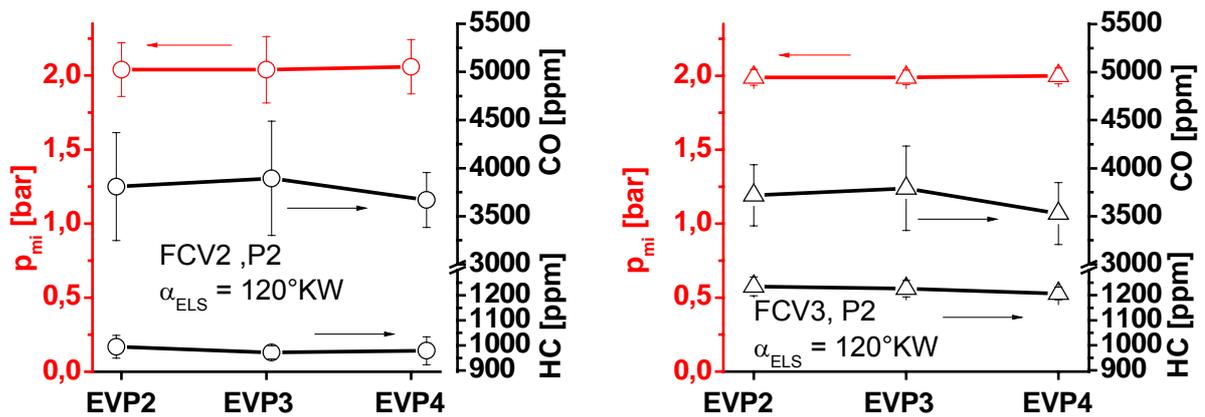


Abbildung 6-13: Einfluss der Kraftstoffstrahl-Ausrichtung für FCV2 / FCV3, Betriebspunkt : $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} = 2 \text{ bar}$, $\lambda = 1$

6.3.2 Einfluss von FCV-Form und Einlassspreizung

Die aus den Voruntersuchungen gewonnene optimale Kraftstoffstrahl-Ausrichtung wurden in den weiteren Untersuchungen beibehalten. Bei Anordnung der Blenden in Strömungsrichtung nach dem Einspritzventil sind mit FCV2 und FCV3 weder eine Reduzierung der HC-Rohemissionen (Abbildung 6-14 links) noch der Katalysator Light-off Zeiten (Abbildung 6-14 rechts) gegenüber der „best case“ Variante des variablen Ventiltriebes (NW6) zu erreichen.

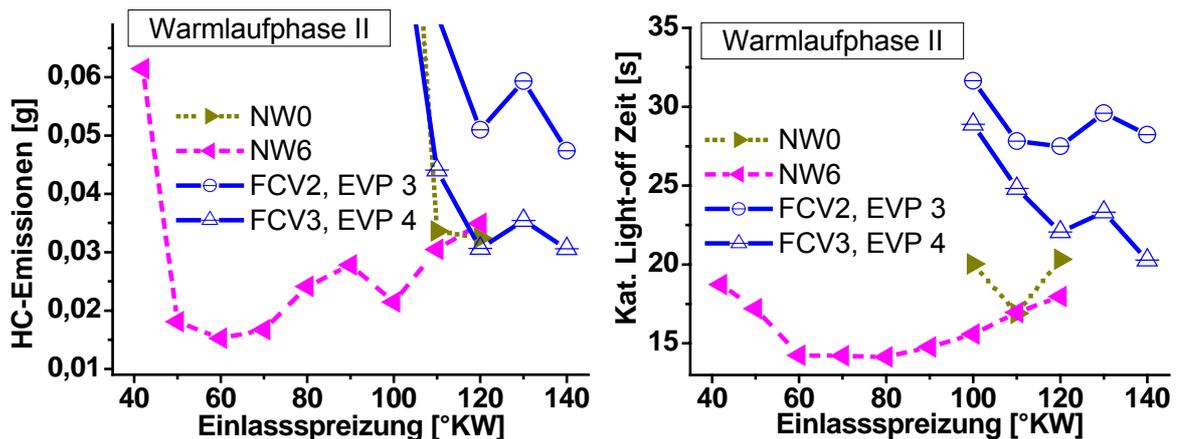


Abbildung 6-14: HC-Rohemissionen und Katalysator-Light-off Zeiten, Betriebspunkt : $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} = 2 \text{ bar}$, $\lambda = 1$

Als Ursache der gestiegenen HC-Rohemissionen gegenüber der „best case“ Nockenwelle (NW6) ist einerseits die Ausrichtung der in den Zylinder einströmenden Luft in Richtung

Brennraumwand und andererseits die gewählte Kraftstoffvorlagerung von $\alpha_{\text{ESV}} = 200 \text{ }^\circ\text{KW}$ vor EÖ zu vermuten.

Mit den in [65] durchgeführten FIRE®-Berechnungen des Strömungsfeldes im Zylinder und in Abbildung 6-15 dargestellten Verläufen der Zylinderinnenströmungen des FCV2 an den Einbauorten Position 1 und Position 2 lässt sich die vermutete stärkere Wandanlagerung des Kraftstoffes veranschaulichen.

Während für FCV2 an Position 1 die einströmende Luft gebündelt an der den Einlassventilen gegenüberliegenden Zylinderwand abwärts strömt, teilt sich diese für FCV2 an Position 2 in zwei Hauptströmungen auf und strömt an den Zylinderwänden zwischen Ein- und Auslassventil ab. Diese Strömungsbilder lassen vermuten, dass es im Motorbetrieb zu einer stärkeren Anlagerung von Kraftstoff an die kalten Brennraumwände kommt.

Wird das FCV3 in Richtung Einlassventil verschoben (von Position 1 zu Position 2), ist ein wesentlich geringerer Einfluss auf die Zylinderinnenströmung festzustellen. Die Drallneigung bleibt weiterhin stark ausgeprägt. Wie in Abbildung 6-16 zu erkennen, tritt die einströmende Luft in Position 1 und Position 2 tendenziell linksseitig (in Strömungsrichtung gesehen) in den Zylinder ein. Für das FCV3 an der Position 2 ist die zu erwartende wandbenetzte Fläche dabei etwas größer als bei der Position 1 und erklärt somit die höheren HC-Rohemissionen.

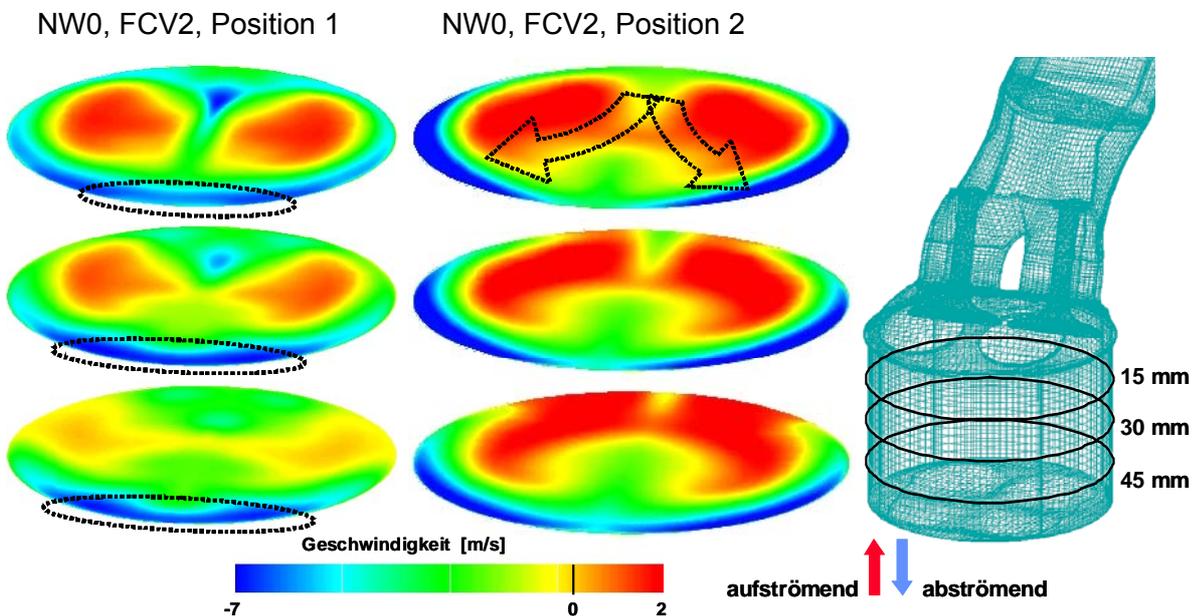


Abbildung 6-15: Zylinderinnenströmung des FCV2 an Position1 / Position2 in drei Ebenen (15mm, 30mm und 45mm unterhalb des Zylinderkopfs), stationäre FIRE®-Berechnung [65]

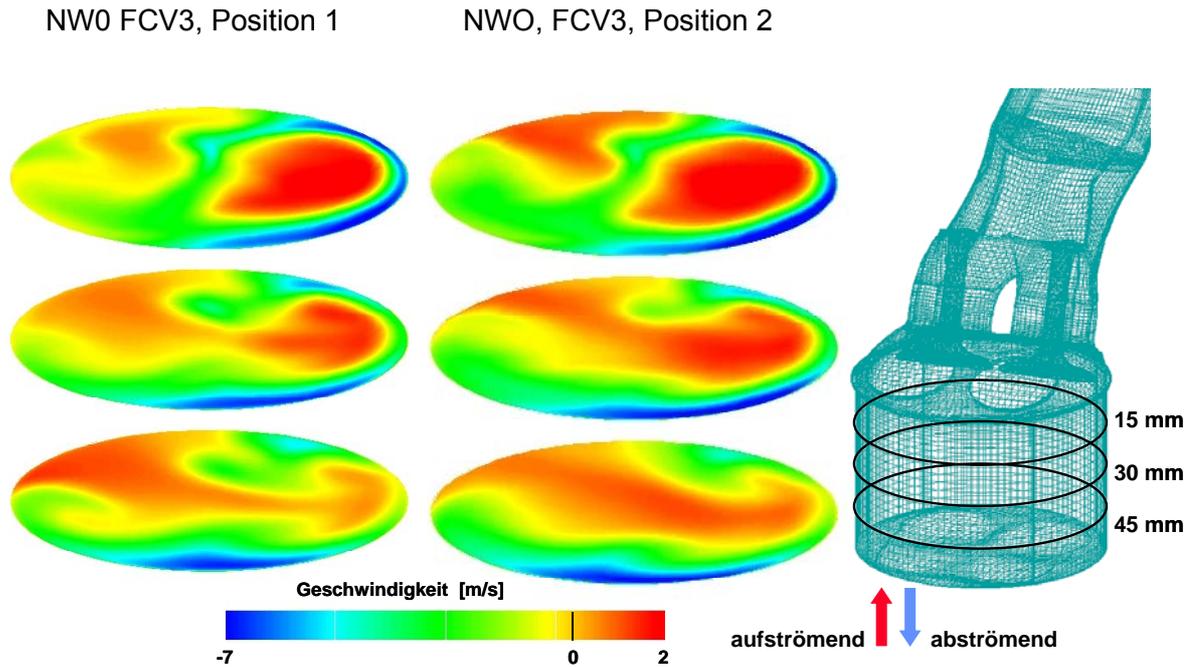


Abbildung 6-16: Zylinderinnenströmung des FCV3 an Position1 / Position2 in drei Ebenen (15mm, 30mm und 45mm unterhalb des Zylinderkopf), stationäre FIRE®-Berechnung [65]

6.3.3 Einfluss des Einspritzzeitpunktes

Mit der gewählten Kraftstoffvorlagerung von $\alpha_{EsV} = 200^\circ KW$ vor EÖ kann angenommen werden, dass sich aufgrund geringer Luftströmung während des Einspritzvorganges und teilweisem Auftreffen des Kraftstoffes auf die Blende ein gewisser Anteil dieses Kraftstoffes vor der Blende ablagert und dann durch den Spalt an der Blendenunterseite in Richtung Einlassventil wandert. Eine Verschiebung des Einspritzzeitpunktes in die Öffnungsphase des Einlassventils könnte hier zu einer Verbesserung der Gemischbildung und somit zu einer Senkung der HC-Rohemissionen führen.

Im Folgenden wurde zur Verbesserung der Gemischbildung bei einer Einlassspreizung von $\alpha_{ELS} = 120^\circ KW$ der Einspritzbeginn für das FCV3 in die Öffnungsphase des Einlassventils verschoben. Die Einspritzzeitpunkte wurden so gewählt, dass eine frühsynchrone Einspritzung (zum Zeitpunkt Einlass-Öffnen), eine synchrone Einspritzung (zum Zeitpunkt des maximalen Einlassventilhubes) und eine spätsynchrone Einspritzung (zum Zeitpunkt Einlass-Schließen) realisiert werden können.

Frühsynchrone Einspritzung	$\alpha_{EsB} \approx 350^\circ KW$ n. ZOT	$\alpha_{EsB} \approx 25^\circ KW$ nach EÖ
Synchrone Einspritzung	$\alpha_{EsB} \approx 460^\circ KW$ n. ZOT	$\alpha_{EsB} \approx 135^\circ KW$ nach EÖ
Spätsynchrone Einspritzung	$\alpha_{EsB} \approx 560^\circ KW$ n. ZOT	$\alpha_{EsB} \approx 240^\circ KW$ nach EÖ

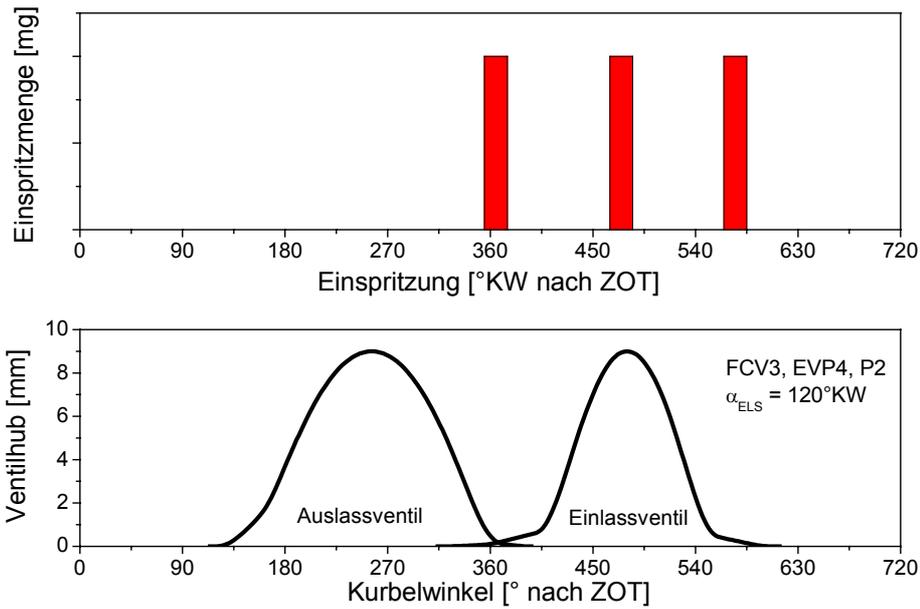


Abbildung 6-17: Variation des Einspritzbeginns für FCV3 an Position 2, Betriebspunkt : $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} = 2 \text{ bar}$, $\lambda = 1$

Nachfolgend werden die Ergebnisse der Variation des Einspritzzeitpunktes für das FCV3 dargestellt. Da mit einer frühsynchronen Einspritzung kein aussetzerfreier Betrieb möglich war, wird diese Variante nicht weiter betrachtet. Mit einer Variation des Einspritzzeitpunktes für das FCV3 sind weder die HC-Rohemissionen (Abbildung 6-18 links) zu senken, noch können dadurch spätere Zündwinkel (Abbildung 6-18 rechts) aussetzerfrei gefahren werden.

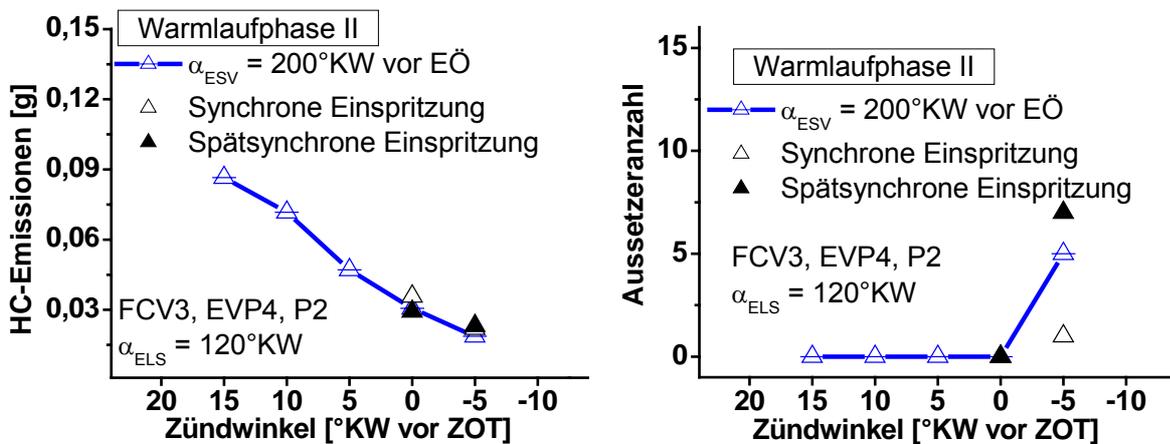


Abbildung 6-18: HC-Rohemissionen und Aussetzeranzahl für FCV3 an Position 2, Betriebspunkt : $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} = 2 \text{ bar}$, $\lambda = 1$

Da mit einer Variation des Einspritzzeitpunktes für das FCV3 die Abgastemperaturen geringfügig angehoben werden können ([Abbildung 6-19 links](#)), führt dies zu einer Verkürzung der Katalysator-Light-off Zeit, [Abbildung 6-19 rechts](#). Somit kann für das FCV3 an der Position 2 festgestellt werden, dass eine Einspritzung bei geöffnetem Einlassventil keine Reduzierung der HC-Rohemissionen, dafür aber ein geringfügige Erhöhung der Abgastemperaturen und eine vernachlässigbar kleine Minimierung der Katalysator-Light-off Zeit bewirkt.

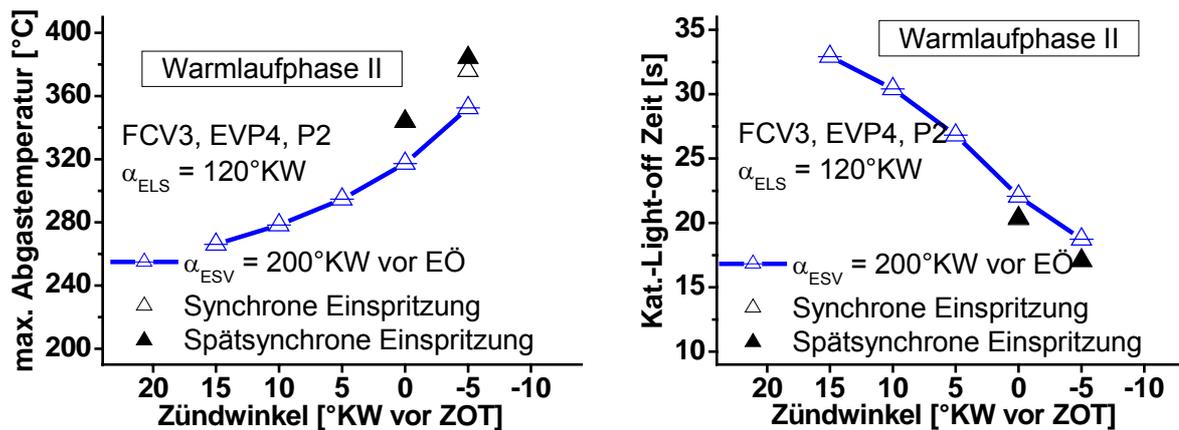


Abbildung 6-19: Abgastemperatur und Katalysator-Light-off Zeit für FCV3 an Position 2, Betriebspunkt : $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} = 2 \text{ bar}$, $\lambda = 1$

6.4 Vergleich der Einbaupositionen der Flow Control Valves

Restgasgehalt

Betrachtet man den in [Abbildung 6-20 links](#) dargestellten Restgasgehalt des FCV2 an der Position 2 gegenüber der Position 1, so kann festgestellt werden, dass sich dieser erhöht hat. Ursache hierfür ist der höhere indizierte Wirkungsgrad, ([Abbildung 6-20 rechts](#)) den das FCV an der Position 2 bewirkt. Für die Einstellung des konstanten indizierten Mitteldruckes ($p_{mi} = 2 \text{ bar}$) verringert sich die notwendige Frischladung aufgrund eines besseren indizierten Wirkungsgrades, der prozentuale Restgasgehalt steigt an.

Der in [Abbildung 6-21 links](#) dargestellte frühere Zündwinkel der Variante FCV2 an der Position 2 erklärt den höheren indizierten Wirkungsgrad, [Abbildung 6-20 rechts](#). Der frühere Zündwinkel ist bedingt durch die Aussetzergrenze, die eine weitere Verstellung des Zündwinkels nach spät nicht zulässt.

Die Auswirkungen des früheren Zündwinkels sind ebenfalls im geringeren Saugrohrdruck ([Abbildung 6-21 rechts](#)) zu erkennen. Der oben erläuterte geringere Bedarf an Frischladung wird in einer Reduzierung des Saugrohrdruckes deutlich.

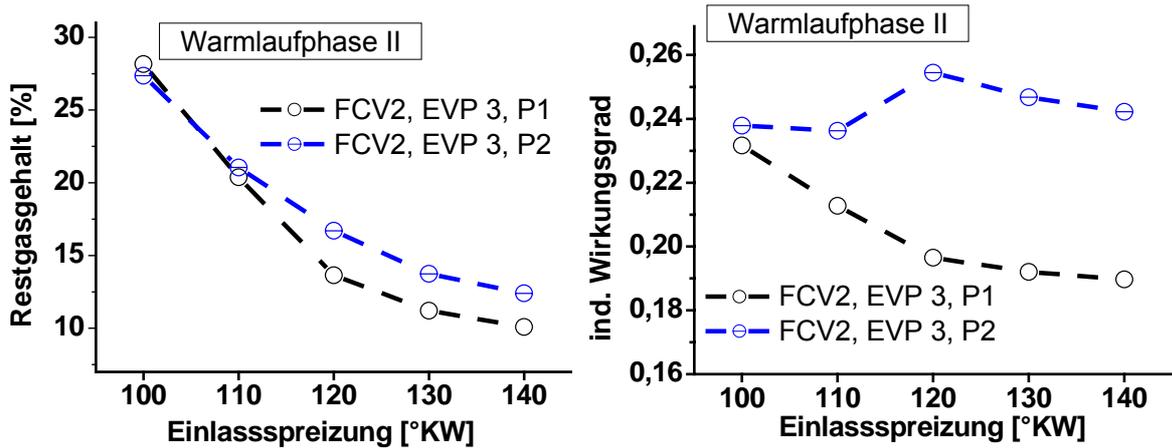


Abbildung 6-20: Restgasgehalt (PROMO-Berechnung [65]) und indizierter Wirkungsgrad, Betriebspunkt : $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} = 2 \text{ bar}$, $\lambda = 1$

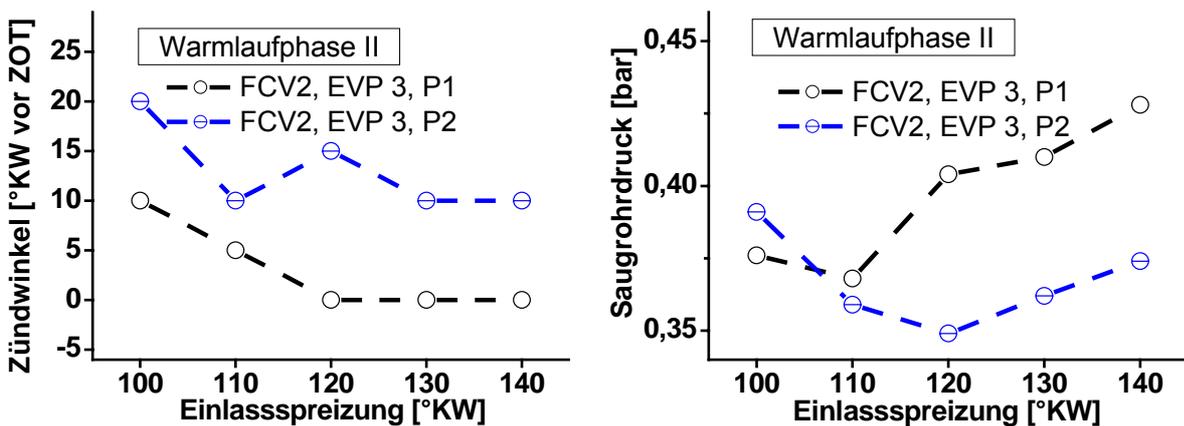


Abbildung 6-21: Zündwinkel und Saugrohrdruck, Betriebspunkt : $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} = 2 \text{ bar}$, $\lambda = 1$

Zur Beurteilung der FCV werden die Ergebnisse der jeweils besten FCV-Variante an den beiden Einbaupositionen Position 1 (in Strömungsrichtung ca. 2 cm vor dem Einspritzventil) und Position 2 (in Strömungsrichtung ca. 2 cm nach dem Einspritzventil) mit denen der „best case“ Variante des variablen Ventiltriebes (NW6) verglichen. Die Basis für diesen Vergleich bildet die NW0.

Wie in [Abbildung 6-22](#) zu erkennen, besitzt das FCV2 mit der Einspritzventilposition EVP3 an der Position 1 das größte Potenzial der Blenden im Saugrohr. Damit gelingt es, die HC-Rohemission um ca. 54% und die Katalysator-Light-off Zeit um ca. 12% zu reduzieren, sowie die Abgastemperatur um ca. 5% zu erhöhen.

An der Position 2 ermöglicht das FCV3 mit der Einspritzventilposition EVP4, die HC-Rohemission um ca. 9% zu reduzieren sowie die Abgastemperatur um ca. 1% zu erhöhen. Die Katalysator-Light-off Zeit wird dabei nicht beeinflusst.

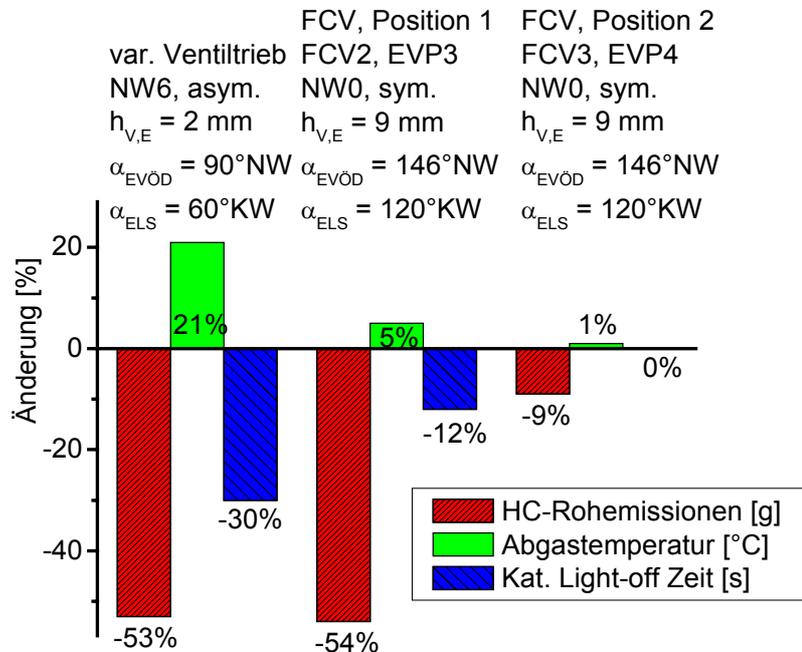


Abbildung 6-22: Potenzial der Varianten variabler Ventiltrieb und Flow Control Valve, Basis : NW0, Betriebspunkt : $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} = 2 \text{ bar}$, $\lambda = 1$

Fazit

Im genannten Betriebspunkt konnte im Motorversuch mit einer Blende (Flow Control Valve) im Einlasskanal in Kombination mit der NW0 eine Verbesserung der HC-Rohemission, Abgastemperatur und fiktiven Katalysator-Light-off Zeit erreicht werden. Dabei liegen die Verbesserungen bezüglich der HC-Rohemissionen auf vergleichbarem Niveau, wie es mit der „best case“ Variante des variablen Ventiltriebes (NW6) möglich ist. Hinsichtlich der Verringerung der Katalysator-Light-off Zeit und einer Erhöhung der Abgastemperatur konnten die Ergebnisse der NW6 nicht ganz erreicht werden.

Eine Optimierung der FCV-Form könnte hier möglicherweise weitere Verbesserungen bewirken.

7 Vergleichende Bewertung der Varianten

7.1 Motorstarttemperatur 20 °C

Nachdem die Einflüsse des variablen Ventiltriebes, der Maskierung im Ventilsitzbereich und des Flow Control Valves im Saugrohr jeweils für sich in den vorangegangenen Kapiteln behandelt wurden, wird an dieser Stelle eine vergleichende Bewertung der drei optimalen Varianten (zur Reduzierung der HC-Emissionen) durchgeführt. Die Basis hierfür bildet die NW0, ebenfalls in ihrem HC-minimalen Einstellpunkt, Tabelle 7-1, Abbildung 3-4.

Wie in Abbildung 7-1 zu erkennen, besitzen sowohl der variable Ventiltrieb (NW6) als auch das Flow Control Valve (FCV2, EVP3, P1) ein vergleichbar hohes Minderungspotenzial der HC-Rohemissionen von ca. 53% bzw. 54%. Die Variante Maskierung im Ventilsitzbereich liegt mit 19% Reduzierungspotenzial deutlich zurück. Die Abgastemperaturen können mit dem variablem Ventiltrieb (NW6) am deutlichsten angehoben werden (21%), die Maskierung liegt mit einer 16%-igen Steigerung noch vor dem Flow Control Valve (FCV2), welches mit 5% höheren Abgastemperaturen die geringste Abgastemperatursteigerung erzielt. Eine ähnliche Reihenfolge der Varianten wie für die Abgastemperatursteigerung ergibt sich auch bei der Verkürzung der Katalysator-Light-off Zeiten. Der variable Ventiltrieb (NW6) liegt hier mit einer Verkürzung der Zeit bis zum fiktiven Katalysator-Light-off von 30% vor der Maskierung (27%) und dem Flow Control Valve (12%).

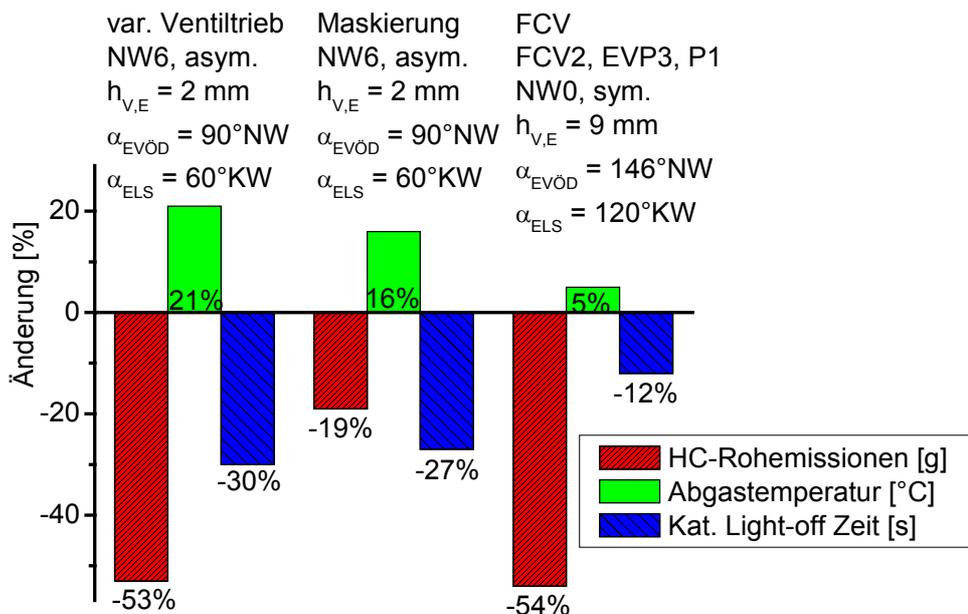


Abbildung 7-1: Potenzial der Varianten, Basis : NW0, Betriebspunkt : $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} = 2 \text{ bar}$, $\lambda = 1$

In Tabelle 7-1 sind sowohl die Absolutwerte als auch die prozentuale Änderung der drei Varianten variabler Ventiltrieb (NW6), Maskierung im Ventilsitzbereich und Flow Control Valve (FCV2, EVP3, P1) im Saugrohr gegenüber der Basis (NW0) sowie die Einstellparameter dargestellt.

Tabelle 7-1: Parameter und Potenzial der Varianten

	Basis	Varianten		
	NW0	var. Ventiltrieb NW6	Maskierung NW6	FCV2 NW0, EVP3, P1
Starttemperatur [°C]	20	20	20	20
α_{ELS} [°KW]	120	60	60	120
α_Z (HC-min.) [°KW v. ZOT]	10	0	5	0
Einlassventilhub [mm]	9	2	2	9
HC-Rohemissionen [g]	0,0324	0,0152 / -53%	0,0264 / -19%	0,0149 / -54%
Abgastemperatur [°C]	340,4	411 / +21%	394,7 / +16%	356,5 / +5%
Kat.-Light-off Zeit [s]	20,3	14,2 / -30%	14,9 / -27%	18,0 / -12%

Da mit einer Maskierung im Ventilsitzbereich keine dem variablen Ventiltrieb (NW6) und dem Flow Control Valve (FCV2) entsprechende Verringerungen der HC-Rohemissionen erzielt werden konnte, wird diese Variante in nachfolgenden Vergleichen nicht weiter betrachtet.

7.2 Motorstarttemperatur -7 °C

Mit der Basisvariante (NW0), der „best case“ Variante des variablen Ventiltriebes (NW6) und der „best case“ Variante der Blenden im Saugrohr (FCV2, EVP3, P1) wurden weitergehende Untersuchungen zum Kaltstartverhalten bei -7 °C durchgeführt. Hierzu wurden Schmier- und Kühlmittel mittels externer Konditionierung auf -7 °C temperiert. Die Lufttemperatur wurde bei +20 °C konstant gehalten (Vereisungsgefahr im Saugtrakt durch vorhandene Luftfeuchtigkeit). Zur Vermeidung von Kondensatabscheidung am Zündmodul wurde die Zündkerze während der Konditionierung entfernt. Eine Ersatzzündkerze verschloss die Bohrung im Zylinderkopf. Die eigentliche Zündkerze und das Zündmodul wurden erst kurz vor Start eingebaut.

Um einen vereinfachten Kaltstart bei -7 °C zu realisieren, war es notwendig, die Kraftstoffanreicherung im Start deutlich zu vergrößern, Abbildung 7-2. Mit der vergrößerten Kaltstartanreicherung wird nur ein verzögerter p_{mi} -Hochlauf gegenüber der Starttemperatur von +20 °C erreicht. Trotzdem können die Ergebnisse einen Hinweis auf den zu erwartenden

Verlauf von HC-Rohemissionen, Abgastemperatur und Zeitdauer bis zum Erreichen einer Abgasenthalpie von 10 kJ bei abgesenkter Motorstarttemperatur liefern.

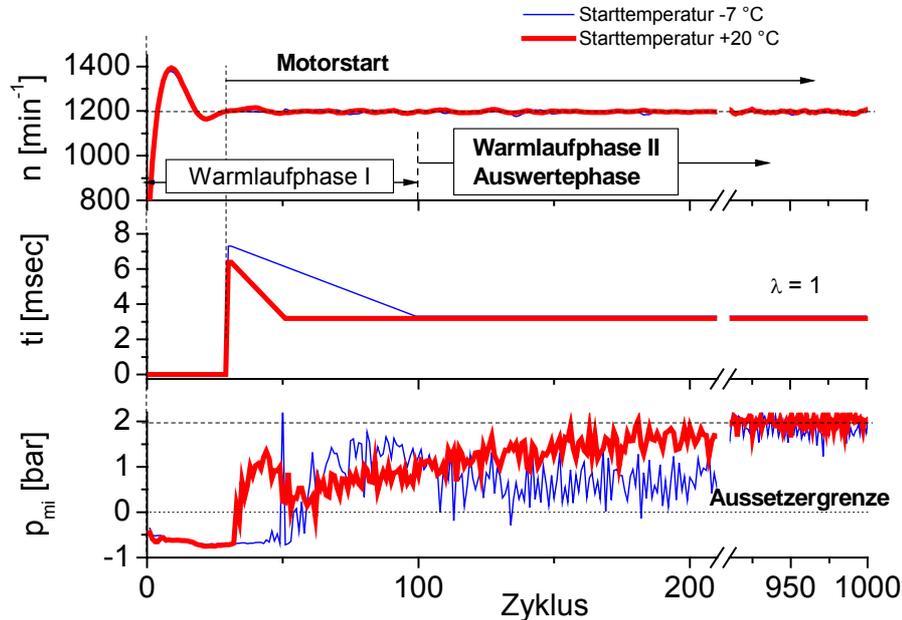


Abbildung 7-2: Kaltstartregime bei Motorstarttemperatur -7 °C und $+20\text{ °C}$

Wird für die Ausgangsvariante NW0 ($h_{V,E} = 9\text{ mm}$, $\alpha_{EVÖD} = 146\text{ °NW}$, symmetrische Nockenkontur) in ihrem minimalen HC-Rohemissionspunkt ($\alpha_{ELS} = 120\text{ °KW}$, $\alpha_Z = 10\text{ °KW}$ vor ZOT) die Motorstarttemperatur von $+20\text{ °C}$ auf -7 °C abgesenkt, erhöhen sich die HC-Rohemissionen um ca. 73%. Dies liegt unter anderem am Erlöschen der Flammenfront in der Nähe der kalten Brennraumwand. Da das Luft-Kraftstoff-Gemisch nicht vollständig verbrannt wird, aber ein indizierter Mitteldruck von $p_{mi} = 2\text{ bar}$ vorgegeben ist, muss gegenüber einer Motorstarttemperatur von 20 °C die eingebrachte Gemischmasse erhöht werden. Der ungenutzte Kraftstoff im Brennraum führt einerseits zum bekannten Effekt der Innenkühlung, was sich in einer um ca. 8% reduzierten Abgastemperatur äußert, andererseits zum HC-Rohemissionsanstieg. Durch die geringere Abgastemperatur verlängert sich auch die Katalysator-Light-off Zeit, hier um ca. 17%, [Abbildung 7-3](#).

Wird bei der „best case“ Variante des variablen Ventiltriebes (NW6, $h_{V,E} = 2\text{ mm}$, $\alpha_{EVÖD} = 90\text{ °NW}$, asymmetrische Nockenkontur) in ihrem minimalen HC-Rohemissionspunkt ($\alpha_{ELS} = 60\text{ °KW}$, $\alpha_Z = 0\text{ °KW}$ vor ZOT) die Motorstarttemperatur von $+20\text{ °C}$ auf -7 °C abgesenkt, so ist der Motor bei diesen Einstellparametern in der Warmlaufphase II nicht aussetzerfrei ($p_{mi} > 0\text{ bar}$) zu betreiben. Eine Zündwinkelfrühverstellung von $\alpha_Z = 0\text{ °KW}$ auf $\alpha_Z = 15\text{ °KW}$ vor ZOT ist bei genannter Absenkung der Motorstarttemperatur als Abhilfe

erforderlich. Aufgrund verschlechterter Startbedingungen, die sich in einer notwendigen Zündwinkelfrühverstellung darstellen, und eines letztendlich gegenüber NW0 absolut früheren Zündwinkels (NW0 mit $\alpha_Z = 10^\circ\text{KW}$ vor ZOT und NW6 mit $\alpha_Z = 15^\circ\text{KW}$ vor ZOT) erhöhen sich die HC-Rohemissionen um ca. 300%. Die Abgastemperatur nimmt um ca. 10% ab und die Katalysator-Light-off Zeit verlängert sich um ca. 13%, Abbildung 7-3.

Wird bei der „best case“ Variante der Blenden im Saugrohr (FCV2, EVP3, P1) im minimalen HC-Rohemissionspunkt ($\alpha_{\text{ELS}} = 120^\circ\text{KW}$, $\alpha_Z = 0^\circ\text{KW}$ vor ZOT) die Motorstarttemperatur von $+20^\circ\text{C}$ auf -7°C abgesenkt, so ist der Motor bei diesen Einstellparametern in der Warmlaufphase II ebenfalls nicht aussetzerfrei ($p_{\text{mi}} > 0$ bar) zu betreiben. Eine Zündwinkelfrühverstellung von $\alpha_Z = 0^\circ\text{KW}$ auf $\alpha_Z = 10^\circ\text{KW}$ vor ZOT ist bei genannter Absenkung der Motorstarttemperatur notwendig. Aufgrund verschlechterter Startbedingungen, die sich in dieser Zündwinkelfrühverstellung darstellen, erhöhen sich die HC-Rohemissionen um ca. 38%. Die Abgastemperatur nimmt um ca. 8% ab und die Katalysator-Light-off Zeit verlängert sich um ca. 10%, Abbildung 7-3.

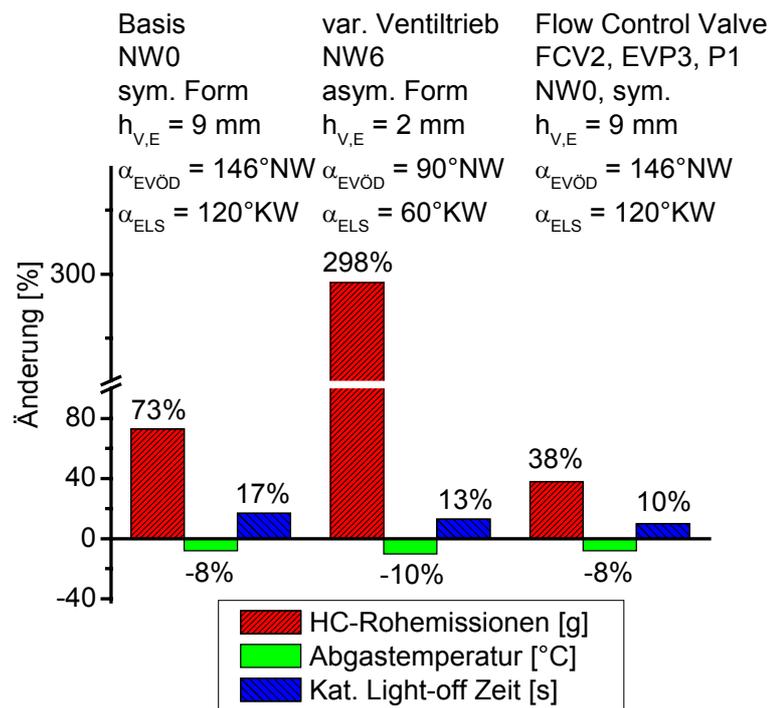


Abbildung 7-3: Potenzial der Varianten mit einer Motorstarttemperatur von -7°C gegenüber $+20^\circ\text{C}$, Betriebspunkt : $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $p_{\text{mi}} = 2$ bar, $\lambda = 1$ Einlassspreizung entspricht optimaler Einstellung bei $+20^\circ\text{C}$

Im erläuterten Vergleich ergab eine Absenkung der Motorstarttemperatur von $+20^\circ\text{C}$ auf -7°C eine Erhöhung der HC-Emissionen für die Ausgangsvariante NW0 um ca. Faktor 2, für

die „best case“ Variante des variablen Ventiltriebes (NW6) um ca. Faktor 4 und für die „best case“ Variante der Blenden (FCV2, EVP3, P1) im Saugrohr um ca. Faktor 1,5.

In [71] wurden Untersuchungen zur Auswirkung der Absenkung der Motorstarttemperatur von +22 °C auf -7 °C am Fahrzeug mit 3-Wege-Katalysator im Europäischen Fahrzyklus durchgeführt. Trotzdem die ersten 40 Sekunden nach Start im Test nicht berücksichtigt wurden verschlechterten sich die HC-Emissionen hier um ca. Faktor 8.

In Tabelle 7-2 sind sowohl die Absolutwerte als auch die prozentuale Änderung bei Absenkung der Motorstarttemperatur von +20 °C auf -7 °C der NW0, NW6 und FCV2 gegenüber der Basis (NW0) sowie die Einstellparameter dargestellt.

Tabelle 7-2: Parameter und Potenzial der Varianten

	Basis	Absenkung Motorstarttemperatur		
	NW0	NW0	var. Ventiltrieb NW6	FCV2 NW0, EVP3, P1
Starttemperatur [°C]	20	-7	-7	-7
α_{ELS} [°KW]	120	120	60	120
α_Z [°KW v. ZOT]	10	10	15	10
Einlassventilhub [mm]	9	9	2	9
HC-Rohemissionen [g]	0,0324	0,0561 / +73%	0,1289 / +298%	0,0447 / +38%
Abgastemperatur [°C]	340,4	313,7 / -8%	304,9 / -10%	314,7 / -8%
Kat.-Light-off Zeit [s]	20,3	23,7 / +17%	22,9 / +13%	22,3 / +10%
Aussetzeranzahl	0	1	1	1

Somit zeigt sich, dass eine Übernahme der sich bei +20 °C als HC-minimal herausgestellten Variante (NW6) und Einstellparameter ($\alpha_{ELS} = 60$ °KW, $\alpha_Z = 0$ °KW vor ZOT) auf die Motorstarttemperatur -7 °C nicht möglich ist. Durch eine Optimierung des Kaltstarts, d.h. der Einstellparameter, wie z.B. die Einlassspreizung, wäre zu prüfen, ob z.B. NW6 bei der Motorstarttemperatur -7 °C noch Verbesserungspotenzial besitzt.

In einem ersten Versuch mit der NW6 wurde hierfür die Einlassspreizung auf $\alpha_{ELS} = 120$ °KW verstellt (entsprechend der Einlassspreizung von Basis und FCV) und der Zündwinkel so eingestellt, dass ebenfalls genau ein Aussetzer in Warmlaufphase II auftritt. Wie in Abbildung 7-4 zu erkennen, fällt der Anstieg der HC-Rohemissionen deutlich kleiner aus (50% statt 298%). Dies ist auf eine Zunahme der Ladungsbewegung bei größer werdender Einlassspreizung zurückzuführen. Somit wird die Gemischaufbereitung intensiviert und die HC-Rohemission gesenkt.

In Tabelle 7-3 sind sowohl die Absolutwerte als auch die prozentuale Änderung bei Absenkung der Motorstarttemperatur von +20 °C auf -7 °C der NW0, NW6 und FCV2 bei konstanter Einlassspreizung $\alpha_{ELS} = 120 \text{ °KW}$ gegenüber der Basis (NW0) sowie die Einstellparameter dargestellt.

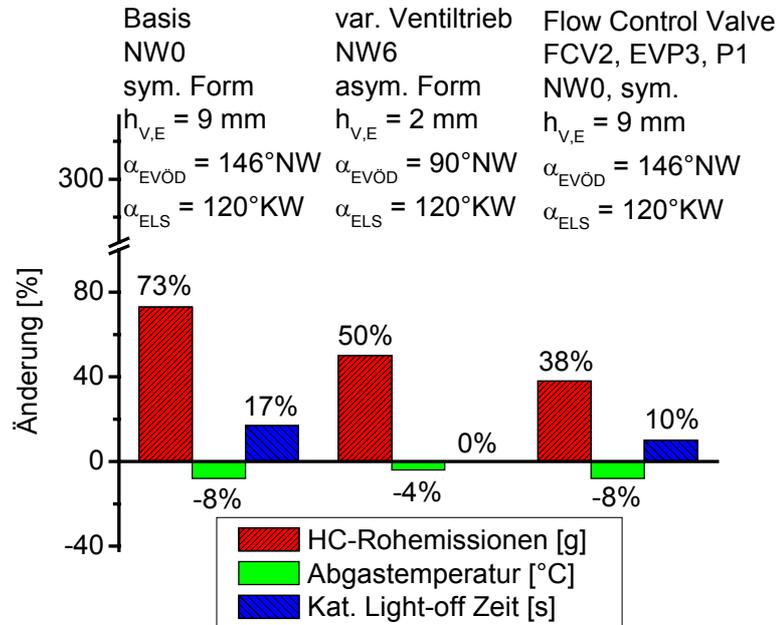


Abbildung 7-4: Potenzial der Varianten mit einer Motorstarttemperatur von -7 °C gegenüber +20 °C, Betriebspunkt: $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} = 2 \text{ bar}$, $\lambda = 1$, $\alpha_{ELS} = 120 \text{ °KW}$

Tabelle 7-3: Parameter und Potenzial der Varianten

	Basis	Absenkung der Motorstarttemperatur		
	NW0	NW0	var. Ventiltrieb NW6	FCV2 NW0, EVP3, P1
	NW0	NW0	var. Ventiltrieb	FCV2
Starttemperatur [°C]	20	-7	-7	-7
α_{ELS} [°KW]	120	120	120	120
α_z [°KW v. ZOT]	10	10	10	10
Einlassventilhub [mm]	9	9	2	9
HC-Rohemissionen [g]	0,0324	0,0562 / +73%	0,0486 / +50%	0,0447 / +38%
Abgastemperatur [°C]	340,4	313,7 / -8%	327,4 / -4%	314,7 / -8%
Kat.-Light-off Zeit [s]	20,3	23,7 / +17%	20,3 / ±0%	22,3 / +10%
Aussetzeranzahl	0	1	1	1

Fazit

Bei einer Motorstarttemperatur von +20 °C bietet die „best case“ Variante des variablen Ventiltriebes (NW6) das höchste Verbesserungspotenzial bezüglich der HC-Rohemission, Abgastemperatur und fiktiven Katalysator-Light-off Zeit.

Aus den durchgeführten Untersuchungen zur Absenkung der Motorstarttemperatur von +20 °C auf -7 °C ist zu erkennen, dass für diese „best case“ Variante (NW6) eine Übernahme der Einstellparameter nicht zielführend ist, sondern diese neu angepasst werden müssen.

Bei einer Motorstarttemperatur von -7 °C weist die „best case“ Variante der Blenden (FCV2, EVP3, P1) im Saugrohr die geringsten HC-Rohemissionen auf. Die „best case“ Variante des variablen Ventiltriebes (NW6) zeigt gegenüber der „best case“ Variante der Blenden (FCV2, EVP3, P1) im Saugrohr hinsichtlich der HC-Rohemissionen Nachteile, ist aber bezüglich Abgastemperatur und fiktiver Katalysator-Light-off Zeit tendenziell im Vorteil.

Weitere Untersuchungen der beiden Varianten und ihrer Einstellparameter wären zur Klärung der Frage notwendig, welche Variante bei der Motorstarttemperatur von -7 °C optimal ist.

8 Zusammenfassung

In dieser Arbeit wurde der Einfluss des variablen Ventiltriebes, der Ventilmaskierung im Brennraum sowie einer Blende (Flow Control Valve) im Saugrohr auf die HC-Emissionen eines Ottomotors mit Drosselregelung und Saugrohreinjection in der Kaltstart- und Warmlaufphase bei einer Drehzahl von 1200 min^{-1} , einem indiziertem Mitteldruck von 2 bar und einem Luft-Kraftstoff-Verhältnis $\lambda = 1$ untersucht. Hierbei wurden die Parameter Einlass-Steuerzeit, -Ventilhub, -Öffnungsdauer, -Nockenkontur, Zündwinkel, Einspritzzeitpunkt und Einbaulage des Einspritzventils variiert. Zusätzlich wurde für die optimale Variante des variablen Ventiltriebes die Variation der Auslasssteuerzeit, eine Einspritzdruckerhöhung und die Partikelemission näher betrachtet. Abschließend erfolgte eine vergleichende Bewertung der Varianten (variabler Ventiltrieb, Ventilmaskierung und Blende) bei den Motorstarttemperaturen $+20 \text{ °C}$ und -7 °C .

In Voruntersuchungen wurde für Kaltstartuntersuchungen mit variablem Ventiltrieb im genannten Betriebspunkt der optimale Einspritzbeginn (Vorlagewinkel 200 °KW) und die optimale Kraftstoffstrahl-Ausrichtung (auf unterer Saugrohrwand) ermittelt. Eine anschließende Untersuchung von Einlass-Ventilhub, -Öffnungsdauer, -Nockenkontur und Ventilsteuerzeit auf die HC-Rohemissionen, Abgastemperatur und fiktive Katalysator-Light-off Zeit ergab folgende Ergebnisse:

Prinzipiell nehmen mit steigender Abgastemperatur die HC-Rohemissionen ab. Die Abgastemperatur ist hauptsächlich abhängig von der Lage der Energieumsetzung, welche wiederum maßgeblich von Zündwinkellage und Brenngeschwindigkeit bestimmt wird. Diese Größen werden überwiegend vom Restgasgehalt und der Ladungsbewegung geprägt. Ein steigender Restgasgehalt und eine verringerte Ladungsbewegung vergrößern die Brenndauer. Mit Verringerung der Einlassspreizung steigt der Restgasgehalt und die Ladungsbewegung nimmt ab. Ab einem bestimmten Restgasgehalt muss der Zündwinkel aufgrund von Aussetzern nach früh verschoben werden. Dies senkt die Abgastemperatur. Ein variabler Ventiltrieb ermöglicht eine Reduzierung der Einlassspreizung ohne signifikanten Anstieg des Restgasgehaltes. Dies und abnehmende Ladungsbewegung bei Verringerung der Einlassspreizung sichern die höchsten Abgastemperaturen und die geringsten HC-Rohemissionen in kürzester Katalysator-Light-off Zeit.

Untersuchungen für die „best case“ Variante des variablen Ventiltriebes (NW6) ergaben bei Verringerung der Auslassspreizung (späteres Auslass Öffnen) zwar eine erwünschte Abgastemperaturerhöhung, gleichzeitig aber auch einen Anstieg der HC-Rohemissionen aufgrund erhöhten Restgasgehaltes und dadurch zunehmender Aussetzer.

Eine Kraftstoffdruckerhöhung für die „best case“ Variante des variablen Ventiltriebes (NW6) von 3 bar auf 5 bar in Verbindung mit einem neuen Einspritzventil (4-Loch-Düse statt 2-Loch-

Düse) konnte die guten Ergebnisse bezüglich HC-Rohemissionen, Abgastemperatur und Katalysator-Light-off Zeit weder bestätigen noch verbessern. Mögliche Ursachen hierfür sind in der unterschiedlichen Kraftstoffstrahl-Ausrichtung zu finden.

Die Partikel-Messungen ergaben, dass im Kaltstart / Warmlauf hauptsächlich Nanopartikel auftreten. Untersuchungen zur Häufigkeitsverteilung im stationären Betriebspunkt zeigten, dass mit der „best case“ Variante des variablen Ventiltriebes (NW6) gegenüber der Basisvariante (NW0) weniger Nanopartikel (6,5 nm) erzeugt werden.

Untersuchungen einer Ventilmaskierung im Brennraum in Kombination mit der „best case“ Variante des variablen Ventiltriebes (NW6, Einlassspreizung $\alpha_{ELS} = 60^\circ$ KW) zur Minimierung der Kraftstoffwandanlagerung ergaben für diese Motorkonfiguration und diesen Betriebspunkt keine weitere Verbesserung der HC-Rohemission. Ursache hierfür scheint der höhere Restgasgehalt in Zündkerzennähe zu sein.

Wird stattdessen bei der Basisvariante NW0 „nur“ eine Blende (Flow Control Valve) im Saugrohr optimal positioniert, können bezüglich HC-Rohemissionen vergleichbare Verbesserungen wie mit dem variablen Ventiltrieb (NW6) erreicht werden. Betrachtet man sowohl das Potenzial als auch den Aufwand zur Umsetzung des FCV, so bietet das FCV, zumindest zur Reduzierung der HC-Rohemissionen, einen interessanten Ansatzpunkt.

Bei der Motorstarttemperatur von +20 °C liegt das größte Potenzial zur Verbesserung bei der Variante variabler Ventiltrieb (HC-Minderung um ca. 53%, Steigerung der Abgastemperatur um ca. 21% und Verkürzung der Katalysator-Light-off Zeit um ca. 30% gegenüber NW0). Ähnlich gute Resultate lassen sich mit dem Flow Control Valve erzielen (HC-Minderung um ca. 54%, Steigerung der Abgastemperatur um ca. 5% und Verkürzung der Katalysator-Light-off Zeit um ca. 12% gegenüber NW0). Das geringste Verbesserungspotenzial besitzt die Ventilmaskierung im Brennraum (HC-Minderung um ca. 19%, Steigerung der Abgastemperatur um ca. 16% und Verkürzung der Katalysator-Light-off Zeit um ca. 27% gegenüber NW0). Weitere Optimierungen könnten hier zu Verbesserungen führen.

Bei einer Absenkung der Motorstarttemperatur von +20 °C auf -7 °C haben sich bei etwas geringeren Abgastemperaturen und etwas längeren Katalysator-Light-off Zeiten die HC-Emissionen für die Ausgangsvariante NW0 um ca. Faktor 2, für die „best case“ Variante des variablen Ventiltriebes (NW6) um ca. Faktor 4 und für die „best case“ Variante der Blende im Saugrohr (FCV2) um ca. Faktor 1,5 erhöht. Eine Vergrößerung der Einlassspreizung für NW6 zeigte Verbesserungen in den HC-Rohemissionen (Anstieg der HC-Rohemissionen nur um das 1,5-fache statt 4-fache) und führt zu der Schlussfolgerung, dass eine Übernahme der Einstellparameter von +20 °C auf -7 °C nicht zielführend ist, sondern diese temperaturabhängig jeweils anzupassen und somit neu zu optimieren sind.

9 Literaturverzeichnis

- [1] Heil, B.; Weining, H. K.; Karl, G.; Panten, D.; Wunderlich, K.:
Verbrauch und Emissionen - Reduzierungskonzepte beim Ottomotor
MTZ 62 (2001) 11, S. 900-915
- [2] Seifert, G.E.:
ULEV-SULEV-ZEV Was ist Nullemission und wie kann sie gemessen werden?
MTZ 63 (2002) 1, S. 52-60
- [3] Klingenberg, H.:
Automobil-Meßtechnik, Band C: Abgasmeßtechnik
Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 1995
- [4] Amann, C.A.:
The Passenger Car and the Greenhouse Effect
SAE Technical Paper 902099, 1990
- [5] Sausen, R.; Hendricks, J.:
Der Einfluss des Verkehrs auf das Klima
27. Internationales Wiener Motorensymposium, 2006
- [6] Berner, U.:
Treibhausgas Kohlendioxid – ein Rückblick in die Vergangenheit und ein Ausblick in
die Zukunft
27. Internationales Wiener Motorensymposium, 2006
- [7] Suck, G.:
Untersuchungen der HC-Quellen an einem Ottomotor mit Direkteinspritzung
Dissertation Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, 2001

- [8] Kraemer, O.; Jungbluth, G.:
Bau und Berechnung von Verbrennungsmotoren
Springer Verlag Berlin, 1983
- [9] Behlmer, A.:
Dicke Luft
Automobil Industrie 3 (2004), S.28-33
- [10] Baumgarten, H.; Goertz, W.; Rodeland, J.; Weinowski, R.:
SULEV-Emissionskonzept mit konventionellen Maßnahmen
9. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 2000
- [11] Brünemann, R.; Holder, E.; Kemmler, R.; Koehlen, C.; Matt, M.:
Einfluß von leichtflüchtigem Startkraftstoff auf die Abgasemissionen von PKW-
Ottomotoren
4. Internationales Stuttgarter Symposium Kraftfahrwesen und Verbrennungsmotoren,
Stuttgart 2001
- [12] Koehlen, C.; Holder, E.; Vent, G.:
Messtechnische Erfassung der Nachoxidation zur Optimierung des Kat-Light-Offs bei
einem SULEV-Motor
5. Internationales Symposium für Verbrennungsdagnostik, Baden-Baden 2002
- [13] Müller, N.; Isermann, R.:
Neue Konzepte zur Motorregelung beim Ottomotor auf Basis der
Zylinderdruckindizierung
5. Internationales Symposium für Verbrennungsdagnostik, Baden-Baden 2002
- [14] Chan, S.H.; Hoang, D.L.:
Heat transfer and chemical reactions in exhaust system of a cold-start engine
International Journal of Heat and Mass Transfer, 42 (1999), S. 4165-4183

- [15] Chakravarthy, V.K.; Conklin, J.C.; Daw, C.S.; D'Azevedo, E.F.:
Multi-dimensional simulations of cold-start transients in a catalytic converter under steady inflow conditions
Applied Catalysis A: General, 241 (2003), S. 289-306
- [16] Maus, W.; Brück, R.; Holy, G.:
Zukünftige Abgasnachbehandlungstechnologien für Ottomotoren - Die nächste Generation Niedrigstmissionsfahrzeuge
Internationaler Kongress „Motor und Umwelt“, Graz 1999
- [17] Pfalzgraf, B.; Brahner, T.; Wurms, R.; Maly, C.; Fitzen, M.; Erdmann, H.-D.:
Das Audi SULEV-Turbokonzept
Emission Control, Dresden 2002
- [18] Maus, W.; Brück, R.; Hirth, P.; Hodgson, J.; Presti, M.:
Potential von Katalysator Konzepten zum Erreichen der SULEV Emissionsgrenzwerte
20. Internationales Wiener Motorensymposium, 1999
- [19] Daniel, W. A.:
Why Engine Variables Affect Exhaust Hydrocarbon Emission
SAE Technical Paper 700108, 1970
- [20] Schramm, J.; Sorenson, S.C.:
A Modell for Hydrocarbon Emissions from SI Engines
SAE Technical Paper 902169, 1990
- [21] Wiedmann, M.; Friese, M.; Ganzer, M.; Wittig, F.-M.:
Das Super-ULEV-Konzept des Volkswagen-Konzerns für den nordamerikanischen Markt
23. Internationales Wiener Motorensymposium 2002

- [22] Panesar, A.; Brown, P.; Woods, W.:
The results of recent experiments on unburned hydrocarbons
International Conference "Combustion Engines – technology and application", Suffolk
1988
IMEchE C45 / 88, 1988
- [23] Fox, J.W.; Min, K.D.; Cheng, W.K.; Heywood, J.B.:
Mixture Preparation in a SI Engine with Port Fuel Injection During Starting and Warm-
Up
SAE Technical Paper 922170, 1992
- [24] Jackson, S.D.; Williams, P.A., Ma, T.:
Development of a Fuelling System to Reduce Cold-Start Hydrocarbon Emissions in
an SI Engine
SAE Technical Paper 961119, 1996
- [25] Kaiser, E.W.; Siegl, W.O.; Lawson, G.P.; Connolly, F.T.; Cramer, C.F.; Dobbins, K.L.;
Roth, P.W.; Smokovitz, M.:
Effect of Fuel Preparation on Cold-Start Hydrocarbon Emissions from a Spark-Ignited
Engine
SAE Technical Paper 961957, 1996
- [26] Heck, E.; Müller, P.; Sebbecke, W.:
Latentwärmespeicher zur Verkürzung des Motorwarmlaufs
MTZ 55 (1994) 6, S.334-340
- [27] Meining, U.; Pietschner, S.; May, T.:
Kurbelgehäuse-Entlüftung aktueller und zukünftiger Fahrzeugmotoren
MTZ 65 (2004) 11, S. 910-915
- [28] Schramm, J.; Sorenson, S.C.:
Effects of Lubricating Oil on Hydrocarbon Emissions in an SI Engine
SAE Technical Paper 890622, 1989

- [29] Bignon, E:
Untersuchung der Kohlenwasserstoff-Emission hubraumkleiner Ottomotoren
Dissertation Universität Karlsruhe (TH), 2001
- [30] Guillemont, P; Gattelier, B.; Rouveiolles, P. :
The Influence of Coolant Temperature on Unburned Hydrocarbon Emissions from
Spark Ignition Engine
SAE Technical Paper 941962, 1994
- [31] Ishizawa, S.; Takagi, Y.:
A Study of HC Emission from a Spark Ignition Engine
JSME International Journal, Vol. 30, No. 260, 1987
- [32] Spicher, U.; Feng, B.; Kölmel, A.:
HC-Rohemissionen beim Kaltstart in der Warmlaufphase sowie bei Last- und
Drehzahlsprüngen
Forschungsbericht FZKA-BWPLUS, Universität Karlsruhe (TH), 1999
- [33] Göbel, T.; Pischinger, S.; Esch, T.:
Luft- und Kraftstoffzumessung bei Ottomotoren mit variabler Ventilsteuerung
FVV-Abschlussbericht zum Vorhaben Nr. 563, Heft 578 (1995), Frankfurt
- [34] Gattelier, B.; Trapy, J.; Herrier, D.; Quelin, J.M.; Galliot, F.:
Hydrocarbon Emissions of SI Engines as Influenced by Fuel Absorbtion-Desorbtion in
Oil Films
SAE Technical Paper 920095, 1992
- [35] Dullenkopf, K.; Elsässer, A.; Rottenkolber, G.; Wittig, S.:
Wandfilmverhalten unter ottomotorischen Kaltstartbedingungen
FVV-Workshop „Ottomotorischer Kaltstart und Warmlaufverhalten“, Heft 505,
Frankfurt 2000

- [36] Cheng, C.-O.; Cheng, W.K.; Heywood, J.B.; Maroteaux, D.; Collings, N.:
Intake Port Phenomena in a Spark-Ignition Engine at Part Load
SAE Technical Paper 912401, 1991
- [37] Campbell, S.; Clasen, E.; Chang, C.; Rhee, K.T.:
Flames and Liquid Fuel in an SI Engine Cylinder During Cold Start
SAE Technical Paper 961153, 1996
- [38] Cheng, W.K.; Hamrin, D.; Heywood, J.B.; Hochgreb, S.; Min, K.; Norris, M.:
An Overview of Hydrocarbon Emissions Mechanisms in Spark-Ignition Engines
SAE Technical Paper 932708, 1993
- [39] Gansert, K.-P.:
Laserinduzierte Tracerfluoreszenz – Untersuchungen zur Gemischaufbereitung am
Beispiel des Ottomotors mit Saugrohreinspritzung
Dissertation Universität Bayreuth, 2003
- [40] Heywood, J.B.:
Internal Combustion Engine Fundamentals
McGraw-Hill, Inc., USA, 1988
- [41] Wentworth, J.T.:
Piston and Ring Variables Affect Exhaust Hydrocarbon Emissions
SAE Technical Paper 680109, 1968
- [42] Posselt, A.; Samenfink, W.; Frank, M.; Huppertz, T.:
Strategien zur Reduzierung der HC-Emissionen des Verbrennungsmotors mit
Saugrohreinspritzung im Kaltstart unter Berücksichtigung unterschiedlicher
Katheizkonzepte
9. Tagung „Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors“, Graz 2003

- [43] Wiehl, J.; Vogt, C.D.:
Keramische Ultradünnwandsubstrate für moderne Katalysatoren
MTZ 64 (2003) 2, S. 112-119
- [44] Kim, D.-S.; Cho, Y.-S.:
Optimization of cam phase and spark retarded to improve catalyst warup in the cold start period of an SI engine
FISITA, Barcelona 2004
- [45] Baumgarten, H.; Weinowski, R.; Rütten, O.; von Reth, A.:
Strategien zur Erfüllung der neuen -7 °C Emissionsprüfung
10. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 2001
- [46] Burk, P.L.; Hochmuth, J.K.; Anderson, D.R.; Sung, S.; Tauster, S.J.; Tolentino, C.O.; Rogalo, J.; Miles, G.; Niejako, M.; Punke, A.; Dahle, U.:
Cold Start Hydrocarbon Emission Control
SAE Technical Paper 950410, 1995
- [47] Lenz, H.P.:
Gemischbildung bei Ottomotoren
Die Verbrennungskraftmaschine, Band 6, Springer-Verlag Wien-New York, 1990
- [48] Kreuter, P.; Reinicke-Murmann, J.; Heuser, P.; Erz, R.; Wensing, M.:
Kontinuierlich variable Einlasshubverläufe zur Prozesssteuerung bei Ottomotoren
Variable Ventilsteuerung, Haus der Technik, Essen 2000
- [49] Schönemann, E.; Luttermann, C.; Klüting, M.:
Einsatz optischer Messtechniken in der Brennverfahrensentwicklung der BMW VALVETRONIC-Motoren
5. Internationales Symposium für Verbrennungsdiagnostik, Baden-Baden 2002

- [50] Inoue, K.; Nagahiro, K.; Ajiki, Y.; Kishi, N.:
A High Power, Wide Torque Range, Efficient Engine with a Newly Developed Variable-Valve-Lift and - Timing Mechanism
SAE Technical Paper 890675, 1989
- [51] Imoehl, B.; Ewens, D.:
Videobewertung verschiedener MPI Einspritzventile bei geschlepptem Motorbetrieb
5. Internationales Symposium für Verbrennungsdiagnostik, Baden-Baden 2002
- [52] Pischinger, S.; Salber, W.:
Möglichkeiten zur Verbesserung des Kaltstart-, Warmlauf- und Instationärverhaltens mittels variabler Ventilsteuerzeiten
20. Internationales Wiener Motorensymposium, 1999
- [53] Sellnau, M.; Rask, E.:
Two-Step Variable Valve Actuation for Fuel Economy, Emissions and Performance
SAE World Congress "Variable valve actuation", Cobo Ce, 2003
- [54] Pischinger, S.; Baumgarten, H.; Salber, W.:
Gemischbildung, Kaltstart und Warmlauf bei drosselfreier Laststeuerung
FVV-Workshop „Ottomotorischer Kaltstart und Warmlaufverhalten“, Heft 505, Frankfurt 2000
- [55] Kramer, U.; Philips, P.:
Phasing Strategy for an Engine with Twin Variable Cam Timing
SAE World Congress "Variable valve actuation", Detroit, 2002
- [56] Kaufeld, H.; Kölsch, U.; Rechs, M.; Ruhland, H.; Springer, K. M.:
Der neue Ford-Duratec-1,6-l-Ti-VCT-Motor
MTZ 66 (2005) 3, S. 164-175

- [57] Grebe, U. D.; Gebhard, P.; Löhnert, T.; Opacak, I.; Theis, H. G.:
Die neue Generation der mittleren Vierzylinder-Ottomotoren von Fiat-GM Powertrain
MTZ 64 (2003) 11, S. 898-909
- [58] Pischinger, S.; Salber, W.; v.Andrian, S.:
Warmlauf- und Instationärverhalten
FVV-Abschlussbericht zum Vorhaben Nr. 647, Heft 668 (1998), Frankfurt
- [59] Heuser, F.-P.:
Untersuchungen zur Optimierung von Gemischbildung und Verbrennung eines
freisaugenden Ottomotors im unteren Drehzahl- und Lastbereich mit Hilfe variabler
Ventilsteuerzeiten
Dissertation RWTH Aachen, 1988
- [60] Flierl, R.; Hofmann, R.; Landerl, C.; Melcher, T.; Steyer, H.:
Der neue BMW Vierzylinder-Ottomotor mit Valvetronic
MTZ 62 (2001) 6, S. 450-463
- [61] Pischinger, S.; Salber, W.; Koß, H.-J.; Dilthey, J.; Böwing, R.; Brochhaus, M.;
Adomeit, P.:
Grundsatzuntersuchungen zur Gemischbildung im Zylinder von Ottomotoren mit
variabler Ventilsteuerung
FVV-Zwischenbericht zum Vorhaben Nr. 718, Heft 506 (2000), Frankfurt
- [62] Erdmann, H.-D.; Königstedt, J.; Fitzen, M.:
Erster ULEV-Ottoturbomotor - der Audi 1,8-l-Fünfventil-Turbo mit 125 kW
MTZ 62 (2001) 2, S. 114-122
- [63] Gottschalk, W.; Pietsch, I.; Hieber, D.; Tschöke, H.:
Gemischbildung im Bereich des Ventilspaltes
FVV-Abschlussbericht zum Vorhaben Nr. 674, Heft 698 (2000), Frankfurt

- [64] Raab, F.; Hartkopf, L.; Hieber, D.; Tschöke, H.:
Gemischbildung im Ventilspalt II
FVV-Abschlussbericht zum Vorhaben Nr.:790, Heft 791-1 (2004), Frankfurt
- [65] Raab, F.; Hartkopf, L.; Hieber, D.; Tschöke, H.:
Gemischbildung im Ventilspalt II+
FVV-Abschlussbericht zum Vorhaben Nr.:838, Heft 791-2 (2005), Frankfurt
- [66] Raab, F.; Hartkopf, L.; Hieber, D.; Tschöke, H.:
Gemischbildung im Ventilspalt III / II+
FVV-Abschlussbericht zum Vorhaben Nr.:790 / 838, Heft R 528 (2005), Frankfurt
- [67] Pischinger, R.; Klell, M.; Sams, T.:
Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine
Zweite, überarbeitete Auflage / Der Fahrzeugantrieb, Springer-Verlag, Wien 2002
- [68] Robert Bosch GmbH:
Kraftfahrtechnisches Taschenbuch
25. Auflage, GWV Fachverlag GmbH, Wiesbaden, 2003
- [69] Zacharias, F.:
Mollier-I,S-Diagramme für Verbrennungsgase in der Datenverarbeitung
MTZ 31 (1970) 7, S. 296-303
- [70] Das Europäische Parlament und der Rat der Europäischen Union:
Richtlinie 1999/96/EG
Amtsblatt der Europäischen Gemeinschaft 2000
- [71] Ludykar, D.; Westerholm, R.; Almén, J.:
Cold start emissions at +22, -7 and -20 °C ambient temperatures from a three-way catalyst (TWC) car: regulated and unregulated exhaust components
The Science of the Total Environment 235 (1999), S. 65-69

- [72] Schlerfer, J.; Christ, A.; Samenfink, W.; Heel, B.; Schöffel, S.; Willand, J.:
Gemischbildungsstudie an einem Daimler-Benz-Versuchsmotor zur Unterschreitung
der ULEV-Grenzwerte
Spray `98, Essen 1998
- [73] Liebl, J.; Hofmann, R.; Melcher, Th.:
Das BMW SULEV (PZEV) Konzept – Emissionsreduzierung ohne Kompromisse
23. Internationales Wiener Motorensymposium, 2002
- [74] Schneider, S.P.:
Einfluß der Gemischhomogenität im Brennraum eines Ottomotors auf die
Verbrennung
Dissertation RWTH Aachen, 1996
- [75] Küttner, K.-H.:
Kolbenmaschinen
Fünfte, neubearbeitete Auflage, Teubner-Verlag, Stuttgart 1984
- [76] Kaden, A.; Klumpp, R.; Enderle, C.:
Analyse der Restgasverträglichkeit beim Ottomotor – Ergänzung der
Verbrennungsdiagnostik durch die 3D-Motorprozeßberechnung
6. Internationales Symposium für Verbrennungsdiagnostik, Baden-Baden 2004
- [77] van Basshuysen, R.; Schäfer, F.:
Lexikon Motorentchnik, Der Verbrennungsmotor von A-Z
1. Auflage April 2004, Vieweg Verlag, Wiesbaden 2004
- [78] Pischinger, S.; Grünefeld, G.; Salber, W.; Adomeit, P.; Diltthey, J.; Böwing, R.;
Brochhaus, M.:
Drosselfreie Laststeuerung beim Ottomotor
FVV-Abschlussbericht zum Vorhaben Nr.:67180, Heft 714 (2001), Frankfurt

- [79] Pischinger, S.; Salber, W.; Dilthey, J.; Adomeit, P.; Grünefeld, G.; Brochhaus, M.:
Ladungsbewegung und Gemischbildung bei Ottomotoren mit voll variabler
Ventilsteuerung
MTZ 62 (2001) 11, S. 936-945
- [80] Kiefer, W.; Klauer, N.; Krauss, M.; Mährle, W.; Schünemann, E.:
Der neue Reihensechszylinder-Ottomotor von BMW
MTZ 65 (2004) 12, S. 1008-1017
- [81] Klaus, B.; Drexler, G.; Eder, T.; Eisenkölbl, M.; Luttermann, C.; Schleusener, M.:
Weiterentwicklung der vollvariablen Ventilsteuerung BMW-Valvetronic
MTZ 66 (2005) 9, S. 650-658
- [82] Burkhard, J.F.; Pierik, R.J.; Rohe, J.D.; Sinnamon, J.F.:
Benefits of a Mechanical Variable Valve Actuation System
9. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, 2000
- [83] Hinds, W.C.:
Aerosol Technology; Properties, behavior, and measurement of airborne particles
John Wiley & Sons, New York 1982
- [84] Robert Bosch GmbH:
Abgastechnik für Ottomotoren
Gelbe Reihe, 2002
- [85] Metz, N.; Theis, J.:
Pkw-Emissionen: ein gelöstes Problem?
26. Internationales Wiener Motorensymposium, 2005
- [86] Koltsakis, G.C.; Stamatelos, A.M.:
Catalytic automotive exhaust aftertreatment
Prog. Energy Combust. Sci. Vol.23 (1997),S. 1-39

- [87] Ernst, J.:
Untersuchungen zur Emission unverbrannter Kohlenwasserstoffe beim Ottomotor mit
Direkteinspritzung und strahlgeführtem Brennverfahren
Dissertation Universität Karlsruhe, 2001
- [88] Borrmeister, J.; Hübner, W.:
Einfluß der Brennraumform auf HC-Emission und den Verbrennungsablauf
MTZ 58 (1997) 7/8, S. 408-414
- [89] Sterlepper, J.:
HC-Emissionen und Flammenausbreitung im Feuerstaggbereich beim Ottomotor
Dissertation RWTH Aachen, 1992
- [90] Appel, N.; Gohl, M.; Robota, A.:
Vergleichende Untersuchungen zwischen Ölverbrauch und Ölemissionen an einem
Ottomotor
MTZ 67 (2006) 5, S. 360-367
- [91] Püffel, P.:
Eine neue Methode zur schnellen und exakten Ölverbrauchsmessung
MTZ 60 (1999) 12, S. 820-827

10 Anhang

Herleitung der Gleichung 3.1 aus Kapitel 3.3 Versuchsprogramm zur Emissionsbestimmung:

$$h = u + R \cdot T \quad \text{nach [67]}$$

und den Stoffwerten des Verbrennungsgases als Funktion von der Temperatur bei $p = 1 \text{ bar}$ und $400 \text{ K} < T < 1200 \text{ K}$ nach [] ergibt sich für:

$$\lambda = 0,8 \quad h = 1,2124 \cdot T + 523,01$$

$$\lambda = 0,9 \quad h = 1,1956 \cdot T + 34,668$$

$$\lambda = 1 \quad h = 1,1827 \cdot T - 365,9$$

die Enthalpie h [kJ/kg] zu $h = m \cdot T + n$, wobei m und n in Abhängigkeit von λ noch zu bestimmen sind.

$$\text{Steigung } m = f(\lambda): \quad m = 0,195 \cdot \lambda^2 - 0,4995 \cdot \lambda + 1,4872$$

$$\text{Nullpunkt } n = f(\lambda): \quad n = 4388,7 \cdot \lambda^2 - 12344 \cdot \lambda + 7589,6$$

Damit ergibt sich die Enthalpie h [kJ/kg] für $0,8 \leq \lambda \leq 1$ zu:

$$h = (0,195 \cdot \lambda^2 - 0,4995 \cdot \lambda + 1,4872) \cdot T + 4388,7 \cdot \lambda^2 - 12344 \cdot \lambda + 7589,6$$

Abweichung gegenüber [67]	$\lambda = 0,8$	ca. $\pm 1\%$
	$\lambda = 0,9$	ca. $\pm 1,5\%$
	$\lambda = 1$	ca. $-3,5 \dots +1,8\%$

Herleitung der Gleichung 3.2 aus Kapitel 3.3 Versuchsprogramm zur Emissionsbestimmung:

Konzentration von Kohlenwasserstoff im Abgas

$$\psi_{\text{C}_3\text{H}_8} \cdot 10^{-6} = \frac{n_{\text{C}_3\text{H}_8}}{n_{\text{Abgas}}}$$

mit

$$m = n \cdot M$$

ergibt sich

$$\psi_{\text{C}_3\text{H}_8} \cdot 10^{-6} = \frac{\dot{m}_{\text{C}_3\text{H}_8}}{3 \cdot M_{\text{CH}_{1,85}}} \cdot \frac{M_{\text{Abgas}}}{\dot{m}_{\text{Abgas}}}$$

$$\dot{m}_{\text{C}_3\text{H}_8} = \psi_{\text{C}_3\text{H}_8} \cdot 10^{-6} \cdot 3 \cdot \frac{M_{\text{CH}_{1,85}}}{M_{\text{Abgas}}} \cdot \dot{m}_{\text{Abgas}}$$

werden folgende Einheiten verwendet

$$\psi_{\text{C}_3\text{H}_8} \quad [\text{ppm}]$$

$$\dot{m}_{\text{C}_3\text{H}_8} \quad \left[\frac{\text{g}}{\text{s}} \right]$$

$$\dot{m}_{\text{Abgas}} \quad \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$$

ergibt sich

$$\dot{m}_{\text{C}_3\text{H}_8} = \psi_{\text{C}_3\text{H}_8} \cdot 10^{-3} \cdot 3 \cdot \frac{M_{\text{CH}_{1,85}}}{M_{\text{Abgas}}} \cdot \dot{m}_{\text{Abgas}}$$

mit

$$M_{\text{CH}_{1,85}} = 13,865$$

$$M_{\text{Abgas}} = 29$$

folgt

$$\dot{m}_{\text{C}_3\text{H}_8} = \psi_{\text{C}_3\text{H}_8} \cdot 1,4343 \cdot 10^{-3} \cdot \dot{m}_{\text{Abgas}}$$

Erläuterung zur Zündkerzenbezeichnung Bosch FGR7DQP

- F Gewindedurchmesser 14 mm, Schlüsselweite 16 mm
- G Gleitfunkenzündkerze mit Massenelektrode
- R mit Entstörwiderstand
- 7 Bosch Wärmewert 7
- D Gewindelänge 19 mm, Elektrode 3 mm
- Q 4-Massen-Elektrode
- P Platin-Elektroden

Lebenslauf

Name Frank Raab
Geburtsdatum 13.04.1969
Geburtsort Bernburg
Nationalität deutsch

Ausbildung und Beruf:

1975 – 1985 Wilhelm von Humboldt Schule, Bernburg
Zehnklassen-Oberschule

1985 – 1988 Stahl- und Walzwerk Wilhelm Florin, Hennigsdorf
Berufsausbildung mit Abitur

1988 – 1988 Drahtseilwerk Bernburg
Instandhaltungsmechaniker

1988 – 1990 Grundwehrdienst

1990 – 1996 Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg
Student, Verfahrenstechnik / Thermischer Maschinenbau

1997 – 1998 VDO Adolf Schindling AG
Technischer Angestellter, Systementwicklung Motormanagement

1999 – 2002 Robert Bosch GmbH
Technischer Angestellter, Entwicklung Steuergeräte und Applikation

2002 – 2006 Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg
wissenschaftlicher Mitarbeiter / Promotionsstudent

2006 - 2007 Robert Bosch GmbH
Technischer Angestellter, Entwicklung Steuergeräte und Applikation

seit 2007 Solvay Chemicals GmbH
Betriebsassistent