

# Effizienzsteigerung beim Ottomotor durch den Einsatz von Serienzylinderdrucksensoren

Simon Petrus Härtl

Vollständiger Abdruck der von der TUM School of Engineering and Design der Technischen Universität München zur Erlangung eines

Doktors der Ingenieurwissenschaften (Dr.-Ing.)

genehmigten Dissertation.

Vorsitz: Prof. Dr. phil. Klaus Bengler

Prüfer der Dissertation:

1. Prof. Dr.-Ing. Matthias Gaderer
2. Prof. Dr. rer. nat. Josef Kainz

Die Dissertation wurde am 04.08.2022 bei der Technischen Universität München eingereicht und durch die TUM School of Engineering and Design am 27.01.2023 angenommen.

## Vorwort

Diese Arbeit entstand während meiner Zeit am Energietechnik Lehrstuhl von Herrn Professor Josef Kainz. Er stand mir während dieser Zeit stets fachlich, aber auch persönlich zur Seite, wofür ich ihm sehr dankbar bin. In diesem Zusammenhang möchte ich auch meinen Kollegen danken, hier insbesondere unserer Teamassistentin Frau Meindl und meinen ehemaligen Kollegen Herrn Schell, mit dem ich gerade zu Beginn der Arbeit einige interessante Diskussionen geführt habe. Herrn Professor Matthias Gaderer danke ich recht herzlich für die Übernahme der Betreuung dieser Promotion und natürlich für seine Unterstützung. Herrn Professor Bengler danke ich für die Übernahme des Vorsitzes.

Großer Teile dieser Arbeit und insbesondere die Messungen entstanden als Teil eines Kooperationsprojekts mit dem Unternehmen Vitesco Technologies in Regensburg. Hier möchte ich mich ganz besonders bei dem damaligen Projektleiter Herrn Harry Schüle bedanken, der mir auch immer fachlich als auch persönlich beistand. In Regensburg bedanke ich mich zudem bei Herrn Benedikt von Booven für seine hervorragende Hilfe im Zusammenhang mit dem Versuchsträger, Herrn Johannes Beer für seine oft sehr hilfreichen Hinweise und seine tolle Unterstützung innerhalb des Projektes im Allgemeinen. Zudem bedanke ich mich bei der Klopfapplikationsgruppe, bei der Prüfstandabteilung, sowie bei der ICPS-Abteilung in Frankreich, hier besonders bei Herrn Bertrand Varoquie, für die Unterstützung. Herrn Oliver Meyer danke ich für seinen Beitrag zu dieser Arbeit, die er als Diplomand bei Vitesco Technologies leistete. Herrn Peter Senft danke ich für die organisatorische Übernahme des Projektes nach dem Ausscheiden von Herrn Schüle aus dem Unternehmen.

Den Herren Walder, Schwarzenenthal und Kunze von Porsche danke ich für ihre wohlwollende Mitbetreuung der Untersuchungen zum Klopfen.

Für die großartige Zusammenarbeit im Bereich der Magerverbrennungsregelung und die Messungen bedanke ich mich bei der IFP Energies nouvelles (IFPEN) in Frankreich. Hier wiederum im besonderen Maße bei Herrn David Serrano und Herrn Jean-Marc Zaccardi und deren Prüfstandteam.

Zuletzt bedanke ich mich bei meiner Familie und meinen Freunden, die mich bei dieser Arbeit stets unterstützten. Ganz besonderer Dank geht hierbei an meine Frau Petra für ihre Unterstützung und der Tatsache, dass sie sehr viel Verständnis zeigte, wenn sie aufgrund meiner Arbeit auf mich verzichten musste.

Herzlichen Dank an alle die zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben.

Simon Härtl

## Kurzfassung

In dieser zweiteiligen Arbeit werden zwei Möglichkeiten zur Effizienzsteigerung am Ottomotor durch den Einsatz von serientauglichen Zylinderdrucksensoren (ICPS) vorgestellt und untersucht. Im ersten Teil wird die Einsetzbarkeit des ICPS für die Klopfkennung untersucht. Im zweiten Teil der Arbeit liegt der Fokus auf der Verbrennungsanalyse zur Ermöglichung einer Magerverbrennungsregelung.

### Klopfkennung mit Zylinderdrucksensoren

Die aktuellen gesetzlichen Anforderungen, die auf neuen Fahrzyklen wie WLTP oder RDE basieren, hatten von Seiten der Automobilhersteller die Folge, eine erhöhte Leistung und ein hohes Drehmoment des Motors bei gleichbleibendem Hubraum anzustreben. Die Getriebeübersetzungen werden so gewählt, dass niedrige Motordrehzahlen möglich sind, um den Kraftstoffverbrauch und damit die CO<sub>2</sub>-Emissionen zu reduzieren. Dies erfolgt zudem indem der Betriebspunkt zu höheren Lasten mit reduzierten Drossel- und Reibungsverlusten verlagert wird. Um die geforderten Beschleunigungswerte zu erreichen, wird der Motor tendenziell häufiger nahe an seiner Drehmomentgrenze betrieben. Damit gewinnt das an den Lastgrenzen auftretende Klopfen an Bedeutung. Klopfen wird heute in der Serie über Körperschallsensoren erkannt und über eine Spätzündung verhindert. Neue serientaugliche Low-Cost-Zylinderdrucksensoren (ICPS) erlauben nun die Auswertung jedes einzelnen Verbrennungstaktes und damit die Klopfkennung im Motorsteuergerät (ECU) bei allen Drehzahl- und Lastverhältnissen unabhängig von parasitären Geräuschen. In dieser Arbeit werden die Möglichkeiten zur Klopfkennung und Klopfregelung mit serienfähigen Zylinderdrucksensoren vorgestellt. Zunächst werden die grundsätzlichen Unterschiede des Klopfkennungsalgorithmus eines Klopfensors und eines Zylinderdrucksensors, sowie die Machbarkeit für die Implementierung in ein Motorsteuergerät erläutert. Darüber hinaus werden Prüfstandergebnisse, welche mit einem doppelt indizierten V-6-Motor durchgeführt worden sind, vorgestellt. Sie zeigen die Eignung zur zylinderdruckbasierten Klopfregelung mit Referenz-ICPS und serientauglichen ICPS im Vergleich zu klassischen strukturgebundenen Klopfensoren. Das Endergebnis der durchgeführten Untersuchungen an einem aggressiven RDE basierten Testzyklus ist, dass eine Klopfregelung auf Basis eines Serien-ICPS möglich ist und zu einer Wirkungsgradverbesserung von ca. 0,5% im Vergleich zu einer Klopfregelung auf Basis eines herkömmlichen Klopfensors führt. Bei einem Referenz-ICPS liegt die entsprechende Verbesserung mit ca. 0,7% etwas höher.

### Magerverbrennungsregelung mit Zylinderdrucksensoren

Eine weitere Möglichkeit, den Wirkungsgrad eines Ottomotors zu erhöhen, besteht darin, ihn im Magerbetrieb zu betreiben. Ein mageres Gemisch im Brennraum vermindert jedoch die Zündwilligkeit, was zu einer schlechteren Verbrennungsstabilität und sogar zu Fehlzündungen führen kann. Die vorliegende Untersuchung präsentiert eine Lösung dieses Problems durch eine aktive Vorkammer für jeden Zylinder, in die Kraftstoff separat eingespritzt werden kann und in der die Zündung erfolgt. Dadurch wird die Zündenergie im Hauptbrennraum erhöht und somit eine stabile Verbrennung ermöglicht. Auf der Basis gemessener Zylinderdrücke wurde eine zylinderspezifische Regelung der in die Vorkammern eingespritzten Kraftstoffmenge realisiert. Ziele sind hierbei die Abweichungen der Injektoren zu kompensieren, den maximalen

Wirkungsgrad zu erreichen und erhöhte Emissionen zu vermeiden. Da Verbrennungsbeginn und Brenndauer abhängig von der in die Vorkammer eingespritzten Kraftstoffmasse sind, wurde neben dem Kraftstoffmengenregler eine zusätzliche Regelung für den Verbrennungsschwerpunkt (MFB50) integriert. Die Verbrennungsstabilität und der MFB50 wurden aus Daten der Zylinderdrucksensoren ermittelt. Die korrekte Funktion der beiden Regler wurde exemplarisch am Motorprüfstand mit einem 4-Zylindermotor an einem stationären Betriebspunkt bei 2000 U/min, einem indizierten Mitteldruck von 8 bar und einem Luft-Kraftstoff-Äquivalenzverhältnis  $\lambda = 2$  nachgewiesen. Es zeigte sich, dass der Einsatz der Regler die Verbrennungsstabilität aller Zylinder verbessert und den MFB50 angleicht. Waren beide Regler aktiv, wurde der effektive thermische Wirkungsgrad (brake thermal efficiency, BTE) um einen Prozentpunkt verbessert, was einer relativen Verbesserung von 2,3% entspricht.

## Abstract

In this two-part thesis, two possibilities for increasing the efficiency of gasoline engines by using in-cylinder pressure sensors (ICPS) suitable for series production are presented and investigated. In the first part, the applicability of ICPS for knock detection is investigated. In the second part of the thesis, the focus is on combustion analysis to enable lean combustion control.

### Knock detection with in-cylinder pressure sensors

Current legal requirements based on new driving cycles like WLTP or RDE focus on elevated power and torque from the engine. The gear ratios are chosen so as to permit low engine speeds to reduce fuel consumption and consequently CO<sub>2</sub> emissions by shifting the operating point to higher loads with reduced throttling and friction losses at low engine speeds. To achieve the required acceleration values the engine tends to be operated more frequently close to its power and torque limits. Thus, the knock occurring at the load limits will increase in significance. Today, in series production, knock is detected via structure-borne sound sensors and eliminated via retarded ignition. New low-cost in-cylinder pressure sensors (ICPS) suitable for series-production now permit evaluation of every single combustion cycle, thus detecting knock in the engine control unit (ECU) at all speed and load ratios independent of parasitic noise. This paper presents the potential for knock detection and knock control using series-production capable cylinder pressure sensors. First, the basic differences of the algorithm of a structure-borne sensor and a cylinder pressure sensor and the feasibility for implementation in an engine control unit are explained. Moreover, chassis dyno results conducted with a dual-indexed V-6 engine are presented. They show the capability for cylinder pressure based knock control with reference ICPS and serial ICPS by comparing them with classical structure-born knock sensors. The final outcome of the investigations done on an aggressive RDE-based test cycle is that a knock control based on serial ICPS is possible and leads to an efficiency improvement of around 0.5% compared to a knock control based on a usual knock sensor. For a reference ICPS, the respective improvement is slightly higher at around 0.7%.

### Lean combustion control with in-cylinder pressure sensors

One way of increasing the efficiency of a gasoline engine is to operate it in lean-burn mode. However, a lean mixture in the combustion chamber reduces its ignitability, which leads to poor combustion stability and even misfires. This investigation presents a solution to this problem using an active pre-chamber for each cylinder, into which fuel can be injected separately and in which ignition takes place. This increases the ignition energy in the main combustion chamber, thus enabling stable combustion. Cylinder-specific feedback control of the fuel quantity injected into the pre-chambers was implemented on the basis of measured cylinder pressures so as to compensate for injector component deviations, achieve maximum efficiency, and prevent increased emissions. Since combustion delay and burn duration are dependent on the fuel mass injected into the pre-chamber, an additional feedback control for the center of combustion (MFB50) was integrated along with the fuel quantity controller. Combustion stability and MFB50 were determined from cylinder pressure sensors. Correct functionality of the two controllers was demonstrated exemplarily on the engine test bench with a 4-cylinder engine at a stationary operating point at 2000 rpm, with an indicated mean effective pressure of 8 bar

and an air-fuel equivalence ratio  $\lambda = 2$ . Use of the controllers was shown to improve the combustion stability of all cylinders and to equalize the MFB50. With both controllers activated, the brake thermal efficiency (BTE) was improved by one percentage point, which corresponds to a relative improvement of 2.3%.

# Inhaltsverzeichnis

<b>Vorwort</b> .....	<b>II</b>
<b>Kurzfassung</b> .....	<b>III</b>
<b>Abstract</b> .....	<b>V</b>
<b>Inhaltsverzeichnis</b> .....	<b>VII</b>
<b>Abbildungsverzeichnis</b> .....	<b>IX</b>
<b>Tabellenverzeichnis</b> .....	<b>XIV</b>
<b>Formelzeichen und Abkürzungen</b> .....	<b>XV</b>
<b>1 Einleitung</b> .....	<b>1</b>
1.1 Klopferkennung .....	2
1.2 Magerverbrennungsregelung .....	2
1.3 Grundlagen .....	3
1.3.1 Stand-alone pressure sensor .....	3
1.3.2 Verbrennungsschwerpunktlage .....	4
1.3.3 Verbrennungsstabilität .....	5
1.3.4 Klopfen .....	6
1.3.5 Magerverbrennung .....	8
<b>2 Klopferkennung mit ICPS</b> .....	<b>11</b>
2.1 Stand der Technik .....	11
2.1.1 Klopferkennung mit Klopfsensor .....	11
2.1.2 Klopferkennung mit ICPS .....	12
2.2 Wissenschaftliche Zielstellung .....	13
2.3 Entwicklungsumgebung und Messtechnik .....	13
2.3.1 Versuchsträger .....	13
2.3.2 Prüfstand und Messtechnik .....	14
2.3.3 Software .....	16
2.4 Methodik .....	18
2.4.1 Potentialabschätzung perfekte Klopferkennung .....	18
2.4.2 Vergleich Klopferkennungsmethoden .....	25
2.4.3 Simulation .....	29
2.4.4 Klopferkennungsalgorithmus .....	34
2.4.5 Abschätzung der notwendigen Abtastrate zur Klopferkennung .....	38
2.4.6 Finale Versuchskampagne .....	43
2.5 Versuchsergebnisse .....	46

---

2.6	Diskussion .....	50
<b>3</b>	<b>Magerverbrennungsregelung mit ICPS .....</b>	<b>59</b>
3.1	Stand der Technik .....	59
3.1.1	Wasserstoff als Additiv .....	59
3.1.2	Vorkammerkonzept .....	61
3.2	Wissenschaftliche Zielstellung .....	62
3.3	Entwicklungsumgebung & Messtechnik .....	62
3.3.1	Versuchsträger .....	62
3.3.2	Prüfstände und Messtechnik .....	64
3.3.3	Software .....	66
3.4	Methodik .....	68
3.4.1	Vorversuche .....	68
3.4.2	Analyse der Vorversuche .....	78
3.4.3	Regelungsstrategie .....	79
3.4.4	Finaler Versuch .....	82
3.5	Versuchsergebnisse .....	83
3.6	Diskussion .....	87
<b>4</b>	<b>Zusammenfassung .....</b>	<b>94</b>
4.1	Klopferkennung mit ICPS .....	94
4.2	Magerverbrennungsregelung mit ICPS .....	96
4.3	Ausblick .....	97
	<b>Literaturverzeichnis .....</b>	<b>99</b>
	<b>Anhang .....</b>	<b>107</b>



---

## Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1:	Stand-Alone Pressure Sensor von Vitesco Technologies [8].....	1
Abbildung 2:	Stand-Alone Pressure Sensor von Vitesco Technologies a). Sensorelement b), links: druckfreies Sensorelement, rechts: druckbeaufschlagtes Sensorelement [25] .....	4
Abbildung 3:	Übersicht Messaufbau für die Klopfuntersuchungen [nach BvB2018].....	15
Abbildung 4:	Zusammenhang zwischen Verbrennungsschwerpunktlage und spezifischem Kraftstoffverbrauch [62, 64]. Die roten Linien sind parabolische Fits der schwarz dargestellten Messpunkte, jeweils für einen Betriebspunkt.....	20
Abbildung 5:	WLTP Lastpunkte mit 98 Oktan, gemessen mit dem verwendeten Versuchsträger [64]. In Blau sind alle Betriebspunkte die während des WLTP angefahren worden sind dargestellt. In Rot sind die klopfenden Betriebspunkte dargestellt. In Gelb sind alle Betriebspunkte dargestellt, bei denen ein Zündwinkelingriff aufgrund von klopfen aktiv war .....	21
Abbildung 6:	WLTP Lastpunkte mit 95 Oktan, gemessen mit dem verwendeten Versuchsträger [64]. In Blau sind alle Betriebspunkte die während des WLTP angefahren worden sind dargestellt. In Rot sind die klopfenden Betriebspunkte dargestellt. In Gelb sind alle Betriebspunkte dargestellt, bei denen ein Zündwinkelingriff aufgrund von klopfen aktiv war .....	22
Abbildung 7:	Klopfender Motorzyklus bei 4016 rpm und 12,92 bar (IMEP) .....	24
Abbildung 8:	Simulationsergebnis, Korrelation zwischen Serienstandklopferkennung mit Klopfsensor und Klopferkennung mit OVP Methode mit Kistler Sensoren. Es ergibt sich ein Korrelationswert von 0,53 und der Test auf Signifikanz ist positiv ausgefallen.....	31
Abbildung 9:	Simulationsergebnis, Korrelation zwischen Serienstandklopferkennung mit Klopfsensor und Klopferkennung mit OVP Methode mit SAPS Sensoren. Es ergibt sich ein Korrelationswert von 0,5153 und der Test auf Signifikanz ist positiv ausgefallen.....	31
Abbildung 10:	Vergleich ICPS-basierte und klopfensensorbasierte Klopferkennung .....	35
Abbildung 11:	Zylinderdruckkurve einer klopfenden Verbrennung (rot) und zugehörige tiefpassgefilterte Kurve (blau). Die Messung erfolgte mit dem SAPS-Zylinderdrucksensor mit einer Abtastung von 0,2 °CA.....	36
Abbildung 12:	Hochfrequenzanteil eines Zylinderdrucksignals. Ebenfalls dargestellt ist die Berechnung des Overpressure und des Klopfensters, das verwendet worden ist .....	37
Abbildung 13:	Vergleich der Zylinderdruckkurven (Ausschnitte) eines klopfenden Motorzyklus bei 0,2 °CA und 1 °CA Abtastung und entsprechender Filterung mit einem Moving Average Filter .....	40

Abbildung 14:	Vergleich der hochfrequenten Anteile des Zylinderdrucks (Ausschnitte) eines klopfenden Motorzyklus bei 0,2 °CA und 1 °CA Abtastung und entsprechender Filterung .....	41
Abbildung 15:	Vergleich der FFTs aus Zylinderdruckdaten eines klopfenden Motorzyklus bei 0,2 °CA und 1 °CA Abtastung .....	41
Abbildung 16:	Vergleich Klopfkennungsgüte bei unterschiedlicher Abtastung (0,2 °CA und 1 °CA) sowie in Abhängigkeit der Drehzahl bei Verwendung eines Moving Average Filters.....	42
Abbildung 17:	Vergleich Klopfkennungsgüte bei unterschiedlicher Abtastung (0,2 °CA und 0,4 °CA) sowie in Abhängigkeit der Drehzahl bei Verwendung eines Moving Average Filters.....	43
Abbildung 18:	Verwendeter Testzyklus für die Klopfuntersuchungen .....	44
Abbildung 19:	Gemittelte CO <sub>2</sub> -Werte für sechs Testzyklen. Jede Spalte stellt den Durchschnitt über fünf Phase-3-Abschnitte eines Testzyklus dar. Fehlerbalken zeigen die Standardabweichungen an. Die unten in den Balken angegebenen Zahlen sind nochmals die CO <sub>2</sub> -Emissionen.....	47
Abbildung 20:	Gemittelte T4-Werte für sechs Testzyklen. Jede Spalte stellt den Durchschnitt über fünf Phase-3-Abschnitte eines Testzyklus dar. Fehlerbalken zeigen die Standardabweichungen an.....	48
Abbildung 21:	Summe der erkannten Klopfereignisse für sechs Testzyklen. Jede Spalte stellt den Durchschnitt über fünf Phase-3-Abschnitte eines Testzyklus dar .....	49
Abbildung 22:	Gemittelte MFB50-Werte für sechs Testzyklen. Jede Spalte stellt den Durchschnitt über fünf Phase-3-Abschnitte eines Testzyklus dar. Fehlerbalken zeigen die Standardabweichungen an. Der MFB50 ist das Maß für den Verbrennungsschwerpunkt.....	49
Abbildung 23:	Vergleich zwischen der normalisierten Klopfsensor-Klopfstärke und der normalisierten SAPS-basierten Klopfstärke der gleichen Motorzyklen von 3 verschiedenen Testzyklen. Der Klopfsensor erkannte deutlich mehr Klopfereignisse im Vergleich zum SAPS. Die meisten der Motorzyklen waren nicht klopfend. * 297 741 nicht klopfende Betriebszyklen sind nicht dargestellt .....	51
Abbildung 24:	Vergleich des mit SAPS gemessenen Zylinderdrucks für zwei aufeinanderfolgende Motorzyklen (erster mit Klopfen, zweiter ohne Klopfen). Zusätzlich werden das hochpassgefilterte Zylinderdrucksignal und der hochfrequente Teil des Signals (auf der Ordinate nach oben verschoben) gezeigt. Die erste Grafik ist Zyklus # 1 aus Abbildung 23.....	52
Abbildung 25:	Vergleich des mit Kistler gemessenen Zylinderdrucks für zwei aufeinanderfolgende Motorzyklen (erster mit Klopfen, zweiter ohne Klopfen). Zusätzlich werden das hochpassgefilterte Zylinderdrucksignal und der hochfrequente Teil des Signals gezeigt. Die erste Grafik ist Zyklus # 1 aus Abbildung 23.....	53

Abbildung 26: Vergleich der FFTs von Kistler und SAPS von zwei aufeinanderfolgenden Motorzyklen (oben mit Klopfen, unten ohne Klopfen). Die obere Grafik ist Zyklus # 1 aus Abbildung 23 .....	54
Abbildung 27: Vergleich des mit SAPS gemessenen Zylinderdrucks für zwei aufeinanderfolgende Motorzyklen (der erste ist Zyklus # 2 in Abbildung 23). Zusätzlich werden das hochpassgefilterte Zylinderdrucksignal und der hochfrequente Teil des Signals gezeigt.....	55
Abbildung 28: Vergleich des mit Kistler gemessenen Zylinderdrucks für zwei aufeinanderfolgende Motorzyklen (der erste ist Zyklus # 2 in Abbildung 23). Zusätzlich werden das hochpassgefilterte Zylinderdrucksignal und der hochfrequente Teil des Signals gezeigt.....	56
Abbildung 29: Vergleich der FFTs von Kistler und SAPS von zwei aufeinanderfolgenden Motorzyklen (oben ist Zyklus # 2 in Abbildung 23) .....	56
Abbildung 30: Vergleich von Kistler- und SAPS-basierter Klopferkennung. * 425 294 nicht klopfende Betriebszyklen sind nicht dargestellt .....	57
Abbildung 31: Messaufbau Wasserstoffuntersuchungen.....	65
Abbildung 32: Messaufbau Vorkammeruntersuchungen .....	66
Abbildung 33: Gemittelte Verbrennungsstabilität sowie Lambda über volumetrischem Wasserstoffanteil im Gemisch im Brennraum.....	70
Abbildung 34: Gemittelte Verbrennungsschwerpunktlage (MFB50), Lambda sowie Zündwinkel (IGA) über volumetrischem Wasserstoffanteil im Gemisch im Brennraum .....	71
Abbildung 35: Gemittelte Verbrennungsschwerpunktlage (MFB50) sowie spezifischer Kraftstoffverbrauch (ISFC) über volumetrischem Wasserstoffanteil im Gemisch im Brennraum.....	72
Abbildung 36: Gemittelte indizierte spezifische Stickoxidemissionen (ISNO <sub>x</sub> ), sowie indizierte, spezifische, unverbrannte Kohlenwasserstoffemissionen (ISHC) über volumetrischem Wasserstoffanteil im Gemisch im Brennraum .....	73
Abbildung 37: Gemittelte Verbrennungsstabilität (COV(IMEP)) sowie Lambda über volumetrischem Wasserstoffanteil im Gemisch im Brennraum am Betriebspunkt 3000 Umdrehungen pro Minute und 7 bar IMEP.....	74
Abbildung 38: Gemittelte Verbrennungsstabilität (COV(IMEP)) sowie Lambda über volumetrischem Wasserstoffanteil im Gemisch im Brennraum am Betriebspunkt 3000 Umdrehungen pro Minute und 13 bar IMEP .....	74
Abbildung 39: In der Abbildung sind die Auswirkungen verschiedener Einspritzdauern (Ti-PC) in die Vorkammer, sowie von Lambda auf die Verbrennungsstabilität (COV(IMEP)) dargestellt. Zur besseren Differenzierbarkeit sind die beiden Messungen bei Ti-PC gleich 600 µs separat mit a und b gekennzeichnet .....	75

Abbildung 40:	In der Abbildung sind die Auswirkungen verschiedener Einspritzdauern (Ti-PC) in die Vorkammer und des Zündwinkels (IGA) auf die Verbrennungsschwerpunktlage (MFB50) dargestellt. Zudem ist das konstante Lambda abgebildet .....	76
Abbildung 41:	In der Abbildung sind die Auswirkungen verschiedener Einspritzdauern (Ti-PC) in die Vorkammer, verschiedener Verbrennungsschwerpunktlagen (MFB50) auf den indizierten spezifischen Kraftstoffverbrauch dargestellt. Bei Ti-PC gleich 600 $\mu$ s liegen die beiden obersten Messergebnisse für ISFC und MFB50 in der Grafik übereinander .....	77
Abbildung 42:	In der Abbildung sind die Auswirkungen verschiedener Einspritzdauern (Ti-PC) in die Vorkammer auf die spezifischen Stickoxid- (ISNOx) und unverbrannte Kohlenwasserstoffemissionen (ISHC) dargestellt. Zur besseren Differenzierbarkeit sind die beiden Messungen bei Ti-PC gleich 600 $\mu$ s separat mit a und b gekennzeichnet .....	78
Abbildung 43:	Übersicht über die Regelstrategie mit den beiden PI-Reglern (COV-Regler und MFB50-Regler) und deren Ein- und Ausgängen .....	81
Abbildung 44:	Schematische Darstellung des finalen Tests .....	83
Abbildung 45:	Messwerte der Motorparameter für Zylinder 4 im durchgeführten Versuch. Der obere Abschnitt zeigt, welche Regler aktiviert sind, wobei der Motorbetriebspunkt und der COV-Regler-Sollwert (SP) in der Einblendung unten rechts dargestellt sind. Der Reglerausgang für den COV-Regler ist die Einspritzdauer in die Vorkammer (Ti-PC) und für den MFB50-Regler ein Offset auf den Zündwinkel (IGA) .....	84
Abbildung 46:	Gefilterte Verbrennungsstabilität (COV(IMEP)) für alle Zylinder im Test. Ergänzende Informationen wie Motorbetriebspunkt, COV(IMEP) und MFB50-Regler-Sollwerte (SP) sind in der Abbildung 47 angegeben .....	85
Abbildung 47:	Gefilterte Verbrennungsschwerpunktparameter (MFB50) für alle Zylinder im Test. Motorbetriebspunkt, COV(IMEP) und MFB50-Regler-Sollwerte (SP) sind in der Grafik, unten rechts, angegeben .....	86
Abbildung 48:	Die Grafik zeigt die über die vier Zeitbereiche gemittelten Emissionen. Ergänzende Informationen wie Motorbetriebspunkt, COV(IMEP) und MFB50-Regler-Sollwerte (SP) sind in der Abbildung 47 angegeben .....	86
Abbildung 49:	Dieser Plot veranschaulicht den (gemittelten) normierten thermischen Gesamtwirkungsgrad (Norm. BTE) und die Abgastemperatur (T3) über den Versuchsverlauf. Weitere Informationen wie Motorbetriebspunkt, COV(IMEP) und MFB50-Regler-Sollwerte (SP) sind in der Abbildung 47 angegeben .....	87
Abbildung 50:	Gemittelte Regelgrößen für Zylinder 4 für alle vier Zeitbereiche (unterschiedliche Reglerzustände) .....	88
Abbildung 51:	Vergleich der Verbrennungsstabilitätsparameter (COV(IMEP)) für alle Zylinder und Zeitbereiche .....	89

Abbildung 52: Vergleich der Verbrennungsschwerpunktparameter (MFB50) für alle Zylinder und Zeitbereiche .....	90
Abbildung 53: Auf den ersten Zeitbereich normierte Partikelemissionen (norm. PN) und spezifische Stickoxidemissionen (BSNOx) für alle Zylinder und Zeitbereiche .....	91
Abbildung 54: Spezifische unverbrannte Kohlenwasserstoff- (BSHC) und spezifische Kohlenmonoxid Emissionen (BSCO) für alle Zylinder und Zeitbereiche .....	92
Abbildung 55: Wiederholgenauigkeit der Messergebnisse des finalen Versuchs. Dargestellt ist der Unterschied zwischen den Bereichen 1 und 4, also den Bereichen mit deaktivierten Reglern. Im Vergleich dazu ist der gemessene Effekt, welcher aus dem Mittelwert aus den Bereichen 1 und 4 in Bezug auf den 3 Bereich berechnet wurde, also dem Bereich mit beiden aktivierten Reglern dargestellt.....	93
Abbildung 56: Vergleich Klopfkennungsgüte bei unterschiedlicher Abtastung (0,2 °CA und 1 °CA) sowie in Abhängigkeit der Drehzahl bei Verwendung eines Savitzky-Golay-Filters.....	97
Abbildung 57: Bildliche Darstellung einer Korrelationsuntersuchung. Auf der Abbildung ist die Referenzkenngroße COV(IMEP) der zu untersuchenden Kenngroße MFB50_IGA gegenübergestellt. Rechts unten ist der errechnete Korrelationskoeffizient (R) und das Ergebnis des Signifikanztests (Sign) angegeben.....	125
Abbildung 58: Ergebnis der Korrelationsuntersuchung für alle Kenngroßen für alle Betriebspunkte und Messpunkte mit $\lambda > 1,6$ .....	126
Abbildung 59: Ergebnis der Korrelationsuntersuchung für alle Kenngroßen für den Betriebspunkt 2000 Umdrehungen und 10 bar IMEP und allen Messpunkten mit $\lambda > 1,6$ .....	126

## Tabellenverzeichnis

Tabelle 1:	Eigenfrequenzen der ersten Brennkammermodi und ihre Erkennbarkeit in Abhängigkeit von der Einbaulage des Drucksensors.....	7
Tabelle 2:	Motordaten Klopfen .....	14
Tabelle 3:	Drucksensoren technische Informationen aus [26, 62, 63] .....	16
Tabelle 4:	Ergebnisse der Simulation des Verbrauchsvorteils. Klopfbedingungen: Fall A: Nur klopfender Motorzyklus, Fall B: Alle Motorzyklen mit Klopfeingriff .....	23
Tabelle 5:	Korrelationen Motorsteuerungsklopferkennung mit verschiedenen Methoden aus der Literatur umgesetzt in MATLAB. Untersuchungsbereich: IMEP 9 – 19 bar, Motordrehzahl 1000 – 4000 1/min .....	33
Tabelle 6:	Abschätzung Klopfkennungsgüte in Abhängigkeit von der Abtastung und der Motordrehzahl (Auszug).....	39
Tabelle 7:	In der Tabelle sind die ausgeführten Testzyklen genannt, zusammen mit dem Datum, dem Fahrer und dem verwendeten Zylinderdrucksensor .....	45
Tabelle 8:	Motordaten Einzylindermotor Wasserstoffuntersuchungen.....	63
Tabelle 9:	Grundlegende Motordaten Magerverbrennung mit Vorkammer.....	64
Tabelle 10:	Untersuchte stationäre Betriebspunkte am Einzylindermotor .....	69
Tabelle 11:	Untersuchte stationäre Betriebspunkte am Einzylindermotor mit dem Vorkammerkonzept .....	75
Tabelle 12:	Untersuchte stationäre Betriebspunkte am 4-Zylindermotor bei der Magerverbrennungsregelung .....	82
Tabelle 13:	Abschätzung Klopfkennungsgüte in Abhängigkeit von der Abtastung und der Motordrehzahl .....	119
Tabelle 14:	Analysierte, mögliche Ersatzregelungskenngrößen mit Beschreibung.....	122

## Formelzeichen und Abkürzungen

Symbol	Größe	Einheit
<b>Lateinische Zeichen</b>		
$b_i$	Spezifischer Kraftstoffverbrauch	g/kWh
BMEP	Effektiver Mitteldruck, brake mean effective pressure	bar
BSCO	Effektiver spezifischer Kohlenmonoxid	g/kWh
BSHC	Effektiver spezifischer Kohlenwasserstoff	g/kWh
BSNO <sub>x</sub>	Effektiver spezifischer Stickoxid	g/kWh
BTE	Effektiver thermischer Wirkungsgrad, brake thermal efficiency	%
$c$	Schallgeschwindigkeit	m/s
$D$	Zylinderbohrungsdurchmesser	m
$f(m, s)$	Resonanzfrequenzen	kHz
FC	Kraftstoffverbrauch	g/h
$i$	Arbeitsspiele pro Umdrehung (0,5 bei 4 Taktmotor)	-
IMEP	Indizierter Mitteldruck, indicated mean effective pressure	bar
ISCO	Indizierter spezifischer Kohlenmonoxid	g/kWh
ISFC	Spezifischer Kraftstoffverbrauch	g/kWh
ISHC	Indizierter spezifischer Kohlenwasserstoff	g/kWh
ISNO <sub>x</sub>	Indizierter spezifischer Stickoxid	g/kWh
$j_{m,s}$	Nullstellen der ersten Ableitung der Bessel Funktion	-
$\dot{m}_B$	Kraftstoffmassenstrom	g/h
$n$	Motordrehzahl	1/min
OVP	Overpressure	bar
$R$	Spezielle Gaskonstante	J/(kgK)
$T$	Temperatur	°C
THD	Klopfschwelle, Threshold	bar/n
THD <sub>SAPS</sub>	Klopfschwelle SAPS	bar
THD <sub>Kistler</sub>	Klopfschwelle Kistler	bar
Ti-PC	Einspritzdauer Vorkammer, time injection pre chamber	µs
$V_h$	Hubvolumen	dm <sup>3</sup>
vol. %	Volumenprozent	%
$\Delta FC$	Kraftstoffverbrauch	g/h
$\Delta IGA$	Delta Zündzeitpunkt	°CA

$\Delta$ ISFC	Delta spezifischer Kraftstoffverbrauch	g/kWh
$\Delta$ Ti-PC	Delta Einspritzdauer Vorkammer	$\mu$ s

### Griechische Zeichen

$\epsilon$	Verdichtungsverhältnis	-
$K$	Isentropen Exponent	-
$\eta_{th}$	Thermischer Wirkungsgrad	%
$\alpha_{MFB50}$	Parabelkoeffizient	$^{\circ}$ CA
$\alpha_{MFB50, ist}$	Gemessene Verbrennungsschwerpunktlage	$^{\circ}$ CA
$\alpha_{MFB50, ref}$	Referenzverbrennungsschwerpunktlage	$^{\circ}$ CA
$\lambda$	Lambda, Luftverhältnis, Luftzahl, Kraftstoff / Luft-Verhältnis	-

### Indizes

B	Brennstoff
ist	Gemessen
Kistler	Kistler Inzylinderdrucksensor
m	Umfangsordnung
max	maximal
ref	Referenz
s	Radialordnung
SAPS	SAPS, Inzylinderdrucksensor, Stand-alone pressure sensor

### Abkürzungen

$^{\circ}$ CA	Grad Kurbelwinkel
aiTDC	Nach oberem Zündtotpunkt, after ignition top dead center
CAM	Kurbelwinkelsignal
CAN	CAN-Bus, controller area network
CLCC	Closed loop combustion control
CNG	Erdgas, compressed natural gas
CO	Kohlenstoffmonoxid
CO <sub>2</sub>	Kohlenstoffdioxid
	Verbrennungsstabilität, coefficient of variation of the indicated mean
COV(IMEP)	effective pressure
CRK	Nockenwellensignal



DBC-file	Data base CAN, Dateiformat zum Austausch von CAN Busdaten
ECU	Motorsteuerung, engine control unit
EGR	Restgas
eRPT	Externes Rapid Prototyping
FFT	Fast Fourier Transformation / Analyse
FSO	Full Scale Output
GPF	Benzinpartikelfilter
ICPS	Inzylinderdrucksensor, incylinder pressure sensor
IFPEN	IFP Energies nouvelles
IGA	Zündwinkel, Ignition angle
iRPT	Internes Rapid Prototyping
KMA	Kraftstoffverbrauchsmesssystem
m_punkt	Massenstrom
MC	Hauptkammer, main chamber
MFB50	Verbrennungsschwerpunktlage, mass fraction burned 50 %
NOx	Stickoxid
P3	Phase 3 des RDE-Testzyklus
PC	Vorkammer, pre chamber
PFI	Saugrohreinspritzung, Port fuel injection
R	Korrelationskoeffizient
RDE	Testzyklus RDE, Real Driving Emissions
RDE <sub>max</sub>	Maximaler RDE
ROZ	Oktanzahl, Research-Oktanzahl
rpm	Umdrehungen pro Minute, revolutions per minute
SAPS	Vitesco Inzylinderdrucksensor, Stand-alone pressure sensor
Sign	Ergebnis Signifikanztest
SNR	Signal Rausch Verhältnis, signal to noise ratio
T#	Temperatursensor Nr. #
iTDC	Oberer Zündzeitpunkt, ignition top dead center
uHC	Unverbrannte Kohlenwasserstoffe
VTG	Variable Turbinen Geometrie
WLTP	Testzyklus, World wide harmonized light-duty vehicle test procedure

# 1 Einleitung

Die zugrundeliegenden Motive für beide Teile dieser Arbeit sind der wachsende Ruf nach reduzierten Schadstoffemissionen, der schleppende Ausbau der E-Mobilität und das zunehmende Bewusstsein für den Klimawandel. Diese Gründe erhöhen den gesellschaftlichen und politischen Druck auf die Automobilindustrie [1–7]. Hierdurch entsteht ein Bedarf an noch fortschrittlicheren Technologien im Bereich der Verbrennungsmotoren.

Diese Arbeit entstand während meiner Zeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am TUM Campus für Biotechnologie und Nachhaltigkeit in Straubing an der Professur für Energietechnik. In einem Kooperationsprojekt mit dem Unternehmen Vitesco Technologies in Regensburg sind Untersuchungen zum Stand-Alone Pressure Sensor (SAPS), siehe Abbildung 1 durchgeführt worden. Ziel war es, Möglichkeiten der Effizienzsteigerung am Ottomotor mit Hilfe des SAPS von Vitesco zu entwickeln und durch Versuche deren Machbarkeit nachzuweisen.



**Abbildung 1:** Stand-Alone Pressure Sensor von Vitesco Technologies [8]

Nachdem erste Versuche und Überlegungen vielversprechend verliefen, sind die im ersten Teil dieser Arbeit beschriebenen Untersuchungen zum Thema ottomotorisches Klopfen durchgeführt und ausgewertet worden. Im zweiten Teil der Arbeit ist die Entwicklung und Umsetzung einer Magerverbrennungsregelung auf Basis von ICPS basierten Verbrennungsdaten entwickelt und umgesetzt beschrieben.

Diese Arbeit beginnt mit der Einleitung, in der zum Thema hingeführt wird. Weiterhin werden in der Einleitung die notwendigen Grundlagen, welche für ein besseres Verständnis der Arbeit erforderlich sind, dargelegt. Nach den Grundlagen erfolgt die Aufspaltung der Arbeit in die zwei Hauptteile, die Klopferkennung und die Magerverbrennungsregelung. Die beiden Hauptteile sind dann identisch aufgebaut. Begonnen wird demzufolge mit in beiden Teilen mit dem Stand der Technik. Ergänzend hierzu wird in der wissenschaftlichen Zielsetzung dargestellt, warum diese Untersuchungen unternommen worden sind und worin der Neuigkeitswert liegt. Im nächsten Kapitel, der Entwicklungsumgebung und Messtechnik werden die Versuchsträger, die Prüfstände, die verwendete Messtechnik und die genutzte und entwickelte Software vorgestellt. Hierauf folgt die Methodik, in der das konkrete Vorgehen innerhalb der beiden Hauptteile der Arbeit beschreiben wird. In den Versuchsergebnissen werden die einzelnen Ver-

suchsergebnisse vorgestellt. Danach werden die Versuchsergebnisse in der Diskussion wissenschaftlich erörtert. Nach der Diskussion zur Magerverbrennungsregelung folgt die Zusammenfassung, in welcher die wichtigsten Ergebnisse für beide Teile kurz zusammenfasst werden. Schließlich wird die Arbeit mit einem kurzen Ausblick beschlossen.

### 1.1 Klopferkennung

In den letzten Jahren ist die Motoreffizienz bei Ottomotoren durch die Einführung von Turboladesystemen erhöht worden. Leider steigt dadurch die Klopfintensität der Motoren, was es umso wichtiger macht, eine sehr exakte Klopferkennung zu verwenden, um einen hohen Wirkungsgrad zu erzielen. Klopfen ist eine irreguläre Verbrennung in einem Ottomotor, die Lärmemissionen verursacht und zu Motorschäden führen kann und deshalb verhindert werden muss [9, 10]. Eine mögliche Wirkungskette einer verbesserten Klopferkennung könnte so beschrieben werden: Bei einer geringeren Anzahl falsch erkannter klopfender Motorzyklen würde die Anzahl der nicht gerechtfertigten Zündverzögerungen gesenkt. Infolgedessen kann der Verbrennungsschwerpunkt (50% mass fraction burned angle, MFB50) an Positionen mit höherer Effizienz verbleiben.

Ein möglicher Weg, die Klopferkennung zu verbessern, ist der Einsatz einer zylinderdruckbasierten Klopferkennung. Diese Methode, bei der bisher kostspielige Referenzsensoren verwendet werden, ist Stand der Technik für die Klopfapplikation und bei der Motorenentwicklung. Die höhere Genauigkeit, der auf dem Zylinderinnendrucksensor (ICPS) basierenden Klopferkennung [11] wird, mit einem besseren Signal-Rausch-Verhältnis (SNR) aufgrund des Sensoreinbauorts erklärt.

Der Einsatz von ICPS-basierter Klopferkennung für die Serienanwendung wird schon seit längerem vorgeschlagen [12], ist aber als wirtschaftlich nicht durchführbar angesehen [13] worden. Mit dem Stand-Alone-Drucksensor (SAPS) von Vitesco Technologies (vgl. Abbildung 1) steht nun ein kostengünstiger Serien-ICPS zur Verfügung, der den Weg für eine genauere Klopferkennung bei Serienfahrzeugen ebnet. In der vorliegenden Arbeit wird gezeigt, dass die SAPS-basierte Klopferkennung machbar ist und einen CO<sub>2</sub>-Vorteil mit sich bringt.

### 1.2 Magerverbrennungsregelung

Der Wunsch nach langstreckentauglichen Autos bei gleichzeitiger Reduzierung der Schadstoffemissionen rückt komplexe Antriebsstränge, wie Elektrofahrzeuge mit Range Extender, immer mehr in den Fokus der Autobauer [14–16]. Ein möglicher weiterer Baustein eines solchen Systems ist die magere Verbrennung, wie er bei Dieselmotoren bereits Stand der Technik ist.

Die Magerverbrennung ist aufgrund ihres höheren Wirkungsgrades eine attraktive Option für die Umsetzung in hocheffizienten Motoren. Da magere Gemische in Ottomotoren jedoch eine geringere Zündwilligkeit aufweisen, sind weitere Maßnahmen erforderlich, um die Zündung von Gemischen im ultramageren Bereich mit einem Luft-Kraftstoff-Äquivalenzverhältnis ( $\lambda$ ) von etwa 2 zuverlässig zu ermöglichen. Hierfür kommen insbesondere Hochenergie-Korona-Zündung, Laserzündung, Wasserstoffanreicherung oder Vorkammern in Frage [17–21]. In diesem

Teil der Arbeit wird hauptsächlich ein aktives Vorkammersystem untersucht und die Wasserstoffanreicherung nur zu Beginn erforscht, da diese zugunsten der Vorkammeruntersuchungen eingestellt worden sind.

Die Magerverbrennung ist insbesondere in Verbindung mit einem Elektromotor von Interesse. Der Elektromotor ist hierbei eine weitere Komponente im Antriebsstrangkzept. Dessen Einsatz es ermöglicht, dass der Verbrennungsmotor nicht mehr die gesamte geforderte Dynamik im transienten Fahrzeugbetrieb abdecken muss. Der Verbrennungsmotor hat deshalb einen reduzierten Betriebsbereich von nur noch wenigen optimierten Drehzahl-Last-Betriebspunkten, bei denen ein sehr guter Wirkungsgrad sichergestellt ist. Das Antriebsstrangkzept ist in [22, 23] ausführlich beschrieben. Ein sehr ähnliches Antriebskonzept wird in [24] vorgestellt.

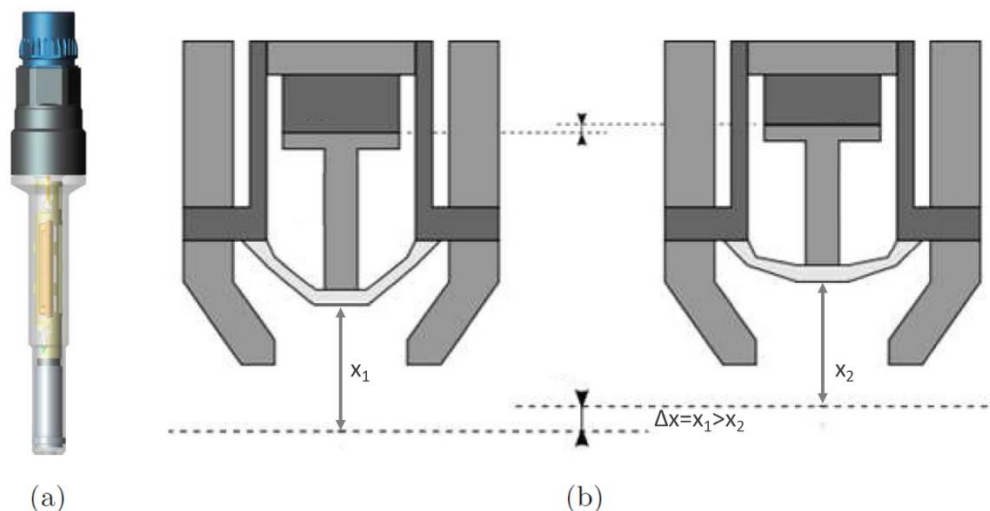
### 1.3 Grundlagen

In diesem Unterabschnitt werden die notwendigen technischen Grundlagen knapp dargestellt, welche für das Verständnis dieser Arbeit notwendig sind.

#### 1.3.1 Stand-alone pressure sensor

Der von Vitesco entwickelte Stand-Alone Pressure Sensor (SAPS) ist ein hochintegrierter Zylinderdrucksensor. Er kann auf verschiedenste Weise eingesetzt werden. Beispiele hierfür sind die Berechnung des indizierten Mitteldrucks (indicated mean effective pressure, IMEP) oder die Bestimmung des Brennverlaufs. Vermutlich ist er auch zur Fehlzündungsdetektion, zur Ventil schließen Detektion oder zur Injektordiagnose einsetzbar. In wie weit der SAPS zu Klopfkennung oder zur Regelung der Vorkammerzündung geeignet ist, wird in dieser Arbeit geklärt.

Der schematische Aufbau des SAPS kann Abbildung 2 entnommen werden. Links ist der gesamte Sensor teilweise halbtransparent dargestellt, mittig das Sensorelement im druckfreien und rechts im mit Druck beaufschlagten Zustand. Im linken Teil des Bildes sind die einzelnen Bestandteile des Sensors gut voneinander zu unterscheiden. Oben, blau dargestellt ist die Buchse für den elektrischen Anschluss, darunter liegt das Gehäuse mit einem Sechskant zum einfacheren Einschrauben des Sensors in den Motorblock. Im unteren Bereich (halbtransparent) ist zunächst unter dem Gehäuse, die eingebaute Elektronik, genauer der anwendungsspezifische integrierte Schaltkreis (ASIC) und darunter das eigentliche Sensorelement, wie es schematisch im rechten Teil der Abbildung gezeigt ist, dargestellt.



**Abbildung 2:** Stand-Alone Pressure Sensor von Vitesco Technologies a). Sensorelement b), links: druckfreies Sensorelement, rechts: druckbeaufschlagtes Sensorelement [25]

Das Messprinzip dieses Sensors beruht auf einem Piezokristall als Sensorelement. Dieser hat die Eigenschaft, bei Verformung, die in seinem Inneren zu einer Ladungsverschiebung führt, Ladung an seiner Oberfläche abgreifbar zu machen (piezoelektrischer Effekt). Da beim Messvorgang Ströme, also Veränderungen der Ladung, gemessen werden, eignet sich der Sensor in der Praxis nicht zur Messung zeitlich konstanter Drücke, wohl aber zur Erfassung von Druckänderungen.

Wird der Sensor, beziehungsweise sein Sensorelement, zeitlich dynamischem Druck, wie er beim Motorbetrieb auftritt, ausgesetzt, wird die Membran (graues etwa U-förmiges Bauteil) in Abbildung 2 um  $\Delta x$  gestaucht. Das bewirkt eine Kraft auf den Stößel (T-förmiges Bauteil) und damit auch auf den Piezokristall darüber. Im Kristall kommt es daraufhin zu einer Ladungsverschiebung, wobei die hierbei entstandene Ladung proportional zum Druck ist. Sie wird dann an den Oberflächen des Kristalls abgegriffen und an die ASIC weitergegeben. Weiterhin verfügt die ASIC neben dem Teil für die Verstärkung über zwei Filter zur Signalverbesserung. Im Detail handelt es sich hierbei um einen Hochpassfilter, der Messfehler durch Temperaturänderungen mindert und um einen Tiefpassfilter, der Signalveränderungen des Hochpassfilters kompensiert [12].

Weitere Eigenschaften des Sensors sind seine Serientauglichkeit, durch seinen günstigen Preis im Vergleich zu einem Prüfstandsensoren sowie seine mechanische und elektronische Kalibrierbarkeit [26]. Die technischen Details des SAPS können Tabelle 3 entnommen werden.

### 1.3.2 Verbrennungsschwerpunktlage

Generell ist beim Betrieb eines Ottoverbrennungsmotors der Zeitpunkt der Verbrennungsschwerpunktlage mitentscheidend für die Prozesseffizienz. Die Verbrennungsschwerpunktlage (mass fraction burned 50%, MFB50) oder genauer der Verbrennungsschwerpunktwinkel, ist der Punkt an dem 50% der Kraftstoffmasse umgesetzt worden sind. Bei stöchiometrischem

Betrieb ( $\lambda = 1$ ) liegt der optimale Wert für den MFB50 bei etwa  $8^\circ$  CA nach dem oberen Zündtotpunkt (after ignition top dead center, aiTDC), während bei magerem Betrieb eine frühere Verbrennungsschwerpunktlage optimal ist [27, 28].

Ein früher MFB50 und somit ein weniger verzögerter Zündzeitpunkt (näher am iTDC) führt zu einer schnelleren Verbrennung und zu höheren Spitzendrücken. Beide Effekte bewirken einem hohen Wirkungsgrad. Diese hohen Drücke gehen mit hohen Temperaturen im Zylinder einher. Beides führt zu einem hohen Wärmeübergang und damit zu hohen Wandwärmeverlusten und erhöht die Klopfneigung. Die hohen Drücke können zu Schäden am Motor führen. Die hohen Temperaturen erhöhen zudem die NOx Emissionen [29].

Bei Magerverbrennungskonzepten, wie eines im zweiten Teil dieser Arbeit vorgestellt wird, läuft der Verbrennungsprozess aufgrund der Gemischzusammensetzung bei geringeren Temperaturen ab. Deshalb kann ein früherer MFB50 gewählt werden, ohne dass mit erhöhten NOx Emissionen gerechnet werden muss. Dies ist der Grund, warum der MFB50 in diesem Konzept auf  $6^\circ$ CA aiTDC festgelegt worden ist. In [27] wird ein geschichteter Verbrennungsprozess erwähnt. Bei diesem wird der MFB50 für den höchsten Wirkungsgrad sogar vor der iTDC angesetzt, weil die Verbrennungsgeschwindigkeit wegen der Restgasrezirkulation herabgesetzt wird.

Im Gegensatz dazu führt ein später Verbrennungsschwerpunkt zu einer langsamen Verbrennung. Die Folge hieraus sind ein niedriger Spitzendruck, ein reduziertes Drehmoment und ein verringerter Wirkungsgrad. Die Gefahr der Teilverbrennung steigt, was zu höheren HC-Emissionen führt. Auch die zyklischen Schwankungen nehmen zu. Der Magerbetrieb wird eingeschränkt und das Fahrverhalten verschlechtert sich [29].

In der Regel muss bei der Parametrierung der Motorsteuerung aufgrund der individuellen zyklischen Schwankungen des realen Zündzeitpunkts und des individuellen Luft-Kraftstoff-Verhältnisses ein Kompromiss für den MFB50 gefunden werden [29]. Dies ist nicht optimal für einen bestimmten Zylinder, da es in der Regel keine Regelung der Verbrennungsschwerpunktlage gibt.

### 1.3.3 Verbrennungsstabilität

Der allgemein akzeptierte Parameter zur Beurteilung der Verbrennungsstabilität, sowie der zyklischen Schwankungen eines Verbrennungsmotors ist der Variationskoeffizient des indizierten mittleren Effektivdrucks (Mitteldrucks), englisch: coefficient of variation of the indicated mean effective pressure, COV(IMEP). Er wird aus den gemessenen Druckverläufen im Zylinder abgeleitet und nach Gleichung (1.1) berechnet. Mit diesem Parameter kann festgestellt werden, ob sich ein mager betriebener Motor an der Grenze zur Fehlzündung befindet [29].

$$COV_{IMEP}(\%) = \frac{\text{Standard deviation of IMEP}}{\text{Mean value of IMEP}} \cdot 100\% \quad (1.1)$$

Kleine Werte für COV(IMEP) unter 2% werden als akzeptabel oder normal angesehen [27]. Wenn die zyklischen Schwankungen (d. h. COV(IMEP)) zunehmen, steigt der Kraftstoffverbrauch und der Wirkungsgrad sinkt, da sich der durchschnittliche IMEP (und das Drehmoment) reduziert [29].

### 1.3.4 Klopfen

Unter Klopfen werden diejenigen irregulären Verbrennungserscheinungen zusammengefasst, bei denen durch sehr hohe Flammengeschwindigkeiten sehr hohe Spitzendrücke und Druckgradienten im Brennraum auftreten. Zumeist werden diese irregulären Verbrennungsvorgänge durch Selbstzündung des noch nicht verbrannten Gemisches im Brennraum hervorgerufen. Erwähnt sei hier, dass zwischen verschiedenen Formen des Klopfens unterschieden wird, beispielsweise der Glühzündung. Da in dieser Arbeit darauf nicht der Fokus liegt, wird hierauf nicht näher eingegangen. Weiterhin wird innerhalb des Phänomens anhand der Klopfstärke, also der Intensität des Klopfereignisses unterschieden, je stärker das Klopfen ist, desto höhere Druckspitzen liegen vor. Je nach Klopfstärke wird in der, der Klopferkennung nachgelagerten Klopfregelung in der Regel eine stärkere Reaktion erfolgen. Die Folge hieraus ist, dass der Zündwinkel Richtung spät verstellt wird. Da in dieser Arbeit unter anderem geklärt werden soll, ob eine Klopferkennung mit den SAPS möglich ist, wird auch die Klopfregelung kurz vorgestellt.

Grundlage der meisten Klopferkennungsmethoden ist die Auswertung von Druckschwingungen im Zylinder oder am Motorblock. Diese Druckschwingungen entstehen durch das Anregen der Zylinderfüllung durch die hohen Druckgradienten beim Klopfen. Hierbei stimuliert eine klopfende Verbrennung eine oder mehrere Klopfmodi. Diese sind Druckwellen im Brennraum. Die niedrigsten Eigenfrequenzen in einem Brennraum können näherungsweise für einen homogen gefüllten Zylinder nach [30] mit den Gleichungen (1.2) und (1.3) berechnet werden:

$$f(m, s) = \frac{c * j'_{m,s}}{\pi * D} \quad (1.2)$$

$$c = \sqrt{\kappa \cdot R \cdot T} \quad (1.3)$$

Mit:

$f(m, s)$  = Resonanzfrequenz, Eigenfrequenz

$c$  = Schallgeschwindigkeit

$\kappa$  = Isentropen Exponent

$R$  = Gaskonstante

$T$  = Temperatur im Zylinder





$j'_{m,s}$  = Nullstellen der ersten Ableitung der Bessel Funktion

$D$  = Bohrungsdurchmesser

$m$  = Umfangordnung

$s$  = Radialordnung

**Tabelle 1:** Eigenfrequenzen der ersten Brennkammermodi und ihre Erkennbarkeit in Abhängigkeit von der Einbaulage des Drucksensors

f in kHz	$j'_{m,s}$	m	s	Schwingungs mode	Ordnung	Zentral montiert (Kistler)	Dezentral montiert (SAPS)
6,1	1,84	1	1		1. umfang	-	++
10,1	3,05	2	1		2. umfang	-	++
12,7	3,83	0	2		1. radial	++	-
13,9	4,20	3	1		3. umfang	-	++

Die Verbrennungstemperaturen für Ottomotoren können nach [31] mit Werten von 2000 K bis 2800 K angesetzt werden. Entsprechend ergäben sich Schallgeschwindigkeiten im Bereich 880 bis 1030 m/s. Unter Annahme einer Schallgeschwindigkeit  $c = 1000$  m/s und eines Zylinderdurchmessers  $D = 9,6$  cm ergeben sich die Eigenfrequenzen, die in Tabelle 1 dargestellt sind.

Die Eignung, eine bestimmte Eigenfrequenz oder Schwingungsmode mit einem der Drucksensoren detektieren zu können, hängt hauptsächlich von der Einbauposition des Drucksensors ab [31], da die verschiedenen Schwingungsmoden Knotenlinien aufweisen, an denen keine Druckoszillationen messbar sind. Diese Knotenlinien sind die dargestellten Linien in Tabelle 1. In [32] werden die Auswirkungen unterschiedlicher Einbaupositionen von Sensoren untersucht und unterstützen diese Ansicht.

Mit dem Wissen, welche Frequenzen für die Klopferkennung sicher erkannt werden müssen, kann der notwendige Abtastwinkel ( $\alpha_{Abtast}$ ) für die Zylinderdruckmessung mit den Gleichungen (1.4) und (1.5) bestimmt werden. Aus Gleichung (1.4) dem Nyquist-Shannon-Abtasttheorem zusammen mit den ermittelten Klopf Frequenzen ergibt sich für eine mindestens erkennbare Klopf Frequenz von 15 kHz, welche der Grenzfrequenz ( $f_{max}$ ) entspricht, eine notwendige Abtastfrequenz ( $f_{Abtast}$ ) von 30 kHz. Mit dieser Abtastfrequenz und dem kritischsten Fall bei einer Motordrehzahl von  $n = 1000$  Umdrehungen pro Minute kann dann mit Gleichung (1.5) der notwendige Abtastwinkel bestimmt werden. Für 30 kHz ergibt sich hier ein Abtastwinkel von 0,2 °CA.

$$f_{Abtast} > 2 * f_{max} \tag{1.4}$$



Mit:

$f_{Abtast}$  = Abtastfrequenz

$f_{max}$  = Grenzfrequenz, Frequenz die maximal aufgelöst werden kann

$$\alpha_{Abtast} = \frac{n * 360^\circ}{f_{Abtast}} \quad (1.5)$$

Mit:

$\alpha_{Abtast}$  = Abtastwinkel

$n$  = Motordrehzahl

### 1.3.5 Magerverbrennung

Die Magerverbrennung ermöglicht eine hocheffiziente Verbrennung bei gleichzeitig verringerten Emissionen. Gründe hierfür sind vor allem die geringere Temperatur im Zylinder während des Prozesses und die daraus resultierende Möglichkeit, das Verdichtungsverhältnis ( $\epsilon$ ) zu steigern, ohne dabei die Klopfneigung zu erhöhen. Auf der anderen Seite sind magere Gemische schwerer zu zünden. Dies hat zur Folge, dass weitere Sensoren, eine aufwendigere Regelung und ein energiereicheres Zündsystem oder Additive benötigt werden. Hauptgrund für das erst in letzter Zeit wiederentstandene Interesse an der Magerverbrennung ist vermutlich unter anderem die Lösung des Problems, der fehlenden Kompatibilität mit dem geregelten 3-Wege-Katalysator (G-Kat.). Durch die zusätzliche Luft bei stark abgemagerten Gemischen funktioniert die Reduktion von Stickoxiden nicht mehr. Die Lösung für diese Herausforderung kommt wie die Magerverbrennung selbst aus dem Diesebereich, wo SCR-Katalysatoren und NOx-Speicherkatalysatoren bereits Stand der Technik sind. Mit dieser Technik überwiegen nun möglicherweise die positiven Effekte der Magerverbrennung die zusätzlich notwendigen Aufwendungen. In diesem Projekt kam ein NOx-Speicherkatalysator zum Einsatz, um das G-Kat Problem zu lösen.

Der erhöhte Wirkungsgrad des nachfolgend vorgestellten Motorkonzepts wird vor allem durch eine Kombination aus erhöhtem Verdichtungsverhältnis ( $\epsilon$ ) von 15,5 und Magerbetrieb erreicht. Das Verdichtungsverhältnis ist hierbei die Differenz zwischen dem minimalen und dem maximalen Zylindervolumen [33]. Unter Verwendung des Gleichraumprozesses als vereinfachtes Modell kann der Motorwirkungsgrad mit Gleichung (1.6) berechnet werden [34]:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{\kappa-1}} \quad (1.6)$$

Mit:

$\eta_{th}$  = Thermischer Wirkungsgrad

$\epsilon$  = Verdichtungsverhältnis

$\kappa$  = Isentropenexponent

Durch das erhöhte Kraftstoff/Luft-Verhältnis befindet sich im Verhältnis zur eingespritzten Kraftstoffmasse mehr Luftmasse im Brennraum, was zu einer niedrigeren Temperatur während des gesamten Prozesses führt [9, 29]. Das stöchiometrische Kraftstoff/Luft-Verhältnis für Ottokraftstoff (Benzin) ist 1:14,7 und entspricht einem Lambda von 1, vgl. Gleichung (1.7) [27]. Darüber hinaus führt die höhere Verdünnung des heißen Restgases im Zylinder zu niedrigeren Temperaturen zu Beginn des Verdichtungstaktes. Niedrigere Prozesstemperaturen, sowie magere Gemische führen zu einer Erhöhung des Isentropenexponenten  $\kappa$  [35]. Trockene Luft hat im Vergleich zu Verbrennungsprodukten und Kraftstoff einen höheren Isentropenexponenten [27] (Anhang A Stoffgrößen). In Verbindung mit Gleichung (1.6), ist so zu erkennen, dass die erhöhten Werte von  $\epsilon$  und  $\kappa$  jeweils zu einem Anstieg des Wirkungsgrades führen. Die niedrigeren Temperaturen und die höhere Selbstentzündungstemperatur der mageren Zylinderladung führen auch zu einer Verringerung der Klopfneigung. Dies wiederum führt zu einem höheren indizierten Wirkungsgrad, weil der Motor mit einem optimierten (d.h. weniger verzögerten) MFB50 betrieben werden kann (siehe 1.3.2 Verbrennungsschwerpunktlage). An dieser Stelle sei erwähnt, dass die gesteigerte Verdichtung dem entgegenwirkt. Wie in der Diskussion der Versuchsergebnisse dargestellt, bleibt aber eine gewisse Verringerung der Klopfneigung übrig.

$$\lambda = \frac{m_L}{L_{St} * m_B} \quad (1.7)$$

Mit:

$\lambda$  = Lambda, Luftzahl

$m_L$  = Luftmasse

$L_{St}$  = Stöchiometrischer Luftbedarf

$m_B$  = Kraftstoffmasse

Darüber hinaus kommt es bei niedriger Motorlast zu einem Anstieg des Wirkungsgrads durch einen Entdrosselungseffekt, da hier das Druckverhältnis zwischen Motoreinlass und Motorauslass im Vergleich zum stöchiometrischen Betrieb besser wird. Ein weiterer kleiner positiver Einfluss auf die Verbrennung ist ebenfalls zu erwarten, da die vergrößerte Luftmasse im Brennraum den Kohlenwasserstoffen erleichtert, einen Oxidationspartner zu finden. Somit wird eine vollständigere Verbrennung begünstigt. Solange die Verbrennung stabil ist, wird auch die Menge der unverbrannten Kohlenwasserstoffe (HC) aufgrund des höheren Kraftstoff/Luft-Verhältnisses reduziert [9].

Der erhöhte Wirkungsgrad führt zu einer Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs und der CO<sub>2</sub>-Emissionen. Geringere Stickoxid-Emissionen (NO<sub>x</sub>) sind aufgrund der niedrigeren Temperaturen bei der homogenen mageren Verbrennung zu erwarten, da der primäre thermische Erzeugungspfad limitiert ist [9, 36]. Um die NO<sub>x</sub>-Emissionen auf das Zielniveau zu senken, wurde das  $\lambda$  in dieser Untersuchung auf 2 gesetzt.

Eine Hochenergiezündung ist die Voraussetzung, um sowohl die beschriebenen Effizienzvorteile als auch eine sichere Verbrennung, im Sinne keiner Fehlzündungen, zu erreichen. Eine Möglichkeit ein mageres Gemisch im Brennraum eines Ottomotors sicher zu zünden ist die

Zugabe von Wasserstoff. Der Wasserstoff verringert hierbei die minimale Zündenergie des mageren Gemisches. Die minimale Zündenergie von Wasserstoff ist mit einem Wert von 0,017 mJ sehr gering. Im Vergleich ist die minimale Zündenergie von Ottokraftstoff (Super Plus) mit einem Wert von 0,24 mJ viel höher. Weiterhin sind die Zündgrenzen von Wasserstoff mit einem  $\lambda$ -Bereich von 10 – 0,13 sehr viel breiter als bei Super Plus Kraftstoff mit einem  $\lambda$ -Bereich von 1,4 – 0,4 [37]. Eine weitere Möglichkeit ist die Integration eines aktiven Vorkammerzündsystems in dem verwendeten Motor. Für Vorkammern (pre-chamber, PC), gibt es eine Vielzahl von Bauformen und Betriebsstrategien. Allen Typen ist gemeinsam, dass die Zündung zuerst in der PC stattfindet, wodurch Flammenstrahlen erzeugt werden. Die, durch eine oder mehrere Öffnungen in die Hauptkammer (main chamber, MC) eintreten und dort das Gemisch entflammen. Systeme ohne Injektor oder Ventil in der Vorkammer werden als passiv bezeichnet. Sie werden während des Verdichtungstaktes mit dem Gemisch aus der MC befüllt. Im Gegensatz dazu werden aktive Vorkammern direkt durch einen Injektor mit Kraftstoff befüllt [29]. In dieser Arbeit wird eine Regelstrategie für die Einspritzung von Kraftstoff in die aktive Vorkammer vorgestellt.

## 2 Klopferkennung mit ICPS

Im ersten Teilprojekt dieser Arbeit wird untersucht in wie weit die Zylinderdrucksensoren (SAPS) von Vitesco Technologies für eine Klopferkennung geeignet sind und ob bei deren Verwendung im Vergleich zur Serienklopferkennung mit einem Klopfsensor eine Effizienzsteigerung erwartet werden kann.

### 2.1 Stand der Technik

Eine sichere und möglichst genaue Klopferkennung ist die Basis einer effizienten Klopfregelung. Die Klopfregelung, auch Antiklopfregelung genannt, beeinflusst in der Regel den Zündwinkel in Abhängigkeit vom vorhanden sein und der Intensität von Klopfereignissen. Ziel ist es, einen möglichst hohen Wirkungsgrad bei gleichzeitig optimalem Motorschutz zu gewährleisten [27]. Eine möglichst gute Klopferkennung ist damit die Basis für einen hohen Wirkungsgrad und einen bestmöglichen Motorschutz. Aus diesem Grund wird der erste Teil dieser Arbeit diesem Thema gewidmet.

Generell kann zwischen den Klopferkennungsmethoden oder auch Klopferkennungsverfahren gut durch ihr zugrundeliegendes Messsystem unterschieden werden. Neben dem in der Serie etablierten Klopfensoren sind hier die am Prüfstand verbreiteten Zylinderdrucksensoren zu nennen. Exotische Verfahren wie etwa beispielsweise die Klopferkennung durch Ionenstrommessung oder optische Verfahren sind eher Forschungsthemen [38] und in der Praxis nicht von Relevanz.

Abweichend von normalen Verbrennungen, werden irreguläre Verbrennungen im Brennraum als klopfend bezeichnet. Solche Verbrennungen sind durch höhere Geschwindigkeiten, Temperaturen und Drücke gekennzeichnet. Hauptursache ist die spontane Selbstentzündung des unverbrannten Kraftstoff/Luft-Gemisches im Brennraum nach dem Zünden der normalen Verbrennung durch den Zündfunken. Klopfende Verbrennungen müssen verhindert oder zumindest auf ein Minimum gesenkt werden, um den Motor vor Schäden oder sogar seiner Zerstörung zu schützen [39].

#### 2.1.1 Klopferkennung mit Klopfsensor

Derzeit erfolgt die Klopferkennung bei Serienfahrzeugen mit Klopfensoren [13, 40, 41]. Der Klopfsensor misst die (Körperschall-) Schwingungen des Motorblocks, welche durch das Klopfen im Brennraum verursacht werden. Das gemessene Signal vom Klopfsensor wird üblicherweise gefiltert, gleichgerichtet, integriert und dann mit einer Schwelle verglichen, um zu entscheiden, ob es als klopfend eingestuft wird oder nicht [40]. Je nach Motor werden ein, zwei oder in einigen Fällen mehrere Klopfensoren verbaut. Bedingt durch ihr Messsystem sind Klopfensoren anfällig für Störgeräusche wie zum Beispiel das Ventilschließen an einem anderen Zylinder. Aus diesem Grund kann es zu fehlerhaft erkannten Klopfereignissen kommen.

Im Klopfsensor wird eine Piezokeramik durch die Schwingungen am Motorblock gestaucht oder gestreckt, wodurch eine Kraft auf die Keramik wirkt. Durch diese Kraft wird eine Ladungsverschiebung in der Keramik verursacht und damit eine Spannung erzeugt. Diese Spannung wird dann an die Motorsteuerung geleitet und dort ausgewertet [37].

### 2.1.2 Klopferkennung mit ICPS

Aufgrund des Messsystems der Inzylinderdrucksensoren sind diese weniger anfällig für Störgeräusche, da hier direkt der Druck ausgewertet wird und nicht wie beim Klopfsensor indirekt die Schwingungen am Motorblock [27]. Das ist der Grund, warum durch ein zylinderdruckbasiertes Verfahren eine präzisere Klopferkennung erwartet wird.

Am Prüfstand sind Inzylinderdrucksensoren schon seit langem Stand der Technik [42], zur Verbrennungsanalyse und -optimierung (Verbrennungsmotorenentwicklung) und zur Unterstützung der Kalibration der klopfsensorbasierten Klopferkennungsfunktionalität [41]. Als Hersteller solcher Prüfstanddrucksensoren sind unter anderem AVL und Kistler zu nennen. Der Referenzsensor, welcher in der vorliegenden Arbeit als Vergleich für den SAPS genutzt wird, ist ein Kistler Sensor. Der SAPS ist ein Seriensensor, was bei der Auswahl der Methode zur Klopferkennung berücksichtigt werden muss. Insbesondere müssen hier die niedrigere Eigenfrequenz, die Güte des Sensorelements und die fehlende mechanische Entkopplung des Sensorelements vom Gehäuse beachtet werden. Im nachfolgenden Unterkapitel werden verschiedene Verfahren zur Klopferkennung mit ICPS aus der Literatur vorgestellt. Ergänzend wurde eine Simulation durchgeführt, um die geeignetste Methode in Verbindung mit dem SAPS zu finden, siehe hierzu Vergleich Klopferkennungsmethoden. Ergänzend ist zu erwähnen, dass im Bereich der serientauglichen Zylinderdrucksensoren eine zweite Bauform existiert, zu der es immer wieder Veröffentlichungen gibt. In [43–45] werden Ringsensoren, die zwischen der Zündkerze und dem Motorblock angebracht werden, zur Klopferkennung vorgestellt.

#### 2.1.2.1 Methoden zur ICPS basierten Klopferkennung

Im Folgenden werden einige gängige auf Zylinderdrucksensoren basierende Klopferkennungsmethoden näher vorgestellt.

In der Literatur werden bereits viele verschiedene Klopferkennungsverfahren für Zylinderinnendruckensensoren beschrieben [13, 34, 46–49]. Die Bandbreite reicht von einfachen Peak-to-Peak-Methoden (Spitze-Spitze) [50] oder Integrationsmethoden [40] über komplexe Methoden, die auf der Analyse des Heizverlaufs [51] oder einer Fourier-Analyse (FFT) [50, 52] basieren, bis hin zu abstands-basierten Modellen [53–55].

Für die in dieser Arbeit vorgestellten Untersuchungen sind die abstands-basierten Modelle ausgeschlossen worden, da sie nicht den Stand der Technik in der Serienmotorklopferkennung repräsentieren. Gleiches gilt für die FFT-basierten Methoden. Sie erfordern zudem einen relativ hohen Berechnungsaufwand, obwohl moderne Motorsteuergeräte grundsätzlich in der Lage sind, solche Berechnungen auf einer Zyklus-zu-Zyklus-Basis durchzuführen [56]. Zusätzlich sind diese Methoden nicht in der Lage, Klopfen zu erkennen, wenn sich sowohl Zeit- als auch Frequenzkomponenten schnell ändern [34]. Methoden, die auf der Auswertung des Heizverlaufs oder einer Ableitung des Druckverlaufs basieren, haben keinen Vorteil gegenüber der

direkten Auswertung des Drucksignals und sind empfindlich gegenüber dem verwendeten Klopfenster und dem verwendeten Filter [46, 47].

Simulationen und Tests mit integrativen Verfahren, siehe 2.4.2 Vergleich Klopferkennungsmethoden, wie sie in Kombination mit dem Klopfsensor in der Serie eingesetzt werden, zeigten insbesondere beim SAPS schlechtere Ergebnisse im Vergleich zu anderen Verfahren. Der Grund dafür ist die geringere Trennschärfe, die durch die mechanische Kopplung des Sensorelements des SAPS an sein Gehäuse und damit auch an den Motorblock, seine relativ niedrige Eigenfrequenz oder die eingebaute Ladungsverstärkerschaltung verursacht werden könnte. Aufgrund dieser drei Störquellen sind integrative Methoden für die Klopfdetektion mit SAPS nicht gut geeignet, da der integrale Teil der Detektionsmethode dazu neigt, den Rauschanteil des Signals zu "addieren". Das führt zu einem reduzierten Signal-Rausch-Verhältnis (signal noise ratio, SNR) führt.

Für die in dieser Arbeit beschriebenen Untersuchungen ist deshalb eine Peak-to-Peak-Methode verwendet worden, siehe hierzu 2.4.4 Klopferkennungsalgorithmus.

## 2.2 Wissenschaftliche Zielstellung

Aufbauend auf den genannten Untersuchungen aus der Literatur im vorherigen Kapitel wird hier kurz die wissenschaftliche Zielsetzung dieser Arbeit bezüglich der Klopferkennung dargestellt. Basis der vorgelegten Untersuchungen ist ein verhältnismäßig günstiger Zylinderdrucksensor, welcher für Dieselerienfahrzeuge entwickelt worden ist und nun auf seine Tauglichkeit für Ottomotoren untersucht werden soll. Grundsätzlich sind derartige Serienzylinderdrucksensoren seit einigen Jahren in der Anwendung, bisher aber nur bei Dieselfahrzeugen [57]. Aufgrund der unterschiedlichen Brennverfahren und der damit verbundenen unterschiedlichen Einsatzbedingungen (z.B. Drücke) ist die Nutzbarkeit des Sensors unbekannt. Im Bereich der Pkw-Ottomotoren gibt es zwar Untersuchungen zu serientauglichen Zylinderdrucksensoren [58–61], diese scheinen aber nie wirklich in Serie gegangen zu sein und sind auch sonst nicht verfügbar. Hieraus ergibt sich die Fragestellung dieser Arbeit. Insbesondere ist unklar, ob Serienzylinderdrucksensoren durch ihr Design für eine Klopferkennung beim Ottomotor eingesetzt werden können. Weiterhin ist zu klären, ob eine sichere Klopferkennung mit den SAPS möglich ist und ob durch den Einsatz von ICPS und speziell des SAPS ein Effizienzvorteil und damit ein Kraftstoffvorteil sowie verringerte Emissionen realisierbar sind.

## 2.3 Entwicklungsumgebung und Messtechnik

Nachfolgend werden die Entwicklungssysteme und Messdatenerfassung der beiden Schwerpunkte erläutert. Zunächst werden die Versuchsträger, dann die Prüfstände und die Messtechnik gefolgt von der Software und dem Hardware in the Loop Prüfstand erklärt.

### 2.3.1 Versuchsträger

Der nachfolgend beschriebene Versuchsträger ist mit zweifacher Indizierung ausgestattet, wodurch ein Vergleich von den SAPS mit Referenzsensoren (Kistler) möglich ist. Der V-6-

Motor war mit einer Direkteinspritzung und zwei Abgasturboladern ausgestattet. Der Versuchsträger befand sich zum Zeitpunkt der Untersuchungen seit ein paaren Jahren im Serienstatus auf der Straße und kann somit als erprobt bezeichnet werden. Der Motor kann mit Super und Super Plus Benzin betrieben werden, wobei für die Untersuchungen Super Benzin verwendet worden ist, um die Klopfneigung etwas zu erhöhen. Weitere Motordaten können der Tabelle # entnommen werden.

**Tabelle 2:** Motordaten Klopfen

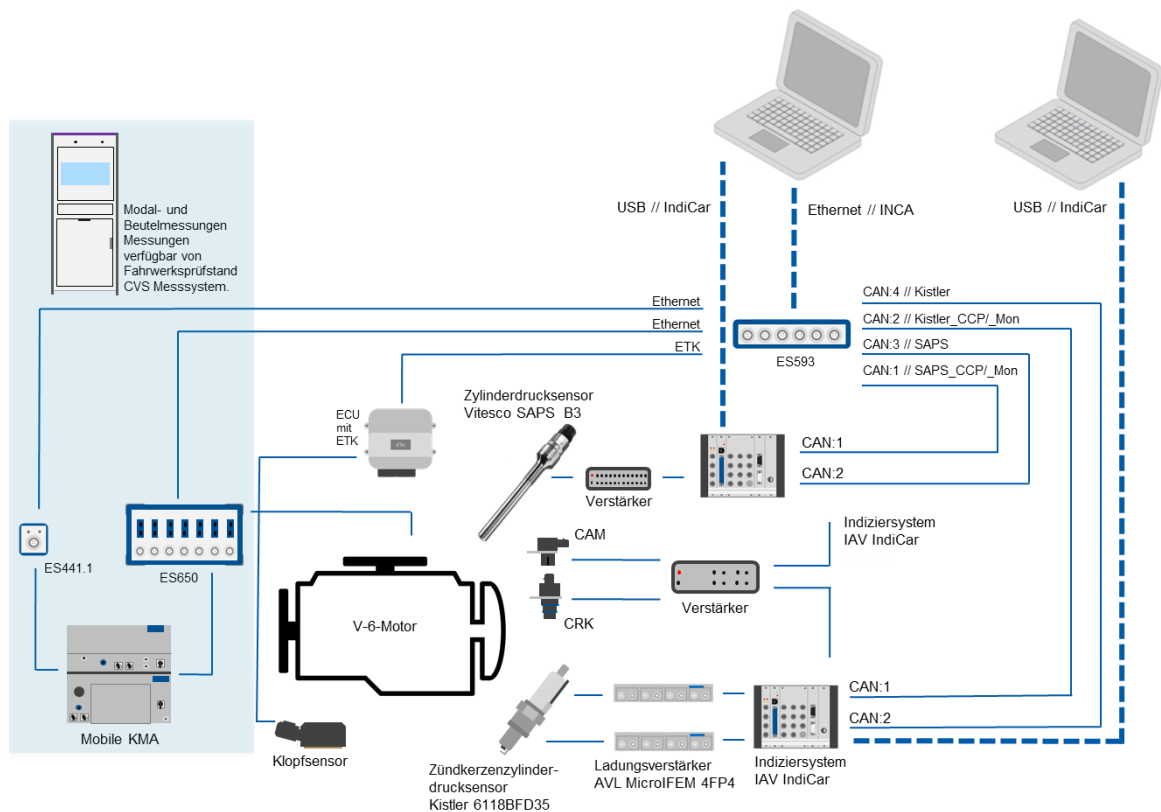
<b>Motortype</b>	<b>V-Motor</b>
Zylinderanzahl	6
Ventile pro Zylinder	4
Motorhubraum	3,6 L
Verdichtungsverhältnis	10,5:1
Klopfsensoren	2

### 2.3.2 Prüfstand und Messtechnik

Nachfolgend werden der Prüfstand und die verwendete Messtechnik kurz vorgestellt.

Die Motordaten sind in Tabelle 2 aufgelistet. Als Zylinderdruckreferenzsensor wurde ein Kistler 6118BFD35, ein Zündkerzendrucksensor verwendet. Der zu untersuchende Sensor von Vitesco, der „Stand-alone Pressure Sensor (SAPS) ist oben seitlich in das Brennraumdach eingebaut worden. Zylinderdrucksensoren sind Drucksensoren, die den Druck im Brennraum von Verbrennungsmotoren messen können. Diese Sensoren müssen in der Lage sein, einen relativ breiten Druckbereich abzudecken. Dieser reicht von wenigen (~ 1) bis circa 200 bar. Und dies bei einer sehr hohen Genauigkeit, im Bereich von wenigen Bar.

Ein Vergleich der wichtigsten Sensorcharakteristika kann Tabelle 3 entnommen werden, sowie [26, 62]. Die verbauten Klopfsensoren entsprechen dem Serienstand des Motors. Weiterhin wurde ein Thermoelement (K-Typ, 1mm) in den beifahrerseitigen Rohgasentnahmepunkt des Motors eingebaut. Mit diesem Temperatursensor sind Aussagen über T4 und damit Schlüsse auf T3 möglich.



**Abbildung 3:** Übersicht Messaufbau für die Klopfuntersuchungen [nach BvB2018]

Die zylindersynchrone Auswertung der Drücke in jedem Zylinder erfolgt für Kistler und SAPS jeweils in einem separaten IndiCar Indiziersystem der Firma IAV, wie in Abbildung 3 dargestellt. Diese beiden Geräte stellen das externe Rapid Prototyping (eRPT) System dar. Synchronisiert werden beide IndiCars mit den Nockenwellen- und Kurbelwellensensoren. Da diese Signale gesplittet wurden, musste ein Verstärker eingebaut werden, damit die Flankenerkennung zuverlässig funktionierte. Beide Drucksignale werden tiefpassgefiltert, wobei eine Eckfrequenz von 20 kHz eingestellt wurde. Zwischen den Kistler Sensoren und dem IndiCar befindet sich ein Ladungsverstärker der Firma AVL (AVL MicroIFEM 4FP4), um die erzeugte Ladung in den Druckquarzen in eine Spannung umzuwandeln. Bei den SAPS ist der Ladungsverstärker bereits in den Sensor integriert [25, 62]. Es wurde aber trotzdem ein Spannungsverstärker in die Messkette eingebaut, um das Spannungsniveau von 0 bis 5 Volt auf 0 bis 10 Volt zu erhöhen. Da die IndiCars über 0 bis 10 Volt Spannungseingänge verfügen, kann damit ein besseres Signal zu Rauschen Verhältnis erreicht werden. Die beiden IndiCars waren jeweils über einen USB Anschluss mit einem Computer verbunden, um dort die Druckdaten aufzuzeichnen, sowie um bei Bedarf die Konfiguration der Geräte zu ändern. Weiterhin waren beide Indiziersysteme über jeweils zwei CAN-Busse mit dem Applikationssystem (ETAS) verbunden, um die berechneten Werte aus den Druckdaten weiterzugeben. Die aus den Druckdaten berechneten Kennwerte (z.B. indizierter Mitteldruck, Klopfwerte) von jeweils einem der IndiCars können durch entsprechende CAN-Bus-Verbindung an die Motorsteuerung (ECU) weitergeleitet werden, da diese ECU nur einen Satz Druckdaten auswerten kann. Die Druckdatenauswertung zur Klopferkennung innerhalb der ECU erfolgt über ein internes Rapid Prototyping (iRPT) System.



In der Motorsteuerung ist also eine Regelung und Klopferkennung entweder über die Kistler Drucksensoren oder die SAPS möglich. Trotzdem werden alle CAN-Bus Daten für beide Sensortypen zur späteren Auswertung mit dem Applikationssystem (ES593 von ETAS) aufgezeichnet. Zudem sind mit INCA, der Steuerungssoftware der ETAS-Module, einige wichtige Daten aus der Motorsteuerung mit Hilfe eines ETK-Moduls in der ECU aufgenommen worden. Über das Applikationssystem wurden die Messungen gestartet. Hierbei erfolgte die Übertragung des Start- und des Stoppsignals über zwei weitere CAN-Busse (3&4) an die IndiCars.

Die Kraftstoffmessung zur späteren Auswertung des exakten Kraftstoffverbrauchs und damit letztendlich der CO<sub>2</sub>-Emissionen erfolgte zwischen Tank und der Kraftstoffhochdruckpumpe über ein Kraftstoffverbrauchsmesssystem (Mobile KMA, Typ 150) der Firma AVL. Die Kraftstoffmessung erfolgt nach dem PLU-Prinzip, einem servo-geregelten Zahnradzähler mit einem dynamischen Kolbensensor. Mit Hilfe des Zählers wird das Volumen bestimmt und der Kolbensensor stellt sicher, dass keine Druckdifferenz vor und nach der Volumenmessung besteht. Die Signale der mobilen KMA wurden mit Hilfe der Module ES441.1 und ES650 an das Applikationssystem übertragen und dort aufgezeichnet.

Die Serienzylinderdrucksensoren unterscheiden sich in ihren Spezifikationen teilweise recht erheblich, wie in Tabelle 3 ersichtlich ist. Besonders die relativ geringe Eigenfrequenz des SAPS, bei den bei diesen Untersuchungen benutzten Baustufe zwischen 20 und 30 kHz, ist für Klopfuntersuchungen von Interesse. Da es hier eventuell bereits zur Anregung des Sensors oder Teile von diesem kommen kann, die wiederum die Messung negativ beeinflussen. Derartige Anregungen können immer dann auftreten, wenn zwei Frequenzen nahe beieinander liegen, wie es hier der Fall ist.

**Tabelle 3:** Drucksensoren technische Informationen aus [26, 62, 63]

	<b>Kistler Type 6118B</b>	<b>SAPS</b>
Messbereich	0 - 200 bar	0 - 200 bar (einstellbar)
Sensortyp	piezoelektrisch	piezoelektrisch
Grenzfrequenz	n.a.	> 20 kHz
Resonanzfrequenz	≈ 65 kHz	> 20 kHz
Linearität	< ± 0.5 % FSO	< 1 % FSO
Empfindlichkeit	≈ -10 pC/bar	4 pC/bar
Ausgangssignal	Elektrische Ladung	0 - 5V (einstellbar)

### 2.3.3 Software

Wie dem Messaufbau im vorherigen Kapitel entnommen werden kann, werden die Zylinderdruckdaten bei der Klopferkennung mit zwei IndiCars gemessen und durch diese weitergeleitet. Die so gewonnenen Daten werden dann an INCA und die ECU weitergeleitet. In INCA wurde ein spezielles Experiment zur Kalibration und zum Aufzeichnen aller Daten, auch die aus der ECU und die der KMA entwickelt. In diesem Kapitel wird zudem noch kurz auf den Softwaretest am HIL Prüfstand eingegangen, welcher mit einem dSPACE Gerät durchgeführt worden ist.

### Motorsteuerung

Für unterschiedliche Steuergeräte ist für diese Untersuchungen Software geändert oder entwickelt worden. Die Basis für die Motorsteuerungssoftware für die Klopfuntersuchungen war der Serienstand der Software des Versuchsträgers. Zunächst ist ein Rapid Prototyping System in diese Software integriert worden. Da dieses System aus Sicht der Motorsteuerung (ECU) intern ist, wird dieses internes Rapid Prototyping (iRPT) genannt. Mit Hilfe dieses Systems ist es möglich, neue Software durch das Ändern von Funktionsaufrufen einzubinden. Auf diese Weise kann, zwischen der Serienstandklopferkennung und der neu entwickelten Klopferkennung mit ICPS umgeschaltet werden. In der neu umgesetzten Klopferkennungssoftware für den Einsatz von Zylinderdrucksensoren wird geprüft, ob Klopfen vorliegt, die Klopfintensität berechnet und diese mittels eines Faktors auf das Niveau der ursprünglichen Klopferkennung mit dem Klopfsensor angeglichen. Hernach werden je nach Einstellung in INCA die entsprechenden Werte an die Klopfregelung weitergegeben.

### IndiCar

Das IndiCar System wird als externes Prototyping (eRPT) bezeichnet, da es sich außerhalb der ECU befindet. Für dieses Projekt wurde in ein bereits bestehendes von der IAV entwickeltes Simulink-Modell, um die für dieses Projekt umgesetzte Klopfgröße „Overpressure“ ergänzt. Diese Größe wurde auch in ein bestehendes DBC-File integriert. Weiterhin wurde die Benutzeroberfläche um diese Größe erweitert. In dieser Benutzeroberfläche wurden auch die Motordaten und Encoder Daten der Kurbelwelle eingegeben. Je nachdem welcher ICPS an das jeweilige IndiCar angeschlossen war, ist die Verstärkung für den jeweiligen Sensor eingestellt worden. Vor jeder Messung wurde der thermodynamische Verlustwinkel mit der integrierten Auto-Tune Funktion neu kalibriert, indem der Motor über 200 Zyklen geschleppt wurde.

### INCA

In INCA sind die Messungen gestartet, beendet und die Kalibrationen geändert worden. Hierfür ist ein Experiment entwickelt und genutzt worden. Mit INCA sind alle relevanten Messdaten für die spätere Auswertung gespeichert worden. Die KlopfSchwellen (Thresholds) für die Klopferkennung sowie der Faktor für die Klopfenergieangleichung sind über Kalibrationskennfelder in INCA geändert worden.

### dSPACE

Mit dem Hardware in the Loop Prüfstand, einem dSPACE Simulator Mid-Size, wurde die erzeugte Software im Zusammenspiel mit der Hardware getestet. Mit Hilfe eines speziellen Modells, welches auf der dSPACE Hardware ausgeführt wurde, konnten Testsignale erzeugt werden, um die Software in der ECU und den IndiCars zu testen. Zudem konnte hier die CAN-Kommunikation zwischen den Steuergeräten getestet werden. Hierbei kam auch noch Vector Software und ein CANXL zum Einsatz. An diesem Hardware in the Loop Prüfstand ist auch die ECU für die Untersuchungen neu programmiert worden.

## 2.4 Methodik

In diesem Abschnitt wird zunächst eine Potentialabschätzung vorgestellt, mit der die maximal erreichbare Kraftstoffersparnis durch eine perfekte Klopferkennung abgeschätzt werden kann. Danach folgt ergänzend zu den Ausführungen im Kapitel 2.1 ein ausführlicher Vergleich verschiedener Klopferkennungsmethoden mit dem Fokus auf einer bestmöglichen Klopferkennung im Zusammenspiel mit dem SAPS. Die auf Basis dieser Analyse ausgewählte Methode zur Klopferkennung, welche anschließend für den Versuch im Fahrzeug umgesetzt worden ist, wird nachfolgend genauer vorgestellt. Darauf aufbauend wird die finale Versuchskampagne beschrieben, mit der aussagekräftige Ergebnisse erzielt werden konnten.

### 2.4.1 Potentialabschätzung perfekte Klopferkennung

Im Vorfeld der Klopfuntersuchungen ist eine Abschätzung über den maximal möglichen Verbrauchsvorteil durch eine verbesserte Klopferkennung durchgeführt worden, um das Potential einer zukünftigen ICPS-basierten Klopferkennung abzuschätzen. Die zugrundeliegende Idee hierbei war unnötige Zündwinkelrückzüge auszuschließen und zu berechnen, wie viel Kraftstoff damit eingespart werden könnte.

Hierbei wurde angenommen, dass es bei der klopfsensorbasierten Detektion zu fehlerhaften Klopferkennungen kommt. Die Folge hieraus sind nicht notwendige Zündwinkelrückzüge, die in vielen Fällen zu einer Verschlechterung der Verbrennungsschwerpunktlage und damit zu einem geringeren Wirkungsgrad führt.

Da es sich bei dieser Potenzialabschätzung nur um eine relativ grobe Abschätzung handelt, ist durch die Verwendung verschiedener Bedingungen versucht worden, einen Bereich zu schaffen in dem das erwartbare Ergebnis liegt. In einem ersten Schritt wurde bestimmt, wie viel Kraftstoff eingespart werden könnte, wenn alle als klopfend erkannten Motorzyklen eine wirkungsgradoptimale Verbrennungsschwerpunktlage von  $MFB_{50} = 8^\circ CA$  gehabt hätten. Dabei wird das Potential überschätzt, da es unrealistisch ist, dass bei höheren Lasten eine optimale Verbrennungsschwerpunktlage von  $8^\circ CA$  zu erreichen ist, da diese immer klopflimitiert sind. Daher wird in einer zweiten Betrachtung die potentielle Kraftstoffersparnis ermittelt, wenn die Verbrennungsschwerpunktlagen auf realistischere Werte gesetzt werden. In diesem Fall wird das Potential vermutlich unterschätzt, da hier die Klopflimitation in Verbindung mit dem Klopfsensor bereits berücksichtigt ist. Die Werte für umsetzbare Verbrennungsschwerpunktlagen, in einem Kennfeld aus Last und Motordrehzahl, sind aus dem Serienstand des Versuchsträgers entnommen worden.

Weiterhin muss unterschieden werden, welche Motorzyklen für die Abschätzung genutzt werden. Eine Möglichkeit ist es, nur die Motorzyklen mit in die Berechnung aufzunehmen, bei denen ein Klopfereignis erkannt wurde. Eine weitere Möglichkeit ist, auch die Motorzyklen mit in die Berechnung mit aufzunehmen, bei denen der Zündwinkelleingriff, aufgrund einer Klopfdetektion, noch aktiv war, also mit Klopfeingriff. Das heißt es wird nicht nur ein Motorzyklus in der Berechnung berücksichtigt, sondern mehrere Motorzyklen, siehe hierzu die Abbildung 5, Abbildung 6 und Abbildung 7.

Die Berechnung selbst beruht auf dem Vergleich des spezifischen Kraftstoffverbrauchs (indicated specific fuel consumption, ISFC) bei unterschiedlichen Verbrennungsschwerpunktlagen. Mit Gleichung (2.1) [34] wird der Zusammenhang zwischen dem spezifischen Kraftstoffverbrauch und dem Betriebspunkt beschrieben.

$$ISFC = \frac{\dot{m}_B}{n * i * V_h * IMEP} \quad (2.1)$$

Mit:

$ISFC$  = Spezifischer Kraftstoffverbrauch

$\dot{m}_B$  = Kraftstoffmassenstrom

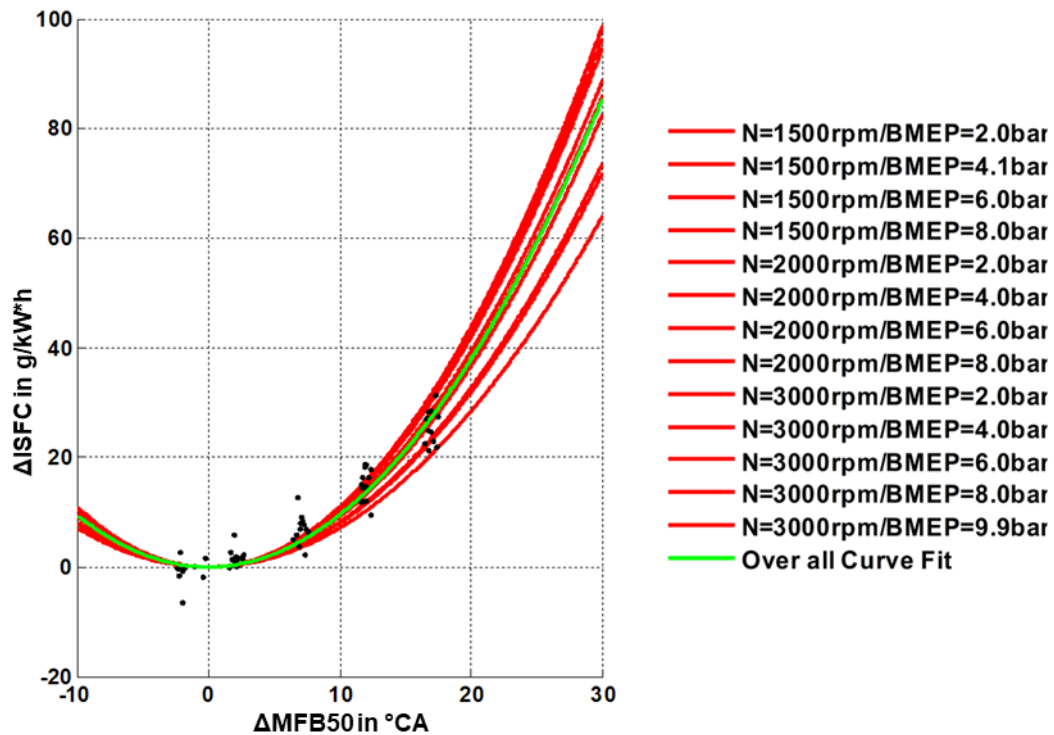
$n$  = Motordrehzahl

$i$  = Arbeitsspiele pro Umdrehung (0,5 bei 4 Taktmotor)

$V_h$  = Hubvolumen

$IMEP$  = Indizierter Mitteldruck

Die Messwerte für die Berechnungen kommen aus mit dem Versuchsträger durchgeführten Messreihen, bei denen sogenannte Lastschnitte erzeugt worden sind. Bei einem Lastschnitt wird an einem definierten Lastpunkt der Zündwinkel verändert und die sich daraus ergebende Kraftstoffverbrauchsänderung aufgezeichnet. Wichtig dabei ist, dass nach dem Verstellen des Zündwinkels sichergestellt wird, dass der vorher eingestellte Lastpunkt wiedereingestellt wird. Der Kraftstoffverbrauch ändert sich bei solchen Messungen durch den veränderten Wirkungsgrad, welcher durch die veränderte Verbrennungsschwerpunktlage hervorgerufen wird. Aus den Lastschnitten kann ein Delta spezifischer Kraftstoffverbrauch ( $\Delta ISFC$ ) in Abhängigkeit von der Verbrennungsschwerpunktlage, wie in Abbildung 4 dargestellt, bestimmt werden.



**Abbildung 4:** Zusammenhang zwischen Verbrennungsschwerpunktlage und spezifischem Kraftstoffverbrauch [62, 64]. Die roten Linien sind parabolische Fits der schwarz dargestellten Messpunkte, jeweils für einen Betriebspunkt

Die sich ergebenden Parabeln, welche den Zusammenhang zwischen den spezifischen Kraftstoffverbrauch ( $ISFC$ ) und dem Verbrennungsschwerpunkt ( $MFB50$ ) zeigen, sind der Ausgangspunkt für die Berechnung des veränderten Kraftstoffverbrauchs in Abhängigkeit von der Verbrennungsschwerpunktlage. Zur einfacheren Berechnung werden alle Parabeln näherungsweise zu einer zusammengefasst (siehe hierzu die grüne Parabel). Diese Parabel kann mit Gleichung (2.2) beziehungsweise Gleichung (2.3) beschrieben werden.

$$\Delta ISFC = \beta_{MFB50} * (\Delta MFB50)^2 \quad (2.2)$$

Mit:

$\Delta ISFC$  = Delta spezifischer Kraftstoffverbrauch (delta indicated fuel consumption)

$\beta_{MFB50}$  = Parabelkoeffizient

$\Delta MFB50$  = Delta Verbrennungsschwerpunktlage

$$\Delta MFB50 = \alpha_{MFB50,ist} - \alpha_{MFB50,ref} \quad (2.3)$$

Mit:

$\alpha_{MFB50,ist}$  = Gemessene Verbrennungsschwerpunktlage

$\alpha_{MFB50,ref}$  = Referenzverbrennungsschwerpunktlage (entweder 8 °CA oder Kennfeld)

Mit den in den Gleichungen (2.2) und (2.3) beschriebenen Zusammenhang zwischen delta ISFC und MFB50 kann wie in Gleichung (2.4) dargestellt, der durch den Klopfeingriff zusätzlich benötigte Kraftstoffverbrauch ( $\Delta FC$ ) in Abhängigkeit von der Verbrennungsschwerpunktlage bestimmt werden.

$$\Delta FC = FC * \left( 1 - \frac{ISFC}{ISFC - \Delta ISFC} \right) \quad (2.4)$$

Mit:

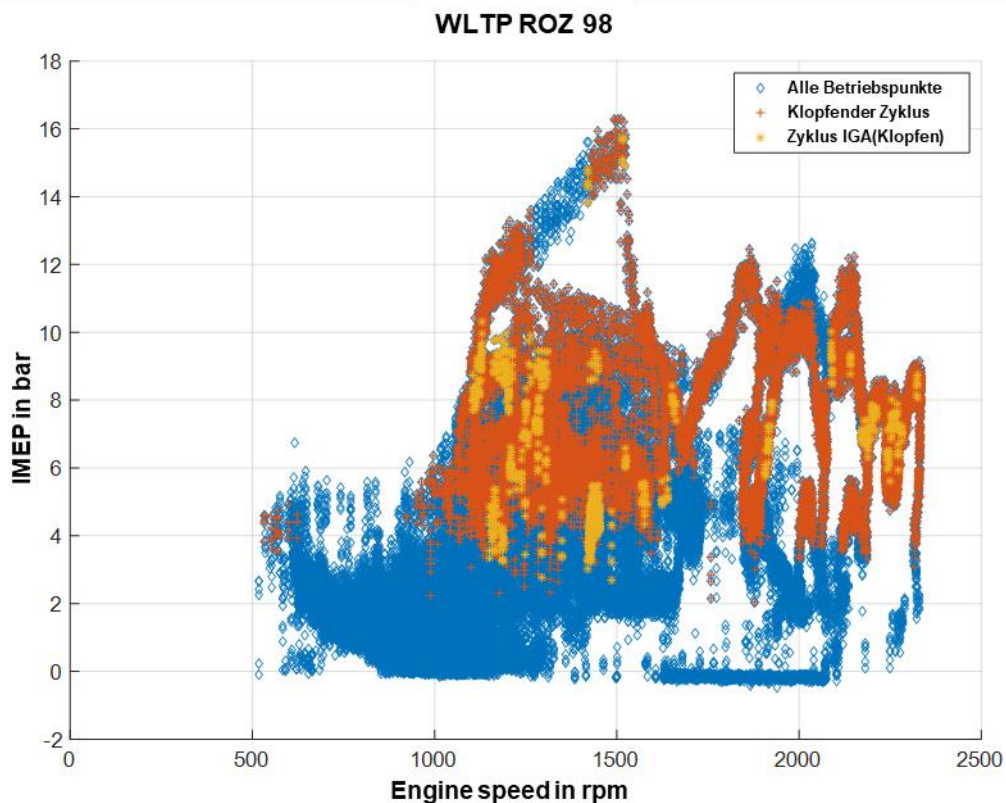
$\Delta FC$  = Delta Kraftstoffverbrauch

$FC$  = Kraftstoffverbrauch

$ISFC$  = Spezifischer Kraftstoffverbrauch

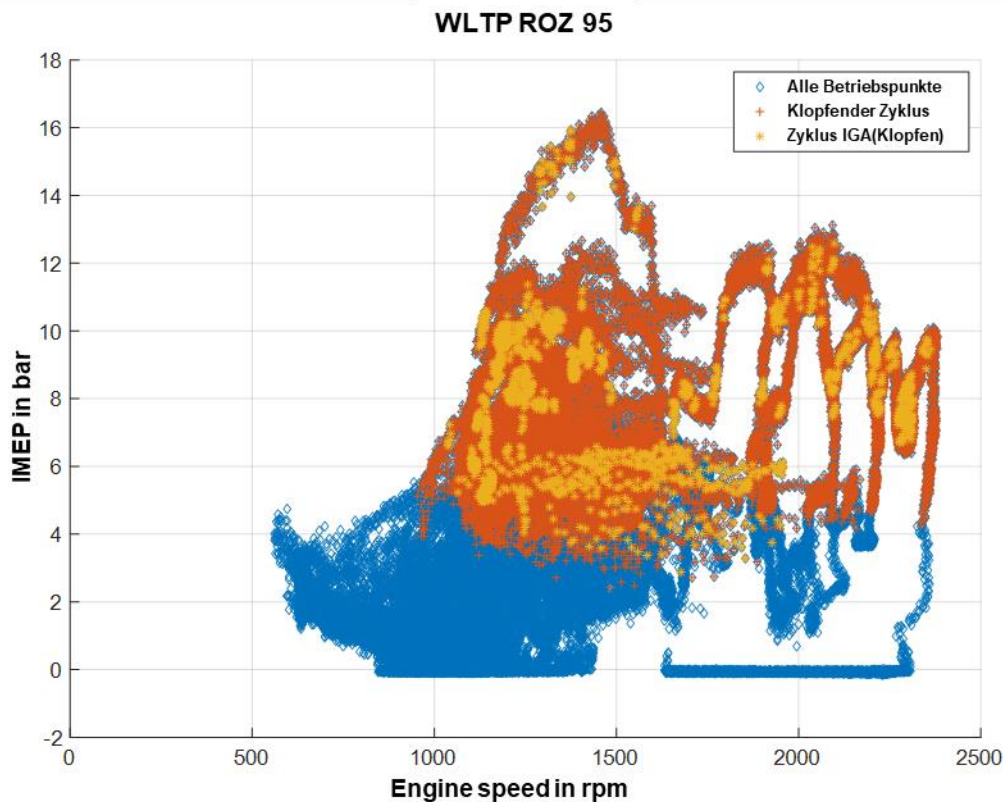
$\Delta ISFC$  = Delta Spezifischer Kraftstoffverbrauch

Ergänzend sind für die Berechnung der möglichen Kraftstoffeinsparungen Lastpunkte, die der Versuchsträger während eines WLTP (Worldwide Harmonized Light-Duty Vehicle Test Procedure) anfährt, gemessen worden. Diese angefahrenen Betriebspunkte bilden die Grundlage für die durchgeführte Potentialabschätzung. In Abbildung 5 bzw. Abbildung 6 sind diese Betriebspunkte für Kraftstoffe mit 95 bzw. 98 Oktan (ROZ) dargestellt. In den beiden Abbildungen ist gut zu erkennen, wie die Klopfneigung durch die geringere Oktanzahl, bei 95 Oktan, gesteigert wird.



**Abbildung 5:** WLTP Lastpunkte mit 98 Oktan, gemessen mit dem verwendeten Versuchsträger [64]. In Blau sind alle Betriebspunkte die während des WLTP angefahren worden sind dargestellt. In Rot sind die klopfenden

Betriebspunkte dargestellt. In Gelb sind alle Betriebspunkte dargestellt, bei denen ein Zündwinkleingriff aufgrund von klopfen aktiv war



**Abbildung 6:** WLTP Lastpunkte mit 95 Oktan, gemessen mit dem verwendeten Versuchsträger [64]. In Blau sind alle Betriebspunkte die während des WLTP angefahren worden sind dargestellt. In Rot sind die klopfenden Betriebspunkte dargestellt. In Gelb sind alle Betriebspunkte dargestellt, bei denen ein Zündwinkleingriff aufgrund von klopfen aktiv war

Während eines WLTP durchläuft der Versuchsträger verschiedene Motorbetriebszustände, wie Vollast, Leerlauf oder Teillast, damit er jederzeit innerhalb des vorgeschriebenen Geschwindigkeitsfensters bleibt. Wird die Geschwindigkeit innerhalb des Testzyklus verringert, was beispielsweise dem Ausrollen zu einer roten Ampel entspräche, so wird der Motor in den Betriebszustand Leerlauf gebracht und dabei in der Regel der Zündwinkel nach spät verschoben, um eine schnelle Drehmomentreserve aufzubauen. Um Motorzyklen in einem solchen Betriebszustand sicher von den Berechnungen auszuschließen, sind weitere Bedingungen für die erlaubten Betriebszustände implementiert worden: Die für die Berechnungen zulässigen Motorbetriebszustände müssen eine Verbrennungsschwerpunktlage von mehr als  $8^\circ\text{CA}$  aufweisen und der Motorbetriebszustand muss Teil- oder Vollast entsprechen. Nur wenn alle genannten Bedingungen erfüllt werden, wird die theoretische Kraftstoffeinsparung für diesen Zyklus berechnet. Die einzelnen theoretischen Kraftstoffeinsparungen werden innerhalb der Berechnung kumuliert und mit den gemessenen Werten ins Verhältnis gesetzt, um die Veränderungen besser sichtbar zu machen.

In Tabelle 4 sind die wichtigsten Ergebnisse der Abschätzung des potentiell einsparbaren Kraftstoffes dargestellt.

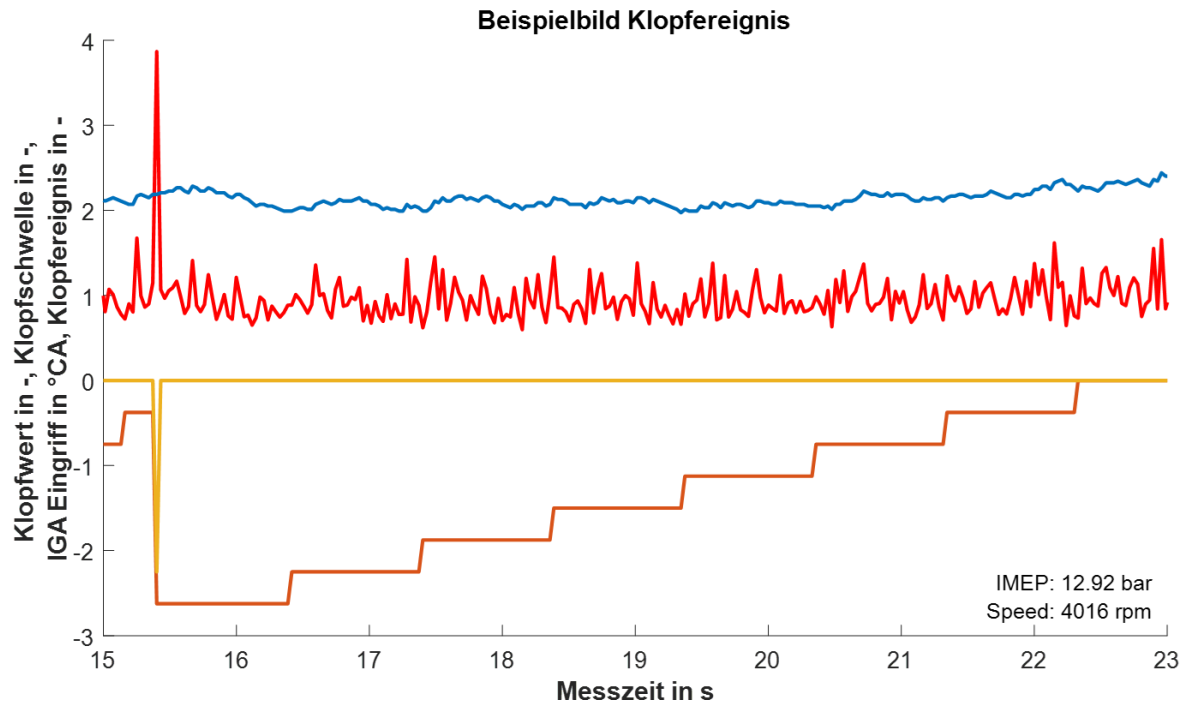
**Tabelle 4:** Ergebnisse der Simulation des Verbrauchsvorteils. Klopfbedingungen: Fall A: Nur klopfender Motorzyklus, Fall B: Alle Motorzyklen mit Klopfeingriff

Nr.:	Klopfbedingungen	MFB50 Referenz	Kraftstoff [ROZ]	Für Auswertung verwendbare Betriebspunkte [%]	Kraftstoff-einsparung [l/100km]	Kraftstoff-einsparung [%]	CO <sub>2</sub> -Einsparung [g/km]
1	A	Kennfeld	98	0,50	0,009	0,083	0,222
2	A	8 °CA aiTDC	98	0,50	0,010	0,085	0,228
3	A	Kennfeld	95	1,40	0,011	0,101	0,272
4	A	8 °CA aiTDC	95	1,40	0,012	0,108	0,293
5	B	Kennfeld	98	11,55	0,092	0,824	2,201
6	B	8 °CA aiTDC	98	11,55	0,100	0,893	2,384
7	B	Kennfeld	95	32,05	0,209	1,841	4,972
8	B	8 °CA aiTDC	95	32,05	0,222	1,954	5,278

Die Tabelle ist in zwei Teile aufgeteilt, zunächst in die Konfigurationen eins bis vier und dann in fünf bis acht. Bei den ersten vier Konfigurationen (Fall A) wird immer nur der als klopfend erkannte Motorzyklus für die Berechnungen genutzt. Dies führt zu einer Unterbewertung des Potentials, da Zündwinkelrückzüge durch die Klopfregelung über mehrere Motorzyklen wirken. Deswegen stellen diese Berechnungen eine Art Untergrenze für das zu erwartende Potential dar. Im zweiten Teil der Tabelle (Fall B) sind alle Motorzyklen, bei denen ein Zündwinkeleingriff aufgrund von Klopfen oder durch bereits gelernte Adaptionen aktiv ist, Teil der Berechnung. Hierdurch entsteht ein überbewertetes Potential.

Mit der Abbildung 7 soll der Unterschied zwischen Fall A und B illustriert werden. Wird durch die Klopferkennung ein Klopfereignis erkannt, das heißt der Wert des Klopfsignals (rot). In der Abbildung blau dargestellt, ist größer als der Wert der Klopfchwelle (blau), wird das Signal Klopfereignis ausgelöst (orange). Daraufhin führt die Klopfregelung in Abhängigkeit von der Klopfstärke, also der Intensität des Klopfereignisses, einen Zündwinkeleingriff aus. Der Zündwinkel wird in Richtung spät verstellt, um weitere Klopfereignisse zu unterbinden. Über mehrere Motorzyklen wird dieser Zündwinkeleingriff wieder auf seine ursprüngliche Lage (Winkel) zurückgerampft (braun). Dadurch ist die Dauer der Auswirkung eines erkannten Klopfereignisses um ein Vielfaches größer, als wenn der Zündwinkel nur für einen Motorzyklus verstellt werden würde.





**Abbildung 7:** Klopfender Motorzyklus bei 4016 rpm und 12,92 bar (IMEP)

Die Auswirkungen der Klopfbedingungen und der der Wahl des Referenz MFB50 sind in der fünften Spalte der Tabelle 4, für Auswertung verwendbare Betriebspunkte, sowie in der Abbildung 5 und Abbildung 6, jeweils in Kombination mit den beiden verwendeten Kraftstoffen, gut zu erkennen. Die Referenzverbrennungsschwerpunktlage, dargestellt in Spalte drei, gibt an, auf welche Verbrennungsschwerpunktlage zurückgerechnet worden ist. Die Referenzverbrennungsschwerpunktlage hat keine starke Auswirkung auf die Berechnung. Wie erwartet hat speziell der verwendete Kraftstoff einen großen Einfluss auf das Klopfverhalten und damit auch auf diese Abschätzung. Es kann also festgestellt werden, dass der verwendete Kraftstoff zusammen mit den Klopfbedingungen den größten Einfluss auf die Ergebnisse aufweisen (siehe hierzu auch Spalten sechs bis acht in der Tabelle). Zunächst fällt hier erwartungsgemäß auf, dass ein sehr großer Unterschied zwischen dem ersten und zweiten Teil der Tabelle besteht. Ursächlich hierfür ist unter anderem, dass das Potential in der zweiten Hälfte der Tabelle überschätzt wird. Das Potential wird hier deshalb überbewertet, da auch berechnete Winkelrückzüge durch die Klopfkennung, die zum Motorschutz notwendig sind, mit in die Berechnung aufgenommen worden sind. Dies gilt zwar auch für die erste Hälfte der Tabelle. Hier überwiegt aber, dass nur ein Motorzyklus in der Berechnung beachtet wird, gegenüber der Tatsache, dass auch berechnete Winkelrückzüge stattgefunden hatten. Zudem werden die Winkelrückzüge bei den unteren vier Konfigurationen, durch das Beachten aller Klopfwinkelingriffe auf den Zündwinkel, in gewisser Weise aufsummiert. Dies führt schließlich zu dem beobachteten großen Unterschied. Das Resultat dieser Abschätzung ist ein recht weiter Bereich zwischen den Ergebnissen. Im ersten Teil der Tabelle von 0,08 bis 0,11% und im zweiten Teil von 0,82 bis 1,96%. Wenn nun davon ausgegangen wird, dass das wahre Potential irgendwo zwischen diesen Ergebnissen liegt, scheinen weitere Untersuchungen durchaus gerechtfertigt.

### 2.4.2 Vergleich Klopferkennungsmethoden

Zum effektiven Motorschutz, bei gleichzeitiger Sicherstellung eines möglichst hohen Wirkungsgrades, ist es unerlässlich, dass eine gute und sichere Unterscheidung zwischen klopfender und nicht klopfender Verbrennung durch das eingesetzte Klopferkennungsverfahren erfolgt. Weiterhin muss das Verfahren oder die Methode auch eine Aussage über die Klopfstärke, d.h. wie intensiv das Klopfereignis im Vergleich zu einer normalen Verbrennung ist, ermöglichen. Dies ist notwendig, um der Erkennung eine effektive Regelung nachschalten zu können. Von entscheidender Bedeutung für die Erkennungsgüte kann auch das Zusammenspiel von Klopferkennungsmethode, verwendetem Sensor und Signalverarbeitung sein. Aus diesem Grund musste, bevor eine Klopferkennung mit den Vitesco Zylinderdrucksensoren in den Prototypensteuergeräten umgesetzt wurde, zunächst eine geeignete Klopferkennungsmethode gefunden werden. Deshalb wurde eine umfangreiche Literaturrecherche zur Klopferkennung mit Zylinderdrucksensoren (ICPS) durchgeführt. Das Ergebnis und die Schlüsse werden in diesem Kapitel dargestellt.

Bei der Reihenfolge wurde versucht, von neueren Verfahren hin zu bereits seit längerem bekannten Verfahren hin zu arbeiten. Hierdurch ergab sich folgende Reihenfolge: Modellbasierte Verfahren → FFT → Ableitungen → Analyse Heizverlauf → Integrierende Methoden → Spitze-Spitze Verfahren → Analyse Zylinderspitzendruck.

#### 2.4.2.1 Modellbasierte Verfahren (Abstands-basierte Modelle)

In der jüngeren Vergangenheit ist versucht worden, mit Computermodellen eine Klopfgrenze zu errechnen. Beispielsweise ist geprüft worden, über die Bestimmung des Abstands zur chemischen Aktivierungsenergie, die für eine Detonation im Zylinder notwendig ist, einen maximal möglichen Zündwinkel zu bestimmen [30]. Ziel dieser Verfahren [53–55, 65, 66] ist es, nahe an die Klopfgrenze heranzufahren, ohne wirklich Klopfereignisse auszulösen. Die Klopfgrenze beschreibt hierbei den Grenzwert (für den Zündwinkel) bei dem gerade noch kein Klopfen auftritt. Theoretisch tritt so kein Klopfen auf und es kommt zu keinen Zündwinkelrückzügen, welche sich negativ auf den Wirkungsgrad des Motors auswirken. Diese Verfahren sind kritisch zu bewerten, auch wenn die Idee sinnvoll erscheint, da das Klopfen nach wie vor als stochastisches Phänomen angesehen wird [30, 67, 68]. Gestützt wird diese Einschätzung durch die Tatsache, dass es beim Betrieb eines Ottomotors viele weitere Einflüsse gibt. Hier sind vor allem die zyklischen Schwankungen zu nennen, die ihrerseits Einfluss auf das Klopfen aufweisen. Vermutlich eine der ersten Ideen in diese Richtung ist das abstands-basierte Verfahren nach [51]. Ein solches Verfahren wurde in dieser Arbeit nicht untersucht, da deren Sinnhaftigkeit aufgrund der Zufälligkeit des Phänomens in Frage gestellt wird. Zudem ist die Ausführung solcher Modelle hinsichtlich ihres Rechenaufwands verhältnismäßig aufwendig, was die Umsetzbarkeit in einer normalen ECU in Frage stellt. Zuletzt muss noch festgestellt werden, dass die Modelle in Veröffentlichungen oft nicht genau genug beschrieben sind, um diese in geeigneter Weise nachzubauen.

#### 2.4.2.2 Fast-Fourier-basierte Verfahren

In der Klopftheorie sind Fast Fourier Analysen, welche in der Regel auf der Fast Fourier Transformation (FFT) oder Diskrete Fast Fourier Analysen (DFT) basieren, seit längerem in der An-

wendung, um festzustellen, ob Klopfen vorliegt oder nicht. Der physikalische Hintergrund dieser Verfahren sind die in Abhängigkeit von der Brennraumgeometrie auftretenden Druckschwingungen im Brennraum, welche bei klopfenden Verbrennungen stärker angeregt werden, als dies bei einer normalen Verbrennung der Fall ist. In [30] sind acht weitere Quellen genannt, die sich mit solchen Verfahren beschäftigen, wobei diese wohl alle auf [69] zurück zu führen sind. In der Entwicklung werden diese Verfahren eingesetzt, um die Klopfsensorapplikation zu unterstützen [30]. Hierbei werden die tatsächlich bei klopfendem Betrieb auftretenden Frequenzen bestimmt und dann die Filter für die klopfsensorbasierte Klopfkennung darauf abgestimmt.

Bis vor wenigen Jahren war die Berechnung einer FFT in Echtzeit in einer Motorsteuerung nicht möglich, da diese einen vergleichsweise hohen Rechenaufwand erfordern. In den letzten Jahren sind solche Berechnungen aber möglich geworden, wie ein Patent, welches auf einer FFT basiert, beweist [56]. Weitere Quellen für solche Verfahren sind [49, 52, 70]. Die Verfahren funktionieren dabei wie beschrieben, indem sie die Amplituden an vorher berechneten Frequenzen auswerten und so einen Schluss über den Klopfzustand des Zylinders zulassen.

Vorteilhaft an einem solchen Verfahren ist, dass nach bestimmten vorher berechenbaren Frequenzen gesucht werden kann und in Abhängigkeit von deren Amplituden eine Aussage zum Klopfen getroffen werden kann. Durch die Möglichkeit, nur bestimmte Frequenzen auszuwerten, ergibt sich eine höhere Toleranz des Verfahrens gegenüber Störgeräuschen. Nachteilig an diesen Verfahren ist vor allem der relativ hohe Rechenaufwand. Zudem ist der Mehrwert eines solchen Verfahrens fraglich, da mit einer geeigneten Filterung des direkten Zylinderdrucksignals dieselbe Güte bezüglich der Aussage erreichbar sein sollte. Wavelet-basierte Verfahren, die den FFT-Verfahren recht ähnlich sind [71], sind hier nicht untersucht worden. Ein wesentlicher Nachteil der Wavelet-basierten Klopfkennung ist die Begrenzung der verwendeten Wavelet-Basen [34]. Dennoch wurde zum Vergleich ein FFT Verfahren für den Vergleich der Verfahren umgesetzt, siehe 2.4.3.1.

### 2.4.2.3 Ableitungsbasierte Verfahren

Die auf der Ableitung des Zylinderdruckverlaufs basierenden Verfahren nutzen in unterschiedlicher Weise die größeren Gradienten des Zylinderdruckverlaufs bei einer klopfenden Verbrennung aus, um zwischen einer normalen und einer klopfenden Verbrennung zu unterscheiden. Viele neuere Quellen beziehen sich auf [72–74]. Der Autor dieser Quellen stellte fest, dass Klopfen mit einem abrupten Druckanstieg (große positive Krümmung) verbunden ist, gefolgt von einer ungewöhnlich schmalen Druckspitze, aufgrund eines schnellen Wärmeverlusts (große negative Krümmung). Und da die Krümmung eines Signals die zweite Ableitung ist, führt ein schneller Wechsel von positiver zu negativer Krümmung zu einer großen negativen dritten Ableitung der Druckkurve. Diese Zusammenhänge stellen die Basis für die Klopfkennung mit der ersten und der dritten Ableitung dar.

Weitere Quellen zu Verfahren mit der ersten Ableitung: Nach [75] kann durch die Auswertung der Steigung zwischen zwei Punkten, also einer einfachen Form der ersten Ableitung, gut zwischen klopfenden und nicht klopfenden Verbrennungen unterschieden werden. Zudem wird in diesem Paper eine Klopfschwelle von 3 bar/°CA vorgeschlagen und begründet. Auch in [68, 76–78] wird ein derartiges Verfahren vorgestellt.

Beispiele für die Verwendung der dritten Ableitung zur Klopferkennung: Bei diesem Verfahren wird der negative Maximalwert der dritten Ableitung des Zylinderdruckverlaufs ausgewertet [49, 66, 79]. In der Literatur werden verschiedene Schwellenwerte angegeben, für eine Abtast-rate von  $1^\circ\text{CA}$ :  $0,13 \text{ bar}/^\circ\text{CA}^3$  über  $0,07 \text{ bar}/^\circ\text{CA}$  bis  $1,5 \text{ bar}$  bei starken Klopfereignissen [72–74]. Bei zehnfacher Abtastrate gibt [49] einen Schwellenwert von  $3800 \text{ bar}/^\circ\text{CA}$  an, wobei er aufgrund eines rauscharmen Signals auf eine Filterung verzichtet.

Nachteile dieser Verfahren sind die sehr große Abhängigkeit von der Abtastrate, mit der gemessen wird, da die Gradienten wegen der Berechnung der Differenzenquotienten stark mit den Abtastraten variieren und damit auch die Schwellenwerte der Klopferkennung. Weiterhin sind diese Methoden rauschanfällig, stark abhängig vom verwendeten Filter und vom Klopfzeitpunkt. Wenn ein verrauschtes Signal abgeleitet wird, kommt es zu großen Gradienten, was dann die Klopferkennung erschwert. Wenn das Klopfen spät auftritt (größerer Abstand zum Zündzeitpunkt), kann es aufgrund der geringen Gradienten nicht mehr erkannt werden. Die verhältnismäßig einfache Realisierbarkeit der Ableitungen durch geeignete Filter ist ein Vorteil dieser Verfahren. Beide Verfahren, basierend auf der ersten und auf der dritten Ableitung, sind für die Simulationen umgesetzt worden.

### 2.4.2.4 Analyse des Heizverlaufs

Ein sehr interessantes Verfahren, welches auf der Analyse von heizverlaufsbezogenen Werten beruht, wird in [67] vorgestellt. Die Idee des Verfahrens beruht auf der Tatsache, dass die Energiefreisetzung nach dem Zünd-OT bei einer klopfenden Verbrennung schneller vorstättgeht, als dies bei einer normalen Verbrennung der Fall ist. Analysiert wird hierbei der Abstand zwischen dem Verbrennungsschwerpunkt (MFB50) in Grad Kurbelwinkel und dem Verbrennungspunkt 10% (MFB10) nach dem eigentlichen Verbrennungsende, d.h. auf der abfallenden Seite der Energiefreisetzungskurve. Da zur Zeit der Entwicklung des Verfahrens eine Echtzeit-Brennverlaufsanalyse nur bedingt in einer Motorsteuerung möglich war, wird in der Quelle [67] ein weiteres Verfahren vorgestellt. Dieses Verfahren ist zwar bezüglich seiner Genauigkeit etwas unterlegen, ist aber einfacher umsetzbar, da es auf Ableitungen des Brennverlaufs beruht. Der Grundgedanke des ursprünglichen Verfahrens bleibt aber erhalten: Aufgrund der bei Klopfen schnelleren Verbrennung fällt die Energiefreisetzung ganz am Ende der Verbrennung schneller ab, wodurch der negative Maximalwert der zweiten Ableitung des Brennverlaufs im Vergleich zu einer normalen Verbrennung höher ist. Modernere Verfahren wie [30, 46, 51, 66, 70] beruhen hierbei verschieden stark auf diesen Überlegungen.

Vorteil dieses Verfahrens ist seine Rauschunempfindlichkeit, da zunächst eine Heizverlaufs-berechnung durchgeführt wird und dann der Abstand zwischen zwei Punkten verglichen wird. Alternativ kann auch das negative Maximum der zweiten Ableitung des Heizverlaufs ausgewertet werden. Weiterhin muss die Abtastrate nicht so hoch wie bei anderen Verfahren gewählt werden, da dies für die Bestimmung des Heizverlaufs nicht notwendig ist. Zudem kann beispielsweise der ermittelte Verbrennungsschwerpunkt an anderer Stelle in der ECU genutzt werden. Die bei anderen ICPS- und schwingungsbasierten Klopferkennungsmethoden auftretenden negativen Einflüsse, wie beispielsweise die durch zyklische Schwankungen unterschiedlich stark angeregten Schwingungsmodi, die von mechanischen Bauteilen verursachten Störungen (zum Beispiel durch das Schließen der Ventile angeregte Schwingungen oder Pfeifschwingungen im Drucksensor), spielen bei diesem Verfahren keine Rolle [67]. Nachteilig

ist der relativ hohe Rechenaufwand und damit die benötigte Rechenzeit in der ECU. Weiterhin ist die notwendige Abschätzung der Klopfintensität mit diesem Verfahren ungeklärt und bedürfte zumindest weiterer Untersuchungen. Für die nachfolgenden Untersuchungen sind die vereinfachten Varianten der Verfahren, welche auf den Ableitungen beruhen, umgesetzt worden.

### 2.4.2.5 Integrierende Methoden

In der Serie sind integrierende Methoden in Verbindung mit dem Klopfsensor Stand der Technik, siehe hierzu Kapitel 2.1.1. In der Regel werden bei diesem Verfahren für jeden Zylinder über einen bestimmten Kurbelwinkelbereich die Vibrationen am Motorblock mit dem Klopfsensor gemessen. Dieses Signal wird dann in geeigneter Weise gefiltert, aufsummiert und mit einem Schwellenwert verglichen, um festzustellen, ob Klopfen vorliegt oder nicht [40, 46, 49, 50, 66, 70, 80]. Je nach Quelle unterscheiden sich diese Methoden aber im Detail. So werden oft unterschiedliche Filter verwendet, die Fensterbreite ist verschieden oder es wird wie beispielsweise bei [46] anstelle der direkten Nutzung des bandpassgefilterten Zylinderdrucks der Betrag der ersten Ableitung für die Integration genutzt. Bei [50] wird ein Drucksprung des integrierten Heizverlaufs ausgewertet. An diesem Beispiel ist auch gut ersichtlich, dass die Grenzen zwischen den einzelnen Verfahren mitunter verschwimmen.

Vorteilhaft bei diesem Verfahren ist seine Einfachheit und dass es aufgrund seiner weiten Verbreitung fertige Hardwarebausteine für eine Integration in die Motorsteuerung gibt. Nachteilig sind die starke Abhängigkeit vom verwendeten Klopfenster, also dem Kurbelwinkelbereich, in dem nach Klopfen gesucht wird, die Abhängigkeit vom Filter und die hohe Rauschempfindlichkeit. Weiterhin ist die Erkennungsgüte stark von der Abtastrate des Zylinderdrucksignals abhängig. Zum Vergleich ist ein solches Verfahren auch auf der Basis von Zylinderdruckmesswerten umgesetzt worden.

### 2.4.2.6 Spitze-Spitze-Verfahren

Bei Spitze-Spitze-Verfahren, wie in [46, 68, 81] beschrieben, wird der Abstand zwischen dem Minimum und dem Maximum des hochfrequenten Anteils des Zylinderdrucks ausgewertet, eine genauere Beschreibung eines solchen Verfahrens ist in Kapitel 2.4.4 dargestellt.

Es ist ein relativ einfach umzusetzendes Verfahren mit einem guten Signal zu Rausch Verhältnis (SNR). Die Bestimmung der Klopfintensität ist bei diesem Verfahren gut nachvollziehbar. Nachteilig an dieser Methode ist seine starke Abhängigkeit vom verwendeten Filter zur Bestimmung des hochfrequenten Anteils des Zylinderdrucks und die Abhängigkeit von der verwendeten Abtastrate sowie der Breite des Klopfensters.

Verfahren, die nur eine Spitze, wie in [34, 40, 49, 51, 68, 82] beschrieben, also nur den positiven oder den negativen Maximalwert des hochpassgefilterten Zylinderdrucks auswerten, werden hier nicht weiter erklärt, da diese im Prinzip gleich wie die Spitze-Spitze-Verfahren funktionieren. Das in Kapitel 2.4.4 vorgestellte Verfahren ist Teil des nachfolgenden Vergleichs der Methoden in 2.4.3.

### 2.4.2.7 Analyse des Zylinderdruckmaximums

Ein denkbar einfaches Verfahren wird unter anderen in [46, 49] vorgestellt, es basiert auf der Auswertung des Zylinderspitzen drucks. Das Verfahren beruht auf der Erkenntnis, dass klopfende Verbrennungen, bei sonst gleichen Rahmenbedingungen, i. d. R. mit höheren Zylinder spitzen drücken einhergehen.

Gut an diesem Verfahren ist seine Einfachheit: sobald Zylinderdruckwerte verfügbar sind, kann der Spitzenwert zum Beispiel durch eine „Maximum-Suche“ bestimmt werden. Zudem kann dieser Wert auch an anderer Stelle genutzt werden, um beispielsweise eine Spitzendrucklimi tierung zum Motorschutz umzusetzen.

Problematisch an diesem Verfahren sind die Arbeitspunktabhängigkeit insbesondere bei tran sienter Last und die immer vorhandenen Schwankungen des Spitzendruckes aufgrund der zyklischen Schwankungen. Im üblichen, dynamischen Motorbetrieb ist deshalb eine effektive Klopferkennung nicht möglich. Denkbar wäre eine Umsetzung bei stationär betriebenen Mo toren, welche oft nur an einem Betriebspunkt betrieben werden. Unabhängig davon können Klopfereignisse, welche erst „spät“ einsetzen, d. h. mit größerem Abstand zum Zünd-OT, nicht oder nur schwer erkannt werden, da dann die Druckanstiege durch das Klopfen nicht mehr ausgeprägt genug sind. Zum Vergleich ist ein solches Verfahren als Teil der Simulationen umgesetzt worden.

### 2.4.3 Simulation

Mit Simulation ist hier eine Untersuchung gemeint, bei der mit Hilfe von Matlab und gemessenen Zylinderdruckdaten Vergleiche bezüglich der Klopferkennungsgüte von unterschiedlichen Klopferkennungsmethoden unternommen werden.

In den vorigen Unterkapiteln sind verschiedene Klopferkennungsmethoden vorgestellt worden. Diejenigen, welche interessant erschienen und implementierbar waren, wurden für diese Un tersuchung ausgewählt und in Matlab umgesetzt. So sind mit acht der elf vorgestellten Verfah ren Simulationen mit den aufgezeichneten Messdaten durchgeführt worden. Als Referenz für diese Simulationen wurde in diesem ersten Schritt der Serienstand der Klopferkennung mit Klopfensensoren aus dem Versuchsträger genutzt, da dieser als sicher und erprobt erachtet wird. Die verwendeten Messdaten sind zu diesem Zweck mit dem Versuchsträger, welcher zu die sem Zeitpunkt schon mit der finalen Messtechnik, siehe Kapitel 2.3, ausgestattet war, aufge zeichnet worden. Konkret sind Messdaten von einem Vorversuch auf einem Leistungsrollen prüfstand aufgezeichnet worden. Für die Simulation sind die von der Motorsteuerung als klopfende Motorzyklen ausgewiesenen Zyklen (247 Zyklen) von 13 verschiedenen Arbeitspunkten mit Drehzahlen von 1000 bis 4000 Umdrehungen pro Minute und Mitteldrücken (IMEP) von 9 bis 19 bar genutzt worden. Zur Druckmessung im Zylinder sind Kistler und SAPS Zylinder drucksensoren verwendet worden, d.h. alle sechs Zylinder des Versuchsträgers waren doppelt indiziert. Aufgrund von Synchronisationsproblemen, d.h. es konnte nicht immer sichergestellt werden, dass Messdaten aus verschiedenen Quellen (Motorsteuerung (ETAS) und zwei Indi Cars) immer eindeutig einem Motorzyklus zugewiesen werden konnten, sind nur vier der sechs Zylinder (2, 3, 5 und 6) für die Untersuchungen genutzt worden, da für diese Zylinder eine Synchronisation für alle Motorzyklen gegeben war.

Nachfolgend werden die acht verschiedenen Klopferkennungsmethoden anhand von Korrelationsuntersuchungen mit der Serienstandklopferkennungsmethode verglichen, wobei jeweils sowohl die Kistler Zylinderdrucksensoren wie auch SAPS verwendet wurden.

### 2.4.3.1 Simulationsergebnisse

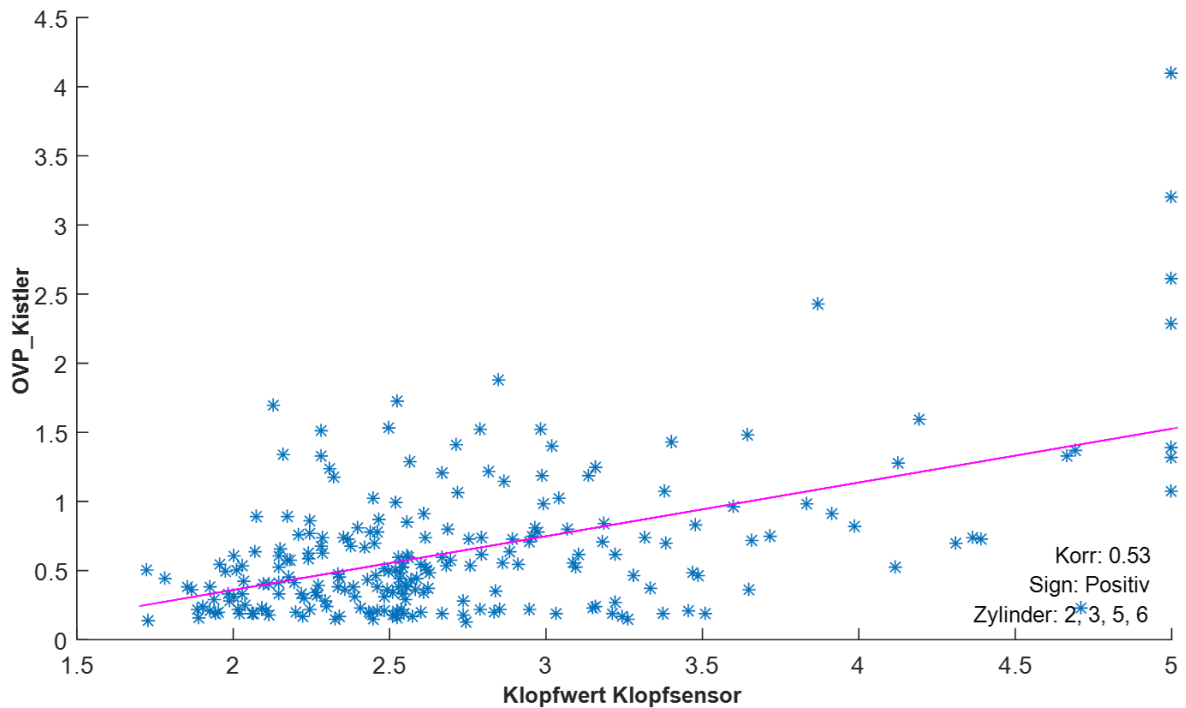
In diesem Unterkapitel werden die Simulationsergebnisse der verschiedenen beschriebenen Klopferkennungsverfahren im Vergleich mit der in der Serie verwendeten Klopferkennungsmethode dargestellt und Erklärungen für das unterschiedliche Abschneiden gegeben.

In Abbildung 8 ist ein solches Simulationsergebnis als Korrelation dargestellt. Die Korrelation ist hier beispielhaft aus der Serienstandklopferkennung und der Overpressure (OVP) Methode berechnet worden. Die Serienklopferkennung basiert hierbei auf dem Klopfsensor. Der Overpressure ist, eine Ausprägung eines Spitze-Spitze-Verfahrens (siehe hierzu 2.4.2.6) und beruht in diesem Fall auf dem Kistler Sensor. Das Verfahren zur Berechnung des OVP wird in 2.4.4 beschrieben. In der Abbildung ist auf der Abszisse die Referenz, also der Serienstand der Klopferkennung dargestellt. Auf der Ordinate ist jeweils das Vergleichssignal, also die zu vergleichende Klopferkennungsmethode abgebildet. Zur einfacheren Auswertung ist mit Hilfe von Matlab und der Funktion `corrcoef()` eine Korrelationsuntersuchung durchgeführt worden. Der hierbei berechnete Korrelationskoeffizient ( $R$ ) ist ein lineares Zusammenhangsmaß und ermöglicht so einen guten Vergleich der beiden Klopferkennungsmethoden. Da immer die gleiche Referenz und die gleichen Messdaten verwendet werden, können schlussendlich alle Methoden miteinander verglichen werden. Ein weiteres Ergebnis aus dieser Matlab Funktion ist die Signifikanz (Sign) des Korrelationskoeffizienten. Die Signifikanz gibt an, ob ein Ergebnis mit einer bestimmten Wahrscheinlichkeit richtig ist. Die Signifikanz wird bei dieser Untersuchung festgestellt, wenn die Nullhypothese zu 95% verworfen werden kann, wobei die Nullhypothese aussagt, dass kein Zusammenhang zwischen den beiden Größen besteht. Signifikant bedeutet hier also, dass zwischen den Größen ein Zusammenhang besteht und der Korrelationskoeffizient damit aussagekräftig ist.

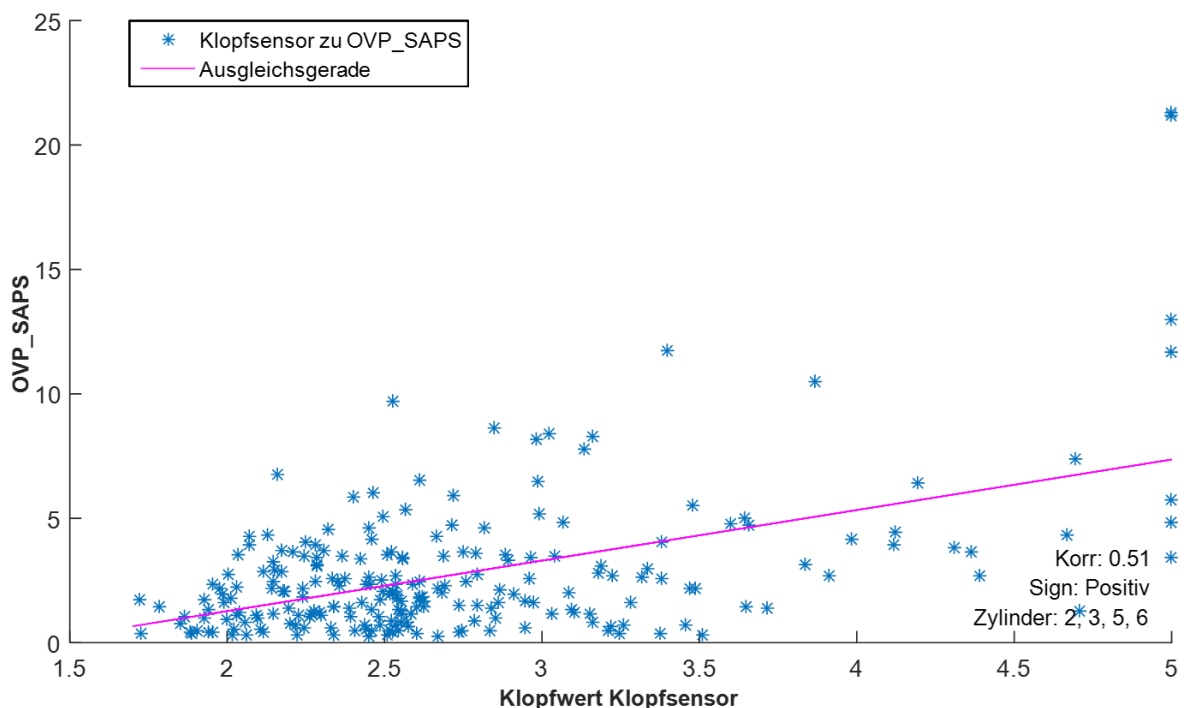
Die Referenzwerte sind auf einen maximalen Wert von 5 limitiert, wie in der Grafik zu erkennen ist. Dies führt eventuell in einigen Fällen zu einem etwas schlechteren Korrelationskoeffizienten. Da hier aber nur eine Vorabschätzung durchgeführt werden sollte, wurde hier keine weitere Korrektur durchgeführt.

Die Ausgleichsgerade (best fit line in Magenta), in der Grafik, wurde hinzugefügt, um eine schnelleres Verständnis des Ergebnisses zu ermöglichen.

Im Vergleich von Abbildung 8 (Kistler), Abbildung 9 (SAPS) werden die unterschiedlichen Empfindlichkeiten der Kistler und SAPS Drucksensoren an den Werten von Overpressure ersichtlich. Weiterhin ist zu erkennen, dass sich die Ergebnisse qualitativ stark ähneln und sich somit ein ähnlicher Korrelationskoeffizient ergibt.



**Abbildung 8:** Simulationsergebnis, Korrelation zwischen Serienstandklopfekennung mit Klopfsensor und Klopfekennung mit OVP Methode mit Kistler Sensoren. Es ergibt sich ein Korrelationswert von 0,53 und der Test auf Signifikanz ist positiv ausgefallen



**Abbildung 9:** Simulationsergebnis, Korrelation zwischen Serienstandklopfekennung mit Klopfsensor und Klopfekennung mit OVP Methode mit SAPS Sensoren. Es ergibt sich ein Korrelationswert von 0,513 und der Test auf Signifikanz ist positiv ausgefallen



Um die Lesbarkeit dieser Arbeit zu verbessern, sind die weiteren Abbildungen der Korrelationsuntersuchungen im Anhang abgedruckt. Die Ergebnisse der Korrelationsuntersuchungen werden mit Hilfe einer Tabelle ausgewertet.

Die in der **Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.** aufgeführten Korrelationen entsprechen den Korrelationswerten aus den Abbildungen. Wie bereits bei den Erklärungen zur Abbildung 8 beschrieben, liegt der Fokus bei dieser Untersuchung auf dem Korrelationskoeffizienten, da diese leicht miteinander verglichen werden können. Dies ist hier deshalb möglich, da alle Korrelationsuntersuchen signifikant waren. Auf diese Weise wird eine erste Abschätzung bezüglich der Eignung der Klopferkennungsverfahren insbesondere im Zusammenspiel mit dem SAPS möglich.

**Tabelle 5:** Korrelationen Motorsteuerungsklopferkennung mit verschiedenen Methoden aus der Literatur umgesetzt in MATLAB. Untersuchungsbereich: IMEP 9 – 19 bar, Motordrehzahl 1000 – 4000 1/min

Nr.:	Methode	Korrelation		Bemerkung	Benennung auf Abbildungen
		Kist.	SAPS		
1	Spitze-Spitze	0,53	0,51		OVP_*
2	Spitze1	0,50	0,51	Unterschiedliche Filter	Abs_OVP_*
3	Spitze2	0,39	0,48		Peak_*
4	Integration1	0,48	0,44	Unterschiedliche Filter	Peak_int_*
5	Integration2	0,51	0,50		Abs_int_high_part_*
6	1. Ableitung1	0,27	0,47	Nur Ableitungsverfahren	Dp_dphi_siha_*
7	1. Ableitung2	0,19	0,44		Dp_dphi_*
8	Druckmaximum	0,18	0,22		Peak_P_*
9	3. Ableitung	-0,30	-0,29		Neg3deriv_*
10	FFT	0,48	0,41		Dft_*
11	2. Ableitung HV	-0,16	-0,41		MaxNeg2derivHRR_*

In der **Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.** ist ersichtlich, dass die Korrelationskoeffizienten, in der dritten Spalte (Korrelation) der Tabelle, bei den SAPS insgesamt etwas höher sind als dies bei den Kistler-Sensoren der Fall ist. Die höhere Übereinstimmung zwischen dem SAPS und dem Klopfsensor könnte damit erklärt werden, dass der SAPS auch einen Teil der mechanischen Schwingungen am Motorblock misst, was dem Messprinzip des Klopfensors entspricht. Andererseits führen die mitgemessenen Schwingungen zu Problemen bei der FFT-basierten Methode. Um die Auswirkung unterschiedlicher Filter und Berechnungsverfahren zu untersuchen sind bei den Methoden 2 & 3, 4 & 5 sowie 6 & 7 immer dieselben Verfahren verwendet worden, jeweils aber mit zwei unterschiedlichen Filtern oder Berechnungsverfahren, siehe in der Tabelle unter Bemerkung.

#### 2.4.3.2 Diskussion der Simulationsergebnisse

Aus der **Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.** wird ersichtlich, dass das Spitze-Spitze-Verfahren (Methode 1) die beste Korrelation liefert und somit am besten mit der Serienklopferkennung übereinstimmen. Das erste Spitze-Verfahren (Methode 2), welches mit einem zentrierten Moving-average-Filter bandpassgefiltert wird, liefert zwar einen gleich guten

Korrelationskoeffizienten, hat aber ein schlechteres Signal zu Rauschen Verhältnis (SNR), wie auf den Abbildungen im Anhang zu erkennen ist. An diesem Beispiel, also den Verfahren 2 und 3, wird der starke Einfluss des verwendeten Filters auf den sich ergebenden Korrelationskoeffizienten gut ersichtlich. Dies gilt auch für die nächsten zwei Verfahren (4 & 5), wobei bei diesen der Effekt weniger stark ausgeprägt ist. Bei diesen beiden integrierenden Verfahren ist erkennbar, dass der SAPS etwas schlechtere Ergebnisse liefert. Vermutlich liegt dies, wie bereits beschrieben, an der nicht ausgeführten mechanischen Entkopplung des Sensorelements vom Sensorgehäuse. Aus diesem Grund funktioniert der SAPS sehr wahrscheinlich etwas mehr wie der Klopfsensor und misst mehr Schwingungen oder Geräusche am Motorblock mit, als es beim Kistler Sensor der Fall ist. Dies kann sich sowohl negativ, wie beschrieben, als auch positiv auswirken. Bei den Verfahren 2 und 3 sowie 6 & 7 führt dies zu einem besseren Ergebnis, bei der linearen Korrelation. Auf der anderen Seite führen die mitgemessenen Schwingungen beim FFT-basierten Verfahren zu einem schlechteren Ergebnis, da hier die Abgrenzung zwischen klopfenden und nicht klopfenden Arbeitsspielen verschlechtert wird. Die Zylinderspitzendruckmethode liefert wie erwartet aufgrund der unterschiedlichen Zylinderspitzendrücke bei unterschiedlichen Lasten schlechte Ergebnisse. Auch die dritte Ableitung des Zylinderdrucks führt zu keinen guten Ergebnissen. Warum der Korrelationskoeffizient beim letzten untersuchten Verfahren beim Kistler Sensor so schlecht ist wurde nicht geklärt. Es wird aber ein Zusammenhang mit dem Sensor vermutet, da die Berechnungen für beide Sensoren dieselben sind und das Ergebnis beim SAPS im Bereich der übrigen Korrelationskoeffizienten liegt. Als Resultat dieses Vergleichs wird das untersuchte Spitze-Spitze-Verfahren für die folgenden Versuche ausgewählt.

### 2.4.4 Klopferkennungsalgorithmus

Mit dem Klopferkennungsalgorithmus, der in das Motormanagementsystem (EMS) integriert ist, wird in Serienfahrzeugen die eigentliche Klopferkennung umgesetzt. Der ursprüngliche Klopferkennungsalgorithmus ist in [12] beschrieben. Im Versuchsträger ist der Klopferkennungsalgorithmus so modifiziert, dass ein Umschalten zwischen klopfensensorbasierter und zylinderdruckbasierter Klopferkennung möglich ist (vgl. Abbildung 10). Die Software ist so gestaltet, dass alle relevanten Werte der drei wesentlichen Sensoren (zwei ICPS und der Klopfsensor), bei allen Versuchen gleichzeitig gemessen werden können, um Plausibilitätstests und weitere Untersuchungen nach den Tests zu ermöglichen. Der Klopferkennungsalgorithmus (vgl. 2.4.4) ist für Versuche wie sie in dieser Arbeit beschrieben sind entwickelt und umgesetzt worden. Die Klopfregelung wurde aus dem Serienstand des Fahrzeugs übernommen, da sich diese hier bewährt hatte.

Zur Verdeutlichung der Auswirkungen, welche sich durch die verschiedenen Sensorarten, Klopfsensor und ICPS, zur Klopferkennung ergeben, werden nachfolgend die beiden unterschiedlichen Algorithmen zur Klopferkennung kurz beschrieben, siehe hierzu Abbildung 10.

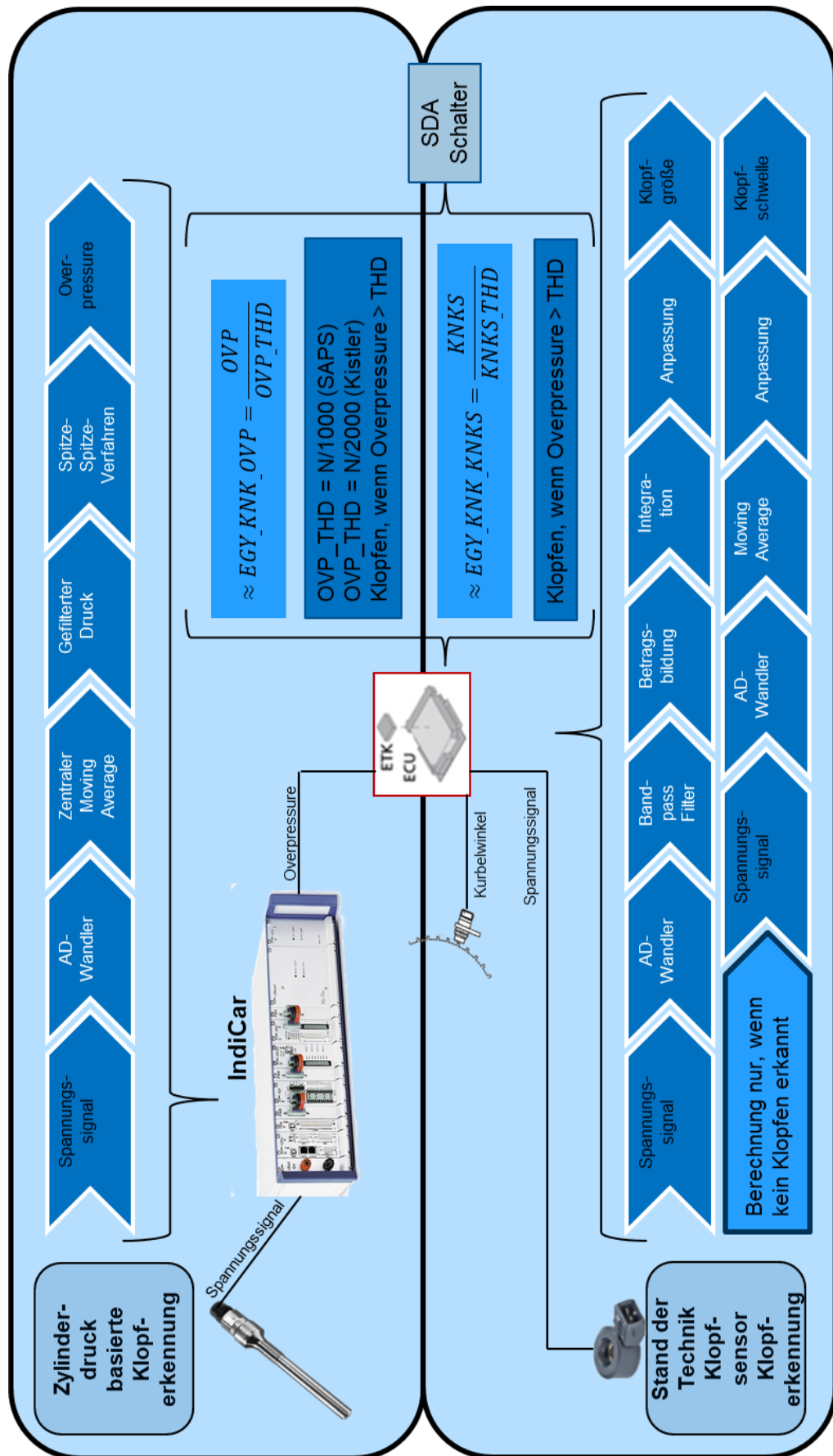
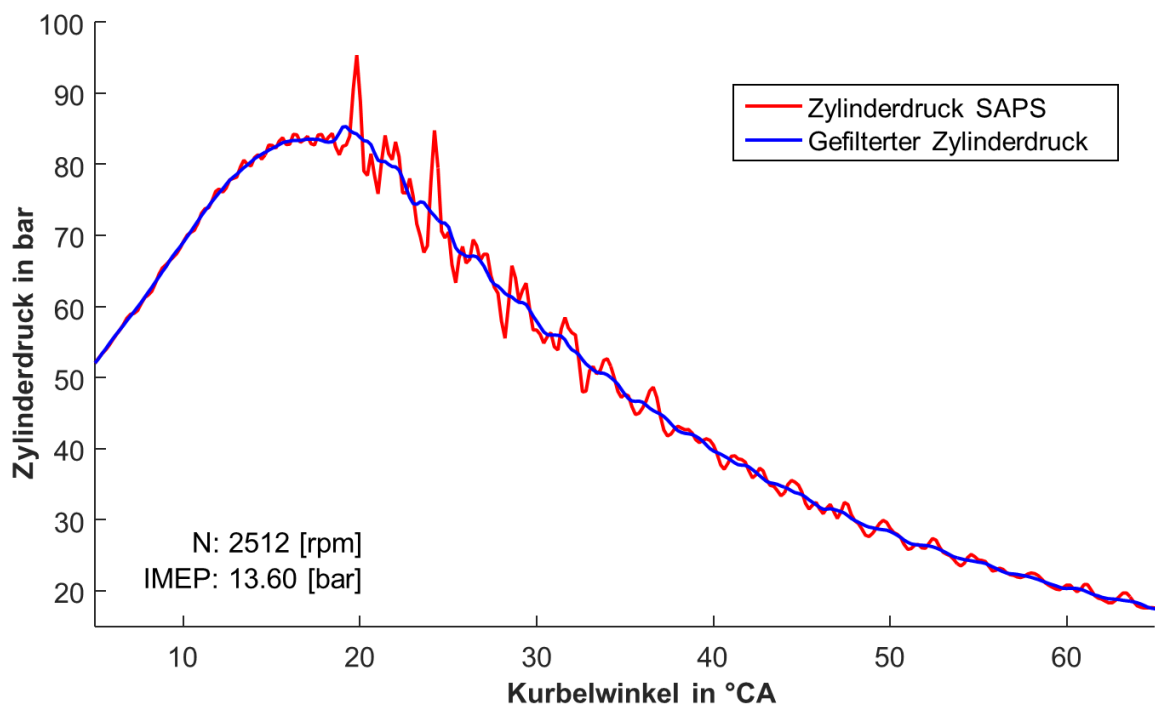


Abbildung 10: Vergleich ICPS-basierte und klopfensensorbasierte Klopf-erkennung

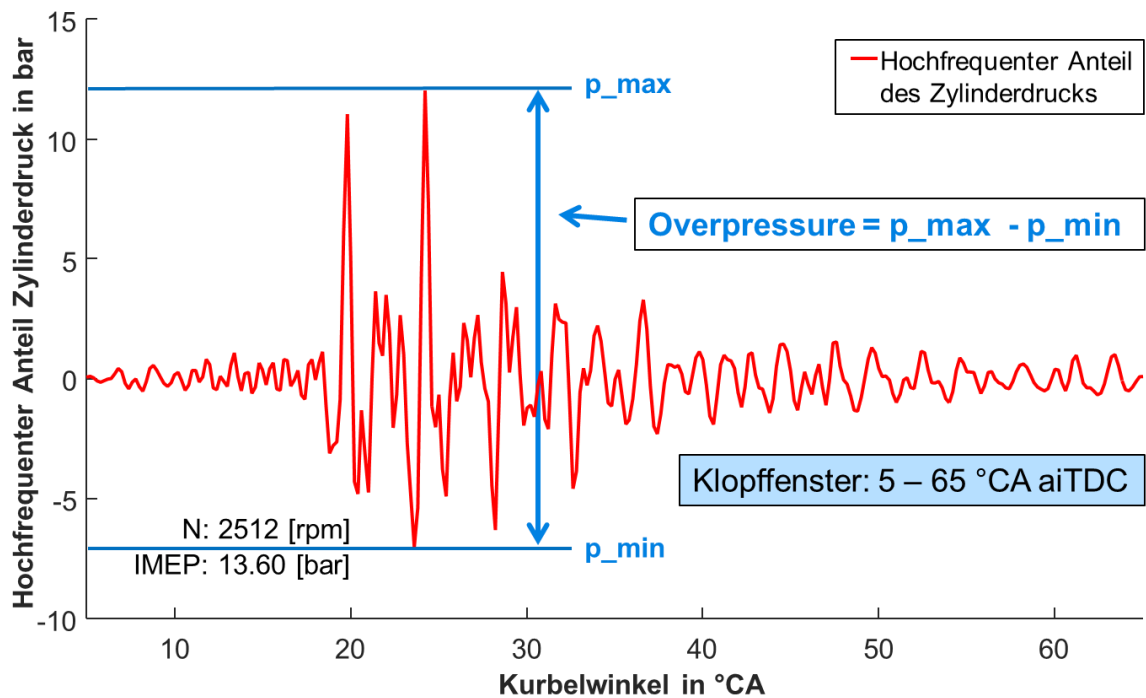
Bei der klopfsensorbasierten Klopferkennung erfolgt im Wesentlichen eine Bandpassfilterung, eine Betragsbildung, eine Integration sowie eine Umrechnung, um die Klopfgröße zu bestimmen. Die Klopfchwelle (Threshold, THD), also die Schwelle, ab der ein Motorzyklus als klopfend ausgewiesen wird, wird - vereinfacht dargestellt - durch einen gleitenden Mittelwert (Moving Average) ermittelt und mit weiteren Faktoren, je nach Betriebszustand, beaufschlagt. Wichtig hierbei ist, dass der Moving Average nur berechnet wird, wenn der entsprechende Motorzyklus als nicht klopfend ausgewiesen worden ist. Bei erkanntem Klopfen bleibt der Wert unverändert.

Im Vergleich zu der klopfsensorbasierten Klopferkennung, wird bei der hier verwendeten ICPS-basierten Klopferkennung, dem Klopferkennungsalgorithmus, werden folgende Schritte durchgeführt:

- Es wird ein zentrierter Moving Average aus den Zylinderdruckdaten berechnet, das Drucksignal wird also tiefpassgefiltert.
- Dann wird das tiefpassgefilterte Signal von dem originalen Drucksignal abgezogen, wodurch nur noch der hochfrequente Anteil des Drucksignals übrigbleibt.
- Die Klopfgröße wird nun durch eine Differenzbildung zwischen dem Minimum und dem Maximum des hochfrequenten Anteils des Drucksignals in einem definierten Fenster berechnet und als Overpressure (OVP) benannt.
- Für die hier unternommenen Untersuchungen wurde ein Fenster von  $5^\circ$  CA vor iTDC bis  $65^\circ$  CA nach iTDC genutzt, da in diesem Bereich mit Klopfereignissen zu rechnen ist.



**Abbildung 11:** Zylinderdruckkurve einer klopfenden Verbrennung (rot) und zugehörige tiefpassgefilterte Kurve (blau). Die Messung erfolgte mit dem SAPS-Zylinderdrucksensor mit einer Abtastung von  $0,2^\circ$  CA



**Abbildung 12:** Hochfrequenzanteil eines Zylinderdrucksignals. Ebenfalls dargestellt ist die Berechnung des Overpressure und des Klopffensters, das verwendet worden ist

Wenn der Ottomotor zu Selbstzündungen neigt, wird ein breiteres und vor allem früheres Klopfekennungsfenster empfohlen. Die Abbildung 11 und Abbildung 12 illustrieren die für die OVP Berechnung genannten Schritte und damit die Erzeugung der Klopfgröße OVP aus dem Drucksignal. Die Klopfschwelle (THD) für die ICPS-basierte Klopfekennung ist für die Kistler Sensoren als Motordrehzahl dividiert durch 2000 und für die SAPS als Motordrehzahl durch 1000 festgelegt worden, siehe Gleichungen (2.5) und (2.6). Die unterschiedlichen Berechnungsweisen für die Schwellwerte sind die Folge verschiedener Sensitivitäten der beiden Zylinderdrucksensoren, siehe hierzu auch 2.3.2.

$$THD_{Kistler} = \frac{n}{2000 \text{ rpm/bar}} \quad (2.5)$$

Mit:

$THD_{Kistler}$  = Klopfschwelle Kistler

$n$  = Motordrehzahl

$$THD_{SAPS} = \frac{n}{1000 \text{ rpm/bar}} \quad (2.6)$$

Mit:

$THD_{SAPS}$  = Klopfchwelle SAPS

$n$  = Motordrehzahl

Um angemessene und schnelle Reaktionen auf Klopfereignisse zu gewährleisten, muss die Klopferkennung motorzyklussynchron umgesetzt werden. Dies ist notwendig, da sonst Motorschäden aufgrund von sich verstärkenden Klopfeffekten auftreten könnten [66, 70, 81, 82].

Die gemessenen und berechneten Werte aus dem externen Rapid Prototyping System (eRPT), den beiden IndiCars, werden an das interne Rapid Prototyping System, welches in die Serienmotorsteuerung integriert wurde, übertragen. Im iRPT wird die normalisierte Klopfstärke berechnet und die Entscheidung getroffen, ob Klopfen vorliegt oder nicht. In beiden Erkennungssystemen wird die normalisierte Klopfstärke berechnet indem der aktuelle Klopfwert durch die aktuelle Klopfchwelle geteilt wird. Wenn die normalisierte Klopfstärke größer als eins ist, wird Klopfen erkannt. Die normalisierte Klopfstärke und die Erkenntnis, ob Klopfen vorliegt, wird an die nicht veränderte Funktion zur Klopfregelung weitergegeben. In der Klopfregelung werden dann die notwendigen Zündwinkelverstellungen berechnet und ausgeführt. Wenn Klopfen erkannt wird, wird der Winkel nach spät verstellt und wenn dies nicht der Fall ist, wird der Winkel weiter langsam nach früh verstellt.

### 2.4.5 Abschätzung der notwendigen Abtastrate zur Klopferkennung

Der Hintergrund der Abschätzung der notwendigen Abtastung für eine sichere Klopferkennung ist, dass zwar ein möglichst kleiner Abstand zwischen zwei Abtastungen zu einer genaueren Messung des Zylinderdrucks führt, aber auch einen erheblichen Mehraufwand bedeutet. Mit Abtastung ist der Kurbelwinkelabstand zwischen zwei Messungen des Zylinderdrucks gemeint. Ein kleiner Kurbelwinkelabstand führt damit zu einer hohen Abtastrate. Für die sichere Bestimmung von Druckspitzen, Gradienten im Zylinderdruck oder hochfrequenten Oszillationen des Drucks im Zylinder, wie sie beim Klopfen auftreten, ist eine ausreichend hohe Abtastung notwendig. Hohe Abtastungen sind aber nur mit speziellen, sehr schnellen Eingängen in der Motorsteuerung möglich. Durch die schnelle Aufzeichnung mit derartigen Eingängen wird, insbesondere bei hohen Drehzahlen, sehr viel Speicher in der Motorsteuerung benötigt. Zur Auswertung solcher mit kleinem Kurbelwinkelabstand aufgezeichneten Daten wird dann bedingt durch die höhere Datenmenge mehr Rechenzeit in der ECU benötigt. In Summe führt eine höhere Abtastung also zu einem (Kosten-)Mehraufwand für die schnellen Eingänge und den zusätzlichen Speicher und den schnelleren Prozessor in der ECU. Zusammenfassend kann also festgestellt werden, dass es einen Zielkonflikt zwischen einer genauen Messung und den Kosten hierfür gibt. Folglich ergibt sich die Frage, wie schnell für eine sichere Klopferkennung abgetastet werden muss.

Wie in den 1.3 Grundlagen unter 1.3.4 Klopfen dargelegt, können mit Hilfe der Geometrie des Zylinders dessen Eigenfrequenzen bestimmt werden. Unter Zuhilfenahme des Nyquist-Shannon-Abtasttheorems kann mit der Gleichung (1.5) die notwendige Mindestabtastung berechnet werden, damit eine bestimmte Frequenz noch gemessen werden kann. Wie Tabelle 5 entnommen werden kann, ist eine sichere Klopferkennung bei kleineren Motordrehzahlen und

niedriger Abtastung nicht möglich. Selbst bei einer hohen Abtastung von 0,2 °CA ist eine Klopferkennung bei einer Motordrehzahl von 1000 Umdrehungen pro Minute gerade so noch machbar. Um bei sehr hohen Motordrehzahlen, (> 6000 rpm) Ressourcen in der ECU zu sparen könnte auf eine niedrigere Abtastung umgeschaltet werden (für Details vgl. hierzu Tabelle 12 im Anhang).

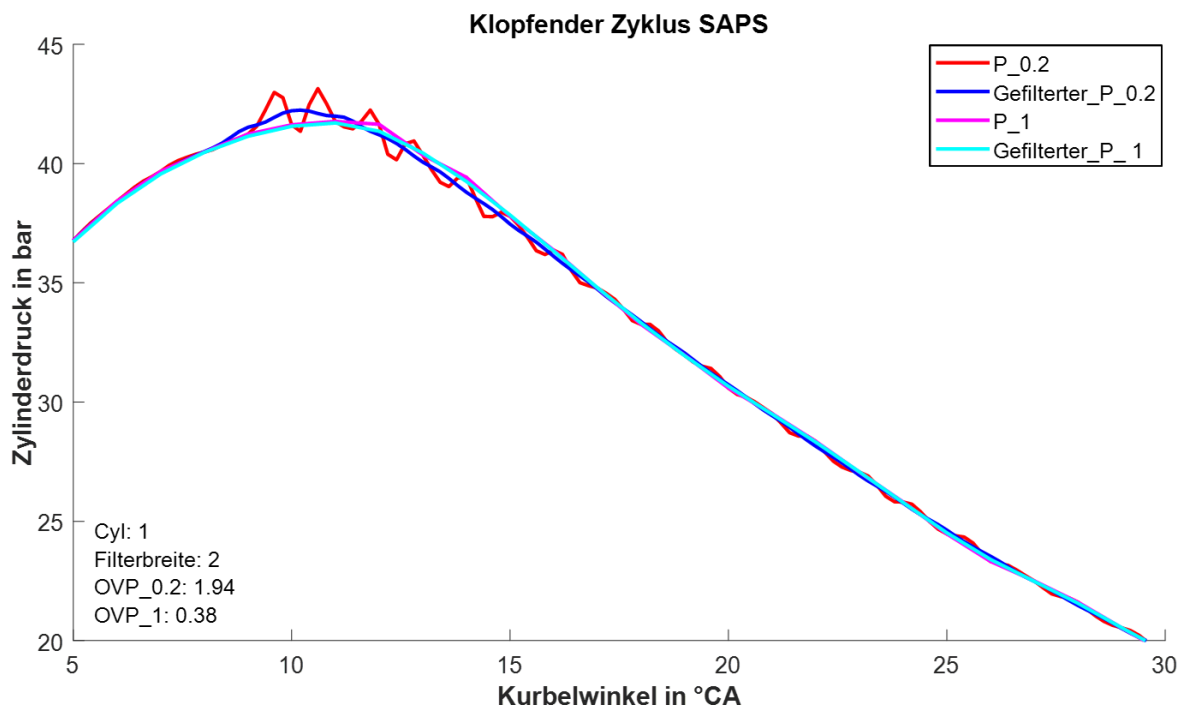
**Tabelle 5:** Abschätzung Klopferkennungsgüte in Abhängigkeit von der Abtastung und der Motordrehzahl (Auszug)

Abtast- rate in °CA	Motor- drehzahl in rpm	Abtast-		Interessanter Klopf- frequenzbereich in Hz	Einschätzung Klopf- erkennungsgüte
		fre- quenz in Hz	Auflösbare Frequenz in Hz		
0,2	1000	30000	15000	5000 - 30000	OK
0,4	1000	15000	7500	5000 - 30000	limitiert
0,6	1000	10000	5000	5000 - 30000	sehr schlecht
0,8	1000	7500	3750	5000 - 30000	unmöglich
1	1000	6000	3000	5000 - 30000	unmöglich
0,2	2000	60000	30000	5000 - 30000	sehr gut
0,4	2000	30000	15000	5000 - 30000	OK
0,6	2000	20000	10000	5000 - 30000	limitiert
0,8	2000	15000	7500	5000 - 30000	schlecht
1	2000	12000	6000	5000 - 30000	sehr schlecht
0,2	3000	90000	45000	5000 - 30000	unnötig hoch
0,4	3000	45000	22500	5000 - 30000	sehr gut
0,6	3000	30000	15000	5000 - 30000	OK
0,8	3000	22500	11250	5000 - 30000	limitiert
1	3000	18000	9000	5000 - 30000	schlecht
0,2	4000	120000	60000	5000 - 30000	unnötig hoch
0,4	4000	60000	30000	5000 - 30000	sehr gut
0,6	4000	40000	20000	5000 - 30000	sehr gut
0,8	4000	30000	15000	5000 - 30000	OK
1	4000	24000	12000	5000 - 30000	limitiert

Zusätzlich zu den eben gezeigten theoretischen Überlegungen sind Untersuchungen mit den bereits unter 2.4.3 beschriebenen Messdaten durchgeführt worden. Hierbei ist die Abtastung innerhalb der Messdaten im Nachhinein verringert worden. Anschließend sind zum Vergleich die gleichen Berechnungen, siehe hierzu 2.4.4, wie mit der originalen Abtastung von 0,2 °CA durchgeführt worden. Nachfolgend werden die erzielten Ergebnisse dargestellt und bewertet.

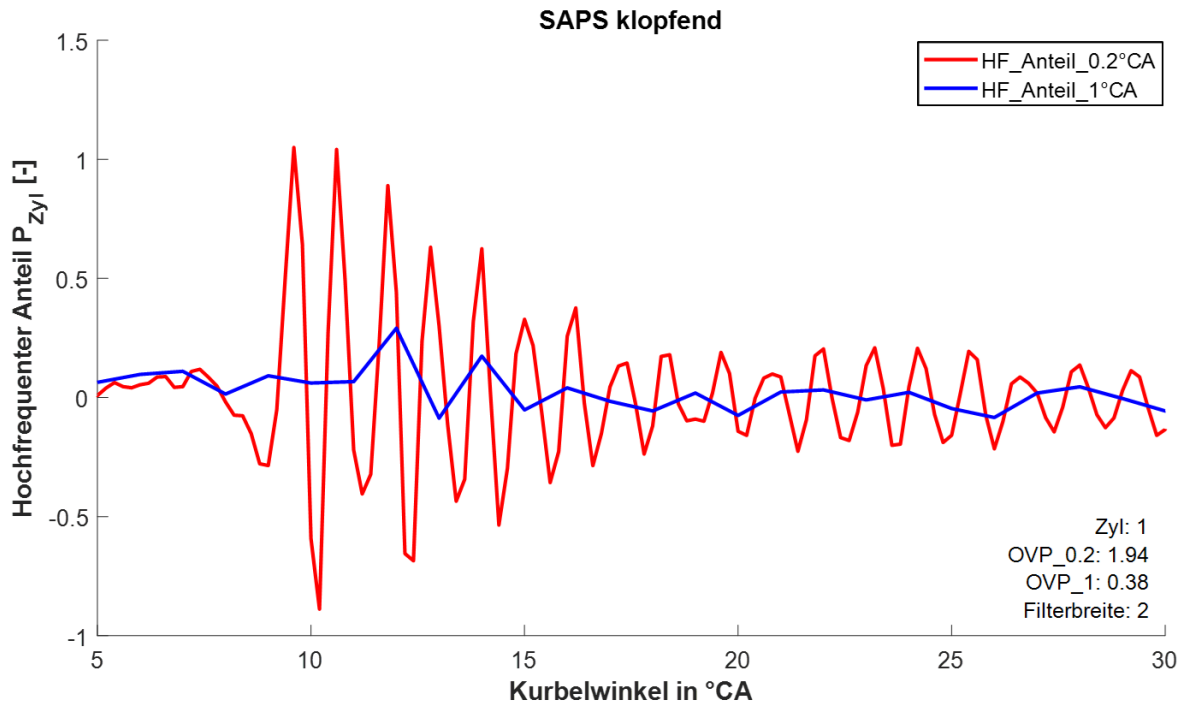


Aus Tabelle 6 wurde ersichtlich, dass geringe Motordrehzahlen in Verbindung mit einer Winkelbasierten Abtastung problematisch sind. Deshalb werden die nachfolgenden Untersuchungen an einem Betriebspunkt mit einer Motordrehzahl von circa 1200 Umdrehungen pro Minute durchgeführt. In Abbildung 13 sind zum Vergleich die Unterschiede bei zwei verschiedenen Abtastungen, in diesem Fall 0,2 °CA und 1 °CA, und ein Ausschnitt der Druckverläufe eines klopfenden Motorzyklus abgebildet. Zu erkennen ist, dass durch die Abtastung mit 1 °CA der ursprüngliche Zylinderdruckverlauf bereits derart geglättet wird, dass nahezu alle Druckoszillationen verschwunden sind. Zu erwähnen ist weiterhin, dass aufgrund der geringeren Abtastung mit 1 °CA die Filterbreite des gleitenden Mittelwerts angepasst werden musste, um eine unveränderte Tiefpassfilterung beizubehalten (vgl. Abbildung 13 links unten im Text).



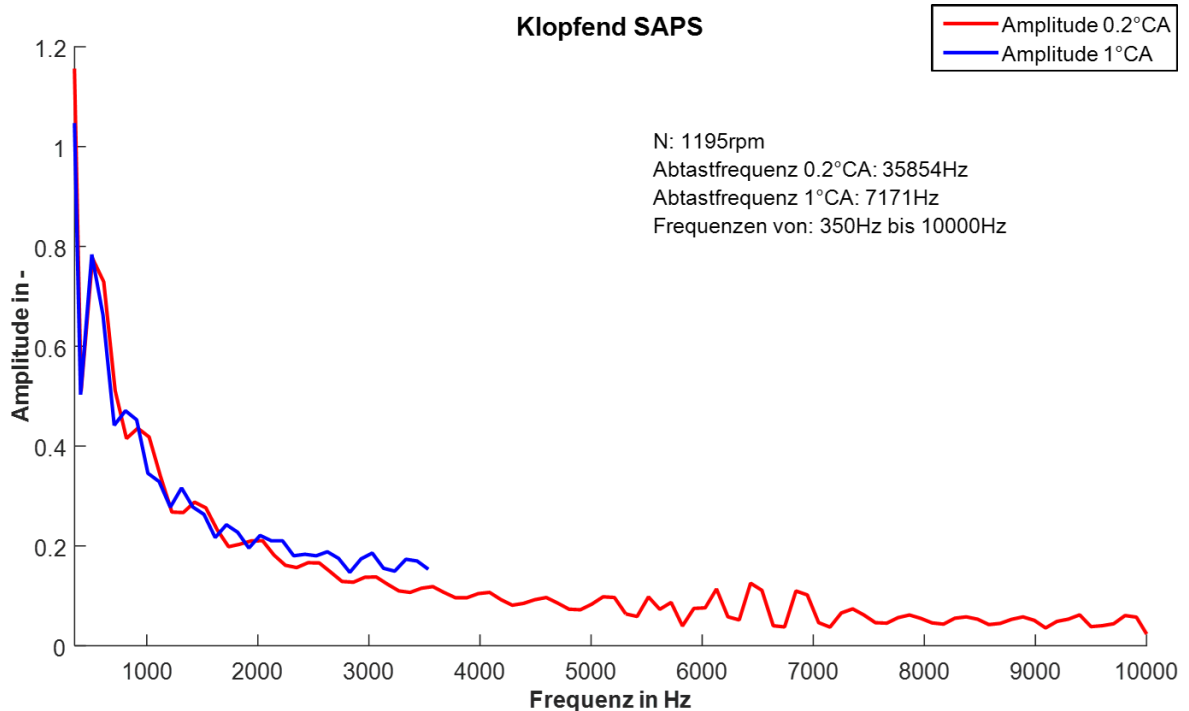
**Abbildung 13:** Vergleich der Zylinderdruckkurven (Ausschnitte) eines klopfenden Motorzyklus bei 0,2 °CA und 1 °CA Abtastung und entsprechender Filterung mit einem Moving Average Filter

In Abbildung 14 sind zum Vergleich die hochfrequenten Anteile der Zylinderdrücke dieses Motorzyklus abgebildet. Der durch die unterschiedlichen Abtastungen hervorgerufene Unterschied in den beiden Signalen führt zu einem sehr viel geringeren Klopfwert. Bei einer Abtastung mit 0,2 °CA liegt der OVP für diesen klopfenden Motorzyklus bei 1,94 und bei einer Abtastung mit 1 °CA bei 0,38.



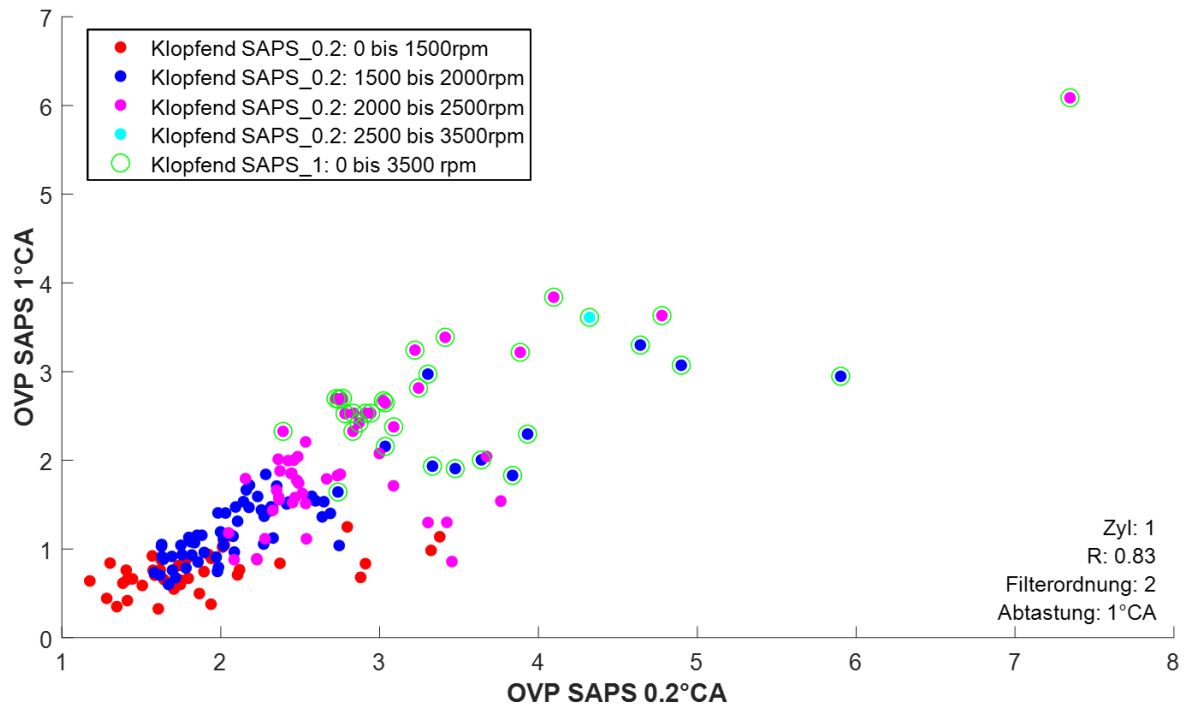
**Abbildung 14:** Vergleich der hochfrequenten Anteile des Zylinderdrucks (Ausschnitte) eines klopfenden Motorzyklus bei 0,2 °CA und 1 °CA Abtastung und entsprechender Filterung

Mit Hilfe von Abbildung 15 wird deutlich, wie durch die geringere Abtastung mit 1 °CA nur noch Frequenzen bis circa 3500 Hz aufgelöst werden können. Dies war bei einer Motordrehzahl von circa 1200 Umdrehungen pro Minute zu erwarten, vgl. Tabelle 5.



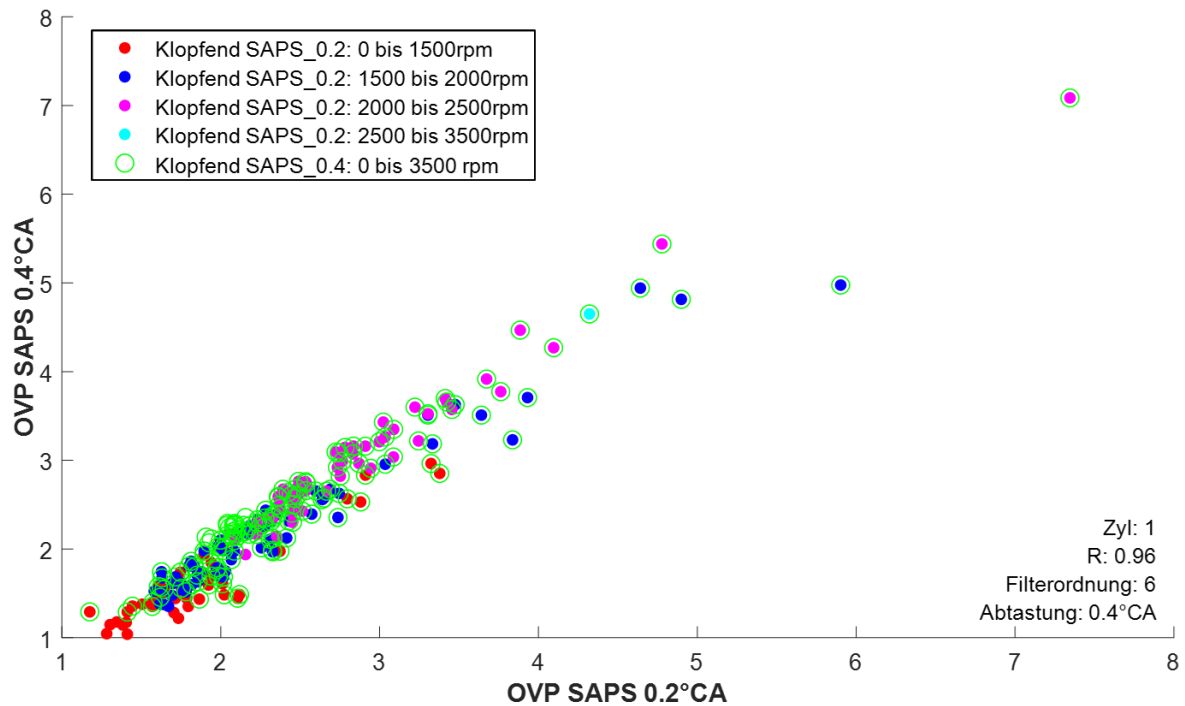
**Abbildung 15:** Vergleich der FFTs aus Zylinderdruckdaten eines klopfenden Motorzyklus bei 0,2 °CA und 1 °CA Abtastung

Mit der Abbildung 16 wird erkennbar, wie limitiert die Klopferkennung mit einer Abtastung von 1 °CA im Vergleich zu einer Abtastung mit 0,2 °CA ist. Alle nicht grün umringten Punkte im unteren linken Bereich der Grafik werden mit der geringeren Abtastung nicht als klopfende Arbeitsspiele erkannt. Es ist demnach nur noch möglich sehr starke Klopfereignisse zu erkennen.



**Abbildung 16:** Vergleich Klopferkennungsgüte bei unterschiedlicher Abtastung (0,2 °CA und 1 °CA) sowie in Abhängigkeit der Drehzahl bei Verwendung eines Moving Average Filters

Zum Vergleich ist in Abbildung 17 die ursprüngliche Abtastung mit 0,2 °CA und zusätzlich mit 0,4 °CA abgebildet. Es ist gut zu erkennen, dass mit 0,4 °CA erheblich mehr Klopfereignisse erkannt werden als mit 1 °CA. Lediglich leichte Klopfereignisse bei geringen Drehzahlen werden nicht mehr als klopfend identifiziert. Nur ein Motorzyklus mit einer Drehzahl von über 2000 Umdrehungen wird nicht richtig erkannt. Es ist weiterhin ersichtlich, dass bei der Abtastung mit 0,4 °CA einige weitere Motorzyklen ungerechtfertigt als klopfend erkannt werden (nur grüne Ringe, ohne Punkt in der Mitte), die bei der Abtastung mit 0,2 °CA nicht als klopfend ausgewiesen werden, welche einen verringerten Wirkungsgrad hervorrufen würden.



**Abbildung 17:** Vergleich Klopferkennungsgüte bei unterschiedlicher Abtastung (0,2 °CA und 0,4 °CA) sowie in Abhängigkeit der Drehzahl bei Verwendung eines Moving Average Filters

Das Ergebnis der zweiten eher praktischen Untersuchung deckt sich gut mit den Berechnungen in der Tabelle 5. In beiden Fällen wird deutlich, dass eine Klopfdetektion mit einer Abtastung von 0,4 °CA wahrscheinlich möglich ist. In diesem Fall müsste dann auf etwas Sicherheit bei der Klopfdetektion und etwas Wirkungsgrad verzichtet werden.

#### 2.4.6 Finale Versuchskampagne

Nach der Beschreibung des verwendeten Klopfkennungsalgorithmus wird nachfolgend der Versuch beschrieben, mit dem die eingangs genannten Fragen nach der Verwendbarkeit des SAPS zur Klopfkennung sowie Auswirkungen auf die Effizienz und die Emissionen geklärt.

Vor der finalen Versuchskampagne mussten zunächst teilweise umfangreiche Versuche durchgeführt werden, um zum Beispiel die korrekte Funktion der Messtechnik, der neu entwickelten Software und der Kalibration sicher zu stellen.

Begonnen wurde mit ersten Tests im Fahrzeug auf dem Testkurs der Firma Vitesco Technologies in Regensburg, da hier die größtmögliche Sicherheit gewährleistet werden konnte. Nachdem so die grundlegende Funktionalität sichergestellt werden konnte, sind zwei aufwendigere Versuche auf der Leistungsrolle im Testcenter von Vitesco unternommen worden. Die so gewonnenen Daten wurden unter anderem für die Simulationen innerhalb des Vergleich der Klopfkennungsmethoden verwendet.

Zur Klärung der eingangs zum Klopfen gestellten Fragen ist ein neuer Testzyklus entwickelt worden. Ziel dabei war es, in kurzer Zeit eine möglichst belastbare Datenbasis zu schaffen. Zu diesem Zweck wurde die Anzahl an vergleichbaren Testsequenzen innerhalb des Tests

erhöht. Der Test basiert auf einem Real Driving Emission (RDE<sub>max</sub>) Test mit maximal dynamischer Fahrweise, der in seiner ursprünglichen Form aus drei Teilen besteht, siehe Abbildung 18 (vorderster Teil vor und innerhalb des schwarzen Rechtecks). Dieser Test wurde als Basis für den neuen Test genutzt, da er mehrere starke Beschleunigungsphasen aufweist, die das Klopfen begünstigen [30]. Der neuentwickelte Testzyklus besteht daher darin, dass der dritte Teil des RDE<sub>max</sub> (Phase 3, P3) neunmal an den ursprünglichen RDE<sub>max</sub> angeknüpft wurde (vgl. Abbildung 18). Der ursprüngliche RDE<sub>max</sub> zu Beginn des neuen Testzyklus soll reproduzierbare Anfangsbedingungen bei jedem neuen Test sicherstellen, das heißt im Wesentlichen zu vergleichbaren Temperaturen im und um den Motor sowie zu möglichst ähnlichen Adaptionen im Steuergerät führen.

Vor jedem neuen Testzyklus und nach jeder Phase 3 wurde der Sensor für die Klopfkennung umgeschaltet, beispielsweise vom Klopfsensor auf den Kistler Sensor (vgl. Abbildung 18 [blaue Kästchen]). Weiterhin sind zu diesen Zeitpunkten die Adaptionen der Klopfregelung in der ECU gelöscht worden. Diese Prozedur, das alternierende Umschalten zwischen Klopfsensor und der ICPS-basierten Klopfkennung, sowie das Löschen der Adaptionen ist ausgeführt worden, um Störeinflüsse auf die Ergebnisse zu minimieren. Auf diese Weise ist es möglich, die Streuung der produzierten Messdaten beengt durch den Einfluss verschiedener Fahrer beim Beschleunigen und Abbremsen sowie durch Variation der Motortemperatur zu reduzieren. Dennoch ist in Abbildung 19, Testzyklus sechs, zu sehen wie nicht näher bestimmbare Effekte zu einem höheren Kraftstoffverbrauch und damit zu höheren CO<sub>2</sub> Emissionen führen. Der Versuch, Quereinflüsse zu minimieren, indem alternierend umgeschaltet worden ist, hat andererseits den Nachteil, dass die Adaptionen nach jedem Wechsel neu gelernt werden müssen, was sehr wahrscheinlich zu kleineren Unterschieden zwischen den beiden Ansätzen, der klopfsensorbasierten und der ICPS-basierten Klopfkennung, führt.

Testzyklus  $\rightarrow$  RDE<sub>max</sub> + 9 x Phase 3  $\rightarrow$  10 x Phase 3

Für die folgenden  
Analysen genutzt

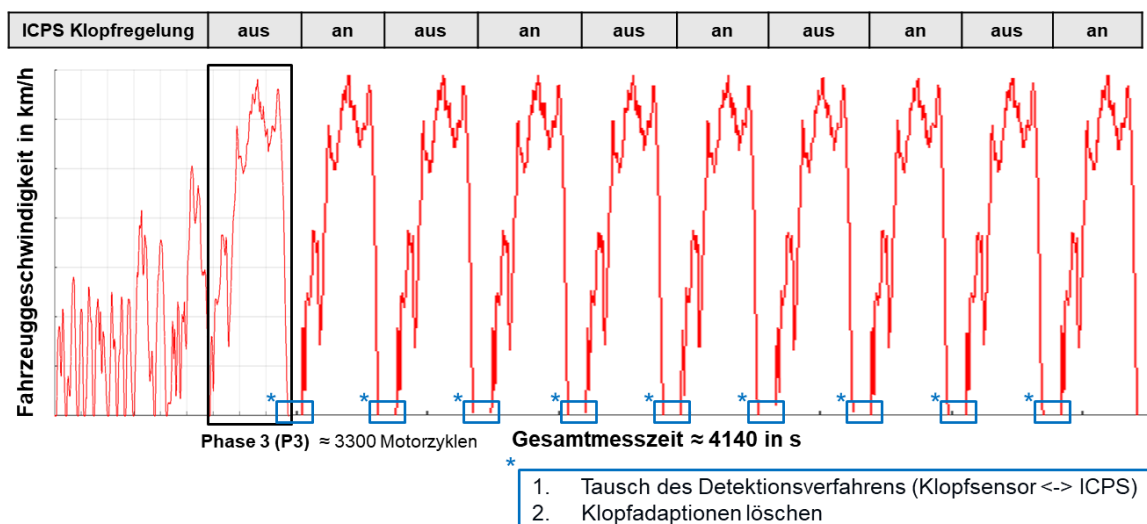


Abbildung 18: Verwendeter Testzyklus für die Klopfuntersuchungen

Mit dem skizzierten Testzyklus und der beschriebenen Vorgehensweise sind sechs Testzyklen von zwei unterschiedlichen Fahrern durchgeführt und gemessen worden. Beim ersten Testzyklus konnten lediglich neun P3 ausgewertet werden. Grund hierfür ist, dass durch ein falsch eingestelltes Messgerät die Messung nach einer Stunde automatisch beendet worden ist, für die fünf weiteren Testzyklen konnten jeweils alle zehn P3 analysiert werden.

Für die Messanalysen, wie sie in 2.5 vorgestellt werden, sind die relevanten Daten aller drei Sensoren (Kistler-, SAPS- und Klopfsensor), die zur Klopferkennung verwendet werden können, gleichzeitig aufgezeichnet worden. Bei drei der sechs Testzyklen wurde die Klopfregelung zwischen SAPS und Klopfsensor umgeschaltet und bei den übrigen drei wurde zwischen Kistler und Klopfsensor gewechselt (vgl. Tabelle 6).

**Tabelle 6:** In der Tabelle sind die ausgeführten Testzyklen genannt, zusammen mit dem Datum, dem Fahrer und dem verwendeten Zylinderdrucksensor

Test-zyklus	Name	Datum	Fahrer	Sensor
1	Kistler_1	16.08.2017	Fahrer 1	Kistler
2	SAPS_1	16.08.2017	Fahrer 2	SAPS
3	SAPS_2	16.08.2017	Fahrer 2	SAPS
4	Kistler_2	17.08.2017	Fahrer 1	Kistler
5	SAPS_3	17.08.2017	Fahrer 1	SAPS
6	Kistler_3	17.08.2017	Fahrer 2	Kistler

Für die motorzyklusbasierte Analyse ist es notwendig, alle Messkanäle zu synchronisieren.

Die Messdaten aus den drei verschiedenen Messgeräten, dem ETAS ES593 und den zwei IndiCars, müssen vor ihrer Auswertung synchronisiert werden, da sonst keine motorzyklusbasierte Auswertung möglich ist. Diese Synchronisation ist vor der Auswertung der Daten mit MATLAB durchgeführt worden. Die Synchronisation ist notwendig, da die Messungen, obwohl sie alle über INCA gestartet werden, zu etwas unterschiedlichen Zeiten beginnen, aufzuzeichnen. Das ETAS Gerät wird direkt aus INCA gestartet und die zwei IndiCars werden über spezielle CAN-Botschaften gestartet und gestoppt. Grund für den unterschiedlichen Beginn der Messungen sind somit die Laufzeit der CAN-Botschaften und die Verarbeitung in den Geräten selbst. Die Synchronisation der Messdaten aus den drei Quellen wird in diesem Projekt über die gemessenen OVP-Werte realisiert. Die OVP-Werte liegen hierbei in zumindest zwei Messvektoren identisch vor, da immer eines der IndiCars über einen CAN-Bus mit der ECU und damit über das ETK mit dem ETAS-Gerät verbunden war. Die OVP-Werte, also die berechneten Klopfwerte aus den IndiCars sind stochastische Werte [30, 67, 68] und sind deshalb gut für die Synchronisation durch Vergleich der Messdaten über einen kleinen Messbereich geeignet. Das zweite IndiCar, das nicht über den CAN-Bus an die ECU angeschlossen war, misst zwar mit einem anderen Zylinderdrucksensor, weist aber die gleiche Charakteristik in der Abfolge der Messwerte auf, da das Messverfahren und die Berechnungen ähnlich beziehungsweise gleich sind, auch wenn die Absolutwerte abweichen.

Bei der Synchronisation selbst ist wie folgt vorgegangen worden. Zunächst wird der kürzeste Messvektor aus den drei Quellen bestimmt. Dies ist in der Regel die INCA Messung. Anschließend wird durch verschieben der Vektoren zueinander nach dem Maximum der Kreuzkorrelation gesucht. Um den so bestimmten Wert muss dann verschoben werden. Zuletzt müssen die Messvektoren noch auf dieselbe Länge gebracht werden, um die Auswertungen zu ermöglichen.

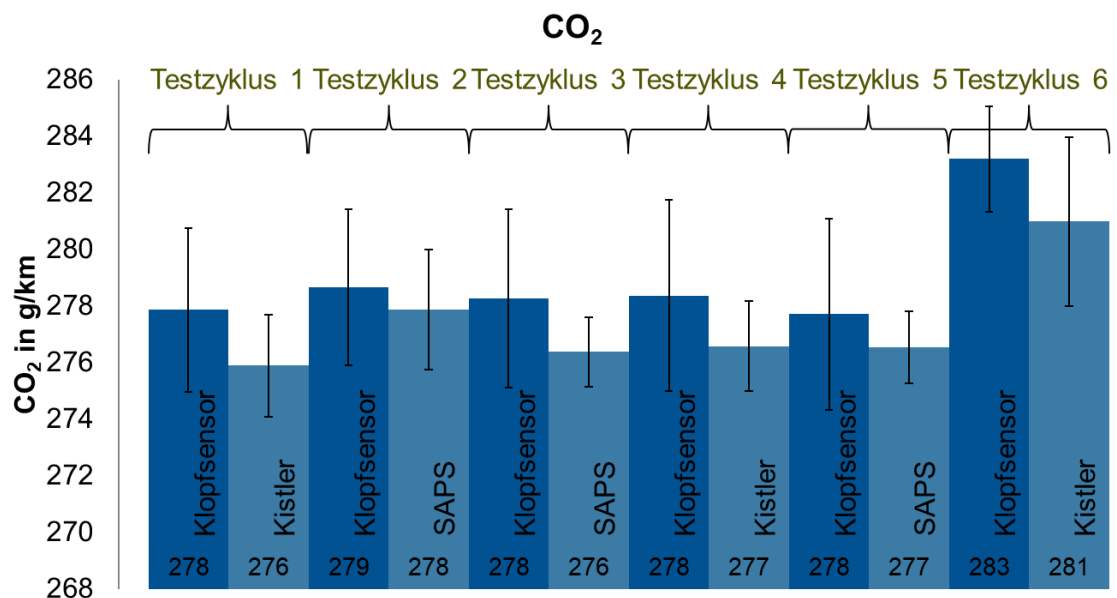
Während der Auswertung der Testzyklen sind bei allen sechs Testzyklen und allen sechs Zylindern zusätzlich weitere Prüfungen der Messdaten durchgeführt worden, wie im Anhang in A2 exemplarisch dargestellt, um sicherzustellen, dass die Datenbasis für die Auswertung richtig ist. Messungen, bei denen eine korrekte Synchronisation nicht sichergestellt werden konnte wurden von der Auswertung ausgeschlossen, dies war bei den Zylindern 3,4 und 6 der Fall.

Insgesamt wurden in der für die Auswertung verwendeten Versuchskampagne ungefähr 1150000 Motorzyklen aufgezeichnet, von denen wiederum circa 4600 klopfende Motorzyklen waren. Für die Tests ist Benzin mit 95 Oktan verwendet worden, um die Klopfneigung des Motors leicht zu erhöhen.

## 2.5 Versuchsergebnisse

Die Versuchsergebnisse aus den Vorversuchen werden hier nicht weiter ausgearbeitet, da hier die neue Klopfunktionalität noch nicht umgesetzt war und alle relevanten Erkenntnisse in den finalen Versuch mit eingeflossen sind.

Um den möglichen Nutzen der zylinderdruckbasierten Klopferkennung im Vergleich zur klassischen klopfensensorbasierten Detektion zu beurteilen sind verschiedene Motorparameter und Messgrößen aus der finalen Versuchskampagne miteinander verglichen und so erste Schlüsse gezogen worden. Für die folgenden Ergebnisse sind die aufgezeichneten Daten aller sechs Zylinder und aller sechs Testzyklen verwendet worden. Dies ist möglich, da es für die nachfolgenden Untersuchungen nicht notwendig ist, dass alle Messergebnisse aus allen Messgeräten richtig synchronisiert sind. Die CO<sub>2</sub>-Werte wurden aus Kraftstoffverbrauchsmessungen berechnet, die Ergebnisse sind in Abbildung 19 dargestellt.

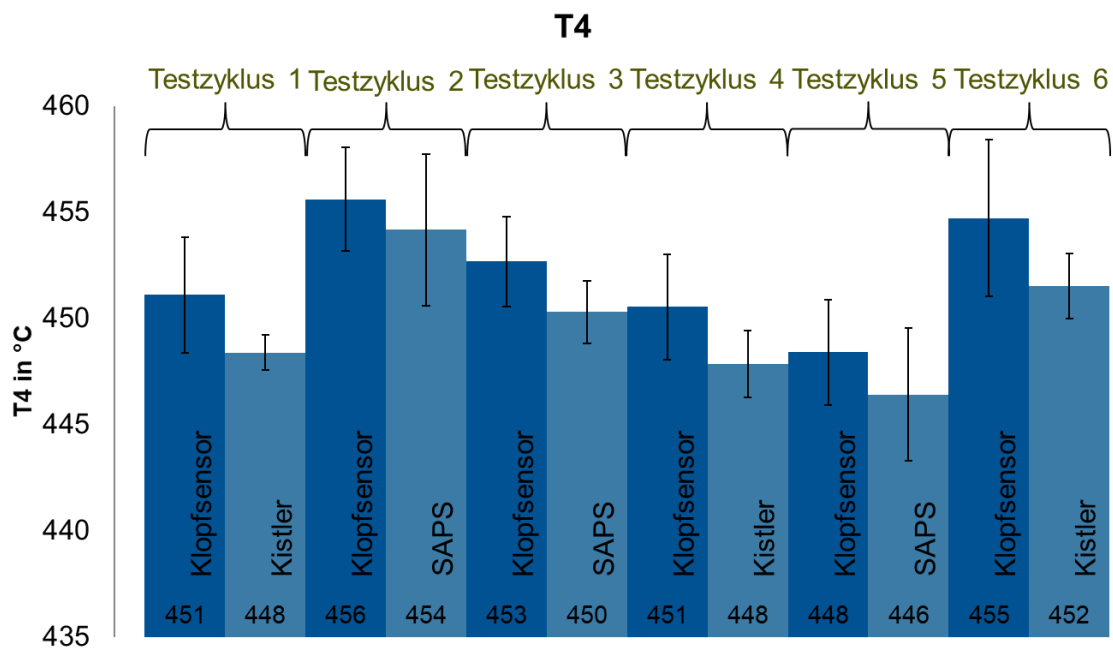


**Abbildung 19:** Gemittelte CO<sub>2</sub>-Werte für sechs Testzyklen. Jede Spalte stellt den Durchschnitt über fünf Phase-3-Abschnitte eines Testzyklus dar. Fehlerbalken zeigen die Standardabweichungen an. Die unten in den Balken angegebenen Zahlen sind nochmals die CO<sub>2</sub>-Emissionen

Im Durchschnitt spart der Einsatz der Kistler-Sensoren im Vergleich zum Klopfsensor 1,8 g/km CO<sub>2</sub> und der SAPS 1,3 g/km ein. Dies entspricht einer kleinen, aber messbaren Steigerung des Motorwirkungsgrades durch eine verbesserte Klopfregelung mittels ICPS-basierter Klopfkennung.

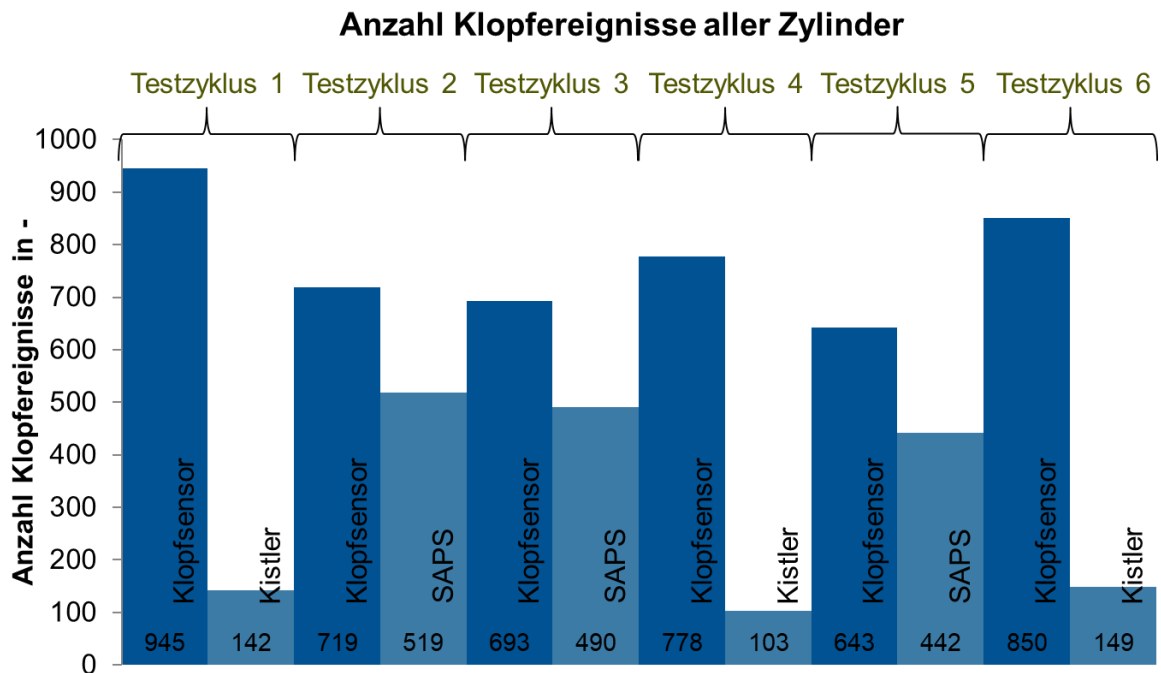
Im Einklang mit dem verbesserten Wirkungsgrad konnte eine Senkung der durchschnittlichen Abgastemperatur (T<sub>4</sub>) beobachtet werden. Nimmt man die klopfsensorbasierte Klopfregelung als Referenz, so führte der Einsatz der Kistler Sensoren zu einer Absenkung des T<sub>4</sub> um ca. 2,8°C und die SAPS führen zu einer Reduktion um 2,2°C (vgl. Abbildung 20).





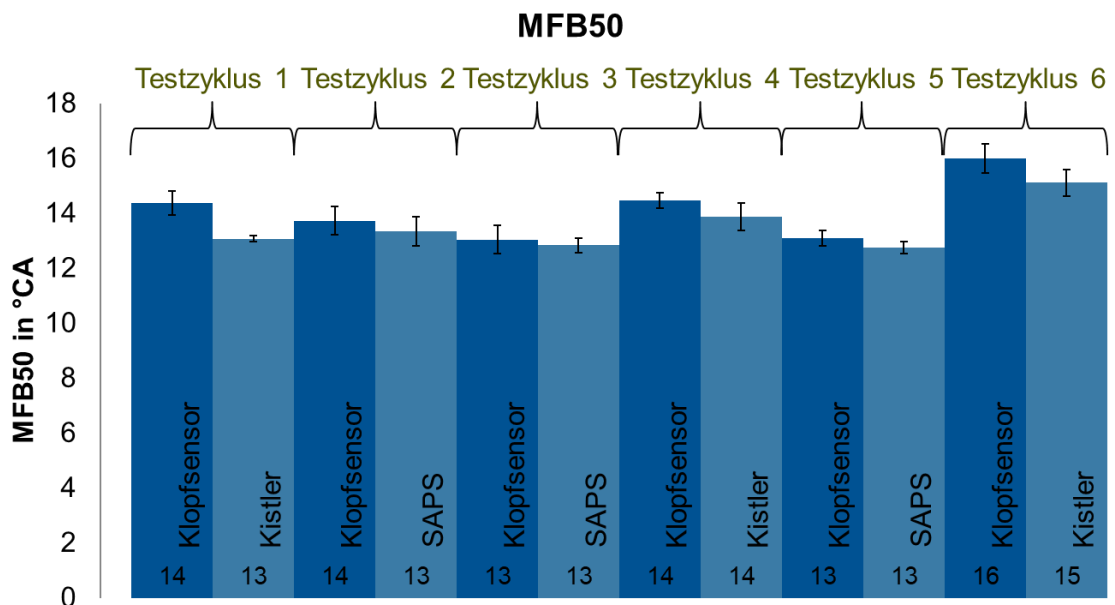
**Abbildung 20:** Gemittelte T4-Werte für sechs Testzyklen. Jede Spalte stellt den Durchschnitt über fünf Phase-3-Abschnitte eines Testzyklus dar. Fehlerbalken zeigen die Standardabweichungen an

Aufgrund der besseren Klopferkennung, d.h. weniger falsch erkannter Klopfereignisse, werden bei der ICPS-basierten Detektion weniger Motorzyklen als Klopfereignisse klassifiziert (vgl. Abbildung 21).



**Abbildung 21:** Summe der erkannten Klopfereignisse für sechs Testzyklen. Jede Spalte stellt den Durchschnitt über fünf Phase-3-Abschnitte eines Testzyklus dar

Es ist zu erwarten, dass weniger Klopfereignisse die Zündwinkelrückzüge verringern und folglich zu einem kleineren MFB50 führen, was genau das ist, was in Abbildung 22 zu sehen ist.



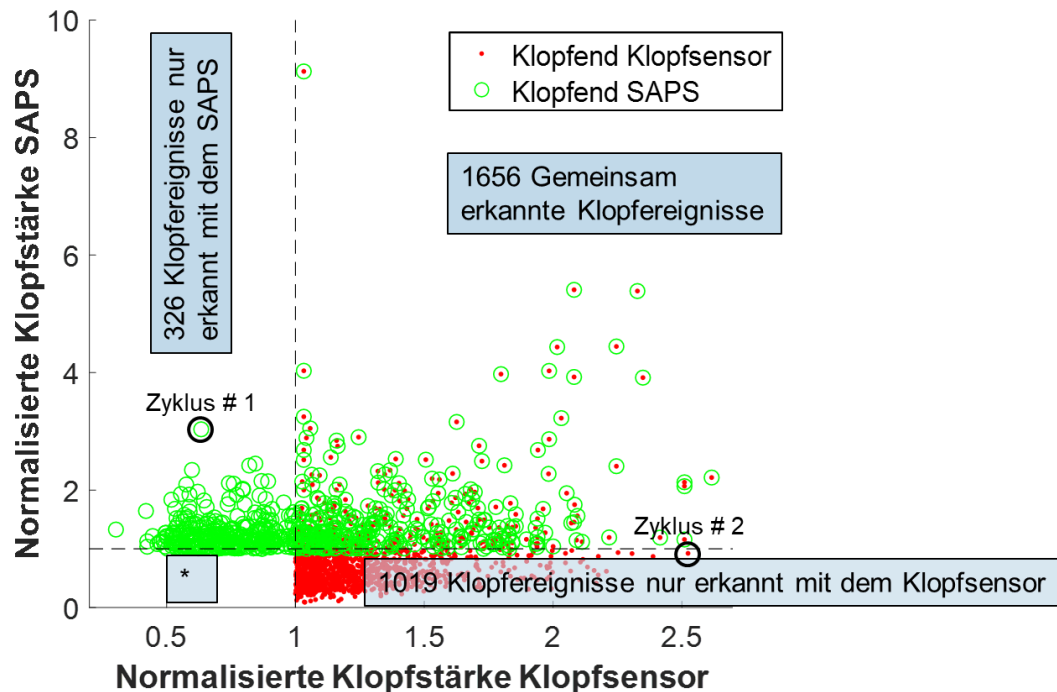
**Abbildung 22:** Gemittelte MFB50-Werte für sechs Testzyklen. Jede Spalte stellt den Durchschnitt über fünf Phase-3-Abschnitte eines Testzyklus dar. Fehlerbalken zeigen die Standardabweichungen an. Der MFB50 ist das Maß für den Verbrennungsschwerpunkt

Ein optimierter MFB50, näher an 8° CA aiTDC, verbessert den Wirkungsgrad des Motors und reduziert den Kraftstoffverbrauch und CO<sub>2</sub>, vgl. Abbildung 19. Zusammenfassend ist festzustellen, dass die Befunde zu den CO<sub>2</sub>-Emissionen, T4, die Anzahl der Klopfereignisse und der MFB50 alle zusammenpassen und gemeinsam die Interpretation „ICPS-basierte Klopfereignisse verbessert den Wirkungsgrad“ stützen.

## 2.6 Diskussion

Nachfolgend werden die Versuchsergebnisse des finalen Versuchs ausführlich untersucht und soweit möglich, Erklärungen für die Ergebnisse genannt.

Zunächst soll aber an dieser Stelle aufgezeigt werden, dass der Schwellwert der ICPS-basierten Klopfereignisse richtig gewählt wurde. Würde der Schwellwert zu hoch angesetzt, würden zwar Kraftstoff und damit CO<sub>2</sub> eingespart, allerdings zu Lasten der Akustik und des Motors, der im schlimmsten Fall durch klopfende Verbrennungen beschädigt oder zerstört werden könnte [50, 66, 81]. Deshalb ist es wichtig zu zeigen, dass die Klopfschwelle für die ICPS-basierten Systeme richtig gesetzt ist. In einem ersten Schritt sind deshalb die Messdaten auf ihre Plausibilität geprüft worden. Dazu wird die Anzahl der vom Klopfsensor erfassten Klopfereignisse sowohl mit dem Kistler-Sensor als auch mit dem SAPS verglichen. Die Plausibilität lässt sich exemplarisch für den SAPS im Vergleich zum Klopfsensor in Abbildung 23 überprüfen. Auf den Achsen in dieser Abbildung sind die berechneten normalisierten Klopfstärken dargestellt. Jeder Punkt in der Abbildung stellt einen Motorzyklus dar, wobei alle normierten Klopfstärken über eins als klopfende Motorzyklen klassifiziert worden sind. Die nicht klopfenden Betriebszyklen sind nicht dargestellt. Es ist klar ersichtlich, dass der Klopfsensor mehr klopfende Zyklen erkennt als das SAPS-basierte System. Dies rechtfertigt die Annahme, dass der Klopfsensor zu viele Klopfereignisse erkennt, was wiederum einen Verlust an Motoreffizienz verursacht. Diese Schlussfolgerung besitzt aber nur, wie eben dargestellt, dann Gültigkeit, wenn der Schwellwert für die Klopfereignisse korrekt eingestellt ist.



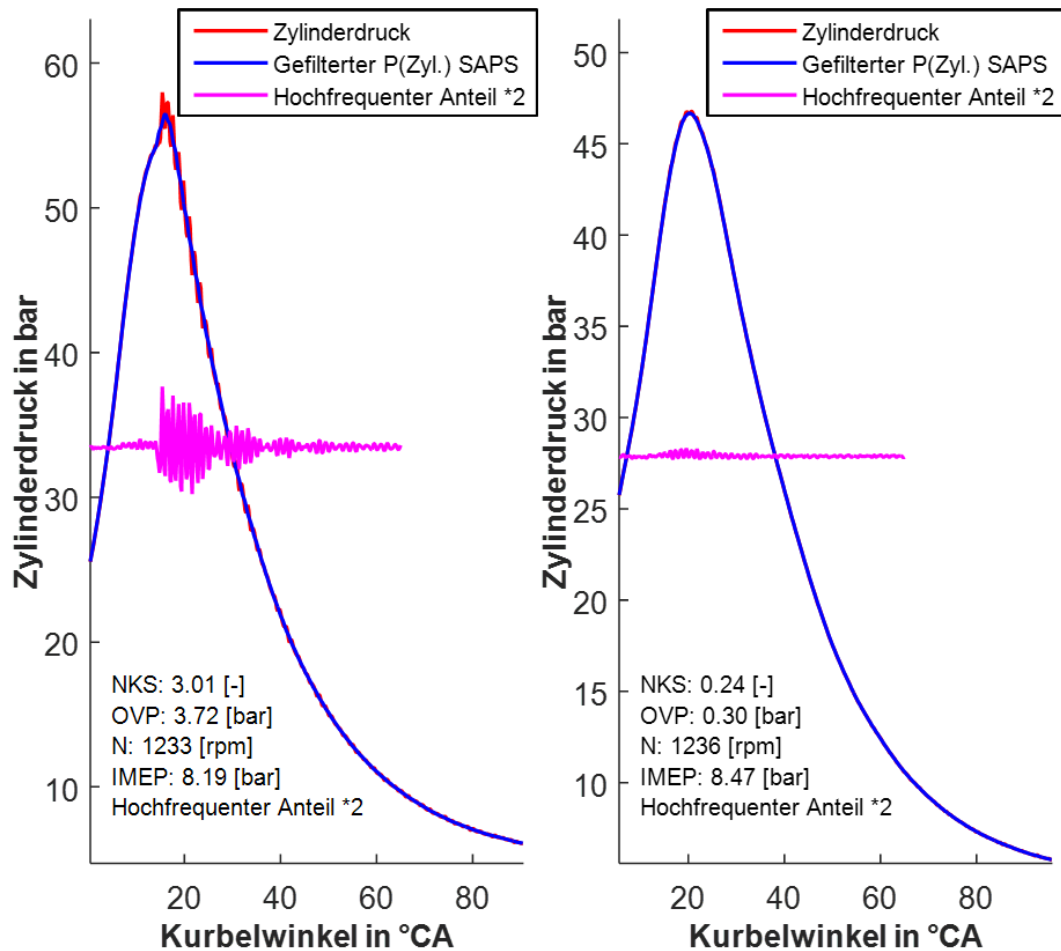
**Abbildung 23:** Vergleich zwischen der normalisierten Klopfsensor-Klopfstärke und der normalisierten SAPS-basierten Klopfstärke der gleichen Motorzyklen von 3 verschiedenen Testzyklen. Der Klopfsensor erkannte deutlich mehr Klopfereignisse im Vergleich zum SAPS. Die meisten der Motorzyklen waren nicht klopfend. \* 297 741 nicht klopfende Betriebszyklen sind nicht dargestellt

Folglich muss nachgewiesen werden, dass die ICPS-basierte Klopferkennung korrekt funktioniert. Dies wird mit den in Abbildung 23 gezeigten Daten demonstriert. In dieser Abbildung sind alle Motorzyklen dargestellt, die von mindestens einem der beiden unterschiedlichen Erkennungssysteme als klopfend klassifiziert worden sind.

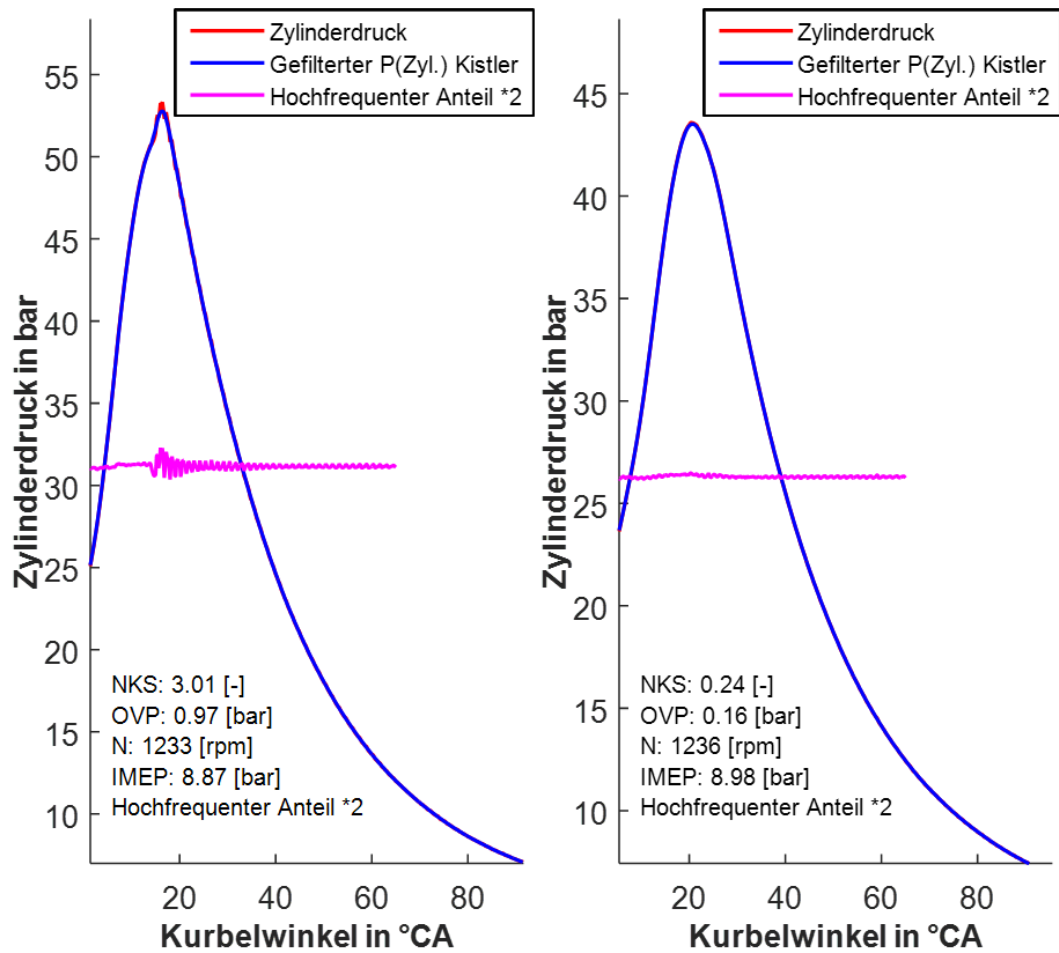
Aufgrund der Tatsache, dass es mehr als 2000 abgebildete Betriebszyklen gibt, wird eine repräsentative Auswahl von zwei charakteristischen Motorzyklen im Detail analysiert, um weitere Schlussfolgerungen zu ermöglichen. Diese beiden Zyklen sind die Klopfereignisse mit den höchsten normalisierten Klopfstärken, die entweder nur vom SAPS-System (Zyklus # 1) oder nur vom Klopfsensor (Zyklus # 2) erkannt worden sind.

Der Motorzyklus # 1 wird sowohl vom SAPS als auch vom Kistler-Sensor als klopfend erkannt. Eine erweiterte Analyse dieses Motorzyklus zeigte, dass er korrekt als Klopfzyklus klassifiziert worden ist: Der hochfrequente Teil der Druckkurve zeigt eine gedämpfte Schwingung, vgl. Abbildung 24 für den SAPS und vgl. Abbildung 25 für den Kistler, die typisch für Klopfen ist [27, 41, 83]. Darüber hinaus zeigte eine Fourier-Analyse des Drucksignals dieses Zyklus Schwingungen bei den Brennraum-Eigenfrequenzen, die für die jeweiligen Sensoren erkennbar sind. Bei den mittig montierten Kistler-Sensoren liegt die erfassbare Frequenz bei etwa 12,7 kHz (vgl. Tabelle 1). In Abbildung 26 zeigt die Kistler-FFT eine Spitze bei dieser Frequenz. Der SAPS, der eher seitlich montiert ist, sollte in der Lage sein, mehr Modi ab etwa 6,1 kHz zu erkennen, siehe Tabelle 1. Wie in Abbildung 26 im oberen Diagramm zu sehen ist, zeigt die SAPS-FFT eine ausgeprägte Spitze bei den vorherberechneten Frequenzen. Zum Vergleich

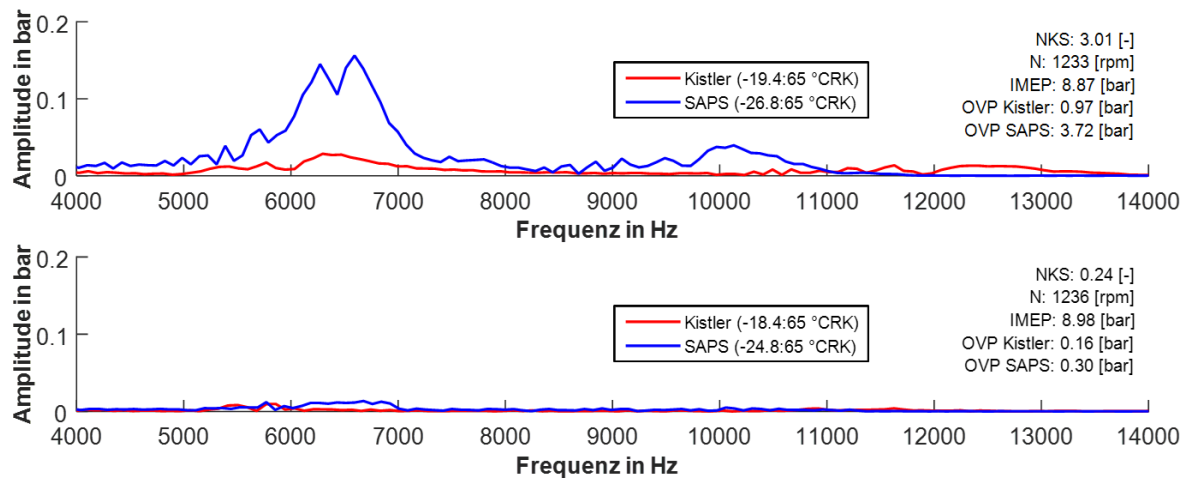
zeigt das untere Diagramm von Abbildung 26 noch die Ergebnisse für einen kloppfreien Zyklus, der auf den klopfenden Zyklus folgt. Es ist deutlich zu erkennen, dass dieser sehr viel niedrigere Ausschläge den Eigenfrequenzen aufweist [83]. Basierend auf dieser Analyse kann festgehalten werden, dass der Klopfsensor zumindest in diesem Fall fälschlicherweise den klopfenden Zyklus nicht erkannt hat.



**Abbildung 24:** Vergleich des mit SAPS gemessenen Zylinderdrucks für zwei aufeinanderfolgende Motorzyklen (erster mit Klopfen, zweiter ohne Klopfen). Zusätzlich werden das hochpassgefilterte Zylinderdrucksignal und der hochfrequente Teil des Signals (auf der Ordinate nach oben verschoben) gezeigt. Die erste Grafik ist Zyklus # 1 aus Abbildung 23

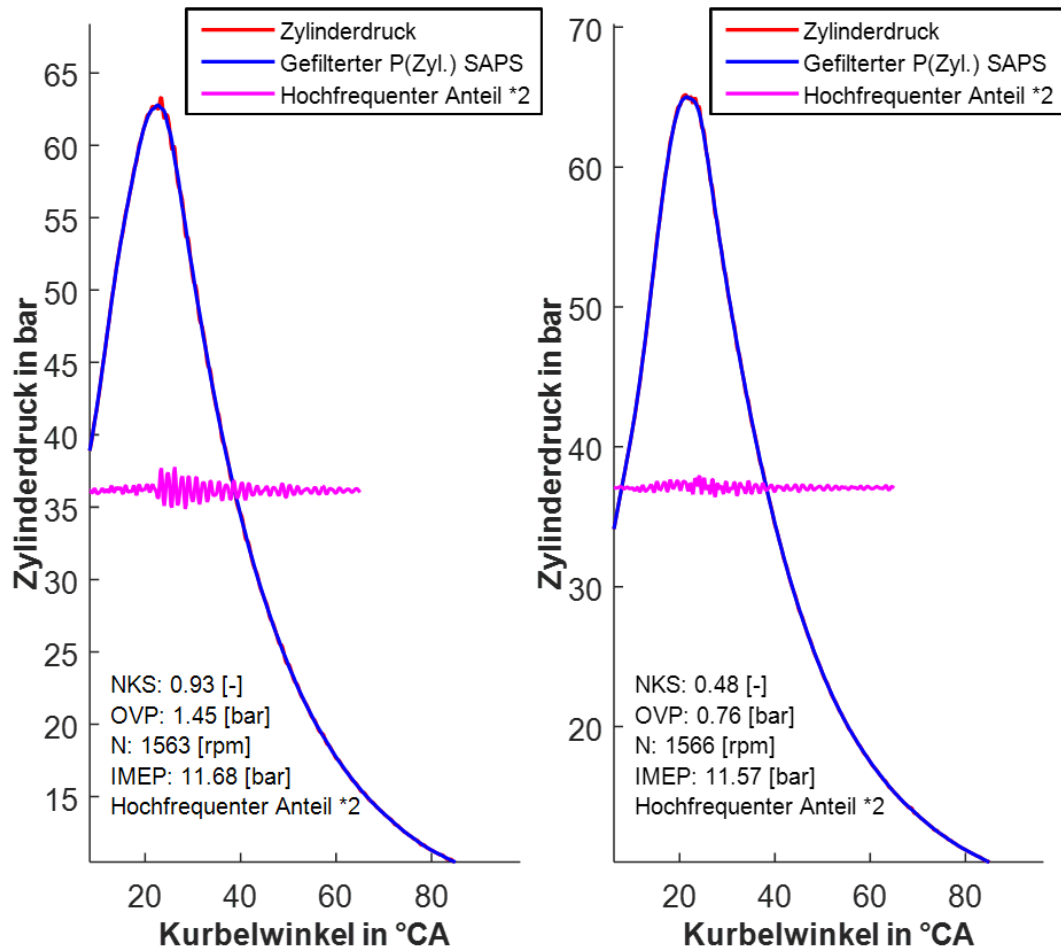


**Abbildung 25:** Vergleich des mit Kistler gemessenen Zylinderdrucks für zwei aufeinanderfolgende Motorzyklen (erster mit Klopfen, zweiter ohne Klopfen). Zusätzlich werden das hochpassgefilterte Zylinderdrucksignal und der hochfrequente Teil des Signals gezeigt. Die erste Grafik ist Zyklus # 1 aus Abbildung 23



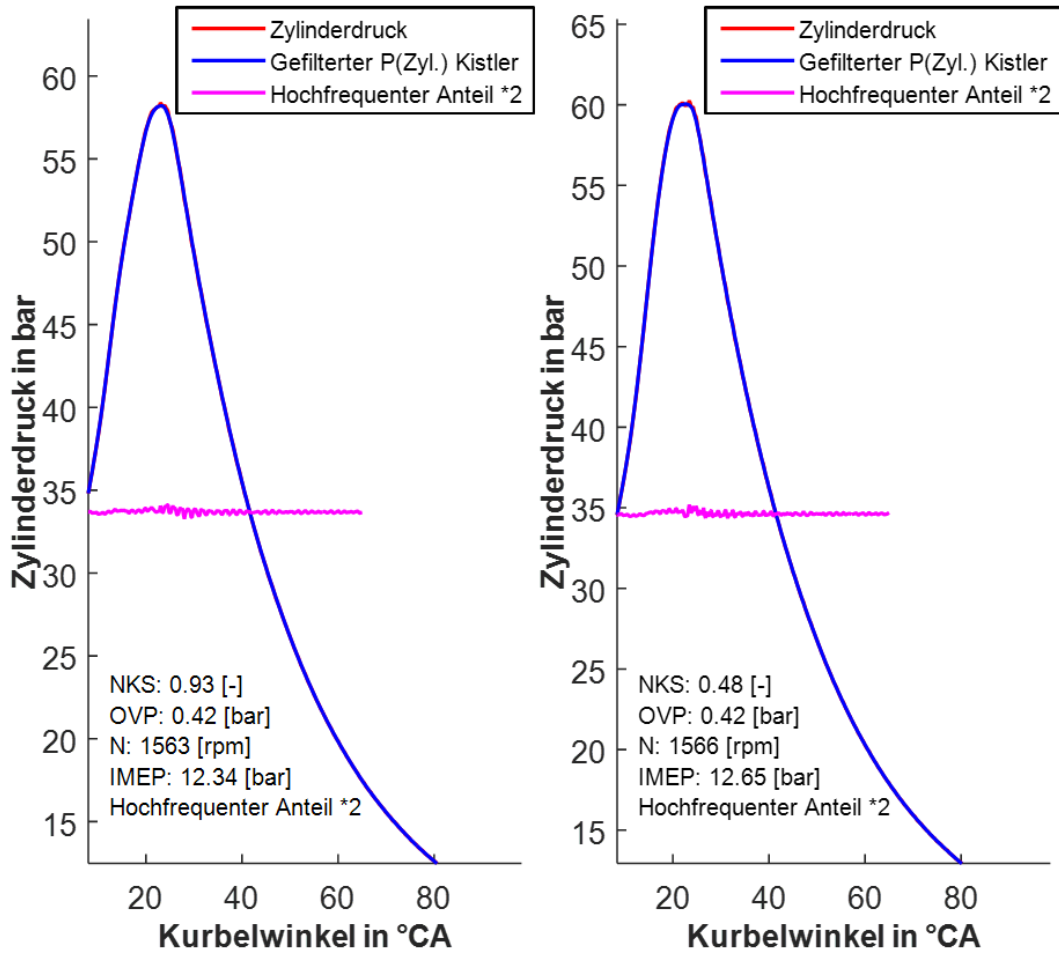
**Abbildung 26:** Vergleich der FFTs von Kistler und SAPS von zwei aufeinanderfolgenden Motorzyklen (oben mit Klopfen, unten ohne Klopfen). Die obere Grafik ist Zyklus # 1 aus Abbildung 23

Der Motorzyklus # 2 ist der Punkt in der Darstellung mit der höchsten normierten Klopfstärke, welche nur vom Klopfsensor erkannt wurde, vgl. Abbildung 23. Hier ist zu sehen (vgl. Abbildung 27, Abbildung 28 und Abbildung 29), dass kein oder zumindest nur ein so leichtes Klopfen vorhanden ist, dass kein Eingreifen erforderlich ist. So ist der mit dem Kistler Sensor ermittelte Overpressure für den vom Klopfsensor als klopfend erkannte Zyklus gleich groß wie der des darauffolgenden, als nicht klopfend erkannten Zyklus.

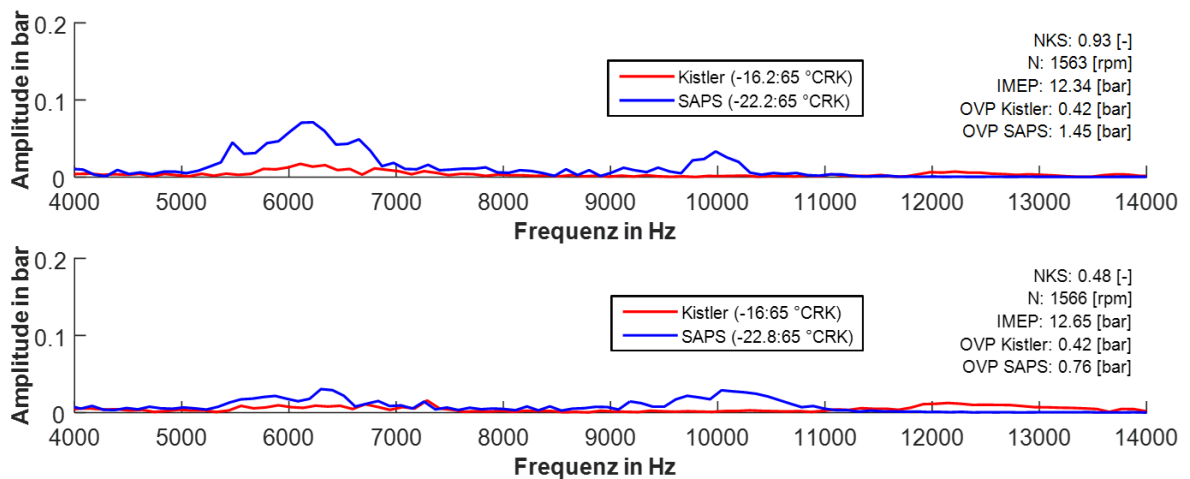


**Abbildung 27:** Vergleich des mit SAPS gemessenen Zylinderdrucks für zwei aufeinanderfolgende Motorzyklen (der erste ist Zyklus # 2 in Abbildung 23). Zusätzlich werden das hochpassgefilterte Zylinderdrucksignal und der hochfrequente Teil des Signals gezeigt





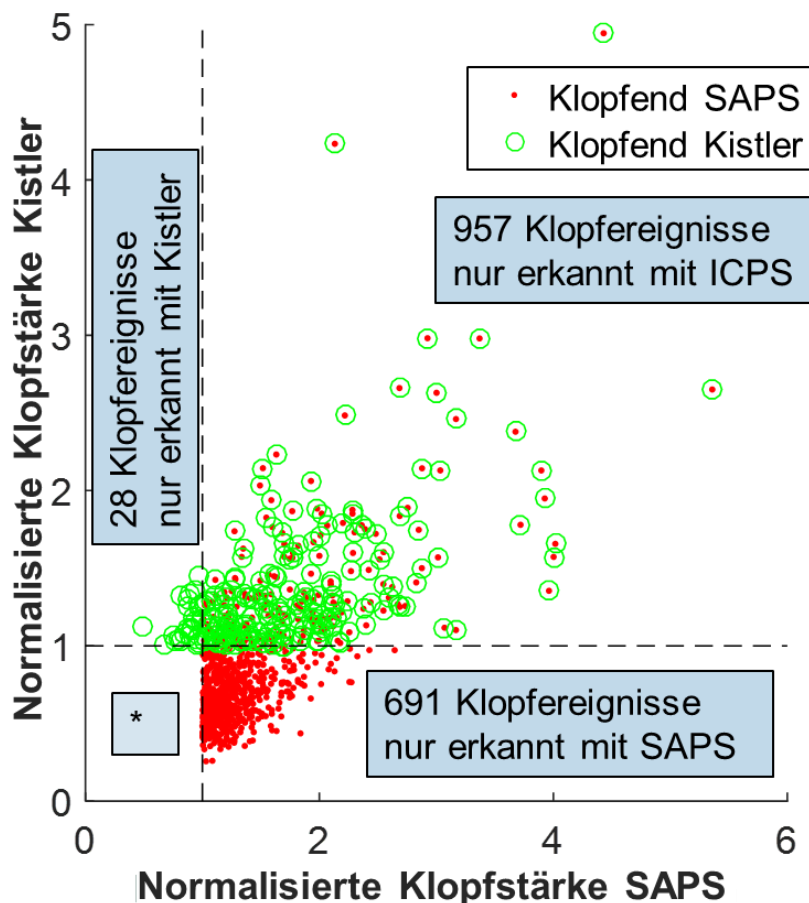
**Abbildung 28:** Vergleich des mit Kistler gemessenen Zylinderdrucks für zwei aufeinanderfolgende Motorzyklen (der erste ist Zyklus # 2 in Abbildung 23). Zusätzlich werden das hochpassgefilterte Zylinderdrucksignal und der hochfrequente Teil des Signals gezeigt



**Abbildung 29:** Vergleich der FFTs von Kistler und SAPS von zwei aufeinanderfolgenden Motorzyklen (oben ist Zyklus # 2 in Abbildung 23)

Die oben gezeigte detaillierte Analyse für zwei Zyklen mit den höchsten normierten Klopfstärken ist auch für eine größere Anzahl (jeweils fünf) an Zyklen mit hoher normierter Klopfstärke wiederholt worden. Die auf diese Weise erhaltenen Ergebnisse bestätigten die Ergebnisse für die beiden exemplarischen Zyklen (# 1 und # 2).

Idealerweise werden die Klopferkennungsschwellen für den Klopfsensor, den Kistler und den SAPS so gewählt, dass für alle drei Erkennungsmethoden die exakt gleiche Klopf toleranz erreicht wird. Für die vorliegende Untersuchung ist für die drei Sensoren (mit ihren zugehörigen Algorithmen) ein ähnliches Niveau der Klopf toleranz gesucht (und tatsächlich erreicht) worden. Dennoch ist aus verschiedenen Gründen entschieden worden, die Klopf empfindlichkeit nicht genau gleich zu wählen: Da der Kistler-Sensor als Referenz betrachtet wird ist es gerechtfertigt, eine höhere (realistische) Klopf schwelle zu nutzen. Bei der Klopf schwelle für den Klopf sensor ist entschieden worden, die Serienkalibration beizubehalten, obwohl bekannt ist, dass die Klopf schwelle aus Gründen des akustischen Komforts leicht auf der sicheren Seite definiert worden ist. Dementsprechend ist auch für die SAPS eine etwas tiefere (sichere) Erkennungsschwelle gewählt worden (vgl. Abbildung 30, die zeigt, dass die Kistler-Erkennung im Vergleich zum SAPS weniger empfindlich kalibriert ist). Wenn die Klopferkennungsschwelle für den SAPS unempfindlicher gewählt worden wäre, wäre der resultierende Kraftstoffverbrauchsvorteil bei dem Vergleich mit dem Klopf sensor übertrieben gewesen. Zusätzlich trug diese niedrige Schwelle dazu bei, den Motor vor mechanischen Schäden zu schützen.



**Abbildung 30:** Vergleich von Kistler- und SAPS-basierter Klopferkennung. \* 425 294 nicht klopfende Betriebszyklen sind nicht dargestellt

Zusammenfassend lässt sich feststellen, dass die ICPS-basierten Klopferkennungssysteme unter Berücksichtigung der Ergebnisse der detaillierten Analysen die bessere Methode zur Klopferkennung ist. Diese Schlussfolgerung wird durch die verschiedenen großen Abstände gestützt, die überwunden werden müssten, um die nicht erfassten Klopfereignisse in Abbildung 23 zu erkennen. Mit Abständen sind die Distanz zwischen einem als klopfend erkannten Motorzyklus, einem Ring oder einem Punkt im Diagramm und der Erkennungsschwelle des anderen Systems, also dem Achsenwert 1 gemeint. Wie in der Abbildung zu erkennen ist, sind die ersten fünf Punkte, von rechts, und somit die stärksten Klopfereignisse des klopfensensorbasierten Systems näher an der Erkennungsschwelle (gestrichelte Linie) des SAPS-basierten Systems als dies umgekehrt der Fall ist. Bei Serienanwendungen wird die Klopfkalibrierungsschwelle nicht nur durch eine präzise Klopferkennung definiert, sondern auch durch den Fahrerkomfort und eine gute Motorakustik. Dies könnte dazu führen, dass ein kleiner Teil des Verbrennungswirkungsgrades für mehr Komfort geopfert wird, was zu einer Steigerung des Kraftstoffverbrauchs führt.

Der in [34] erwähnte Nachteil von bandpassgefilterten Methoden, dass diese nicht in der Lage sind, leichte Klopfereignisse zu detektieren, kann nicht bestätigt werden.

Ergänzend zu diesen Untersuchungen ist noch zu erwähnen, dass die Verwendung einer ICPS-basierten Klopferkennung, z.B. mit einem SAPS, für Serienmotoren zusätzliche Vorteile hat. Im Vergleich zum derzeit verwendeten Klopfensensor ist der Aufwand für die Kalibrierung des EMS stark reduziert. Der Grund dafür ist, dass die Signalauswertung (insbesondere die Filterung) des Rohsignals für den Klopfensensor wesentlich aufwendiger ist. Darüber hinaus muss die Kalibrierung für jeden neuen Motor in hohem Maße neu durchgeführt werden, während bei der druckbasierten Erkennung ein viel größerer Grad an "Kalibrierungswiederverwendung" erreicht werden kann. Weiterhin könnte der ICPS für weitere Aufgaben innerhalb des EMS genutzt werden. Mit Hilfe eines ICPS könnten zum Beispiel die Momentbestimmung, die Fehlzündungserkennung, eine Ventilsteuerzeiterkennung oder eine Verbrennungsschwerpunktlagenregelung umgesetzt werden.

### 3 Magerverbrennungsregelung mit ICPS

Im zweiten Teilprojekt dieser Arbeit wird ein neues Regelungskonzept für Magerverbrennungsverfahren auf der Basis von Zylinderdrucksensoren vorgestellt, getestet und diskutiert.

Obwohl die ersten Untersuchungen in diesem Themenbereich zu Wasserstoff-unterstützter Zündung unternommen worden sind, verlagerte sich im Laufe des Projekts der Fokus in Richtung Entflammung mittels einer Vorkammer. Dies war hauptsächlich der Tatsache geschuldet, dass die onboard Erzeugung des Wasserstoffs nach wie vor problematisch und auch die Bereitstellung des Wasserstoffs über einen Druckbehälter relativ aufwendig ist. Weitere Gründe sind, dass bei dem Vorkammerkonzept mehr Standardkomponenten genutzt und genauso gute Ergebnisse erzielt werden können. Die Wasserstoffuntersuchungen werden in dieser Arbeit aber dennoch dargestellt, da die Ergebnisse für sich genommen von Interesse sind und so auch ein Vergleich der beiden Verfahren möglich wird. Das Regelungskonzept ist ursprünglich mit Hilfe der Wasserstoffuntersuchungen entwickelt worden. Es konnte jedoch nach der Erweiterung um den Verbrennungsschwerpunktlageregler auch für die Vorkammer angewendet werden.

#### 3.1 Stand der Technik

Damit die Vorteile der Magerverbrennung realisiert werden können, ist es unerlässlich, eine zuverlässige Zündung des mageren Gemischs zu gewährleisten. Im Vergleich zu stöchiometrischen Gemischen ( $\lambda = 1$ ) sind magere Gemische ( $\lambda > 1$ ) in Ottomotoren schwieriger zu zünden [36]. Mögliche Lösungen [84] sind Zündsysteme mit höheren Zündenergien oder Additive wie Wasserstoff ( $H_2$ ). Kompressionszündverfahren, wie sie im Dieselmotor eingesetzt werden, sind im Ottomotor nach wie vor schwer beherrschbar, obwohl hier stetige Fortschritte gemacht werden [85, 86]. Laser- [17], Korona- [18] und Hochfrequenzzündsysteme [87] sind Beispiele für Zündsysteme mit höheren Energien, die zwar seit einigen Jahren untersucht, aber noch nicht in der Serie eingesetzt werden.

In dieser Arbeit wird ein Vorkammerzündsystem genutzt, um eine sichere Verbrennung zu gewährleisten. Zusätzlich wird ein Additivsystem am Beispiel Wasserstoff untersucht, auf welches aber in dieser Arbeit nur zu Beginn der Beschreibung dieses Projektteils eingegangen wird.

##### 3.1.1 Wasserstoff als Additiv

Wasserstoff wird in der Verbrennungsmotorentechnik seit vielen Jahren genutzt. So ist bereits 1807 das Patent auf einen wasserstoffbetriebenen Motor angemeldet worden. Bereits im Jahr 1813 unternahm der Erfinder erste Fahrversuche [88]. Damit war das wasserstoffbetriebene Fahrzeug, nach dem Dampfwagen, das zweite „motorbetriebene“ Fahrzeug. Der Wasserstoffmotor mit innerer Verbrennung ist auch heute noch Gegenstand der Forschung. Im Bereich der stöchiometrischen Verbrennung ist beispielweise [89] zu nennen. Bei [90, 91] liegt der Fokus der Untersuchungen auf der Magerverbrennung. Einen Überblick zu diesem Bereich ist in [92] zu finden. Abschließend ist zu diesem Teilbereich der Wasserstoffnutzung in Verbren-

nungsmotoren mit innerer Verbrennung (ICE) festzustellen, dass Fouquet bereits 2012 in seiner Dissertation [90] bei Herrn Professor Wachtmeister ein Motorkonzept vorgestellt hat, das einen sehr hohen Wirkungsgrad (ca. 43%) erreicht und annähernd keine Emissionen erzeugt.

Interessante Untersuchungen zu in Deutschland teilweise weniger verbreiteten Gemischen von Wasserstoff und beispielsweise CNG (compressed natural gas, Erdgas), Methanol oder Diesel sind in den letzten 30 Jahren durchgeführt worden. So sind 1981 Versuche mit Methanol und Wasserstoff in Verbindung mit Magerverbrennung bei einem Lambda bis 2,5 unternommen worden. Ergebnisse waren eine gesteigerte Effizienz und verringerte Emissionen [93]. In den frühen 2000 Jahren ist ein Konzept mit Erdgas, Wasserstoff und Restgas (EGR, auch AGR) untersucht worden. Bei diesem Versuch unter stöchiometrischen Bedingungen lag der Fokus auf der Erhöhung der EGR Rate, die durch die Zugabe von Wasserstoff bis zu 25% gesteigert werden konnte. Die Verbrennungsstabilität konnte hierbei auf einem mittleren Niveau, mit einem COV von unter 5% gehalten werden [94]. CNG und Wasserstoff zusammen bei einem Lambda von 2,6 ist von [95] untersucht worden. In diesem Paper werden zudem die Entwicklung über die letzten Jahre im Bereich von CNG, sowie der Vergleich von Wasserstoff mit anderen Kraftstoffen erarbeitet. Ergebnis war, dass im Vergleich zu normalen CNG-Verfahren die Emissionen gesenkt werden können, solange magerer Verhältnisse herrschen. Eine weitere etwas unüblichere Kombination von Wasserstoff und einem weiteren Kraftstoff erfolgte 2020 mit Diesel als Hauptkraftstoff. Ergebnisse waren unter anderem eine gesteigerte Effizienz bei verringerten Emissionen [96]. Insbesondere die verringerten NO<sub>x</sub>-Emissionen sind von hohem Interesse, da diese in der öffentlichen Wahrnehmung eines der Hauptprobleme bei der Dieselnutzung darstellen. Die weitaus meisten Untersuchungen zu Kraftstoffkombinationen mit Wasserstoff erfolgten erwartungsgemäß mit Ottokraftstoff. Beginnend mit den 70er-Jahren des 20. Jahrhunderts bis heute sind Veröffentlichungen hierzu erschienen. Hierbei ist generell festzustellen, dass das Zentrum des Interesses zunächst auf der Magerverbrennung lag und erst später die stöchiometrische Verbrennung hinzukam. Ein möglicher Grund für diese Entwicklung könnte die ab Beginn der 90er-Jahre verbreitete Nutzung des geregelten Katalysators (G-Kat.) sein. Die niedrigen Abgastemperaturen und der Sauerstoffüberschuss führen bei der Magerverbrennung beim G-Katalysator zu Problemen, insbesondere kann keine NO<sub>x</sub>-Reduktion mehr durchgeführt werden. Beispiele für Veröffentlichungen mit stöchiometrischer Verbrennung sind [97–99], wobei die beiden letztgenannten zudem mit Restgasrezirkulation experimentierten. Über den ganzen Zeitraum sind weiterhin Analysen zur Onboard-Erzeugung von Wasserstoff mit Reformern (Plasmatron) unternommen worden [84, 100–102]. Alle Versuche hierzu sind unter mageren Bedingungen durchgeführt worden. Bei den Untersuchungen von [101] sank der Wirkungsgrad im sehr mageren Bereich ( $\lambda > 1,7$ ) wieder ab, da hier die Verbrennungsgeschwindigkeit zu gering wurde. Die beschriebenen Versuche mit Kraftstoffreformern zeigten, dass sich durch Erhöhen der Reformergaskonzentration die Verbrennung im Magerbetrieb stabilisieren ließ. Zu diesem Ergebnis kam auch [103]. Dort sind Versuche mit einem festen Wasserstoffanteil von 10% durchgeführt worden. Bei den Untersuchungen [104–109] sind hingegen variable Wasserstoffanteile untersucht worden. Die Ergebnisse dieser Untersuchungen waren, dass der Wirkungsgrad bei mageren Gemischen in Verbindung mit Wasserstoff als Additiv gesteigert und die Emissionen, hier wiederum insbesondere die NO<sub>x</sub>-Emissionen, gesenkt werden konnten. Bei Zuführung von zu viel Wasserstoff stiegen dann die Emissionen sowohl von NO<sub>x</sub> als auch unverbrannten Kohlenwasserstoffen an. Durch die Variation des Wasserstoffanteils wird in diesen Untersuchungen nachvollziehbar dargestellt, wie

magere Gemische durch Zugabe von Wasserstoff hinsichtlich der Verbrennungsstabilität stabilisiert werden können.

Da alle letztgenannten Untersuchungen in ihren Ergebnissen übereinstimmen, dass mit Wasserstoff der Wirkungsgrad gesteigert und die Emissionen bei entsprechender Abmagerung gesenkt werden können, wird in den nachfolgenden Untersuchungen auf diese Themen nur noch kurz eingegangen und der Fokus auf die stabilisierende Wirkung des Wasserstoffs auf die Verbrennung gelegt. Aufbauend auf den Versuchen von [109] bei der IFP Energies nouvelles (IFPEN) wird im nachfolgenden Kapitel beschrieben, wie eine Regelungsstrategie für die Magerverbrennung aussehen könnte.

### 3.1.2 Vorkammerkonzept

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich im zweiten Schwerpunkt maßgeblich mit dem Einsatz von aktiven Vorkammern und deren Regelung. Diese sind in jeden der vier Zylinder integriert worden. Die Vorkammern sind notwendig, um die erforderliche Zündenergie zum Zünden des mageren Gemisches in der Hauptkammer bereitzustellen. Die Eignung solcher Vorkammern zur Zündung sehr magerer Gemische in Ottomotoren ist bereits nachgewiesen worden [20, 23]. Die verwendete Vorkammer ist in [20, 21, 23] detailliert beschrieben. Vorkammern werden bereits seit einigen Jahren in großen Gasmotoren eingesetzt, zum Beispiel in Anlagen zur Stromerzeugung aus Biogas [110–115]. Diese Motoren werden nur in einem Betriebspunkt mit maximalem Wirkungsgrad betrieben, der bis etwa 50% erreichen kann [34]. Es ist also nachweislich möglich, sehr hohe Wirkungsgrade mit Hilfe von Vorkammern zu erreichen. Dies ist auch eines der Ziele der neu entwickelten Regelung. Nach einem erhöhten Interesse am Vorkammerkonzepten bis circa 1993 [116–119] und nur wenigen Veröffentlichungen zu diesem Thema, wie beispielsweise [120], stieg das Interesse an diesen Konzepten in den letzten Jahren besonders im PKW-Bereich wieder stark an [113, 120–123]. Diese Lücke kann mit der Einführung der neuen Abgasgesetzgebung begründet werden. So ist 1992 beispielsweise die Euro 1 Abgasnorm in Kraft getreten [124]. Das neuerliche Interesse an diesen Verfahren lässt sich durch die hohe Effizienz, den geringen Emissionen und neue Techniken bei der Abgasnachbehandlung erklären. Auch in neueren Untersuchungen im Bereich der Pkw-Motoren, die sich meist mit der grundsätzlichen Machbarkeit und den Ergebnissen solcher Konzepte befassten, sind die Einstellungen für den Motorbetrieb und insbesondere für den Betrieb der Vorkammern manuell vorgenommen worden [20, 121]. Die für den Serieneinsatz erforderliche Steuerung beziehungsweise Regelung der Vorkammereinspritzung wurde hier im Pkw-Bereich bisher wenig untersucht.

Insbesondere im Bereich der industriellen Gasmotoren gibt es bereits seit einigen Jahren Regelungsstrategien. In [110] wird eine ICPS-basierte Regelung für einen mager betriebenen Gasmotor beschrieben. Die Regelung beruht hier auf der Auswertung des Druckgradienten in der Vorkammer. Die Stellgröße ist die in die Vorkammer eingebrachte Kraftstoffmenge. Problematisch an diesem Konzept ist der sehr kleine ICPS in der Vorkammer. Problematisch deshalb, da dieser ICPS aufgrund seiner Spezifikation ein Spezialteil darstellt. In der Patentschrift [125] wird eine Regelungsstrategie für einen mageren Gasmotor mit passiver Vorkammer beschrieben. Hier wird die „verlaufsspitze“ des Heizverlaufs ausgewertet und die Kraftstoffzufuhr in die Vor- und Hauptkammer geregelt. In einer weiteren Patentschrift [126] wird eine Regelung für mager betriebene, industrielle Großmotoren vorgestellt, die auf der Ionenstrommessung

beruht. Geregelt wird die Kraftstoffzufuhr in die Vor- und Hauptkammer, wobei die Kraftstoffzufuhr in die Vorkammer mit einem Ventil realisiert werden soll. Im Bereich der Pkw-Motoren stellt [58] ein sehr interessantes Magerkonzept vor, welches auf Serienzylinderdrucksensoren basiert. Der vorgestellte ICPS funktioniert, im Gegensatz zu den Vitesco und Kistler Zylinderdrucksensoren, hierbei piezoresistiv. Für die Regelung wird die Standardabweichung des indizierten Mitteldrucks eines ICPS in einem Zylinder ausgewertet und der Motor so nahe am Magerverbrennungslimit betrieben.

### 3.2 Wissenschaftliche Zielstellung

Die aufgrund von modernen Antriebsstrangkonzepthen wieder in den Fokus der Forschung getretene Magerverbrennung bietet Vorteile gegenüber der stöchiometrischen Verbrennung hinsichtlich der Effizienz und der Emissionen. Magere Gemische sind aber schwerer zu zünden. Wird das magere Gemisch nicht sicher gezündet, steigen die Emissionen stark an und der Wirkungsgrad sinkt rapide. In der Literatur konnte keine Untersuchung zu einer ICPS-basierten Regelungsstrategie gefunden werden, die auf der Auswertung von COV(IMEP) und MFB50 beruht und so in Verbindung mit einer mageren Verbrennung sowie einer sehr hohen Verdichtung gleichzeitig höchste Wirkungsgrade und sehr geringe Emissionen gewährleistet. In diesem Bericht wird deshalb ein kombiniertes Regelungskonzept für die Magerverbrennung mit einer vorkammer-basierten Zündung vorgestellt. Wie schon im ersten Teil der vorliegenden Arbeit, der Klopferkennung, basiert diese Regelung auf von ICPS generierten Daten. Mit dieser Arbeit wird geklärt, ob eine ICPS-basierte Magerverbrennungsregelung möglich ist und ob die erwarteten Vorteile umgesetzt werden können. Mit dem dabei entstandenen Ansatz kann ein Zylinderdrucksensor verwendet werden, der für den Serieneinsatz entwickelt worden und im Vergleich zu Prüfstandssensoren günstig ist [127].

### 3.3 Entwicklungsumgebung & Messtechnik

In diesem Unterkapitel werden die Versuchsträger, der Prüfstand sowie die Messtechnik erläutert, welche für die Magerverbrennungsuntersuchungen in Frankreich bei der IFPEN genutzt worden sind. Weiterhin wird beschrieben, welche Softwarelösungen für die Auswertung dieser Untersuchungen genutzt worden sind. In den folgenden Unterkapiteln wird immer mit den Untersuchungen zum Wasserstoff als Additiv begonnen und dann folgen die Ausführungen zum Vorkammerkonzept.

#### 3.3.1 Versuchsträger

##### 3.3.1.1 Wasserstoff als Additiv

Bei dem Versuchsträger, welcher für die Wasserstoffuntersuchungen genutzt worden ist, handelte es sich um einen Einzylindermotor, der an einem entsprechenden Prüfstand betrieben wurde. Die Motordaten können Tabelle 7 entnommen werden. Die Haupteinspritzung erfolgte mit Benzin per Direkteinspritzung in den Zylinder. Zudem ist Wasserstoff in das Saugrohr mittels Gasdiffusor eingebracht worden. Der Motor war einfach indiziert. Für die Tests ist kommerzielles E10 Benzin genutzt worden. Die Öl- und Kühlflüssigkeitspumpen sind mit Konditio-

nierung auf  $90\text{ °C} \pm 2\text{ °C}$  elektrisch betrieben worden. Es sind acht stationäre Punkte gemessen worden. Der Einspritzdruck betrug immer 200 bar. Der unter realen Bedingungen nötige Abgasturbolader wurde durch eine Klappe im Abgassystem und einen externen Kompressor für den Ansaugüberdruck simuliert.

**Tabelle 7:** Motordaten Einzylindermotor Wasserstoffuntersuchungen

<b>Motortyp</b>	<b>Einzylindermotor</b>
Zylinderanzahl	1
Ventile pro Zylinder	4
Motorhubraum	410 cm <sup>3</sup>
Verdichtungsverhältnis	14,1:1
Bohrung	75 mm
Haupteinspritzung	DI, Benzin
Nebeneinspritzung	PFI, Wasserstoff

### 3.3.1.2 Vorkammerkonzept

Die in dieser Arbeit beschriebene Hauptuntersuchung mit der Vorkammer ist an einem 4-Zylinder-Prototyp-Motor durchgeführt worden. Die Motordaten sind in Tabelle 8 zu finden. Die Kraftstoffzufuhr in die Hauptkammer erfolgt mittels Saugrohreinspritzung (Port Fuel Injection, PFI) über einen Serien-Mehrloch-DI-Injektor, der mit einem Kraftstoffdruck von 150 bar betrieben wird. Der für PFI relativ hohe Einspritzdruck ist gewählt worden, um die Gemischhomogenisierung und die Kraftstoffverdampfung zu verbessern [20]. Die Kraftstoffzufuhr in die Vorkammern erfolgt direkt über einen modifizierten DI-Injektor mit einer einzigen Bohrung und einer speziell ausgelegten Düse, bei der mit einem Kraftstoffdruck von 150 bar eingespritzt wird. Die Lambdaregelung erfolgt über die Hauptkammereinspritzung, wobei auch die Vorkammereinspritzung berücksichtigt wird. Der Motor verfügt über ein zweistufiges Aufladesystem, bestehend aus einem Abgasturbolader und einem elektrischen Kompressor, um den extremen Magerbetrieb bei  $\lambda = 2$  in allen angestrebten Betriebspunkten zu ermöglichen.

Zusätzlich wurden Voruntersuchungen an einem Einzylindermotor mit Vorkammer durchgeführt. Dieser hatte einen zusätzlichen Drucksensor in der Vorkammer (Kistler 6054BR) und der Kraftstoff ist mit 200 bar eingespritzt worden. In beiden Motoren ist die gleiche Vorkammer verwendet worden. Die Vorkammer hat ein Volumen von circa 1 cm<sup>3</sup> und vier Löcher in den Zylinder [128].



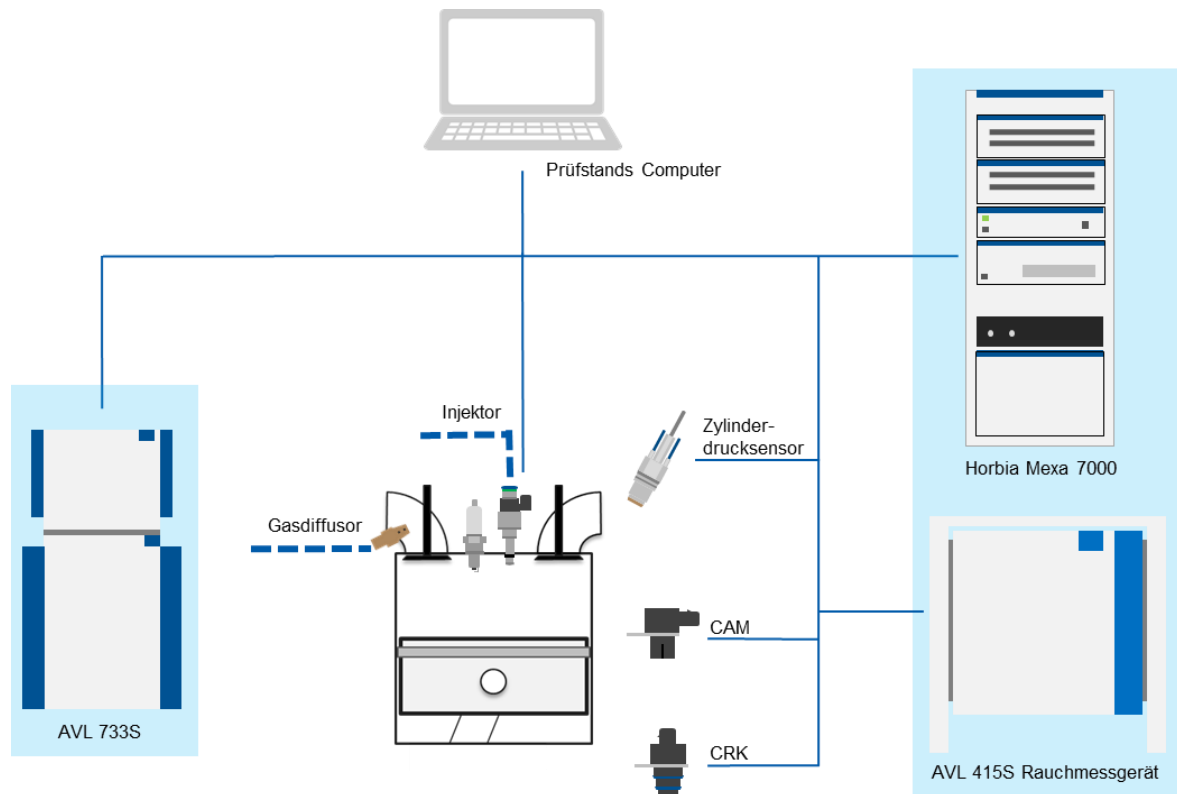
**Tabelle 8:** Grundlegende Motordaten Magerverbrennung mit Vorkammer

<b>Motortyp</b>	<b>Multizylindermotor</b>	<b>Einzylindermotor</b>
Anzahl Zylinder	4	1
Ventile pro Zylinder	4	4
Hubraum	1633 cm <sup>3</sup>	408 cm <sup>3</sup>
Verdichtung	15.5:1	14.6:1
Bohrung	76 mm	76 mm
Hub	90 mm	90 mm
VVT	Einlass & Auslass	Einlass & Auslass
VVL	Miller-Verfahren	-

### 3.3.2 Prüfstände und Messtechnik

#### 3.3.2.1 Wasserstoff als Additiv

Der Ansaugluftdurchfluss ist mit einem Ultraschall-Durchflussmesser gemessen worden. Der Wasserstoffdurchsatz ist mit einem Bronkhorst-Massendurchflussregler (bis zu 50 L<sub>n</sub>/min) geregelt worden. Wie in Abbildung 31 dargestellt ist, ist der Kraftstoffmassenstrom mit einem AVL 733S Kraftstoffmessgerät, welches auf gravimetrischer Basis misst, bestimmt worden. Ansaug-, Abgasgegen- und Zylinderinnendruck sind mit herkömmlichen Sensoren, im Auslasssammler und im Zylinder wassergekühlt, gemessen worden. Die Abgasemissionen, die unverbrannten Kohlenwasserstoffe, die Kohlenmonoxid- und Stickoxidemissionen sind mit einem Horbia Mexa 7000 bestimmt worden. Die Rauchemissionen sind mit einem AVL 415S Rauchmessgerät festgestellt worden. Eine Lambdasonde befand sich im Abgasstrang.

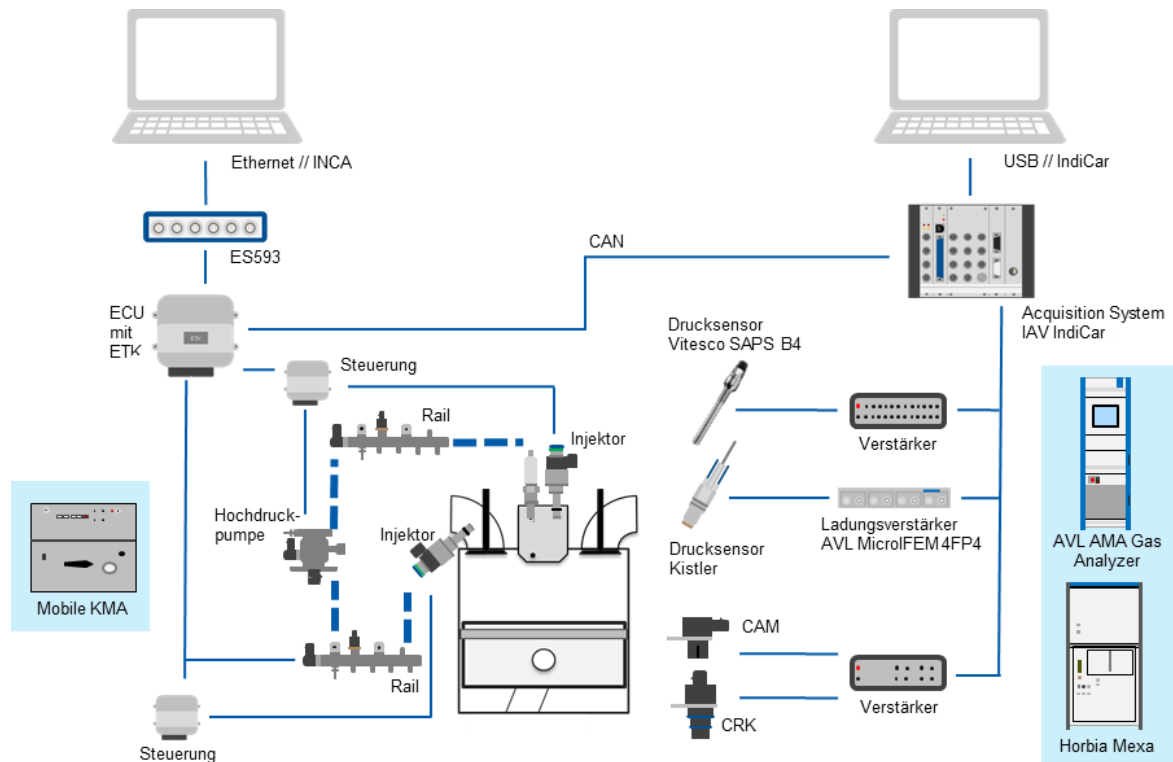


**Abbildung 31:** Messaufbau Wasserstoffuntersuchungen

### 3.3.2.2 Vorkammerkonzept

Die Zylinderdrücke bei den Hauptversuchen sind mit vier Drucksensoren gemessen worden. Zylinder 1 ist zusätzlich mit einem Drucksensor von Kistler (6041B) ausgestattet gewesen. Dessen Signale sind in einem Ladungsverstärker in Spannungssignale umgewandelt und vom IndiCar-System verarbeitet worden. Die Zylinder 2 bis 4 sind mit SAPS der Baustufe 4 ausgestattet gewesen. Ihre Signale sind in einem Spannungsverstärker von maximal 5 Volt auf maximal 10 Volt verstärkt und dann auch an das IndiCar übertragen worden. Das IndiCar ist ein mobiles Indiziersystem mit Echtzeit-Signalverarbeitung von der Firma IAV. Es überträgt die druckbasierten thermodynamischen Werte (wie z.B. Spitzendruck, MFB50, etc.) über einen CAN-Bus an das Motorsteuergerät (ECU), wie es in Abbildung 32 dargestellt ist. Die Geschwindigkeit des Buses beträgt 1 Mbit/s. Die Motorsteuerung ist weiterhin mit zwei zusätzlichen Steuergeräten zur Steuerung der Hochdruckpumpe und der Injektoren über digitale Signale verbunden gewesen. Die Signale der Kurbel- und Nockenwelle zur Synchronisation der ECU und des IndiCar mit dem Motor sind verstärkt worden, um eine ausreichend hohe Signalgüte zu gewährleisten.

Abgasseitig verfügt der Motor über einen Drei-Wege-Katalysator, einen Benzinpartikelfilter (GPF) und eine Lean-NOx-Trap. Der Gesamtkraftstoffdurchsatz ist mit einer AVL KMA 4000 gemessen worden. Die Abgase CO, HC und NOx sind mit einem Zweikanal-Gasanalysator AVL AMA i60 analysiert worden. Die Partikelanzahl (PN) ist mit einem Horiba MEXA-2110SPCS gemessen worden, welcher für Partikelgrößen bis zu 10 nm erweitert worden ist.



**Abbildung 32:** Messaufbau Vorkammeruntersuchungen

### 3.3.3 Software

In diesem Unterkapitel wird beschrieben, zu welchem Zweck oder für welche Hardware, Software für das Wasserstoff-Teilprojekt oder für das Vorkammerkonzept erstellt worden ist.

#### 3.3.3.1 Wasserstoff als Additiv

##### Motorsteuerung

Die verwendete Motorsteuerung ist eine Eigenentwicklung der IFPEN. Deshalb ist für diese ECU keine neue Software von Seiten des Autors dieser Arbeit entwickelt worden. Es musste aber ein neuer CAN-Bus zur Übergabe der IndiCar Daten integriert werden. Mit dieser Motorsteuerung sind die Motorparameter geregelt worden.

Bei den Voruntersuchungen war in der ECU noch keine Regelung, weder für die Verbrennungsstabilität noch für die Verbrennungsschwerpunktlage integriert. Die eingespritzte Wasserstoffmasse ist hier noch manuell verstellt worden.

##### IndiCar

Für die späteren Wasserstoffuntersuchungen am Vollmotor ist ein IndiCar eingesetzt worden. In diesem IndiCar ist der Entwurf des Verbrennungsstabilitätsreglers umgesetzt worden, wobei dieser in das IndiCar-Modell integriert wurde. Weiterhin ist eine neue Benutzeroberfläche erstellt worden, um eine geeignete Parametrierung des Reglers zu ermöglichen. Um die Kommunikation mit der ECU zu ermöglichen, ist ein CAN-Bus genutzt worden. Für diesen neuen Bus ist ein neues DBC-File erstellt und in das Modell integriert worden. Über diesen Bus sind

auch die notwendigen Indiziergrößen an die ECU sowie der Status des IndiCar und des Reglers übertragen worden. Die Steuerung des IndiCars erfolgte über einen separaten Computer.

### Prüfstandssoftware

Am Prüfstand des Einzylindermotors kommt die Prüfstandssoftware Morpheé zum Einsatz. Diese übernimmt sowohl die Steuerung des Prüfstands selbst als auch die Aufzeichnung der Messdaten.

### Matlab

Mit der Software Matlab von Mathworks sind sämtliche Auswertungen erstellt worden. Weiterhin ist mit Simulink, einer Matlab-Erweiterung, eine Simulation mit einem einfachen Streckenmodell aufgebaut worden, welches mit echten Messdaten betrieben worden ist, um eine geeignete Vorabparametrierung des Verbrennungsstabilitätsreglers zu ermöglichen.

### 3.3.3.2 Vorkammerkonzept

#### Motorsteuerung

Bei den Voruntersuchungen mit der Vorkammer ist eine Motorsteuerung der IFPEN genutzt worden, welche mit einer IFPEN eigenen Software betrieben worden ist. Aus diesem Grund ist für diese Versuche nur ein neuer CAN-Bus integriert worden, um die ICPS-basierten Daten an die Motorsteuerung zu übertragen. Bei den Hauptuntersuchungen mit den Reglern, ist eine Vitesco Motorsteuerung genutzt worden. In diese Motorsteuerung, die mit einer ETK zur Kommunikation mit INCA ausgestattet war, ist ein zusätzlicher CAN-Bus zur Kommunikation mit dem IndiCar integriert worden. Weiterhin sind drei neue ICPS basierte Regler eingebaut worden. Zunächst ist der Klopfregler, welcher im ersten Teil dieser Arbeit vorgestellt worden ist, in die Motorsteuerung integriert worden. Zudem sind die neuen Regler, die nachfolgend vorgestellt werden, also der Verbrennungsstabilitätsregler und der Verbrennungsschwerpunktla- geregler, in der ECU Software ergänzt worden.

#### IndiCar

Die modellbasierte Software im IndiCar ist für dieses Projekt geändert worden. Unter anderem ist die Kommunikation angepasst worden. Der Bus ist entsprechend den Anforderungen des Projektes verändert worden, indem ein neues DBC-File eingebunden worden ist und die entsprechenden Signale verbunden worden sind. Weiterhin ist das Timing des Busses angepasst worden. Zu den Standard-Indizierparametern wie IMEP, P<sub>Max</sub>, MFB50 usw. sind der berechnete Klopfwert (OVP) und die Größe für den COV-Regler hinzugefügt worden.

#### Weitere Steuerungen

Die Software für die Steuerung der Hochdruckpumpe und des Vorkammerinjektors sind aus einem Vorgängerprojekt übernommen und angepasst worden. Dies gilt auch für die Software in der Steuerung des Saugrohrinjektors.

### dSPACE

Mit einem Midsize dSPACE Simulator sind die grundlegenden Tests mit dem IndiCar durchgeführt worden. Durch simulierte Zylinderdruckdaten konnte so die grundsätzlich korrekte Funktion der Software im IndiCar überprüft werden. Weiterhin konnte so die geänderte Kommunikation mit dem CAN-Bus getestet werden. Hierfür ist zudem ein Vector CANcaseXL eingesetzt worden.

### Prüfstandssoftware

Bei den Versuchen sind sowohl Morpheé als auch INCA verwendet worden. Mit Morpheé erfolgte die Prüfstandssteuerung und ein Teil der Messdatenerfassung. Mit INCA ist die Motorsteuerung parametrisiert, Messdaten erfasst und die Kalibration der Regler geändert worden.

### Matlab

Mit Matlab sind die Auswertungen der Messdaten sowie die hierfür notwendigen Berechnungen umgesetzt worden.

## 3.4 Methodik

In der Methodik wird das Vorgehen bei den Untersuchungen von den ersten Vorversuchen über deren Analyse bis hin zum finalen Versuch beschrieben. Die Auswertung des finalen Versuchs erfolgt in dem darauffolgenden Kapitel.

### 3.4.1 Vorversuche

Um zu klären, ob eine Verbrennungsstabilitätsregelung mit den beiden hier vorgestellten Konzepten möglich ist und ob diese möglicherweise auch zu einer Verbesserung des Wirkungsgrades und eventuell einer Verringerung der erzeugten Emissionen führt, sind bei der IFPEN in Frankreich Messungen mit beiden Konzepten durchgeführt worden. Diese Messungen sind im Vorfeld des Entwurfs der Regelungsstrategie durchgeführt worden. Basierend auf den nachfolgend dargestellten Messergebnissen ist dann die Regelungsstrategie entworfen worden.

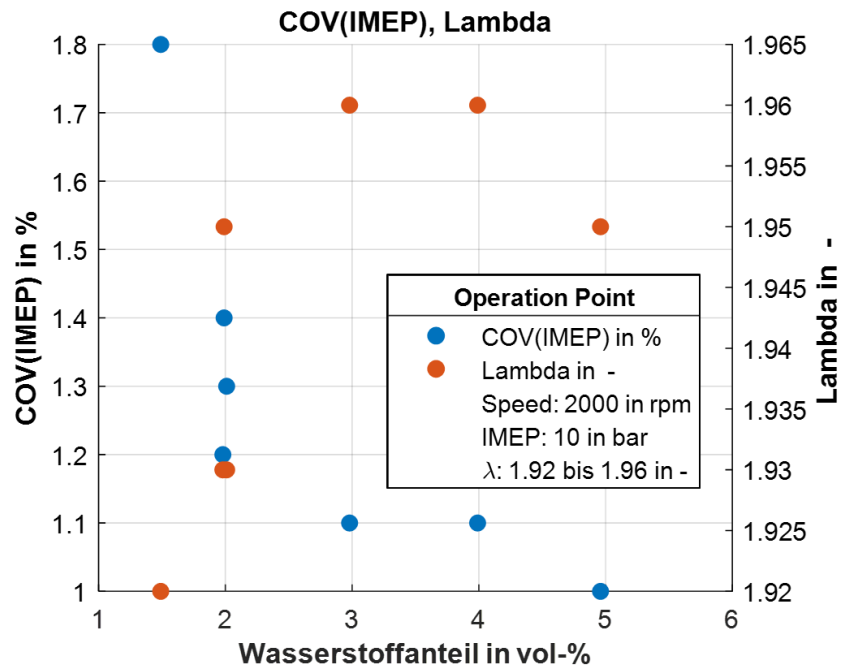
#### 3.4.1.1 Wasserstoff als Additiv

Die ersten Untersuchungen zur Magerverbrennungsregelung sind mit Wasserstoff als Additiv durchgeführt worden. Im Fokus der Untersuchungen lagen hierbei die Verbrennungsstabilität, der Wirkungsgrad, die Emissionen sowie die Frage, wie eine optimale Regelung dieser Parameter aussehen könnte. Wie in 1.3 erklärt worden ist führt eine schnelle Verbrennung zwar zu einem hohen Wirkungsgrad, aber gleichzeitig auch zu erhöhten Stickoxidemissionen. Zu diesem Zweck sind bei der IFPEN in Frankreich die in Tabelle 9 genannten stationären Betriebspunkte gemessen und dem Autor zur weiteren Auswertung zur Verfügung gestellt worden.

**Tabelle 9:** Untersuchte stationäre Betriebspunkte am Einzylindermotor

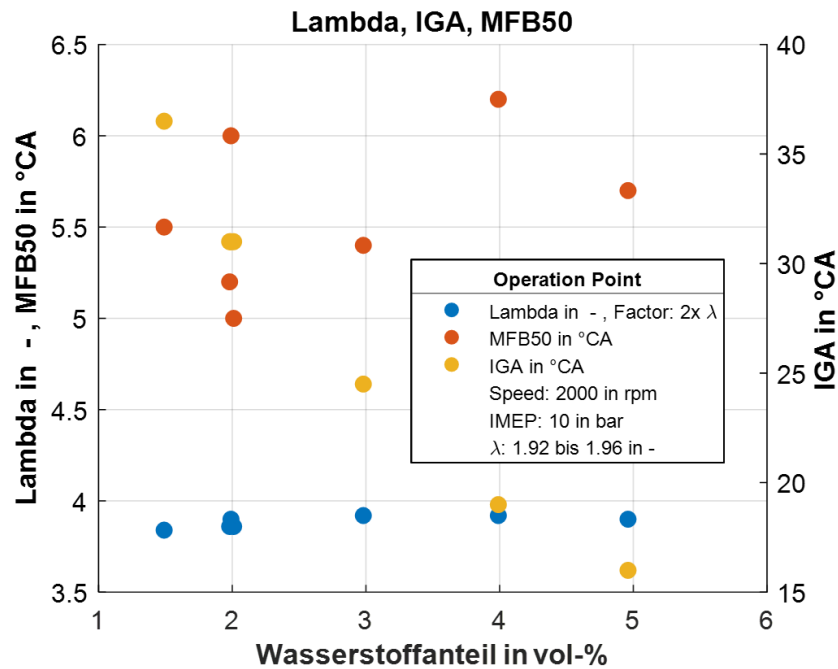
<b>Nr.:</b>	<b>Drehzahl (rpm)</b>	<b>IMEP (bar)</b>
1	2000	4
2	2000	10
3	2000	18
4	2500	6
5	2500	12
6	3000	7
7	3000	13
8	4000	16

Zunächst ist der Einfluss unterschiedlich großer Wasserstoffanteile untersucht worden. Die nachfolgenden Diagramme sind exemplarisch für den Betriebspunkt 2000 Umdrehungen pro Minute und einem indizierten Mitteldruck (IMEP) von 10 bar dargestellt, da sich dieser Punkt in Bezug auf die Last ungefähr in der Mitte des untersuchten Kennfeldes befindet und dieser einen oft angefahrenen Betriebspunkt darstellt. In Abbildung 33 ist der Zusammenhang zwischen der Verbrennungsstabilität (COV(IMEP)) und dem volumetrischen Wasserstoffanteil im Gemisch, sowie das Lambda des jeweiligen Messpunktes im Brennraum dargestellt. In der Abbildung ist zu erkennen, dass sich die Verbrennungsstabilität verbessert (das heißt COV(IMEP) sinkt), wenn der Wasserstoffanteil erhöht wird. Jeder Messpunkt in der Abbildung ist aus 300 Motorzyklen berechnet und stellt jeweils deren Mittelwert dar. Fünf weitere untersuchte Betriebspunkte führten zu sehr ähnlichen Ergebnissen. Es sind hier nur fünf der acht vermessenen Betriebspunkte ausgewertet worden, da nur bei diesen ein  $\lambda$  von ungefähr 2 gegeben war.



**Abbildung 33:** Gemittelte Verbrennungsstabilität sowie Lambda über volumetrischem Wasserstoffanteil im Gemisch im Brennraum

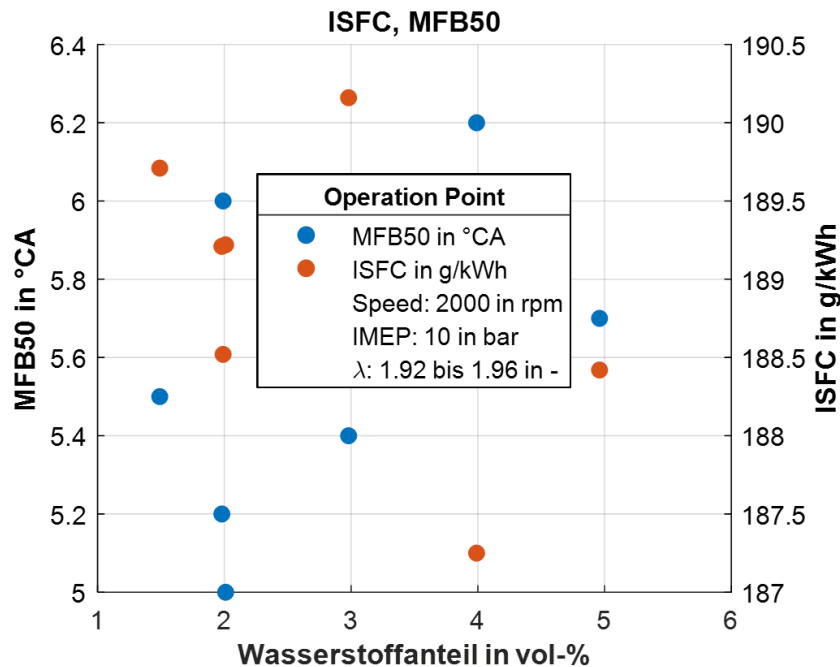
Wie durch Abbildung 34 ersichtlich ist, wird die Verbrennungsschwerpunktlage (MFB50) nur durch einen stark nach spät verschobenen Zündwinkel (IGA), über einen Bereich von circa 20 °CA, nahezu konstant gehalten. Grund hierfür ist hauptsächlich, dass durch den steigenden Wasserstoffanteil später gezündet werden konnte. Um diesen Effekt hervorzurufen, muss demnach der steigende Wasserstoffanteil zu einer Steigerung der Brenngeschwindigkeit führen. Überlagert wird dieser Einfluss auf MFB50 vom sich leicht ändernden Lambda. Erkennbar ist dies an den drei Messpunkten bei 2 vol-% Wasserstoffanteil. Obwohl hier der Zündwinkel konstant ist, verändern sich mit Lambda die Verbrennungsschwerpunktlagen. Dennoch kann also festgestellt werden, dass der Wasserstoffanteil einen nicht unerheblichen Einfluss auf den MFB50 hat.



**Abbildung 34:** Gemittelte Verbrennungsschwerpunktlage (MFB50), Lambda sowie Zündwinkel (IGA) über volumetrischem Wasserstoffanteil im Gemisch im Brennraum

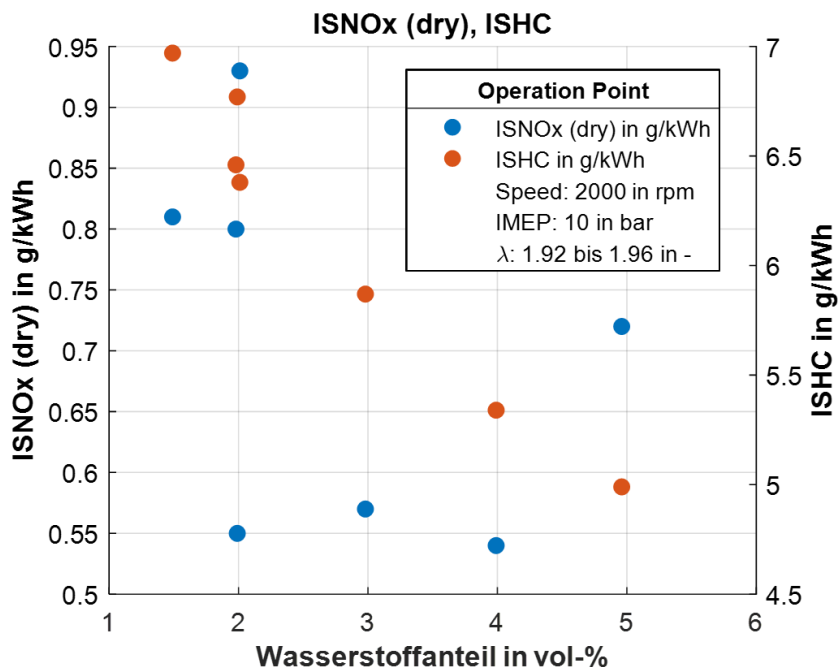
Der indizierte spezifischen Kraftstoffverbrauch (ISFC,  $b_i$ ), welcher umgekehrt proportional zum Wirkungsgrad ist, ist zusammen mit MFB50 in der Abbildung 35 illustriert. In dieser Abbildung ist der beste Wirkungsgrad bei einem Wasserstoffanteil von 4 vol-% gegeben. Wobei diese Aussage aufgrund der sehr geringen Schwankungsbreite bei ISFC (ca. 3%) keine starke Aussagekraft aufweist. Insbesondere da auch der MFB50 und das  $\lambda$  etwas schwanken und einen beide einen Einfluss auf den ISFC haben.





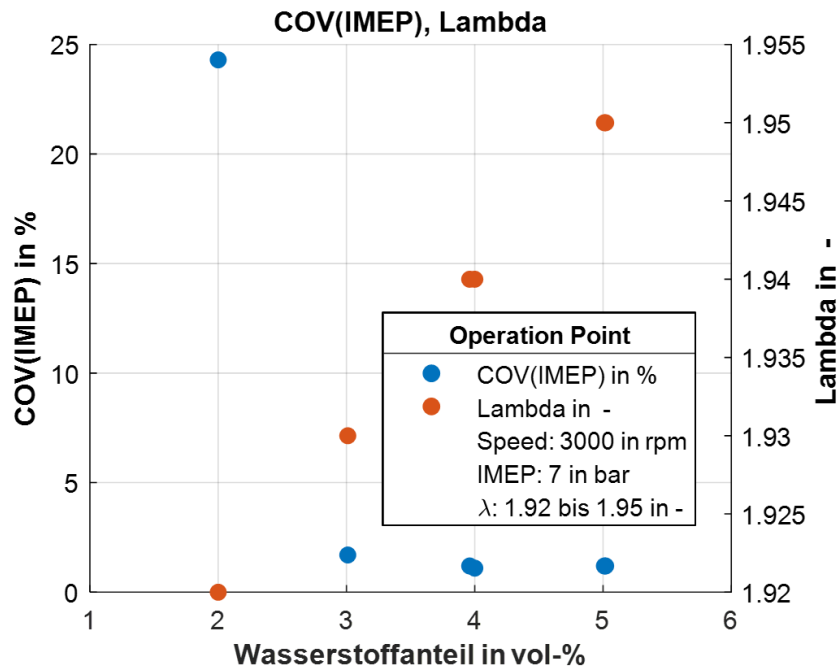
**Abbildung 35:** Gemittelte Verbrennungsschwerpunktlage (MFB50) sowie spezifischer Kraftstoffverbrauch (ISFC) über volumetrischem Wasserstoffanteil im Gemisch im Brennraum

Emissionsseitig werden die Stickoxid- (NO<sub>x</sub>) und die Kohlenwasserstoffemissionen (HC) betrachtet. Die NO<sub>x</sub>-Emissionen sind aus zwei Gründen von Interesse. Zunächst sind sie aufgrund von Umweltaspekten, die sich auch in den aktuellen Berichterstattungen in den Medien widerspiegeln, wichtig. Weiterhin sind Stickoxide bei der Magerverbrennung aus technischer Sicht problematisch, da hier wegen des Luftüberschusses, kein geregelter Katalysator zu deren Verminderung eingesetzt werden kann. Zudem sind die dabei auftretenden niedrigen Abgastemperaturen bei Standardkatalysatoren problematisch. Aus der Literatur ist bekannt, dass die Kohlenwasserstoffemissionen bei der Magerverbrennung teilweise stark ansteigen können, siehe 1.3.5. In Abbildung 36 sind die spezifischen HC-Emissionen für dieses Motorverbrennungskonzept dargestellt, die Kohlenwasserstoffe sinken mit steigendem Wasserstoffanteil. Bei den Stickoxiden ist das Bild diffuser. Für zunehmenden Wasserstoffanteil sind die Emissionen zunächst etwas höher, fallen dann ab und steigen schließlich wieder an. Die höheren Werte im Bereich des geringen und höchsten Wasserstoffanteils sind sehr wahrscheinlich mit der Schwankung des Lambdas, vgl. Abbildung 33, zu erklären. Die Steigerung mit zunehmendem Wasserstoffanteil hängt mit der steigenden Zylindertemperatur, aufgrund des höheren Anteils an Wasserstoff und eines geringeren Anteils an Luft im Gemisch, zusammen.

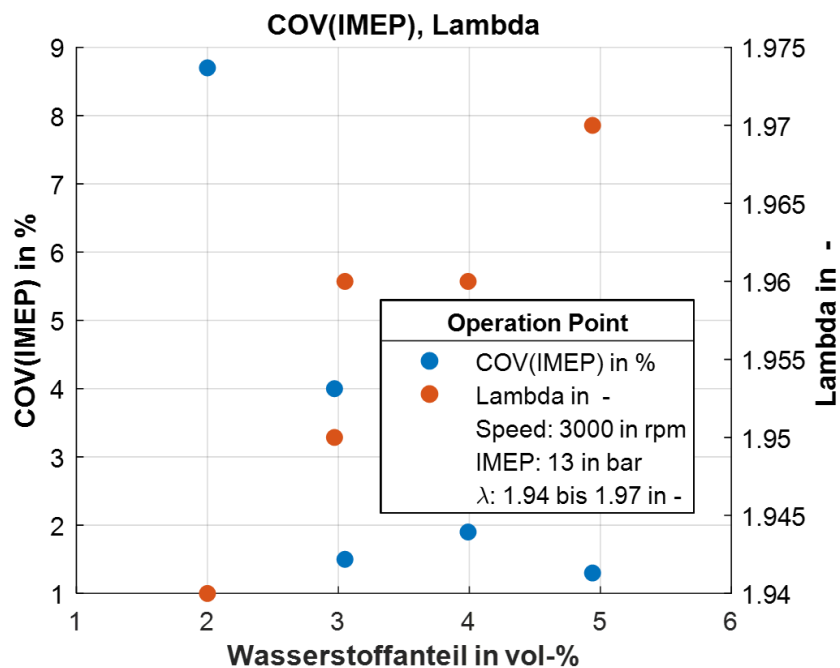


**Abbildung 36:** Gemittelte indizierte spezifische Stickoxidemissionen (ISNO<sub>x</sub>), sowie indizierte, spezifische, unverbrannte Kohlenwasserstoffemissionen (ISHC) über volumetrischem Wasserstoffanteil im Gemisch im Brennraum

Die gestiegenen Stickstoffemissionen beim höchsten Wasserstoffanteil, die verhindert werden sollten, sind ein weiterer Grund, warum eine Regelung der zugeführten Wasserstoffmenge für dieses Verbrennungskonzept als sinnvoll erachtet wird. Wie beispielhaft für die Betriebspunkte 3000 Umdrehungen pro Minute und einem IMEP von 7 beziehungsweise 13 bar in der Abbildung 37 und der Abbildung 38 ersichtlich, ist der Übergang zwischen einer stabilen Verbrennung und einer instabilen sehr steil. In Abbildung 37 ist zu erkennen, dass eine Steigerung um einen Prozentpunkt Wasserstoffanteil (von zwei auf drei Volumenprozent) den Unterschied zwischen einer sehr schlechten Verbrennungsstabilität mit Fehlzündungen und einer wünschenswerten Verbrennung macht. Hierbei ist zu bedenken, dass sehr kleine Mengen Wasserstoff eingebracht werden müssen und dadurch Bauteilstreuungen zu signifikanten Effekten führen können. Weiterhin wichtig ist, dass der Wirkungsgrad bei einem Ottomotor nicht nur abhängig von der Verbrennungsschwerpunktlage ist, sondern auch von der Verbrennungsstabilität. Kommt es aufgrund von größeren zyklischen Schwankungen, wie es bei der instabilen Verbrennung der Fall ist, zu einem Drehmomentverlust, sinkt der Wirkungsgrad, siehe 1.3.3.



**Abbildung 37:** Gemittelte Verbrennungsstabilität (COV(IMEP)) sowie Lambda über volumetrischem Wasserstoffanteil im Gemisch im Brennraum am Betriebspunkt 3000 Umdrehungen pro Minute und 7 bar IMEP



**Abbildung 38:** Gemittelte Verbrennungsstabilität (COV(IMEP)) sowie Lambda über volumetrischem Wasserstoffanteil im Gemisch im Brennraum am Betriebspunkt 3000 Umdrehungen pro Minute und 13 bar IMEP

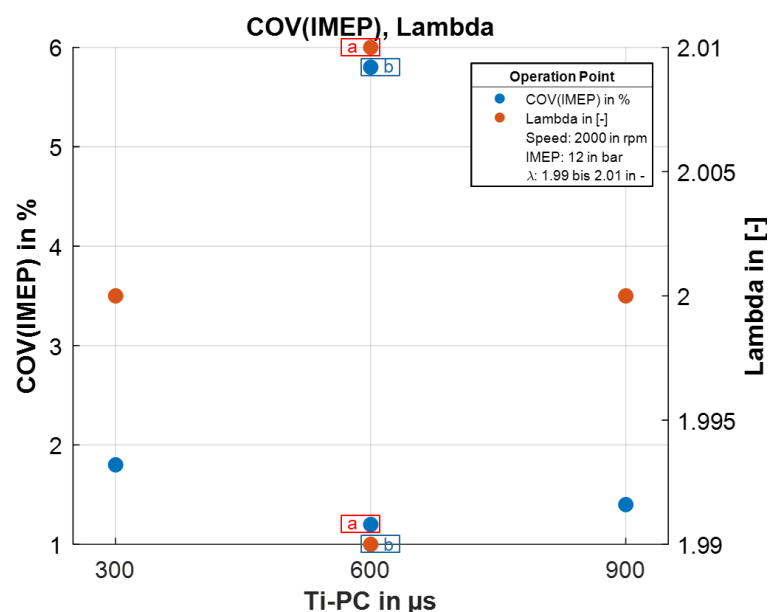
3.4.1.2 Vorkammerkonzept

Ergänzend zu den Untersuchungen mit Wasserstoff als Additiv sind Versuche mit einem Vorkammerkonzept bei der IFPEN in Frankreich durchgeführt worden. Die untersuchten Punkte sind in Tabelle 10 genannt.

**Tabelle 10:** Untersuchte stationäre Betriebspunkte am Einzylindermotor mit dem Vorkammerkonzept

Nr.:	Drehzahl (rpm)	IMEP (bar)
1	2000	6
2	2000	12
3	3000	13

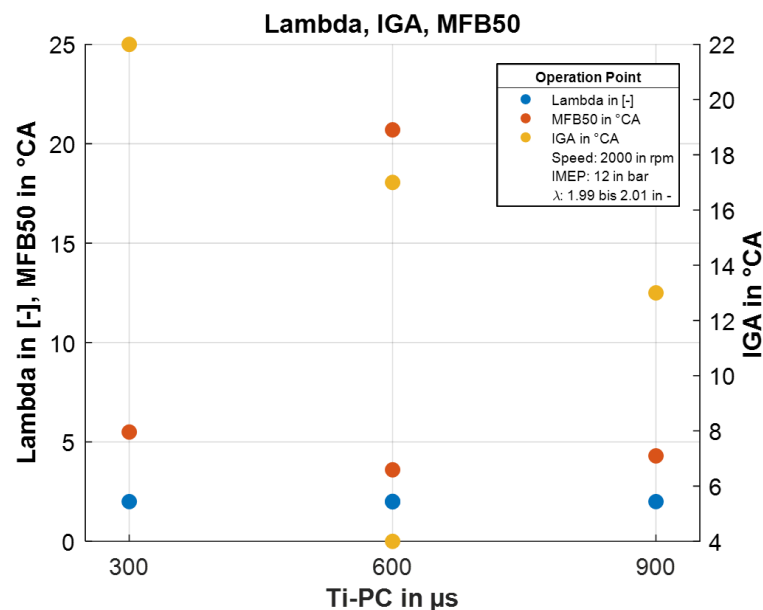
Diese Voruntersuchungen an einem Einzylindermotor zeigten, dass eine höhere Kraftstoffmenge, welche in die Vorkammer eingespritzt wird, zu einer besseren Verbrennungsstabilität, COV(IMEP), führt, vgl. Abbildung 39. Auf den Messpunkt mit der schlechten Verbrennungsstabilität, mit einem COV(IMEP) von circa 5,8, bei einer Einspritzdauer von 600  $\mu$ s, wird in der Erklärung von Abbildung 40 näher eingegangen. Die in der Abbildung dargestellten Punkte repräsentieren jeweils die Mittelwerte aus 200 Motorzyklen. Die eingespritzte Kraftstoffmenge wird hierbei durch die Einspritzdauer (Ti-PC) in die Vorkammer repräsentiert. In der Abbildung ist gut zu erkennen, dass das Lambda bei allen dargestellten Punkten sehr genau bei zwei gehalten worden ist.



**Abbildung 39:** In der Abbildung sind die Auswirkungen verschiedener Einspritzdauern (Ti-PC) in die Vorkammer, sowie von Lambda auf die Verbrennungsstabilität (COV(IMEP)) dargestellt. Zur besseren Differenzierbarkeit

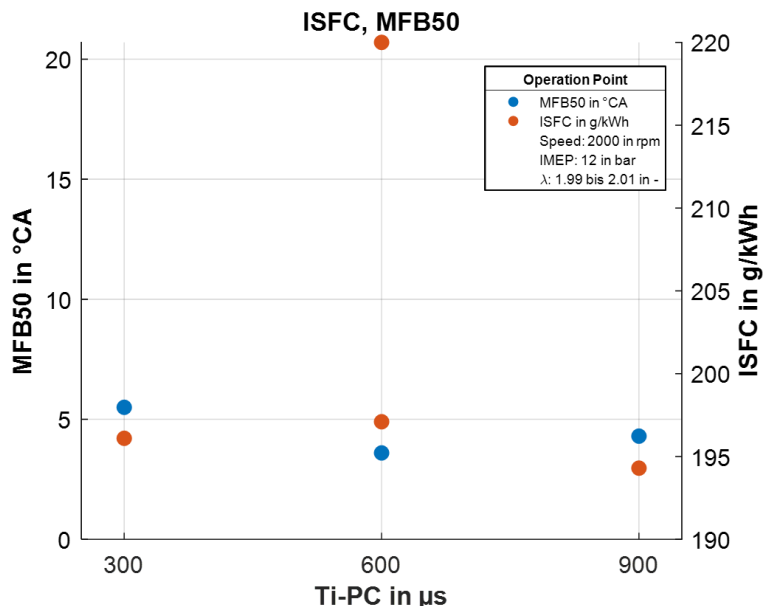
sind die beiden Messungen bei Ti-PC gleich 600  $\mu\text{s}$  separat mit a und b gekennzeichnet

In Abbildung 40 sind die Motorparameter erneut über der Einspritzdauer aufgetragen. Der Fokus dieser Abbildung liegt hier auf dem Zusammenhang zwischen dem Zündwinkel (IGA), der Verbrennungsschwerpunktlage (MFB50) und der Einspritzdauer. Aus der Grafik wird ersichtlich, dass obwohl der Zündwinkel stark verändert wird, die Verbrennungsschwerpunktlage relativ konstant bleibt, was mit den unterschiedlichen Kraftstoffmengen in der Vorkammer begründet werden kann. Von besonderem Interesse ist der Messpunkt mit der sehr späten Zündung, IGA: 4 °CA, bei einer Einspritzzeit von 600  $\mu\text{s}$ . Beide Parameter führen in Summe zu einer, für diesen Betriebspunkt, sehr späten Verbrennungslage von 20,7 °CA. Dieser späte MFB50 in Verbindung mit der Ti-PC an diesem Punkt führt zu der schlechten Verbrennungsstabilität aus Abbildung 39. Dies deckt sich mit weiteren nicht dargestellten Messungen. Ferner ist festgestellt worden, dass der Zündwinkel, jeweils für eine Einspritzzeit, einen fast linearen Zusammenhang zur Verbrennungsschwerpunktlage aufweist.



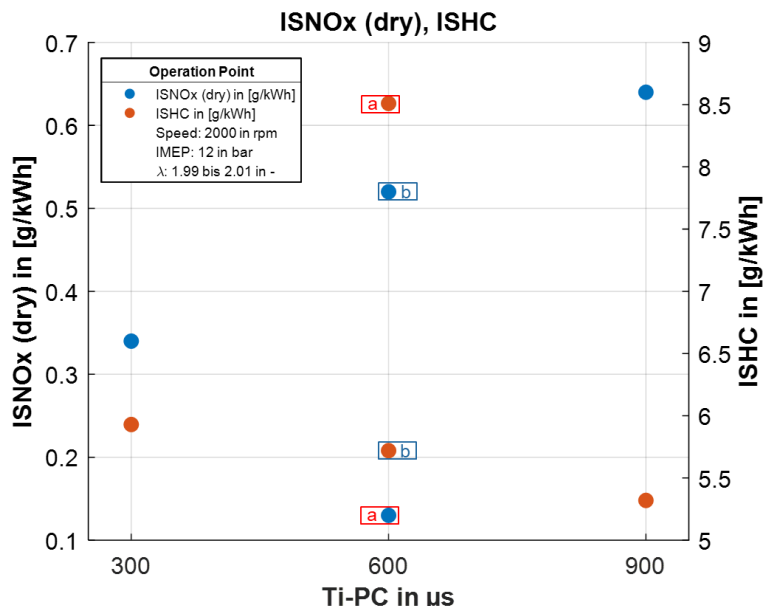
**Abbildung 40:** In der Abbildung sind die Auswirkungen verschiedener Einspritzdauern (Ti-PC) in die Vorkammer und des Zündwinkels (IGA) auf die Verbrennungsschwerpunktlage (MFB50) dargestellt. Zudem ist das konstante Lambda abgebildet

Der Zusammenhang zwischen ISFC und MFB50 beim Vorkammerkonzept wird in Abbildung 41 näher betrachtet. Es ist zu erkennen, dass selbst geringe Veränderungen der Verbrennungsschwerpunktlagen Auswirkungen auf den spezifischen Kraftstoffverbrauch haben. Es ist weiterhin ersichtlich, dass der indizierte spezifische Kraftstoffverbrauch zunimmt, je weiter die Verbrennungsschwerpunktlage von ihrem Optimum bei circa 6 °CA entfernt ist. Der niedrigste ISFC und damit der höchste Wirkungsgrad liegt bei diesen Ergebnissen bei der höchsten Kraftstoffeinspritzmenge.



**Abbildung 41:** In der Abbildung sind die Auswirkungen verschiedener Einspritzdauern (Ti-PC) in die Vorkammer, verschiedener Verbrennungsschwerpunktlagen (MFB50) auf den indizierten spezifischen Kraftstoffverbrauch dargestellt. Bei Ti-PC gleich 600  $\mu\text{s}$  liegen die beiden obersten Messergebnisse für ISFC und MFB50 in der Grafik übereinander

Dem Wunsch nach einer stabilen Verbrennung steht der Wunsch entgegen, so wenig Kraftstoff wie möglich in die Vorkammer einzuspritzen, um die Emissionen möglichst gering zu halten. Zwei spezifische Emissionen aus den Versuchen sind in Abbildung 42 abgebildet. Zunächst ist in der Grafik zu erkennen, dass die unverbrannten Kohlenwasserstoffe bei den Versuchen mit der Vorkammer kein Problem darstellen und nur ansteigen, wenn die Verbrennung entsprechend schlecht wird. Bei den spezifischen NO<sub>x</sub> Emissionen ergibt sich hier aber ein anderes Bild. Mit zunehmender Kraftstoffmenge in der Vorkammer steigen die Stickoxidemissionen an. Lediglich der Messpunkt mit der schlechten Verbrennung macht hier eine Ausnahme. Erneut sind diese Ergebnisse mit einer höheren, beziehungsweise niedrigeren Zylindertemperatur zu erklären.



**Abbildung 42:** In der Abbildung sind die Auswirkungen verschiedener Einspritzdauern (Ti-PC) in die Vorkammer auf die spezifischen Stickoxid- (ISNOx) und unverbrannte Kohlenwasserstoffemissionen (ISHC) dargestellt. Zur besseren Differenzierbarkeit sind die beiden Messungen bei Ti-PC gleich 600  $\mu\text{s}$  separat mit a und b gekennzeichnet

### 3.4.2 Analyse der Vorversuche

Aus den durchgeführten Voruntersuchungen kann geschlossen werden, dass entweder durch einen höheren Wasserstoffanteil oder durch eine höhere Kraftstoffmenge in der Vorkammer ein mageres Gemisch im Zylinder sicher gezündet werden kann. Ist der Anteil oder die Menge ausreichend groß, kann eine gute Verbrennungsstabilität sichergestellt werden, vgl. Abbildung 33 und Abbildung 39. Im Falle einer Zufuhr von Wasserstoff sind die Gründe hierfür wie in den Grundlagen erläutert dessen breitere Zündgrenzen und geringere notwendige Zündenergie. Bei der Vorkammer können auch mehrere Gründe angeführt werden: Der Zündverzögerung wird durch die zusätzliche Energiemenge reduziert, die durch die vier druckgetriebenen Flammstrahlen aus den Vorkammerdüsen in die Hauptkammer eingebracht wird [29]. Darüber hinaus vergrößern die Flammstrahlen die Oberfläche, die direkt gezündet wird. Außerdem erhöhen sie die Turbulenz in der Hauptkammer [27, 29]. So wird in beiden Verfahren der Zündverzögerung verringert, die Verbrennung beschleunigt und eine frühere Verbrennungsschwerpunktlage hervorgerufen, siehe hierzu Abbildung 34 und Abbildung 40. Der Wirkungsgrad ist bei konstantem  $\lambda$  hauptsächlich, wie aus Abbildung 35 und Abbildung 41 hervorgeht, abhängig von MFB50 und dem Wasserstoffanteil oder der eingespritzten Kraftstoffmasse in die Vorkammer. Die optimale Verbrennungsschwerpunktlage liegt unter diesen Verbrennungsbedingungen bei circa 6 °CA (aiTDC). Die Bestpunkte beim Wirkungsgrad lagen jeweils bei höheren Einspritzmengen, bei Wasserstoff bei 4 vol.% und bei der Vorkammer bei der maximalen Einspritzzeit von 900  $\mu\text{s}$ . Dem entgegen stehen die minimalen Stickoxidemissionen bei geringeren Anteilen an Wasserstoff und kurzen Einspritzzeiten. Die beiden gemessenen Zusammenhänge passen gut zur Theorie, wenn davon ausgegangen wird, dass für einen hohen Wirkungsgrad eine schnelle Verbrennung mit hohen Temperaturen vorliegen sollte. Dadurch werden aber mehr NOx Emissionen erzeugt. Auch der gegenteilige Effekt ist in den Messergebnissen enthalten,

siehe hierzu Abbildung 42. Bei spätem MFB50 fallen auch die Stickoxidemissionen. Interessanterweise stellen die unverbrannten Kohlenwasserstoffemissionen bei den vorliegenden Messungen kein Problem dar, da sie sich auf einem relativ niedrigen Niveau bewegen. Dies entspricht eher nicht der üblichen Meinung in der Literatur. In [20] wird beispielsweise festgestellt, dass wenn zu viel Kraftstoff in die Vorkammern eingebracht wird, die HC- und Rußemissionen steigen, da das Luft-Kraftstoff-Gemisch in der Vorkammer immer fetter wird [20]. Gründe, warum die HC Emissionen bei den vorliegenden Messungen so niedrig ausgefallen sind, könnten unter anderem der optimierte Einlass oder die Ventilsteuerzeiten sein. Beide sorgen für eine starke Ladungsdurchmischung, das in Verbindung mit dem hohen Lambda in der Hauptkammer sowie der hohen Verdichtung die Verbrennung begünstigt. Insbesondere die Verdichtung ist bei fast allen Untersuchungen in der Literatur erheblich geringer. Weiterhin wurde bereits bei den Voruntersuchungen darauf geachtet eine Verbrennungsstabilisierung mit geringen Kraftstoffmengen in der Vorkammer zu realisieren. Deshalb war das Lambda in der Vorkammer bei diesen Untersuchungen eher stöchiometrisch bis wenig Kraftstoffüberschuss.

Aus nachfolgenden Gründen ergibt sich aus den gezeigten Messungen unter anderem der Bedarf eines geeigneten Reglers: Es wurde festgestellt, dass zur Gewährleistung einer guten Verbrennungsstabilität eine betriebspunktabhängige Wasserstoffmenge oder Kraftstoffmenge eingespritzt werden muss. Wird zu wenig eingespritzt, wird die Verbrennung sehr schnell sehr schlecht und es drohen Aussetzer. Soll zudem ein hoher Wirkungsgrad erreicht werden, muss mehr eingespritzt werden, was aber wiederum zu erhöhten Emissionen führt. Bauteiltoleranzen bei den Injektoren könnten daher zu Aussetzern oder erhöhten Emissionen führen. Zudem hat der eingespritzte Kraftstoff in die Vorkammer oder der eingespritzte Wasserstoff ins Saugrohr einen nicht unerheblichen Einfluss auf die Verbrennungsschwerpunktlage. Die Verbrennungsschwerpunktlage hat wiederum Auswirkung auf die Verbrennungsstabilität. Um diesen gegenseitigen und teilweise konträren Einflüssen zu begegnen, sind für den finalen Versuch zwei Regler umgesetzt worden. Mit dem ersten Regler ist die Verbrennungsstabilität in der Hauptbrennkammer über die eingespritzte Kraftstoffmenge in der Vorkammer geregelt worden. Der zweite Regler regelt die Verbrennungsschwerpunktlage über einen Zündwinkelintritt. Die ersten Versuche mit Wasserstoff sind mit nur einem Regler für die Verbrennungsstabilität unternommen worden. Dieser Regler konnte bei den späteren Versuchen mit dem Vorkammerkonzept mit nur kleinen Änderungen übernommen werden.

### 3.4.3 Regelungsstrategie

Bereits zu Beginn des Projektes zur Magerverbrennungsregelung sind Überlegungen dazu unternommen worden, wie ein Regelungskonzept aussehen könnte, welche Abhängigkeiten und welche Limitationen zu beachten sind. Aufgrund des zeitlichen Ablaufs des Projektes sind die ersten Versuche für das Wasserstoff als Additiv Konzept durchgeführt worden. Bei diesen Versuchen befand sich die Regelung noch im IndiCar. Diese Regelung bestand zu diesem Zeitpunkt aus einer Vorsteuerung für Menge des eingespritzten Wasserstoffs in Verbindung mit einem PI-Regler zur Optimierung dieser Einspritzmenge. Als Regelgröße wurde der COV(IMEP) genutzt. Nach diesem ersten Versuch mit Wasserstoff verlagerte sich der Fokus des Projekts hin zum Vorkammerkonzept, weshalb die Regelung auf dieses angepasst wurde.



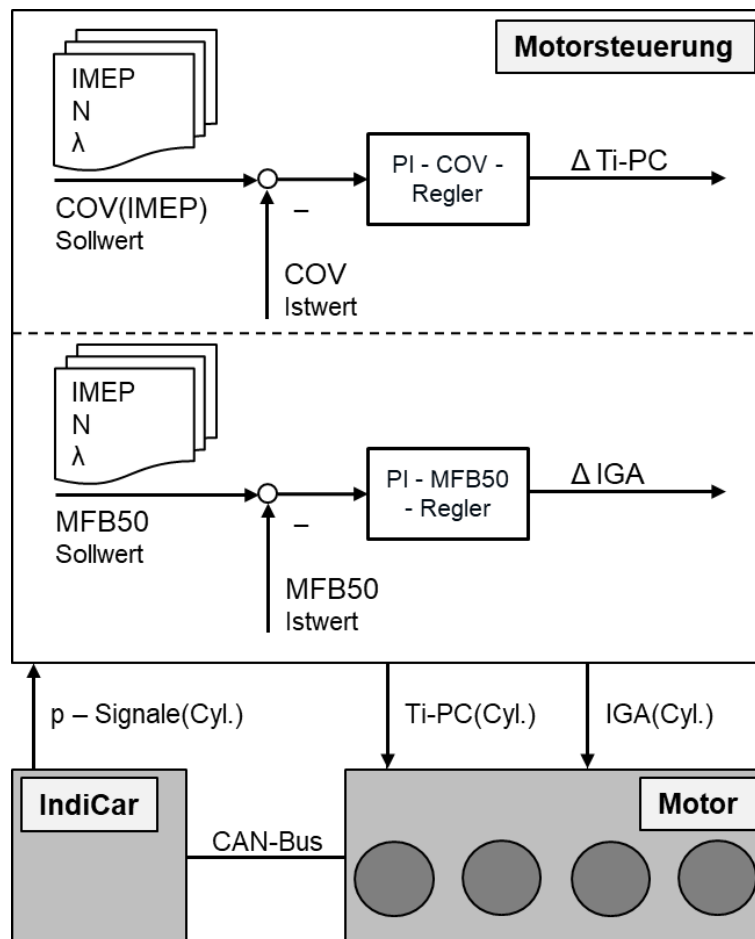
In [20, 121] wird gezeigt, dass ein Vorkammer-Zündsystem grundsätzlich auch ohne Closed-Loop-Combustion-Control (CLCC) der Kraftstoffeinspritzmenge für die Vorkammern für das vorliegende Antriebskonzept funktioniert. Um jedoch Injektor Toleranzen in der Massenproduktion auszugleichen, ist bei der Verwendung einer Steuerung ohne Rückführung (Open Loop), eine Kalibrierung erforderlich, bei der in der Regel mehr Kraftstoff in die Vorkammern eingespritzt wird, als wirklich notwendig ist, um eine stabile Verbrennung sicher zu stellen. Dies hat zur Folge, dass der Wirkungsgrad sinkt und die Emissionen steigen, da die durch den Kraftstoff in die Vorkammer eingebrachte Energie nur einen geringen Beitrag zum Gesamtdruckanstieg in der Hauptbrennkammer leistet. Die zusätzliche Energie in der Vorkammer wird daher größtenteils in Wandwärmeverluste umgewandelt.

In der vorliegenden Arbeit wird versucht, diesen Makel zu beheben, indem ein Rückkopplungsregler verwendet wird, um die in jede Vorkammer eingespritzte Kraftstoffmasse auf den Wert einzustellen, der für eine stabile Verbrennung im jeweiligen Zylinder erforderlich ist. Der Regler basiert auf dem Variationskoeffizienten des indizierten Mitteldrucks (COV(IMEP)). Deshalb wird der Regler nachfolgend als COV-Regler bezeichnet. Aus früheren Untersuchungen zu mageren Gemischen sowie aus den Voruntersuchungen ist bekannt, dass der Übergang zwischen einer stabilen Verbrennung und einer Fehlzündung sehr steil ist [21]. Deshalb wird ein Sollwert von  $\approx 2\%$  für COV(IMEP) vorgeschlagen. Dieser stimmt gut mit üblichen Zielwerten im Bereich von 2 - 5% überein [29, 129].

Da die Menge des in eine Vorkammer eingespritzten Kraftstoffs sowohl den Zündverzug als auch die Verbrennungsgeschwindigkeit in der Hauptkammer beeinflusst, ist ein zweiter auf den Zündzeitpunkt wirkender Regler nötig, um diese Effekte auszugleichen und den MFB50 auf seinem Sollwert von circa  $6^\circ\text{CA}$  zu halten. Das bedeutet, dass der Ausgang dieses MFB50-Reglers ein zusätzlicher Offset zum sonst von der Motorsteuerung verwendeten Zündwinkel ist.

Ein Vorteil dieses zweiten Reglers ist es, dass er auch andere Einflüsse oder Unterschiede zwischen den vier Zylindern, wie zum Beispiel eine unterschiedliche Füllungsdynamik aufgrund einer ungleichen Anströmung, ausgleichen kann. Ein solches Verhalten ist ohne einen solchen Regler nicht möglich.

Die Sollwerte der beiden Regler werden betriebspunktbezogen (bestimmt durch  $\lambda$ , Motorlast und Motordrehzahl) aus Kennfeldern entnommen, wie in Abbildung 43 dargestellt. Die Motorparameter IMEP und MFB50 werden vom IndiCar (Indiziersystem) auf Basis von Zylinderdrucksensordaten berechnet. Sie werden zyklussynchron über einen CAN-Bus an das Motorsteuergerät (ECU) übertragen, wo die aktuelle Verbrennungsstabilität (COV(IMEP)) berechnet wird. Anschließend werden die Regelabweichungen ermittelt und in die beiden PI-Regler eingespeist, um die Korrekturwerte für die eingespritzte Kraftstoffmasse in die Vorkammer ( $\Delta\text{TI-PC}$ ) und den Zündwinkel ( $\Delta\text{IGA}$ ) zu bestimmen. Beide Korrekturwerte werden dann bei der Berechnung des Zündwinkels und der eingespritzten Kraftstoffmasse in die Vorkammer für den nächsten Motorzyklus mit einberechnet.



**Abbildung 43:** Übersicht über die Regelstrategie mit den beiden PI-Reglern (COV-Regler und MFB50-Regler) und deren Ein- und Ausgängen

Die beiden Regler selbst weisen unterschiedliche Regelgeschwindigkeiten auf. Die Regelgeschwindigkeit für die Verbrennungsstabilität ist langsamer als die des MFB50-Reglers und ähnelt damit einer Adaption. Dies ist durch den Wunsch motiviert, den Einfluss der zyklischen Schwankungen der einzelnen Zylinder auf die Regelung zu verringern. Weiterhin ist die Regelgröße COV(IMEP) eine statistische Größe, die über mindestens 20 Zyklen berechnet werden muss, um eine einigermaßen sichere Aussage über die Verbrennungsstabilität zuzulassen. Der MFB50-Regler hingegen benötigt keine Berechnung über mehrere Zyklen und erlaubt daher einen schnelleren Regeleingriff. Durch die sehr unterschiedlichen Zeitkonstanten der Regler wird auch die Gefahr von unerwünschten Wechselwirkungen (Aufschwingen) zwischen den Reglern reduziert.

Ergänzend zu dieser Regelung ist zu erwähnen, dass erwartete Herausforderungen in Verbindung mit dieser nicht eingetreten sind. So wurde keine erhöhte Klopfneigung aufgrund der hohen Verdichtung festgestellt. Auch eine Spitzendrucklimitierung erwies sich als nicht notwendig.

In weiteren Versuchen mit bereits umgesetzten Regelungsentwürfen für die Verbrennungsstabilität zeigte sich, dass Fehlzündungen nur durch Einsatz beider Regler verhindert werden können. Sich also der Verbrennungsstabilitätsregler allein als nicht ausreichend erwies.

Beide Regler sind mit Aktivierungsbedingungen ausgestattet, um die Regler nur dann freizugeben, wenn vordefinierte Motorbetriebsbedingungen erfüllt sind. Diese Aktivierungsbedingungen sind unter anderem stationärer Motorbetrieb innerhalb definierter Motordrehzahl- und Motorlastbereiche sowie die Abwesenheit von Fehlzündungen oder Sensorausfällen.

### 3.4.4 Finaler Versuch

Aufgrund dessen, dass das Projekt, innerhalb dessen die durchgeführten Messungen erfolgten, bereits am Ende seiner Laufzeit war, konnte nur noch ein Stichversuch mit der finalen Regelungsstrategie für das Vorkammerkonzept durchgeführt werden.

In Tabelle 11 sind die zwei gemessenen Betriebspunkte aufgeführt, wobei der erste Betriebspunkt zweimal gemessen worden ist. Exemplarisch wird einer dieser ersten Betriebspunkte in den nachfolgenden Kapiteln dargestellt und analysiert.

**Tabelle 11:** Untersuchte stationäre Betriebspunkte am 4-Zylindermotor bei der Magerverbrennungsregelung

Messung	Drehzahl (rpm)	IMEP (bar)
1	2000	4
2	2000	8
3	2000	8

Die analysierte Messung (Nummer 3) hat demnach eine moderate Last bei einem IMEP von 8 bar, eine Motordrehzahl von 2000 U/min und ein  $\lambda = 2$ . Dieser Betriebspunkt befindet sich innerhalb des in [128] prognostizierten Betriebsbereichs des beschriebenen Antriebsstrangs. Der Test selbst ist in vier Zeitbereiche unterteilt, siehe Abbildung 44. Im ersten Bereich sind beide Regler ausgeschaltet, während im zweiten der COV-Regler für die Vorkammereinspritzung aktiviert ist. Im dritten Zeitbereich sind beide Regler aktiviert. Demnach sind der Verbrennungsstabilitäts- und der Verbrennungsschwerpunktlageregler aktiv. Abschließend, im vierten Zeitabschnitt, sind beide Regler zum Vergleich wieder deaktiviert. Der Test ist unter stationären Bedingungen mit warmem Motor durchgeführt worden. Während des Tests sind die folgenden Werte konstant gehalten worden: das Lambda, die Drosselklappenstellung, die Motordrehzahl und das VTG-Druckverhältnis. Aufgrund des Magerbetriebs und der moderaten Last hatte Klopfen keinen Einfluss auf den Motorbetrieb im gewählten Betriebspunkt.

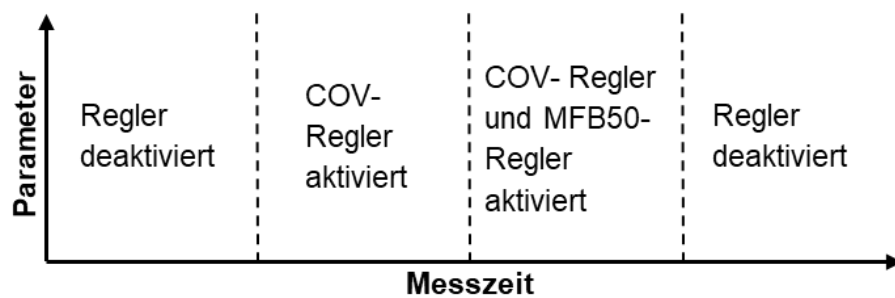
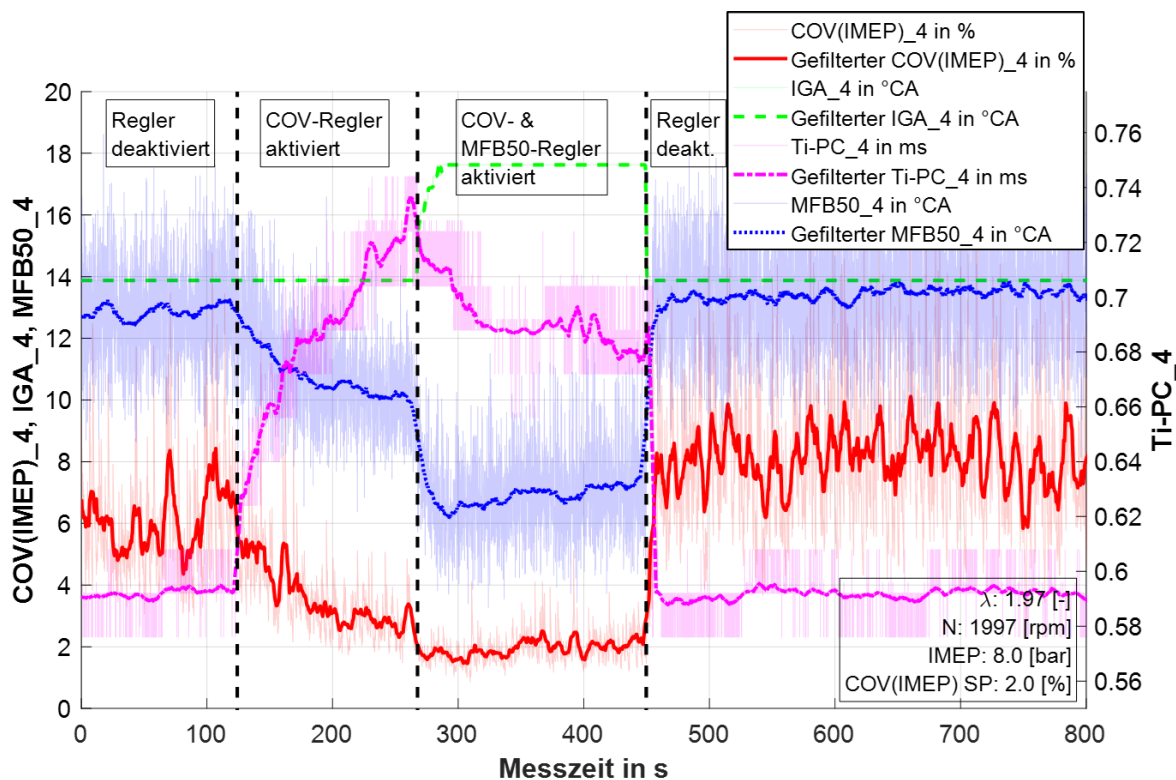


Abbildung 44: Schematische Darstellung des finalen Tests

### 3.5 Versuchsergebnisse

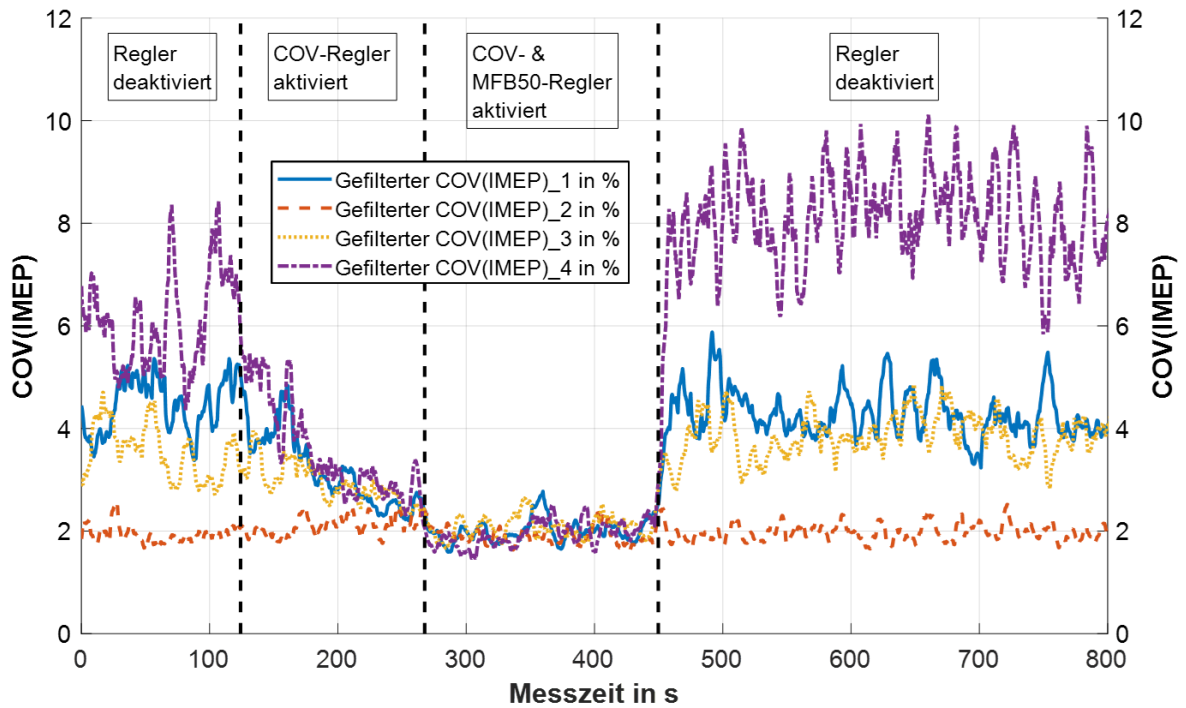
Beginnend mit Abbildung 45 werden die Ergebnisse des finalen Versuchs aufgearbeitet. Aufgrund der starken Schwankungen in den Rohmesswerten (halbtransparent dargestellt) wurden die Messsignale durch einen zentrierten, arithmetischen, gleitenden Mittelwertfilter mit einer Fensterbreite von 100 Motorzyklen geglättet, um eine optische Orientierung zu schaffen. Im ersten Zeitbereich sind beide Regler abgeschaltet. Es ist deutlich zu erkennen, dass die Verbrennungsstabilität nicht der Anforderung entspricht, da der COV(IMEP)-Wert über 5 % liegt, während ein Wert von etwa 2 % als typisch für eine stabile Verbrennung angesehen wird [129]. Außerdem liegt der MFB50 bei etwa 13 °CA nach dem oberen Zündtotpunkt (aiTDC), was erheblich später als der optimale Wert von etwa 6 °CA bei magerem Betrieb ist. Im zweiten Messbereich wird der Verbrennungsstabilitätsregler (CLCC-COV) für die Vorkammer-Kraftstoffeinspritzung aktiviert. Die dadurch hervorgerufenen positiven Auswirkungen auf die Verbrennungsstabilität und den MFB50 sind deutlich zu erkennen. Sie resultieren beide aus der erhöhten Einspritzzeit in die Vorkammer (Ti-PC). Im dritten Bereich sind beide Regler aktiviert. Im Gegensatz zum zweiten Bereich wird nun der Zündwinkel (IGA) zusätzlich durch den MFB50-Regler geregelt. In Folge der besseren Verbrennungsschwerpunktlage durch die Zündwinkelanpassung wird durch deren Quereinfluss auch die Verbrennungsstabilität verbessert, wie es bereits bei den Voruntersuchungen der Fall war. Letztendlich kann so die Einspritzzeit in die Vorkammer durch den COV-Regler verringert werden, da der Sollwert sehr schnell erreicht wird. Der letzte Zeitbereich ist dadurch definiert, dass beide Regler wieder deaktiviert sind. Ti-PC und IGA fallen beide auf ihre ungefähren Anfangswerte zurück, d.h. die Verbrennungsstabilität ist wieder schlecht und auch der MFB50-Wert weicht erheblich von seinem Optimum ab. Auf der Abbildung sind die beiden geregelten Größen (Ti-PC & IGA), sowie die dazu gehörenden Regelgrößen (COV(IMEP) & MFB50) über die Messungszeit aufgetragen.



**Abbildung 45:** Messwerte der Motorparameter für Zylinder 4 im durchgeführten Versuch. Der obere Abschnitt zeigt, welche Regler aktiviert sind, wobei der Motorbetriebspunkt und der COV-Regler-Sollwert (SP) in der Einblendung unten rechts dargestellt sind. Der Reglerausgang für den COV-Regler ist die Einspritzdauer in die Vorkammer (Ti-PC) und für den MFB50-Regler ein Offset auf den Zündwinkel (IGA)

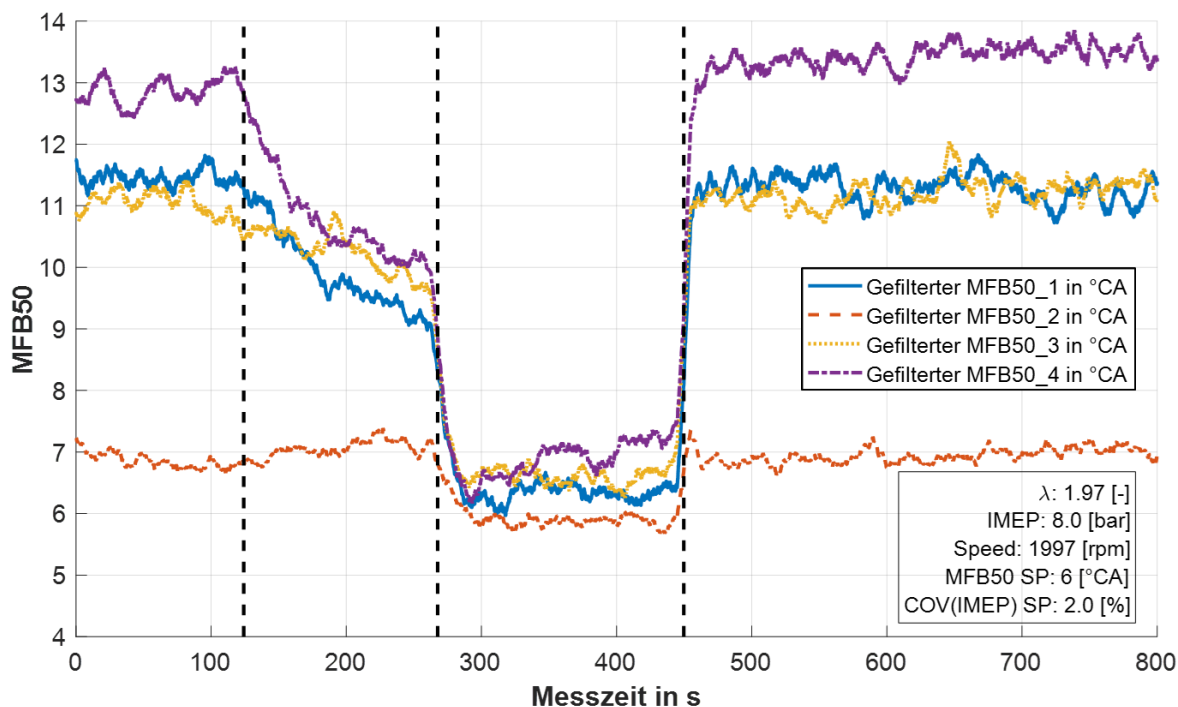
Die Messergebnisse für die Verbrennungsstabilität aller vier Zylinder sind in Abbildung 46 aufgetragen. Im Interesse der Übersichtlichkeit sind nur die gefilterten Messkurven in den oberen beiden Teilplots dargestellt. In Abbildung 47 ist das Verhalten des MFB50 dann in gleicher Weise dargestellt. Die korrekte Funktion beider Regler ist für beide Größen und alle Zylinder deutlich zu erkennen. Es ist auch festzustellen, dass es möglich war, beide Stellgrößen für alle Zylinder auf annähernd das gleiche Niveau zu bringen, wenn beide Regler aktiv sind.

Weiterhin ist zu erkennen, dass sich Zylinder 2 von den anderen drei Zylindern unterscheidet. Auch ohne Reglereingriff liegen sowohl COV(IMEP) als auch MFB50 nahe an ihren Sollwerten. Dieses Verhalten ist auf Bauteiltoleranzen und Bauteilabweichungen (Teil zu Teil) zurückzuführen. Es ist zu beachten, dass die Vorkammerinjektoren im ballistischen Modus betrieben werden und ihr minimaler Kraftstoffmassenbereich bei Einspritzzeiten in einem Bereich von 300-900  $\mu\text{s}$  liegt. Das bedeutet, dass bei der hier ohne COV-Regeleingriff verwendeten Einspritzzeit von etwa 600  $\mu\text{s}$  je nach Toleranzlage des konkret verwendeten Injektors schon ausreichend Kraftstoff für eine stabile Verbrennung in die Vorkammer gelangen kann oder auch der Injektor überhaupt nicht öffnet. Dieser große Toleranzbereich unterstreicht zusätzlich die Notwendigkeit eines Reglers für die Einspritzzeit.



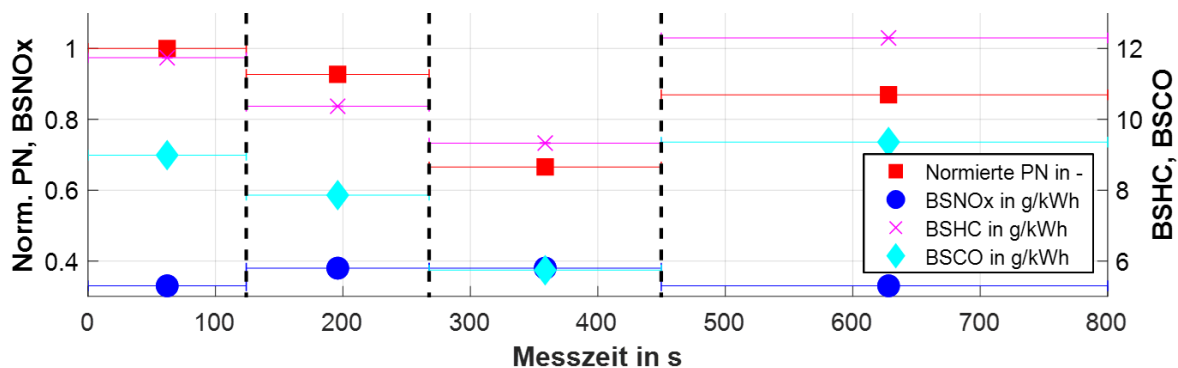
**Abbildung 46:** Gefilterte Verbrennungsstabilität (COV(IMEP)) für alle Zylinder im Test. Ergänzende Informationen wie Motorbetriebspunkt, COV(IMEP) und MFB50-Regler-Sollwerte (SP) sind in der Abbildung 47 angegeben

Bei genauerer Betrachtung von Abbildung 47 ist auch zu erkennen, dass drei der vier Zylinder den MFB50-Sollwert von 6 °CA aiTDC nicht vollständig erreichen konnten. Der Grund hierfür ist, dass die maximale Zündwinkelverstellung für diesen Regler auf nur 3 °CA eingestellt war, was in diesem Test nicht ausreichte, um die Regelabweichung auf null zu reduzieren.



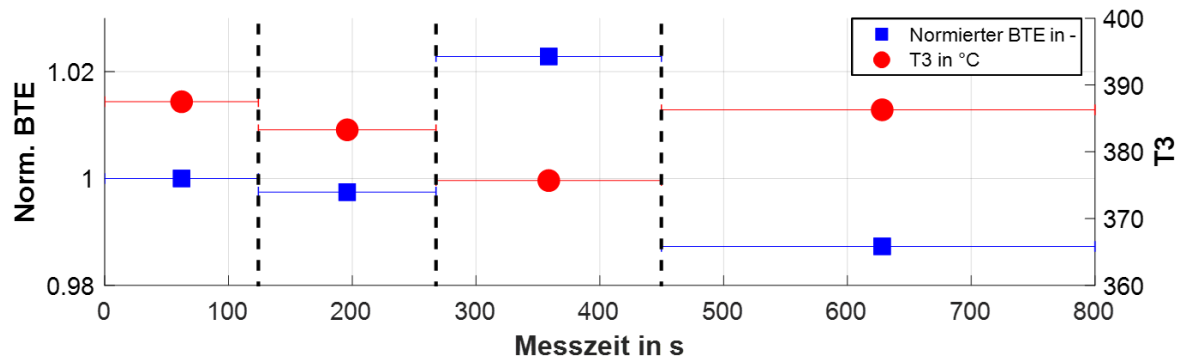
**Abbildung 47:** Gefilterte Verbrennungsschwerpunktparameter (MFB50) für alle Zylinder im Test. Motorbetriebspunkt, COV(IMEP) und MFB50-Regler-Sollwerte (SP) sind in der Grafik, unten rechts, angegeben

Abbildung 48 zeigt, wie sich die Emissionen aufgrund der Reglereingriffe in den Zeitbereichen zwei und drei verbessern. Nur die Stickstoffemissionen steigen unter den Reglereinflüssen geringfügig an.



**Abbildung 48:** Die Grafik zeigt die über die vier Zeitbereiche gemittelten Emissionen. Ergänzende Informationen wie Motorbetriebspunkt, COV(IMEP) und MFB50-Regler-Sollwerte (SP) sind in der Abbildung 47 angegeben

Durch das Aktivieren des ersten Reglers (COV(IMEP)) im zweiten Zeitabschnitt des Versuchs sinkt zunächst der Wirkungsgrad (Norm. BTE) etwas ab, vgl. Abbildung 49. Nach Aktivieren des zweiten Reglers steigt der Wirkungsgrad im Vergleich zu den Zeitabschnitten ohne Reglereingriff auf ein höheres Niveau an und fällt dann nach dem Deaktivieren der Regler wieder auf sein ursprüngliches Niveau. Das Verhalten der Abgastemperatur (T3) ist im Vergleich zum Wirkungsgrad noch eindeutiger. So fällt die T3 mit der Aktivierung der Regler und steigt nach dem Deaktivieren wieder auf die Höhe ohne Regler an.



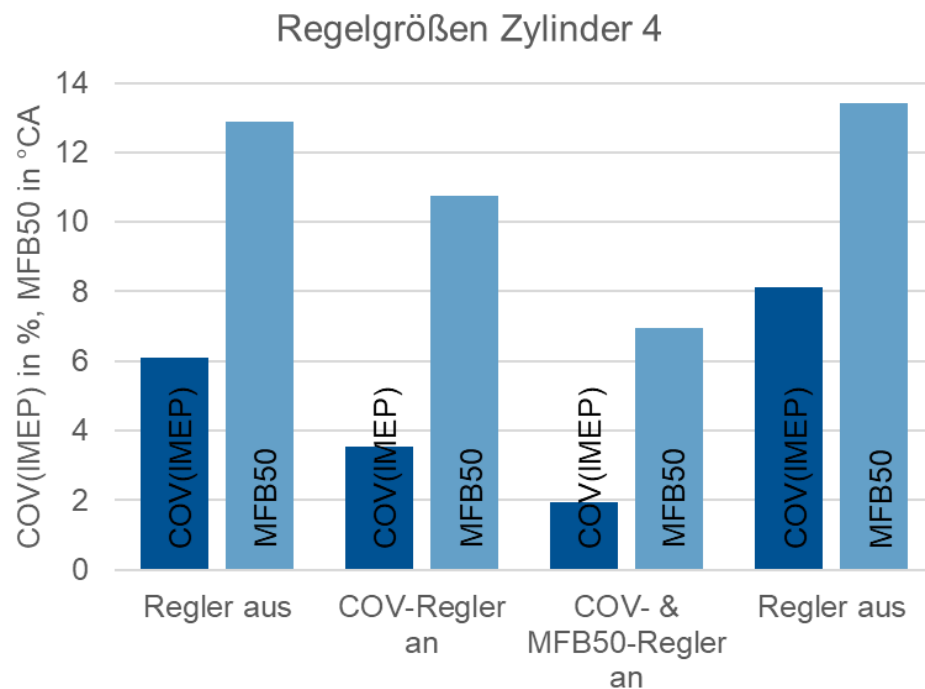
**Abbildung 49:** Dieser Plot veranschaulicht den (gemittelten) normierten thermischen Gesamtwirkungsgrad (Norm. BTE) und die Abgastemperatur (T3) über den Versuchsverlauf. Weitere Informationen wie Motorbetriebspunkt, COV(IMEP) und MFB50-Regler-Sollwerte (SP) sind in der Abbildung 47 angegeben

### 3.6 Diskussion

In diesem Kapitel wird nochmals auf die Ergebnisse des finalen Versuchs eingegangen und bewertet. Begonnen wird erneut mit Zylinder 4, gefolgt von Auswertungen zu allen Zylindern.

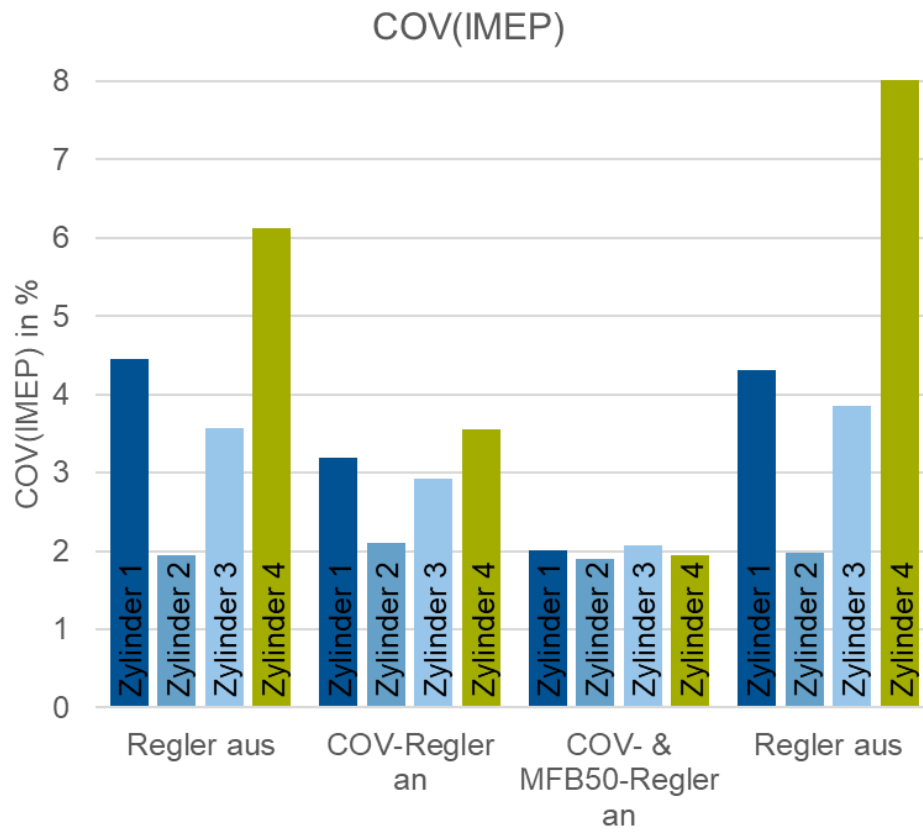
Die Abbildung 50 zeigt die beiden geregelten Parameter, die Verbrennungsstabilität (COV(IMEP)) und den Verbrennungsschwerpunkt (MFB50) für Zylinder 4, jeweils gemittelt über einen der vier Zeitbereiche. Es ist zu erkennen, wie der Parameter Verbrennungsstabilität durch die Aktivierung der beiden Regler in Richtung des 2%-Zielwertes gebracht werden kann. Nach dem Abschalten der Regler steigt der Wert für die Verbrennungsstabilität wieder an, die Verbrennung wird also schlechter, was die korrekte Funktion des Verbrennungsstabilitätsreglers überzeugend demonstriert. Ein ähnliches Verhalten ist beim Verbrennungsschwerpunkt-lage-Regler zu beobachten. Es kann also festgestellt werden, dass die Regelstrategie für Zylinder 4 erfolgreich umgesetzt worden ist.



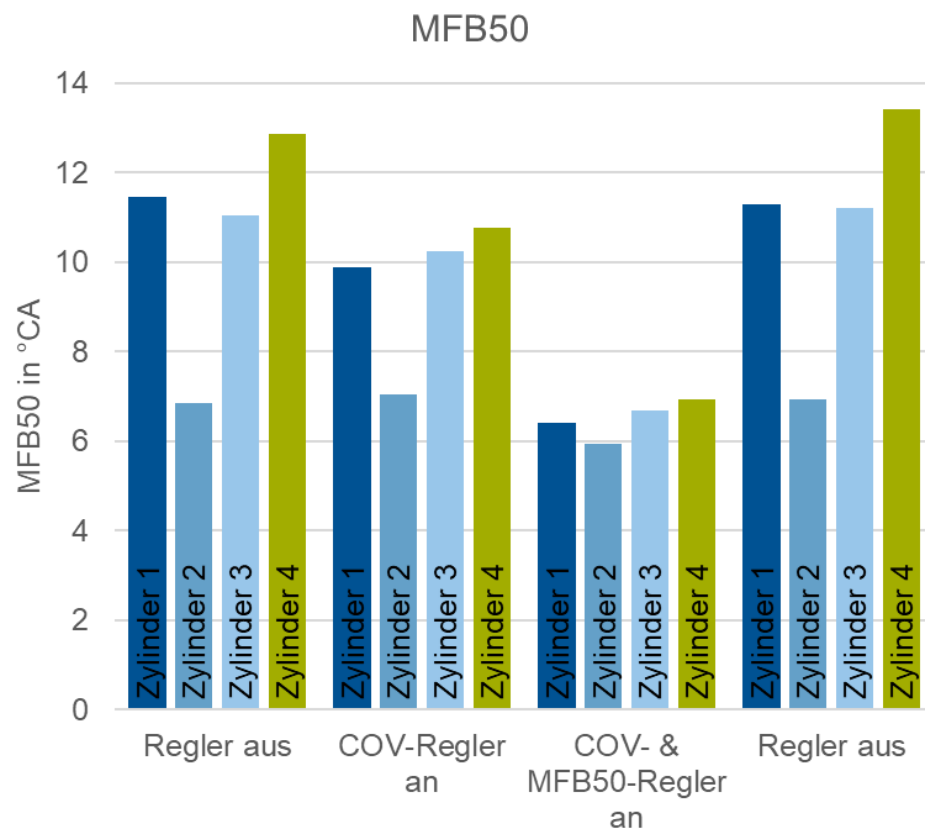


**Abbildung 50:** Gemittelte Regelgrößen für Zylinder 4 für alle vier Zeitbereiche (unterschiedliche Reglerzustände)

Abbildung 51 und Abbildung 52 stellen die geregelten Parameter für alle vier Zylinder dar. Die Abbildungen zeigen deutlich, wie die Zylinder-Zylinder-Abweichungen für COV(IMEP) bzw. MFB50 von Zeitbereich 1 zu 2 sowie von Zeitbereich 2 zu 3 abnimmt und dann von Zeitbereich 3 zu 4 zunimmt. Daraus wird geschlossen, dass die Regler die Bauteiltoleranzen - zum Beispiel unterschiedliche Injektordurchflüsse - sowie andere Einflüsse, wie beispielsweise unterschiedlichen Füllungen in den Zylindern, zumindest teilweise kompensieren. Weiterhin ist zu erkennen, dass die Regelung bei allen vier Zylindern gut funktioniert. So wird der Zielwert des COV-Reglers von allen Zylindern sehr gut erreicht. Die noch vorhandene Regelabweichung bei der MFB50-Regelung kann mit dem limitierten Regeleingriff des Reglers von maximal 3 °CA erklärt werden.

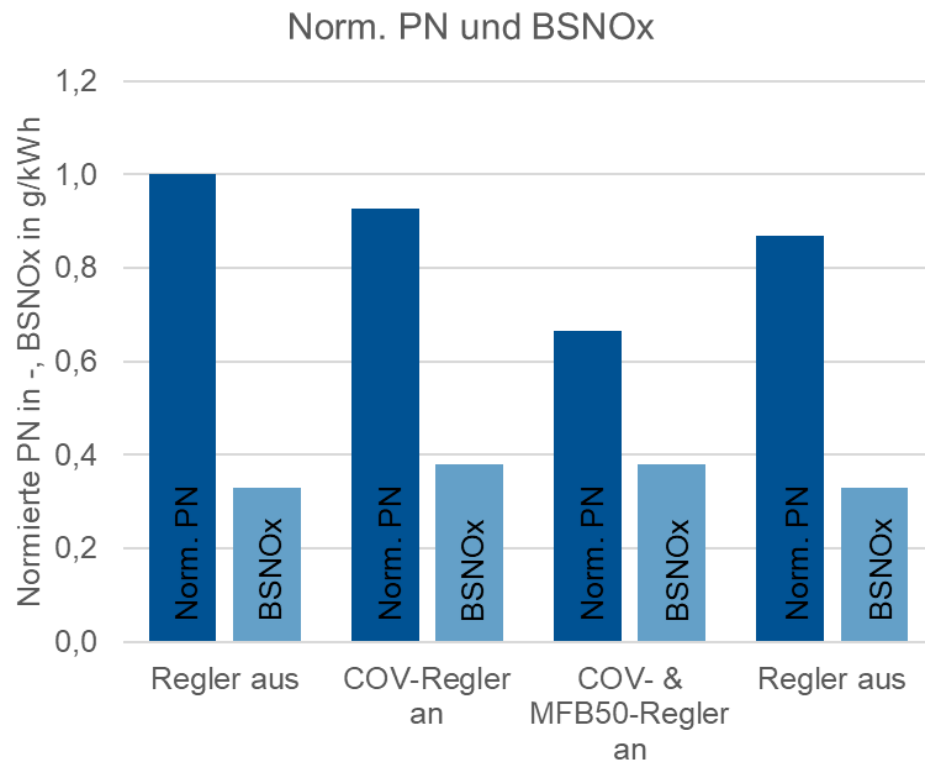


**Abbildung 51:** Vergleich der Verbrennungsstabilitätsparameter (COV(IMEP)) für alle Zylinder und Zeitbereiche



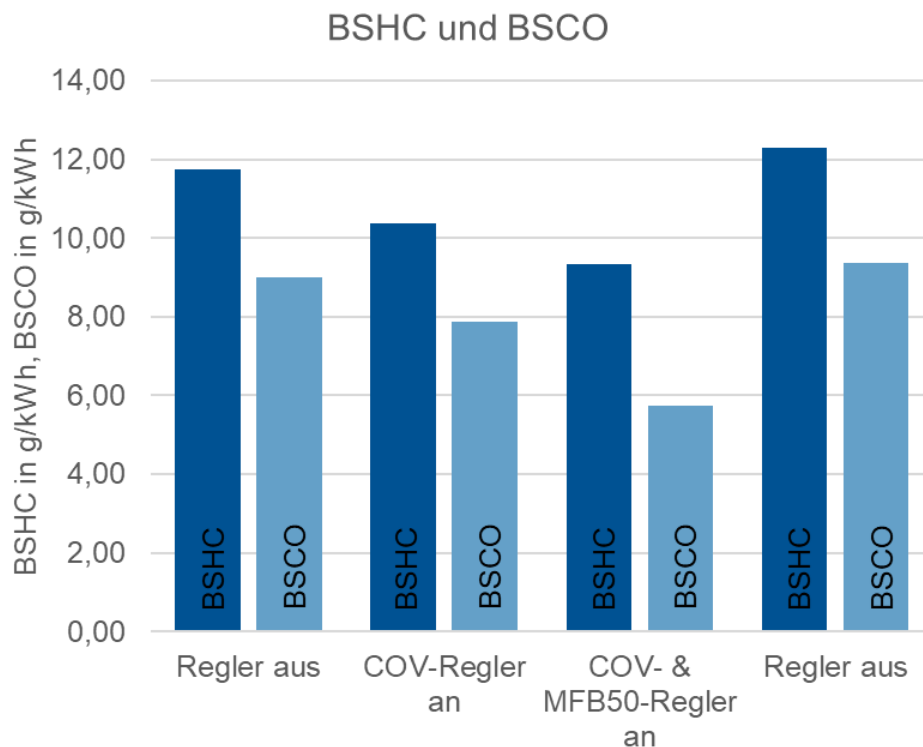
**Abbildung 52:** Vergleich der Verbrennungsschwerpunktparameter (MFB50) für alle Zylinder und Zeitbereiche

Die normierte Partikelanzahl (norm. PN, Normierungsbedingung: Wert 1 im ersten Zeitbereich) nimmt mit der Aktivierung der Regler zunehmend ab, siehe hierzu Abbildung 53. Dies ist damit zu erklären, dass durch die stabilere Verbrennung weniger Ruß und damit weniger Partikel entstehen. Mit beiden Reglern konnte eine 33 prozentige Reduktion der Partikelanzahl erreicht werden. Betrachtet man die spezifischen Stickoxidemissionen (BSNO<sub>x</sub>) in derselben Abbildung, ist ein gegenläufiger Trend zu erkennen. Die Stickstoffemissionen steigen durch den Einsatz der Regler geringfügig an, was sich durch die höheren Verbrennungstemperaturen infolge der effizienteren Verbrennung erklären lässt [9]. Dennoch bleiben die BSNO<sub>x</sub>-Emissionen stets auf dem sehr niedrigen Niveau von unter 40 ppm.



**Abbildung 53:** Auf den ersten Zeitbereich normierte Partikelemissionen (norm. PN) und spezifische Stickoxidemissionen (BSNOx) für alle Zylinder und Zeitbereiche

Die spezifischen Emissionswerte für unverbrannte Kohlenwasserstoffe (BSHC) und Kohlenmonoxide (BSCO) verhielten sich wie gewünscht (vgl. Abbildung 54), das heißt die Aktivierung der Regler bewirkt eine Absenkung. Beobachtet wurde dabei eine 20-prozentige Reduktion des BSHC und einer 36-prozentigen Verringerung des BSCO.

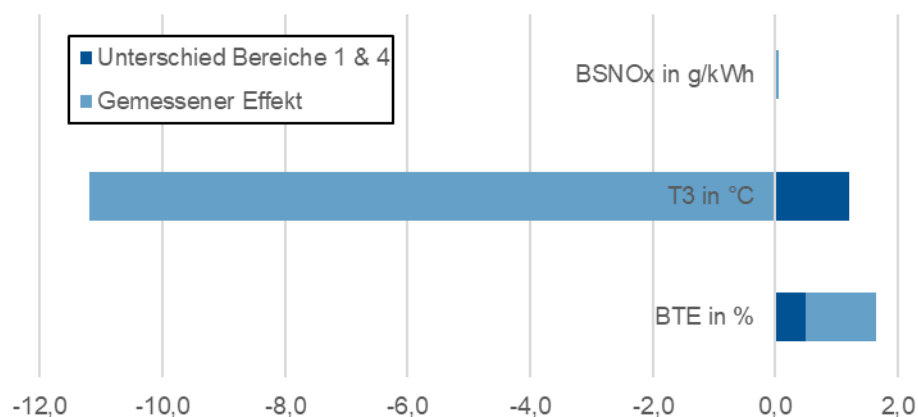


**Abbildung 54:** Spezifische unverbrannte Kohlenwasserstoff- (BSHC) und spezifische Kohlenmonoxid Emissionen (BSCO) für alle Zylinder und Zeitbereiche

Die Auswirkung der Regeleinriffe auf den normierten effektiven thermischen Wirkungsgrad (Norm. BTE) ist für den gesamten Motor im Plot in Abbildung 49 dargestellt. Im Plot ist zu sehen, dass der höchste Wirkungsgrad durch den Einsatz von beiden Reglern (Zeitbereich 3) erzielt werden konnte. Sind beide Regler aktiviert, steigt der Wirkungsgrad um ca. 2,3%. Die Gründe hierfür sind die bessere Entflammung und Verbrennung aufgrund der erhöhten Kraftstoffmenge in der Vorkammer und die frühere Verbrennungsschwerpunktlage. Welche einerseits durch die erhöhte Kraftstoffmenge in der Vorkammer und vor allem durch den MFB50-Regler und dessen Einfluss auf den Zündwinkel hervorgerufen wurde. Wird nur der Verbrennungsstabilitätsregler benutzt, wie in Zeitbereich 2 des Versuchs, sinkt der Wirkungsgrad etwas ab. Dieser etwas verringerte Wirkungsgrad kann damit erklärt werden, dass zur Stabilisierung der Verbrennung etwas mehr Kraftstoff in die Vorkammern eingespritzt werden muss, der aber zu keiner relevanten Druckerhöhung in der Hauptkammer führt und damit einen Verlust darstellt. Der durch die erhöhte Kraftstoffmenge in der Vorkammer hervorgerufene positive Effekt auf den MFB50 ist dem Ergebnis nach kleiner als die Wandwärmeverluste in der Vorkammer. Der noch etwas schlechtere Wirkungsgrad im letzten Zeitabschnitt des Versuchs lässt sich durch die noch etwas schlechteren Verbrennungsparameter im Vergleich zum ersten Zeitabschnitt erklären. Die Abgastemperatur nach dem Motor ( $T_3$ ), die auch in Abbildung 49 dargestellt ist, ist zur Absicherung der Ergebnisse bezüglich des Wirkungsgrades zu dieser Auswertung hinzugefügt worden. Der hier zu Grunde liegende Gedanke ist, dass in der Regel bei einem steigenden Wirkungsgrad die Abgastemperatur fällt und umgekehrt. Wie in der Abbildung zu erkennen ist, folgen die Ergebnisse diesem Gedanken und können damit als abgesichert angesehen werden. Wobei die Ergebnisse bei der Abgastemperatur eindeutiger sind, da die  $T_3$  bereits in Zeitbereich 2 etwas fällt.

In Abbildung 55 sind die Streuung der Zeitbereiche 1 und 4 in Relation zu den gemessenen Ergebnissen dargestellt. Hierdurch soll eine Einordnung der Ergebnisse in Bezug auf die Wiederholgenauigkeit erleichtert werden. Der Grundgedanke hierbei ist der Vergleich der Zeitbereiche 1 und 4, in denen der COV- und der MFB50-Regler deaktiviert war mit dem Zeitbereich 3, in dem beide Regler aktiviert waren. Zunächst sind hierzu die Unterschiede der Zeitbereiche 1 und 4 berechnet und dargestellt worden. Im nächsten Schritt wurde der Mittelwert aus den beiden Zeitbereichen ohne aktivierte Regler gebildet und dieser vom Zeitbereich mit aktiven Reglern abgezogen. Zur Ergänzung ist diese Analyse auch für BSNOx durchgeführt worden.

Am eindeutigsten ist bei dieser Analyse der Unterschied zwischen der Abweichung von den Bereichen 1 und 4 (kein Regler aktiviert) im Vergleich zu Bereich 3 (beide Regler aktiviert) bei der Abgastemperatur. Hier ist das Verhältnis von Abweichung zu gemessenem Effekt mit über neun anschaulich. Gefolgt vom Wirkungsgrad (BTE) mit einem Faktor von über zwei. Bei den spezifischen Stickoxiden gab es keine Abweichung und damit nur einen kleinen gemessenen Effekt von 0,05. Abschließen ist festzustellen, dass die Ergebnisse aufgrund ihres Vorzeichens plausibel sind und sich so gegenseitig stützen.



**Abbildung 55:** Wiederholgenauigkeit der Messergebnisse des finalen Versuchs. Dargestellt ist der Unterschied zwischen den Bereichen 1 und 4, also den Bereichen mit deaktivierten Reglern. Im Vergleich dazu ist der gemessene Effekt, welcher aus dem Mittelwert aus den Bereichen 1 und 4 in Bezug auf den 3 Bereich berechnet wurde, also dem Bereich mit beiden aktivierten Reglern dargestellt

## 4 Zusammenfassung

Diese Arbeit entstand am TUM Campus Straubing an der Professur Energietechnik bei Professor Kainz. Während dieser Zeit war ich drei Jahre bei Vitesco Technologies in Regensburg in der Vorentwicklung. Dort befasste ich mich sehr ausführlich mit der Nutzbarkeit von Zylinderdrucksensoren (ICPS) in Ottomotoren. Insbesondere die von Vitesco entwickelten und gebauten serientauglichen Zylinderdrucksensoren (SAPS) waren Gegenstand meiner Forschungsaktivitäten. Diese Aktivitäten lassen sich zu zwei großen Teilen zusammenfassen. Im ersten Teil ist der Frage nach der Nutzbarkeit des SAPS zur Klopfkennung nachgegangen worden. Gegenstand des zweiten Teils ist eine Magerverbrennungsregelung, welche auf ICPS basiert.

### 4.1 Klopfkennung mit ICPS

Im ersten Teil der Arbeit liegt der Fokus der Forschungsaktivitäten auf Untersuchungen zum Thema Klopfkennung mit Zylinderdrucksensoren. Hierzu ist eine umfangreiche Literaturrecherche durchgeführt worden, die zum Großteil in der Einleitung und dem Stand der Technik dargestellt worden ist. Um die beiden Kernfragestellungen dieses Teils der Arbeit zu klären, wurde ein Versuchsfahrzeug mit umfangreicher Messtechnik ausgestattet. So ist der Motor des Versuchsfahrzeugs zusätzlich zu den SAPS auch mit Kistler Zylinderdrucksensoren bestückt worden. Hierdurch ist es in Verbindung mit weiterer verbauter Messtechnik außerdem möglich gewesen, Zylinderdrucksignale von beiden Sensoren gleichzeitig zu messen und später auszuwerten. Die beiden Kernfragestellungen sind:

- Ist eine SAPS-basierte Klopfkennung möglich?
- Kann durch diese Klopfkennung eine CO<sub>2</sub>-Einsparung realisiert werden?

In einem relativ frühen Stadium der Untersuchungen zur Klopfkennung ist eine Potenzialabschätzung durchgeführt worden. Deren Ziel ist es, eine Aussage über das CO<sub>2</sub>-Einsparpotenzial einer ICPS-basierten Klopfkennung zu ermöglichen. Hierfür sind verschiedene Ansätze untersucht worden, wobei bereits mit dem Versuchsträger gefahrene WLTPs die Datenbasis lieferten. Die zwei wichtigsten Parameter bei dieser Abschätzung sind die Anzahl der ungerechtfertigt von Klopfregelung beeinflussten Motorzyklen und die Verbrennungsschwerpunktlage. Bei den Motorzyklen sind zwei Möglichkeiten zur Anwendung gekommen. Im ersten Fall ist das Potential nur für den als klopfend ausgewiesenen Motorzyklus bestimmt worden. Im zweiten Fall sind alle Motorzyklen, bei denen ein Zündwinkleingriff aufgrund von Klopfen vorlag, Teil der Berechnung gewesen. Bei der Verbrennungsschwerpunktlage sind auch zwei verschiedene Berechnungsgrundlagen zum Einsatz gekommen. Die erste war die optimale Verbrennungsschwerpunktlage bei 8°CA aiTDC. Die zweite war ein realistischeres Kennfeld aus dem Versuchsträger. Auf diese Weise ist in Abhängigkeit dieser und weiterer Berechnungsparameter ein Potenzial von 0,08% bis 1,95% abgeschätzt worden. Es ist demnach zu erwarten, dass das wirkliche Potential einer ICPS-basierten Klopfkennung irgendwo in diesem Bereich liegt.

Ebenso wichtig wie das erreichbare Potenzial einer ICPS-basierten Klopferkennung ist es, die bestmögliche Methode für die Klopferkennung zu finden. Hierbei ist vor allem das Zusammenspiel der Erkennungsmethode mit dem SAPS von Bedeutung. Aus diesem Grund sind elf verschiedene Methoden zur ICPS-basierten Klopferkennung untersucht worden. Teilweise sind die Unterschiede zwischen den Methoden nicht sehr ausgeprägt, um beispielsweise den Einfluss unterschiedlicher Filter auf die Klopferkennung feststellen zu können. Basis für die Einschätzung der Klopferkennungsgüte sind reale Messdaten, die mit dem Versuchsträger gemessen worden sind. Mit diesen Messdaten sind Simulationsrechnungen durchgeführt worden, indem aus der Literatur bekannte Methoden zur ICPS-basierten Klopferkennung mit Matlab realisiert worden sind. Die Ergebnisse dieser Berechnungen wurden dann über Korrelationsanalysen mit der Serienklopferkennung verglichen. Die sich in Verbindung mit dem SAPS als besonders geeignete OVP-Methode ist dann für die finale Versuchskampagne ausgewählt worden.

Innerhalb des Projektes wurde außerdem die Frage nach der mindestens notwendigen Abtastrate des Zylinderdrucks für die Klopferkennung mit ICPS behandelt. Grund für diese Fragestellung sind die mit höherer Abtastrate steigenden Kosten. In diesem Kontext ist zunächst eine theoretische Analyse durchgeführt worden. Die methodische Basis hierfür sind das Nyquist-Shannon Abtasttheorem sowie die berechneten Zylindereigenfrequenzen, welche durch das Klopfen angeregt werden und dann mit Hilfe der ICPS gemessen werden sollen. Zusätzlich ist eine Analyse mit gemessenen Zylinderdruckdaten auf Basis der OVP-Methode durchgeführt worden. Hierfür ist die bei der Messung verwendete Abtastung von 0,2 °CA im Nachhinein rechnerisch verringert worden. Durch Vergleiche der Ergebnisse bei verringerter Abtastung mit denen der ursprünglichen Abtastung konnte die mindestens nötige Abtastrate abgeschätzt werden. In Übereinstimmung mit der zuvor erwähnten theoretischen Bewertung ergab auch diese Untersuchung, dass eine Klopferkennung mit zum Beispiel 1 °CA Winkelabstand zwischen zwei erfassten Druckwerten zu sehr schlechten Ergebnissen führt. Erst ab einer Abtastung von 0,4 °CA oder dadurch ist eine ordentliche Klopferkennung möglich.

Um die eingangs gestellten Fragen zur ICPS-basierten Klopferkennung zu beantworten, ist eine Versuchskampagne geplant und durchgeführt worden. Ziel dieser Versuchskampagne ist es unter anderem gewesen, mit möglichst wenigen Versuchen eine belastbare Aussage zu erreichen. Zu diesem Zweck ist ein neuer Testzyklus entwickelt worden. Dieser Testzyklus besteht aus zehn hintereinander gereihten letzten Abschnitten eines maximal dynamischen RDE-Testzyklus. Zwischen den einzelnen RDE Teilen sind während des Versuchs die Klopfregelungsadaptionen gelöscht und auf den jeweils anderen Klopferkennungssensor umgeschaltet worden.

Aus den Versuchsergebnissen geht hervor, dass eine SAPS-basierte Klopferkennung nicht nur möglich ist, sondern zudem auch eine CO<sub>2</sub>-Einsparung von 0,5% im Vergleich zur klopfensensorbasierten Klopferkennung erreicht werden konnte. Für den Referenz-ICPS (Kistler Sensor) ist die entsprechende Verbesserung mit etwa 0,7% sogar noch etwas höher. Zur Plausibilisierung der Ergebnisse sind die Abgastemperatur und die Anzahl der Klopfereignisse analysiert worden. Zur Sicherstellung der Qualität der ICPS-basierten Klopferkennung sind mehrere kritische Klopfereignisse im Detail untersucht worden. Hierdurch konnte gezeigt werden, dass die ICPS-basierte Klopferkennung sehr gut funktioniert und eine Detektion sicher möglich ist.



## 4.2 Magerverbrennungsregelung mit ICPS

Im zweiten Teil dieser Arbeit liegt der Fokus auf einer neu entwickelten Magerverbrennungsregelung. Deren Ziel ist es, ein sehr mageres Gemisch ( $\lambda = 2$ ) im Brennraum sicher zu zünden und eine stabile Verbrennung zu gewährleisten. Das Regelungskonzept beruht hierbei wie im ersten Teil der Arbeit wieder auf der Auswertung von Zylinderdruckdaten. Aufgrund des für den untersuchten Ottomotor vorgesehenen Betriebskonzeptes als Zusatzmotor (Range Extender) muss dieser nicht mehr dynamisch betrieben werden, sondern nur an ausgewählten Betriebspunkten mit hohem Wirkungsgrad. Zur Stabilisierung der Verbrennung sind in diesem Projekt zwei Konzepte untersucht worden. Erstens wurde Wasserstoff als Additiv eingesetzt. Zweitens wurde ein Ottomotor mit Vorkammer in jedem Zylinder untersucht. Beide Ansätze sind aus der Literatur bekannt und eignen sich dazu, die Verbrennung von sehr mageren Gemischen zu stabilisieren. Inwieweit eine Regelung möglich und auch sinnvoll ist, ist für beide Konzepte durch Vorversuche geklärt worden.

Bei den Vorversuchen ist bei einem fixen Lambda die eingebrachte Wasserstoffmenge in den Ansaugverteiler oder die eingespritzte Kraftstoffmenge in die Vorkammern verändert worden. Durch Auswerten dieser Vorversuche wurde ersichtlich, dass eine Magerverbrennungsregelung zur Stabilisierung der Verbrennung mit beiden Konzepten möglich ist. Weiterhin zeigte sich ein starker Einfluss auf die Verbrennungsschwerpunktlage. Mit der Auswertung der Vorversuche konnte zudem gezeigt werden, dass eine Regelung notwendig ist, um das Optimum an Wirkungsgrad bei gleichzeitig geringen Emissionen zu erreichen.

Durch einen ersten Test mit Wasserstoff als Additiv konnte die grundsätzliche Funktion des Regelungskonzeptes belegt werden. In einem späteren Versuch mit einer Vorkammer in jedem Zylinder eines Vierzylinder-Ottomotors konnte die Funktion bestätigt werden. Hierbei konnte der Entwurf des Reglers für den Wasserstoffbetrieb für das Vorkammerkonzept übernommen werden. Bei diesem zweiten Versuch ist ein zweiter Regler in das Konzept aufgenommen worden, um den Quereinfluss des ersten Reglers auf die Verbrennungsschwerpunktlage auszugleichen und den Wirkungsgrad insgesamt weiter zu steigern. Beide Regler des neuen Regelungskonzeptes sind hierbei als PI-Regler ausgeführt worden. Damit sich die Regler nicht zu stark beeinflussen und da COV(IMEP) über mehrere Motorzyklen berechnet werden muss, ist der MFB50-Regler, der den Zündwinkel beeinflusst, im Vergleich zum auf COV(IMEP) basierenden Regler deutlich schneller.

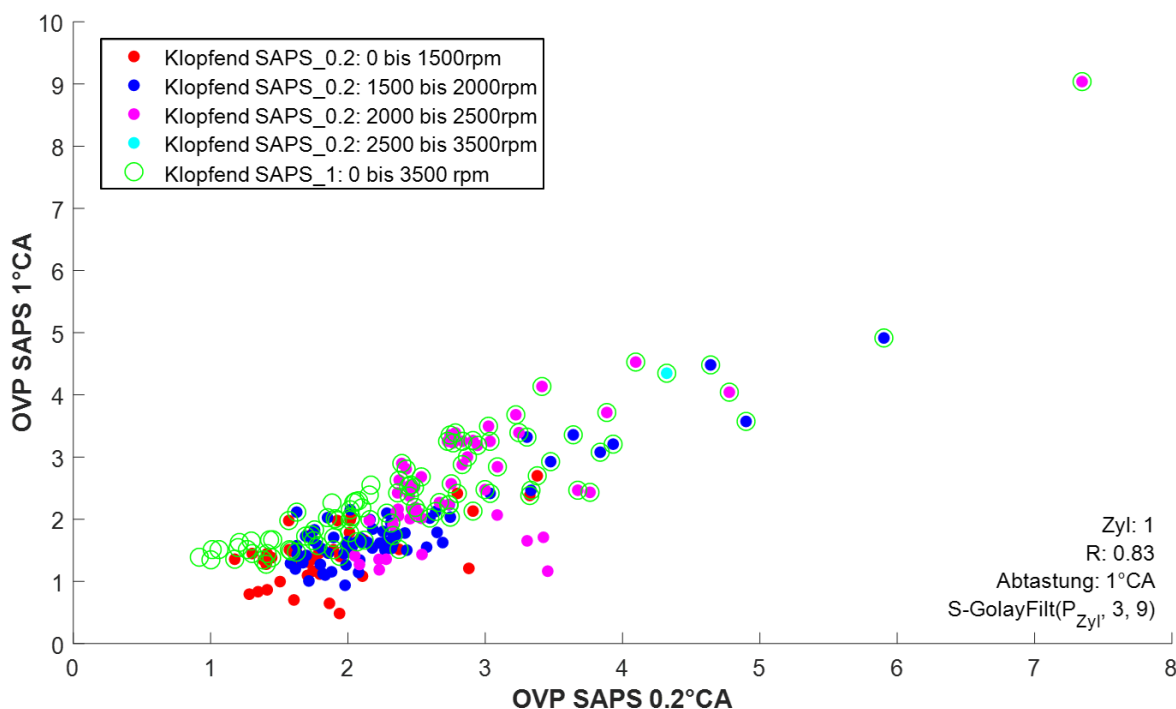
Der ausführlich ausgewertete Versuch bei einem Betriebspunkt mit 2000 Umdrehungen, einem IMEP von 8 bar und einem  $\lambda$  von ungefähr 2 ist in vier Teilbereiche aufgeteilt. Im ersten und im letzten Teil des Versuches sind die Regler ausgeschaltet. Im zweiten Teil ist nur der COV(IMEP)-Regler aktiviert und im dritten Teil sind beide Regler aktiviert. Mit dieser Einteilung des Versuchs konnten die Auswirkungen der Reglereingriffe sehr gut dargestellt werden.

Mit dem Versuch ist gezeigt worden, dass die entwickelte neue Magerverbrennungsregelung mit zwei Reglern für die Verbrennungsstabilität und den Verbrennungsschwerpunkt bei mittlerer Last, mittlerer Drehzahl und ultra-magerem Betriebspunkt sehr gut funktioniert. Der Einsatz der Regler verbesserte die Verbrennungsstabilität und hielt COV(IMEP) auf dem gewünschten Wert nahe 2 Prozent. Der effektive thermische Wirkungsgrad wurde hauptsächlich als Reaktion auf die Annäherung an die optimale Verbrennungsschwerpunktlage ebenfalls verbessert.

Zusammenfassend konnte eine stabile Zündung für ein extrem mageres Gemisch demonstriert werden. Durch Aktivieren beider Regler ist eine relative Steigerung des effektiven thermischen Wirkungsgrades von 2,3% im Vergleich zum Betrieb ohne Regler nachgewiesen worden. Darüber hinaus führte die Regelstrategie zu einer signifikanten Reduktion der Motoremissionen (HC, CO, Partikelanzahl). Lediglich die NO<sub>x</sub>-Emissionen stiegen leicht an, blieben aber auf einem sehr niedrigen Niveau von unter 40 ppm.

### 4.3 Ausblick

Bei zukünftigen Untersuchungen zur Klopfdetektion könnten sich weitere Analysen mit geringerer Abtastung (Kapitel: 2.4.5) in Verbindung mit anderen Filtern als zielführend erweisen. Der unter anderem festgestellte erhebliche Einfluss der Filterung (vgl. Abbildung 17) führte dazu, dass ein Versuch mit einem weiteren Filter unternommen wurde. In der Abbildung 56 ist das Ergebnis einer solchen Untersuchung mit einem Savitzky-Golay-Filter und einer Abtastung mit 1°CA dargestellt. Die Klopfkennungsgüte ist zwar erheblich schlechter als mit der ursprünglichen Abtastung, aber erheblich besser als mit 1°CA und dem Moving-Average Filter. Eine Gegenüberstellung der Abbildung 16 mit der Abbildung 56 veranschaulicht dies deutlich. Einerseits macht dieser Vergleich wieder den erheblichen Einfluss der Filterung auf die Klopfkennung deutlich und andererseits auch das beträchtliche Potential einer optimierten Filterung. Aufgrund von zeitlichen Restriktionen blieb es bei diesem Stichversuch. Weitere Untersuchungen zur Filterung, insbesondere bei niedrigerer Abtastung, erscheinen aber aufgrund dieser ersten Untersuchung als sinnvoll.



**Abbildung 56:** Vergleich Klopfkennungsgüte bei unterschiedlicher Abtastung (0,2 °CA und 1 °CA) sowie in Abhängigkeit der Drehzahl bei Verwendung eines Savitzky-Golay-Filters

Weiterhin könnten moderne Verfahren zur Klopfdetektion, wie sie zum Beispiel in [52] vorgeschlagen wird, in Verbindung mit dem SAPS zu einer weiteren Verbesserung führen. Im Hinblick auf die limitierten Ressourcen in der ECU sollte hierbei aber auf die FFT verzichtet werden.

Im Bereich der Magerverbrennungsregelung könnten sich Untersuchungen als erfolgreich erweisen, bei denen versucht wird, aus weniger als den bisher verwendeten 50 Motorzyklen eine aussagekräftige Kenngröße für die Beschreibung der Verbrennungsstabilität zu finden. Eine Kenngröße, die bestenfalls bereits nach einem Motorzyklus eine zuverlässige Aussage über die Verbrennungsstabilität ermöglicht, würde die Nutzbarkeit der Magerverbrennungsregelung im dynamischen Betrieb sicher erleichtern. Hierzu ist eine kurze Untersuchung im Anhang A4 dargestellt. Aufbauend auf der gezeigten Untersuchung, könnten in einem nächsten Schritt weitere Auswertungen unternommen werden. Ziel dieser sollte es sein, festzustellen, ob eine motorzyklusbasierte Regelung mit der Kenngröße mit dem höchsten Korrelationskoeffizienten möglich ist. Ergänzend wird vorgeschlagen, den Fokus auf Versuche mit weiteren Kenngrößen zu legen, um von Beginn an frei von Limitierungen, insbesondere die Berechnung über viele Motorzyklen, in Verbindung mit der hier verwendeten Regelgröße COV(IMEP) zu sein.

Weiterhin sollten in zukünftigen Projekten die Betriebsgrenzen für die in dieser Arbeit entworfene Regelungsstrategie herausgearbeitet werden. Außerdem sollte die Magerverbrennungsregelung mit weiteren Versuchsträgern validiert und verbessert werden. Teil dieser zukünftigen Versuche könnten auch Versuche bei dynamischem Motorbetrieb sein. So könnte geklärt werden, welche Voraussetzungen für einen solchen Betrieb notwendig sind.

Sollte in Zukunft Wasserstoff als Energieträger so verbreitet Einsatz finden wie heute vielfach geplant, wird auch eine Neubewertung des Wasserstoff als Additiv Konzepts als Alternative zum Vorkammerkonzept zur sicheren Zündung des mageren Gemisches im Brennraum vorgeschlagen.

Allgemein kann festgehalten werden, dass der Einbau eines ICPS in einem Serienfahrzeug zusätzlich zu den hier untersuchten Ansätzen noch weitere Möglichkeiten zur Effizienzsteigerung oder zur Vereinfachung der Software in der Motorsteuerung bieten würde. Zur Effizienzsteigerung wären beispielsweise Funktionen für die Zylindergleichstellung und eine Detektion von „Ventil schließt“ denkbar. Bei der Vereinfachung der Motorsteuerungssoftware wäre eine Fehlzündungserkennung oder Momentenberechnung sicherlich möglich und sinnvoll.

Da es sich beim SAPS um einen Prototypensensor handelt, müssen auf dem Weg zu einer Serienanwendung noch einige weitere Prüfungen durchlaufen werden, um das gesamte Spektrum der Bedingungen abzudecken, die im Serienbetrieb auftreten können, z. B. minderwertige Kraftstoffe und die damit verbundene Gefahr der Verschmutzung des Sensors. Auch dazu sind also noch umfassende Untersuchungen und Auswertungen durchzuführen.

## Literaturverzeichnis

1. Liebl J, Beidl C, Dums K, et al (2021) Stimmen vom Internationalen Motorenkongress 2021. MTZ - Mot Zeitschrift 82:72–75. <https://doi.org/10.1007/s35146-021-0689-2>
2. Backhaus R (2020) Künftige Emissionsrichtlinien - Sauber in allen Betriebsphasen. ATZ - Automob Zeitschrift 122:8–13. <https://doi.org/10.1007/s35148-020-0329-z>
3. Maus W (Hrsg), Nuglisch H, Maier T, Müller S (2019) Zukünftige Kraftstoffe – Energiewende des Transports als ein weltweites Klimaziel. Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg
4. Liebl J (Hrsg) (2021) Experten-Forum Powertrain: Simulation und Test 2020. Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg
5. Laimer S (Hrsg), Perathoner C (Hrsg) (2022) Mobilitäts- und Transportrecht in Europa. Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg
6. Pischinger S (Hrsg), Seiffert U (Hrsg) (2021) Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik, 9th ed. Springer Fachmedien Wiesbaden, Wiesbaden
7. Ziegler M (2021) “Es geht um Systemanalyse und die Anpassung bestehender Technologien.” MTZ - Mot Zeitschrift 82:24–27. <https://doi.org/10.1007/s35146-020-0638-5>
8. Vitesco Technologies (2022) Vitesco Technologies - In Cylinder Pressure Sensor. <https://www.vitesco-technologies.com/getmedia/9f45d4b3-c8ee-47bb-8570-4e24f95ca07b/In-Cylinder-Pressure-Sensor.jpg>. Accessed 23 Mar 2022
9. Heywood JB (1988) Internal Combustion Engine Fundamentals. McGraw-Hill Education, New York
10. Bosch GmbH R (2003) Ottomotor-Management, 2nd ed. Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden
11. Lezius U (2007) Klopfregelung in zylinderdruckgeführten Motorsteuerungen. University of Rostock
12. Schüle H, Stutika M, Schneider W (2010) Zylinderdruckbasierte Klopfkennung – Funktionsansätze - Umsetzung in der Motorsteuerung - Ergebnisse am Motorenprüfstand. In: Kratzsch M, Günther M (eds) Ottomotorisches Klopfen - Irreguläre Verbrennung. Renningen, Expert-Verl., c 2011, Berlin, pp 321–343
13. Zhen X, Wang Y, Xu S, et al (2012) The engine knock analysis - An overview. Appl Energy 92:628–636. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2011.11.079>
14. Bassett M, Hall J, Cains T, Warth M (2012) Fahrzeugintegration Eines Range-Extender-Antriebs. MTZ - Mot Zeitschrift 73:852–856. <https://doi.org/10.1007/s35146-012-0499-7>
15. Fischer R (2011) „Der Range Extender rettet das Elektrofahrzeug“. MTZ - Mot Zeitschrift 72:96–99. <https://doi.org/10.1365/s35146-011-0025-3>
16. Jing-bo Z, Hai-mei L, Shao-yi B (2017) Applied Computer Sciences in Engineering. In: Figueroa-García JC, López-Santana ER, Villa-Ramírez JL, Ferro-Escobar R (eds). Springer International Publishing, Cham, p 688

17. Gross V, Kubach H, Spicher U, et al (2010) Laserzündung und Verbrennung im Ottomotor mit Direkteinspritzung. MTZ - Mot Zeitschrift 71:532–539. <https://doi.org/10.1007/BF03225594>
18. Burrows J, Lykowski J, Mixell K (2013) Corona-Zündsystem für hocheffiziente Ottomotoren. MTZ - Mot Zeitschrift 74:484–487. <https://doi.org/10.1007/s35146-013-0142-2>
19. Mariani A, Foucher F, Moreau B (2013) The effects of a radio frequency ignition system on the efficiency and the exhaust emissions of a spark-ignition engine. SAE Tech Pap 6:. <https://doi.org/10.4271/2013-24-0053>
20. Serrano D, Zaccardi JM, Müller C, et al (2019) Ultra-Lean Pre-Chamber Gasoline Engine for Future Hybrid Powertrains. SAE Tech Pap 2019-Sept: <https://doi.org/10.4271/2019-24-0104>
21. Christoph Müller, Bastian Morcinkowski CS, Knut Habermann TU (2017) Ignition Systems for Gasoline Engines. Springer International Publishing, Cham
22. Daniela T, Vincenzo DB, Enrica M (2018) Development of an on-line energy management strategy for hybrid electric vehicle. Energy Procedia 148:106–113. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2018.08.037>
23. Margot X, Zaccardi J-M (2019) EAGLE: Recent advances toward a highly efficient gasoline engine adapted for future electrified powertrains. In: Zaccardi J-M (ed) The Path to Euro 7 Conference Stuttgart, Germany 22nd May 2019. The Path to Euro 7 Conference Stuttgart, Germany 22nd May 2019, Stuttgart, p 26
24. Bassett M, Reynolds I, Cooper A, Reader S (2020) Modularer Hybridantriebsstrang mit Jet Ignition. MTZ - Mot Zeitschrift 81:76–81. <https://doi.org/10.1007/s35146-020-0309-6>
25. Varoquie B, Hellemans A, Bouquey C, et al (2014) Combustion Control and engine system approach based on cylinder pressure sensor for Diesel engines. French Soc Automot Eng 11
26. Hellemans A, Landrevie L, Venzal S, Walker E (2011) Direkte Zylinderdruckmessung. MTZ - Mot Zeitschrift 72:770–776. <https://doi.org/10.1365/s35146-011-0172-6>
27. Pischinger R, Klell M, Sams T (2010) Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine. Springer Vienna, Vienna
28. Eicheldinger S, Wachtmeister G, Nguyen HD, Dinkelacker F (2019) Combustion Development for Gas Engines with Extreme BMEPs above 30 bar. MTZ Worldw 80:96–103. <https://doi.org/10.1007/s38313-019-0034-z>
29. John Heywood (2019) Internal Combustion Engine Fundamentals 2E, 2nd ed. McGraw-Hill Education, New York
30. Ohler S (2014) Entwicklung und Vergleich von Kriterien zur Erkennung der klopfenden Verbrennung in Ottomotoren. Helmut Schmidt University Hamburg
31. Worret R. SU (2002) Klopfkriterium - Entwicklung eines Kriteriums zur Vorausberechnung der Klopfgrenze. Frankfurt am Main
32. Shahlari AJ, Ghandhi J (2017) Pressure-Based Knock Measurement Issues. SAE Tech Pap 22. <https://doi.org/10.4271/2017-01-0668>

33. Basshuysen R Van (2012) Handbuch Verbrennungsmotor
34. Merker P (2014) Grundlagen Verbrennungsmotoren, 7th ed. Springer Fachmedien Wiesbaden, Wiesbaden
35. Grote K-H, Bender B, Göhlich D (2018) Dubbel. Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg
36. Dunn-Rankin D, Therkelsen P (2016) Lean Combustion: Technology and Control: Second Edition, Second Edi. Academic Press (Elsevier), London
37. Hrsg KR (2016) Sensoren im Krafffahrzeug, 3rd ed. Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2016, Wiesbaden
38. Day E, Kimberley JA, Mehallick BJ (2018) Start of Combustion Sensor. SAE Int Congr Expo 8. <https://doi.org/10.4271/890484>
39. Basshuysen R Van (2013) Ottomotor mit Direkteinspritzung
40. Gühmann C, Lachmann S, Röpke K, et al (2006) Messtechnische Untersuchung von Störgeräuschen in Klopfregelsystemen. MTZ Mot. Zeitschrift 67:40–47
41. Merker GP, Eckert P (2015) Handbuch Verbrennungsmotor, 7th ed. Springer Fachmedien Wiesbaden, Wiesbaden
42. Müller N (2003) Modellgestützte Steuerung, Regelung und Diagnose von Verbrennungsmotoren. Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg
43. Randall WK, Powell JD (1979) A Cylinder Pressure Sensor for Spark Advance Control and Knock Detection. SAE Int 88:508–517
44. Sawamoto K, Kawamura Y, Kita T, Matsushita K (1987) Individual Cylinder Knock Control by Detecting Cylinder Pressure. SAE Int 96:602–606
45. Sion R, Atkinson J (2002) A novel low-cost sensor for measuring cylinder pressure and improving performance of an internal combustion engine. Sens Rev 22:139–144
46. Millo F, V. FC (1998) 1998 SAE 982477 - A Comparison between different Techniques for Detection and Control.pdf. SAE Tech Pap. <https://doi.org/10.4271/982477>
47. Worret R, Bernhardt S, Schwarz F, Spicher U (2002) Application of different cylinder pressure based knock detection methods in spark ignition engines. SAE Tech Pap 16. <https://doi.org/10.4271/2002-01-1668>
48. Bi F, Ma T, Zhang J (2016) Knock Feature Extraction in Spark Ignition Engines Using EEMD-Hilbert Transform. SAE Tech Pap 11. <https://doi.org/10.4271/2016-01-0087>
49. Burgdorf K, Denbratt I (1997) Comparison of Cylinder Pressure Based Knock Detection Methods
50. Michels K, Hoffmeyer H, Birkigt A, Theobald J (2010) Analyse klopfender Verbrennungen anhand von Druckverläufen. In: Kratzsch, M., Günther M (ed) Ottomotorisches Klopfen - Irreguläre Verbrennung. Renningen, Expert-Verl., c 2011, Berlin
51. Lezius U, Schultalbers M, Drewelow W, Lampe B (2008) Abstandsbasierte Klopfregelung in zylinderdruckgeführten Steuerungen für Ottomotoren. MTZ - Mot Zeitschrift 69:868–876. <https://doi.org/10.1007/BF03227496>

52. Bares P, Selmanaj D, Guardiola C, Onder C (2018) A new knock event definition for knock detection and control optimization. *Appl Therm Eng* 131:80–88. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.11.138>
53. Siokos K, He Z, Prucka R (2017) Assessment of Model-Based Knock Prediction Methods for Spark-Ignition Engines. *SAE Tech Pap* 16. <https://doi.org/10.4271/2017-01-0791>
54. Biehl M, Meister M (2018) Model Based Knock Detection. In: Günther M, Sens M (eds) *Knocking in Gasoline Engines, 5th International Conference, December 12–13, 2017, Berlin, Germany, 1st ed.* Springer International Publishing, Cham, pp 257–266
55. Fandakov A, Grill M, Bargende M, et al (2018) Development of a Model for Predicting the Knock Boundary in Consideration of Cooled Exhaust Gas Recirculation at Full Load. In: Günther M, Sens M (eds) *Knocking in Gasoline Engines, 5th International Conference, December 12–13, 2017, Berlin, Germany.* Springer International Publishing, Cham, pp 143–185
56. Braun T, Delp M, Maurer F (2018) VERFAHREN ZUR ÜBERWACHUNG VON IM VENTILTRIEB EINES VERBRENNUNGSMOTORS AUFTRETENDEN ABWEICHUNGEN UND ELEKTRONISCHES MOTORSTEUERGERÄT ZUR AUSFÜHRUNG DES VERFAHRENS. 1–18
57. Hadler J, Rudolph F, Dorenkamp R, et al (2008) Der neue 2,0-l-TDI-Motor von Volkswagen für niedrigste Abgasgrenzwerte — Teil 1. *MTZ - Mot Zeitschrift* 69:386–395. <https://doi.org/10.1007/BF03227451>
58. Inoue T, Matsushita S, Nakanishi K, Okano H (1993) Toyota Lean Combustion System -. *Sae* 930873
59. Küsell M, Bellmann H, Herden W (1996) Brennraum-Drucksensor für den Einsatz in Serienmotoren. *Mot Zeitschrift* 57:16–22
60. Sugitani N, Ueda M, Kosugi M, Tsukada K (1993) Combustion pressure sensor for toyota lean burn engine control. *SAE Tech Pap*. <https://doi.org/10.4271/930882>
61. Anastasia CM, Pestana GW, Anastasia CM, Pest GW (1987) A Cylinder Pressure Sensor for Loop Engine Contr. *SAE Int* 96:1176–1182
62. van Booven B, Schüle H, Walder T, Rottengruber H (2018) Potential of Series-Compatible In-Cylinder Pressure Sensors for Gasoline Engines Using the Example of Ignition Angle Control. *Knocking Gasol Engines* 279–296. [https://doi.org/10.1007/978-3-319-69760-4\\_17](https://doi.org/10.1007/978-3-319-69760-4_17)
63. Kistler Group (2010) Pressure Measuring Spark Plug M14x1,25 with Integral 3 mm Cylinder Pressure Sensor and Replaceable Cable. <http://web.sensor-ic.com:8000/ZLXIAZAI/%0AKISTLER/000-699e-07.10.pdf>
64. Meyer O (2017) Analyse des Klopfens mit modernen Zylinderdrucksensoren. Hochschule München
65. Franzke DE (1981) Beitrag zur Ermittlung eines Klopfkriteriums der ottomotorischen Verbrennung und zur Vorausberechnung der Klopfgrenze. Technische Universität München
66. Spicher U, Worret R (2002) Klopfkriterium. *FVV Abschlussbericht* 508:128
67. Ando H, Takemura J, Koujina E (1989) A knock anticipating strategy basing on the real-

- time combustion mode analysis. SAE Tech Pap 16. <https://doi.org/10.4271/890882>
68. Benson G, Fletcher EA, Murphy TE, Scherrer HC (1983) Knock (detonation) control by engine combustion chamber shape. SAE Tech Pap. <https://doi.org/10.4271/830509>
  69. Adolph N (1984) Messung des Klopfens an Ottomotoren. RWTH Aachen Universität
  70. Birkigt A, Beckmann L, Jördens C, et al (2010) Ottomotorisches Klopfen - Irreguläre Verbrennung Knocking at Gasoline Engines - Irregular Combustion. In: Kratzsch M, Günther M (eds) Messmethoden zur Analyse von Verbrennungsvorgängen in hoch aufgeladenen Ottomotoren Diagnostic Tools to analyse Combustion Phenomena in Highly Charged SI-Engines. expert Verlag, Renningen
  71. Siano D, D'Agostino D (2015) Knock detection in SI engines by using the Discrete Wavelet Transform of the engine block vibrational signals. Energy Procedia 81:673–688. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2015.12.052>
  72. Checkel MD, Dale JD (1986) Computerized knock detection from engine pressure records. SAE Tech Pap. <https://doi.org/10.4271/860028>
  73. Checkel MD, Dale JD (1986) Testing a third derivative knock indicator on a production engine. SAE Tech Pap. <https://doi.org/10.4271/861216>
  74. Checkel MD, Dale JD (1989) Pressure Trace Knock Measurement in a Current S.I. Production Engine. SAE International, p 12
  75. Valtadoros TH, Wong VW, Heywood JB (1991) Engine knock characteristics at the audible level. SAE Tech Pap. <https://doi.org/10.4271/910567>
  76. Barton RK, Lestz SS, Duke LC (1970) Knock intensity as a function of engine rate of pressure change. SAE Tech Pap. <https://doi.org/10.4271/700061>
  77. Fansler TD, Wagner RM (2015) Cyclic dispersion in engine combustion—Introduction by the special issue editors: <http://dx.doi.org/10.1177/1468087415572740> 16:255–259. <https://doi.org/10.1177/1468087415572740>
  78. Cowart JS, Keck JC, Heywood JB, et al (1991) Engine knock predictions using a fully-detailed and a reduced chemical kinetic mechanism. Symp Combust 23:1055–1062. [https://doi.org/10.1016/S0082-0784\(06\)80364-4](https://doi.org/10.1016/S0082-0784(06)80364-4)
  79. Scharlipp, A., Urban L (2016) Methan-Kraftstoffe: Potentialstudie und Kennzahlen FVV - Abschlussbericht Vorhaben Nr. 1126. Frankfurt am Main
  80. (2010) User's Guide INDIPAR - MESSPARAMETEREDITOR AVL INDICOM 2011. AVL List GmbH, Graz
  81. Michels, K., Hoffmeyer, H., Birkigt, A., Theobald J (2010) Ottomotorisches Klopfen - Irreguläre Verbrennung Knocking at Gasoline Engines - Irregular Combustion. In: Kratzsch M, Günther M (eds) Analyse klopfender Verbrennungen anhand von Druckverläufen. expert Verlag, Renningen, pp 28–41
  82. Fischer M, Günther M, Ropke K, et al (2003) Klopferkennung im Ottomotor: Neue tools und methoden in der serienentwicklung. MTZ Mot Zeitschrift 64:186–194. <https://doi.org/10.1007/bf03226689>
  83. Guardiola C, Pla B, Bares P, Barbier A (2018) An analysis of the in-cylinder pressure resonance excitation in internal combustion engines. Appl Energy 228:1272–1279. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.06.157>



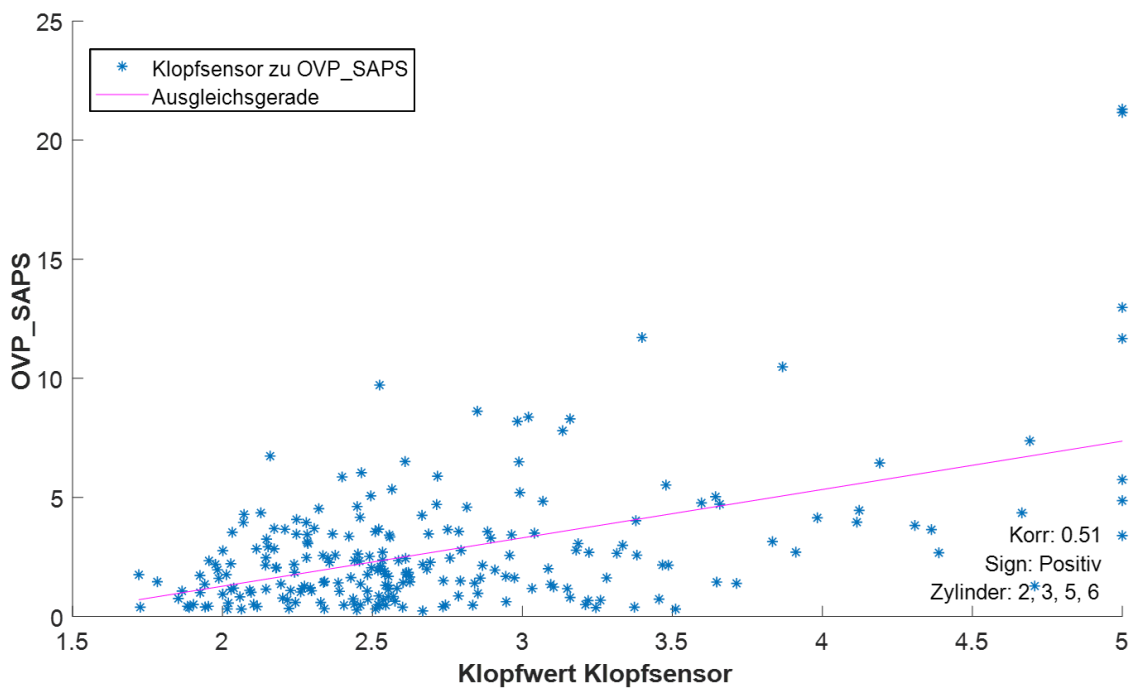
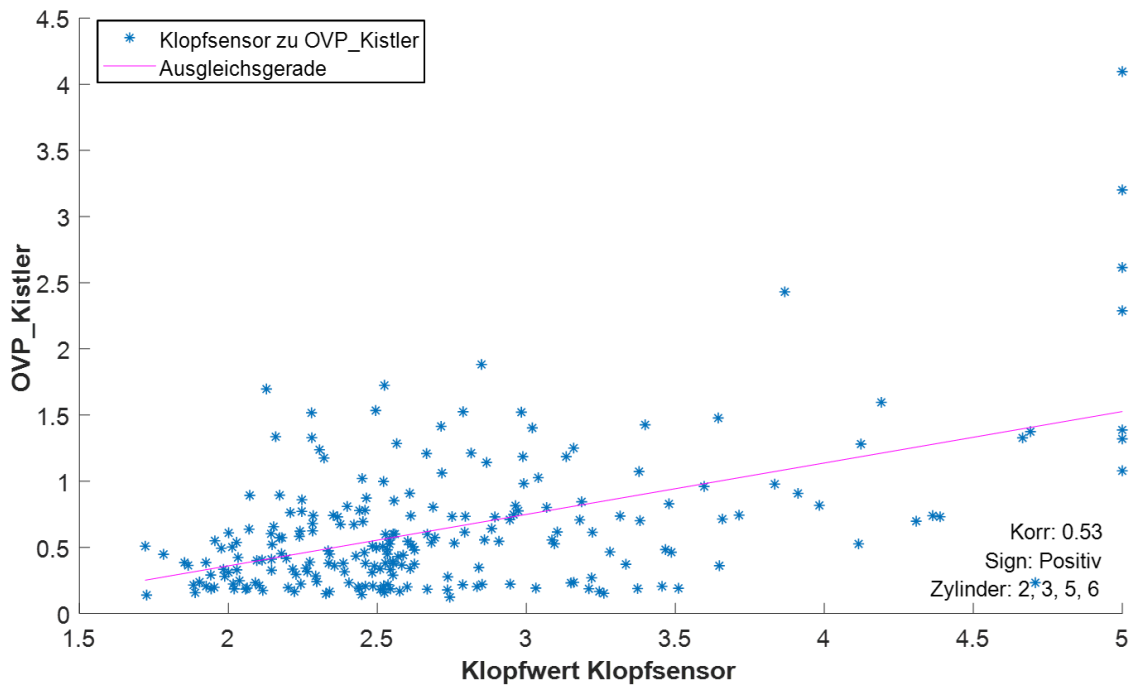
84. Beister UJ, Smaling R (2005) Verbesserte Verbrennung durch Wasserstoffanreicherung Ein vielversprechendes Konzept für den homogenen Magerbetrieb. *MTZ Mot Zeitschrift* 66:784–791. <https://doi.org/10.1007/BF03226714>
85. Chiodi M, Kaechele A, Bargende M, et al (2017) Development of an Innovative Combustion Process: Spark-Assisted Compression Ignition. *SAE Int J Engines* 10:2486–2499. <https://doi.org/10.4271/2017-24-0147>
86. Mazda Motors (Deutschland) GmbH (2018) Der Mazda SKYACTIV-X Benzinmotor : Das Beste zweier Welten. Leverkusen
87. Mariani A, Foucher F, Moreau B (2013) The effects of a radio frequency ignition system on the efficiency and the exhaust emissions of a spark-ignition engine. *SAE Tech Pap* 6:. <https://doi.org/10.4271/2013-24-0053>
88. Klell M, Eichlseder H, Trattner A (2018) Wasserstoff in der Fahrzeugtechnik. Springer Fachmedien Wiesbaden, Wiesbaden
89. Negurescu N, Pana C, Popa MG, Soare D (2006) Aspects Regarding the Combustion of Hydrogen in Spark Ignition Engine. In: *SAE Technical Papers*. p 15
90. Fouquet MCT (2012) Niedrigstemissionskonzept für einen wasserstoffbetriebenen Verbrennungsmotor. Technische Universität München
91. Jilakara S, Vaithianathan J V, Natarajan S, et al (2015) An Experimental Study of Turbocharged Hydrogen Fuelled Internal Combustion Engine Jayakrishnan Krishnan Unni and Lalit Mohan Das. *SAE Tech Pap* 12. <https://doi.org/10.4271/2015-26-0051>
92. Yip HL, Srna A, Yuen ACY, et al (2019) A review of hydrogen direct injection for internal combustion engines: Towards carbon-free combustion. *Appl Sci* 9:1–30. <https://doi.org/10.3390/app9224842>
93. Schafer F (1981) An Investigation of the Addition of Hydrogen to Methanol on the Operation of an Unthrottled Otto Engine. *SAE Tech Pap* 11. <https://doi.org/10.4271/810776>
94. Allenby S, Chang WC, Megaritis A, Wyszzyński ML (2001) Hydrogen enrichment: A way to maintain combustion stability in a natural gas fuelled engine with exhaust gas recirculation, the potential of fuel reforming. *Proc Inst Mech Eng Part D J Automob Eng* 215:405–418. <https://doi.org/10.1243/0954407011525737>
95. Yan F, Xu L, Wang Y (2017) Application of hydrogen enriched natural gas in spark ignition IC engines : from fundamental fuel properties to engine performances and emissions. *Renew Sustain Energy Rev* 82, Part 1:32. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.05.227>
96. Cernat A, Pana C, Negurescu N, et al (2020) Hydrogen—an alternative fuel for automotive diesel engines used in transportation. *Sustain* 12:21. <https://doi.org/10.3390/su12229321>
97. Ji C, Wang S, Yan H (2009) Experimental Study on Combustion and Emissions Characteristics of a Spark Ignition Engine Blended with Hydrogen. *SAE Tech Pap* 9. <https://doi.org/10.4271/2009-01-1923>
98. Du Y, Yu X, Liu L, et al (2017) Effect of addition of hydrogen and exhaust gas recirculation on characteristics of hydrogen gasoline engine. *Int J Hydrogen Energy* 42:8288–8298. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2017.02.197>

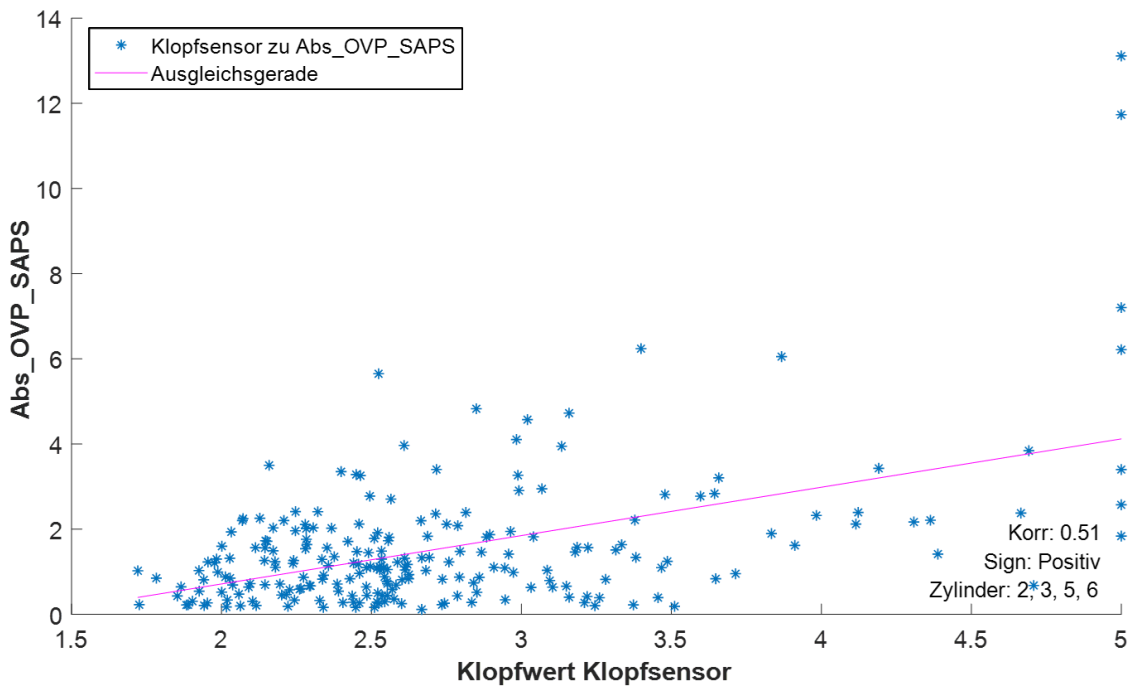
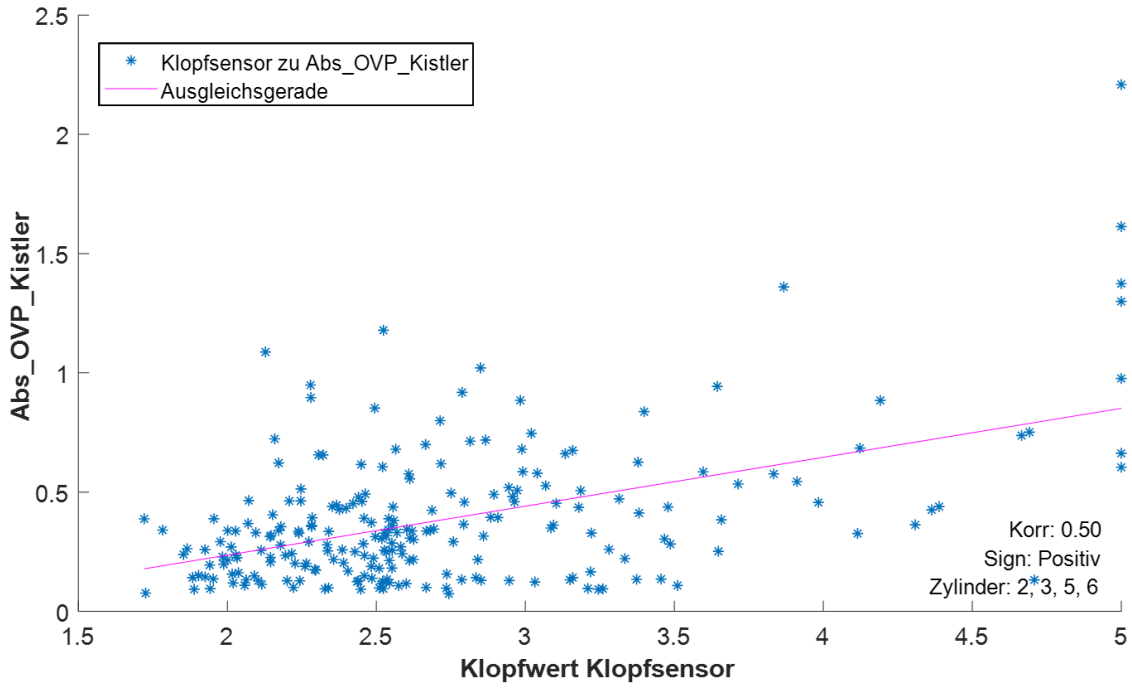
99. Kim J, Chun KM, Song S, et al (2017) The effects of hydrogen on the combustion, performance and emissions of a turbo gasoline direct-injection engine with exhaust gas recirculation. *Int J Hydrogen Energy* 42:14. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2017.08.097>
100. Houseman J, Cerini DJ (1974) On-board hydrogen generator for a partial hydrogen injection internal combustion engine. SAE Tech Pap 16. <https://doi.org/10.4271/740600>
101. Goldwitz JA, Heywood JB (2005) Combustion Optimization in a Hydrogen-Enhanced Lean-Burn SI Engine. In: SAE 2005 World Congress & Exhibition. p 17
102. Ivani Ž, Ayala F, Goldwitz J, Heywood JB (2005) Effects of Hydrogen Enhancement on Efficiency and NOx Emissions of Lean and EGR-Diluted Mixtures in a SI Engine Reprinted From : SI Combustion and Direct Injection SI Engine Technology. SAE Tech Pap 14. <https://doi.org/10.4271/2005-01-0253>
103. Yu X, Du Y, Sun P, et al (2017) Effects of hydrogen direct injection strategy on characteristics of lean-burn hydrogen–gasoline engines. *Fuel* 208:10. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2017.07.059>
104. Stebar RF, Parks FB (1974) Emission Control with Lean Operation Using Hydrogen-Supplemented Fuel. SAE Tech Pap 16. <https://doi.org/10.4271/740187>
105. Varde KS (1981) Combustion Characteristics of Small Spark Ignition Engines Using Hydrogen Supplemented Fuel Mixtures. SAE Tech Pap 10. <https://doi.org/10.4271/810921>
106. Ji C, Wang S (2009) Effect of hydrogen addition on combustion and emissions performance of a spark ignition gasoline engine at lean conditions. *Int J Hydrogen Energy* 34:7823–7834. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2009.06.082>
107. Ji C, Wang S (2009) Effect of Hydrogen Addition on Idle Performance of a Spark-Ignited Gasoline Engine at Lean Conditions with a Fixed Spark Advance. *Energy & Fuels* 4385–4394. <https://doi.org/10.1021/ef900517t>
108. Kim J, Chun KM, Song S, et al (2015) Effect of Hydrogen as an Additive on Lean Limit and Emissions of a Turbo Gasoline Direct Injection Engine. SAE Tech Pap 9. <https://doi.org/10.4271/2015-01-1886>
109. Zaccardi J-M, Pilla G (2019) Hydrogen as a combustion enhancer for highly efficient ultra-lean spark-ignition engines To cite this version : HAL Id : hal-02294350 Hydrogen as a combustion enhancer for highly efficient ultra-lean spark-ignition engines. SAE Tech Pap 14. <https://doi.org/10.4271/2019-01-2258>
110. Neumann S, Bienwald M, Herdin G (2016) Pre-chamber Pressure-based Management of Gas Engines. *MTZ Ind* 6:58–63. <https://doi.org/10.1007/s40353-016-0011-9>
111. Auer M, Wachtmeister G (2009) Phänomenologische Modelle zur Vorausberechnung des Brennverlaufs von Gasmotoren. *MTZ - Mot Zeitschrift* 70:498–505. <https://doi.org/10.1007/bf03225502>
112. Hüchtebrock B, Geiger J, Dhongde A, Sankhla H (2015) Entwicklung eines Gasbrennverfahrens für hohe Leistungsdichte. *MTZ - Mot Zeitschrift* 76:60–67. <https://doi.org/10.1007/s35146-015-0095-8>
113. Takashima Y, Tanaka H, Sako T, Furutani M (2014) Evaluation of Engine Performance and Combustion in Natural Gas Engine with Pre-Chamber Plug under Lean Burn Conditions. *SAE Int J Engines* 8:221–229. <https://doi.org/10.4271/2014-32-0103>

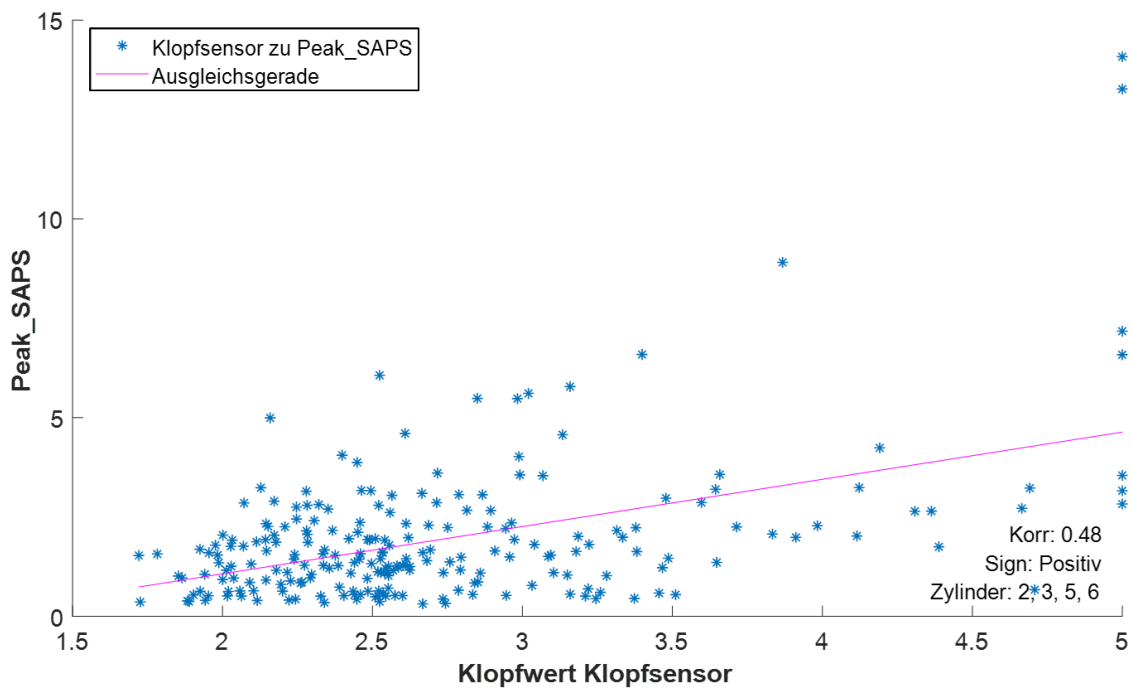
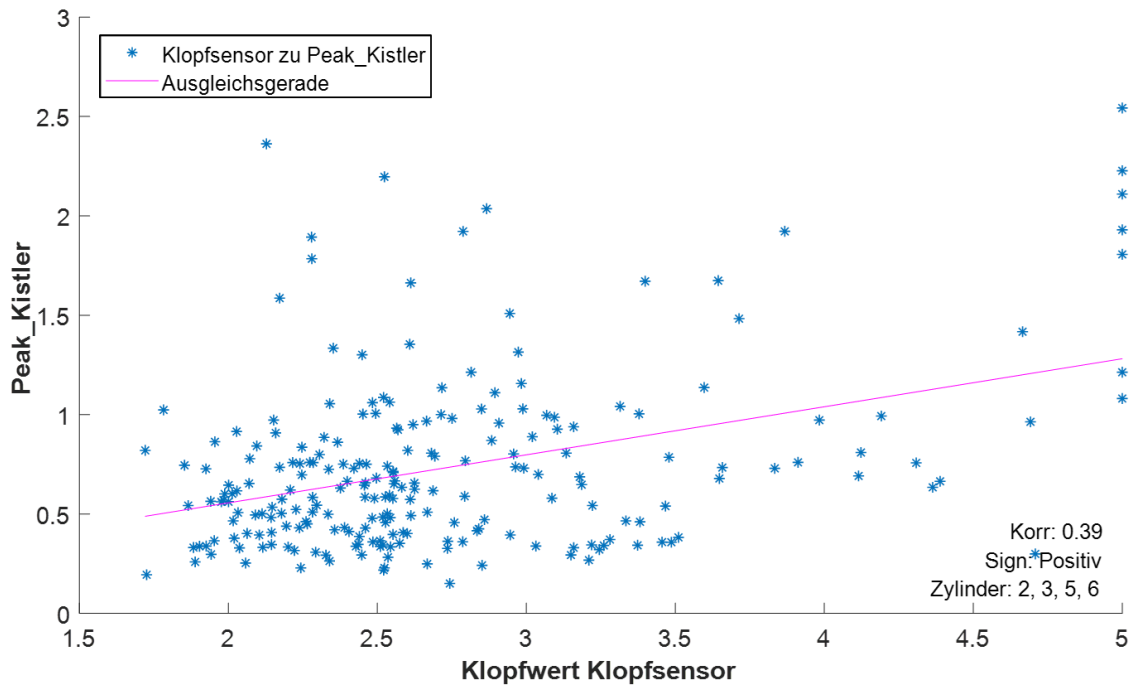
114. Kammerstätter S (2012) Verbrennungsablauf und Schadstoffbildung in Erdgas-Großmotoren mit Vorkammerzündung. Technische Universität München
115. Beck NJ, Johnson WP, Peterson PW (1991) Optimized E.F.I. for Natural Gas Fueled Engines. SAE Tech Pap. <https://doi.org/10.4271/911650>
116. Houseman J, Hoehn FW (1974) A two-charge engine concept: Hydrogen enrichment. SAE Tech Pap 3522–3533. <https://doi.org/10.4271/741169>
117. Brandstetter W (1980) The Volkswagen lean burn PC-engine concept. SAE Tech Pap. <https://doi.org/10.4271/800456>
118. Germane GJ, Wood CG, Hess CC (1983) Lean combustion in spark-ignited internal combustion engines - A review. SAE Tech Pap. <https://doi.org/10.4271/831694>
119. Sugitani N, Ueda M, Masahide Kosugi, Tsukada K (1993) Combustion Pressure Sensor for Toyo Lean Burn Engine Control. SAE Int 102:1312–1319
120. M. Kettner, J. Fischer, A. Nauwerck, J. Tribulowski, U. Spicher AV (2003) Ein neues Brennverfahren mit Mehrfacheinspritzung für Ottomotoren mit Direkteinspritzung. In: D. Kuhnert RL, Multitorch GmbH S (eds) 9. Tagung "DER ARBEITSPROZESS DES VERBRENNUNGSMOTORS", Graz, 2003. Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, Technische Universität Graz, Graz, p 14
121. Sens M, Binder E (2019) Vorkammerzündung als Schlüsseltechnologie für einen zukünftigen Antriebsstrang-Mix. MTZ - Mot Zeitschrift 80:46–53. <https://doi.org/10.1007/s35146-018-0152-1>
122. Chinnathambi P, Bunce M, Cruff L (2015) RANS Based Multidimensional Modeling of an Ultra-Lean Burn Pre-Chamber Combustion System with Auxiliary Liquid Gasoline Injection. SAE Tech Pap 2015-April: <https://doi.org/10.4271/2015-01-0386>
123. Schumacher M, Wensing M (2016) A Gasoline Fuelled Pre-Chamber Ignition System for Homogeneous Lean Combustion Processes. SAE Tech Pap 2016-October: <https://doi.org/10.4271/2016-01-2176>
124. Reif K (Hrsg) (2015) Abgastechnik für Verbrennungsmotoren. Springer Fachmedien Wiesbaden, Wiesbaden
125. Kunkel C (2018) DE102014007009B4. 8
126. Huschenbett M, Greg B (2010) DE102009050313A1. 11
127. Haertl S, Kainz J, Schuele H, et al (2020) KNOCK Detection with Series Cylinder Pressure Sensors. In: SAE Technical Papers. SAE International
128. Bozza F, De Bellis V, Malfi E, et al (2020) Optimal calibration strategy of a hybrid electric vehicle equipped with an ultra-lean pre-chamber SI engine for the minimization of CO<sub>2</sub> and pollutant emissions. Energies 13:. <https://doi.org/10.3390/en13154008>
129. Nakagawa K, Sakurai T, Shoji F (1998) Study of lean burn gas engines using pilot fuel for ignition source. SAE Tech Pap. <https://doi.org/10.4271/982480>
130. Sellnau MC, Matekunas FA, Battiston PA, et al (2000) Cylinder-Pressure-Based Engine Control Using Pressure-Ratio-Management and Low-Cost Non-Intrusive Cylinder Pressure Sensors. SAE Int 109:899–918. <https://doi.org/10.4271/2000-01-0932>

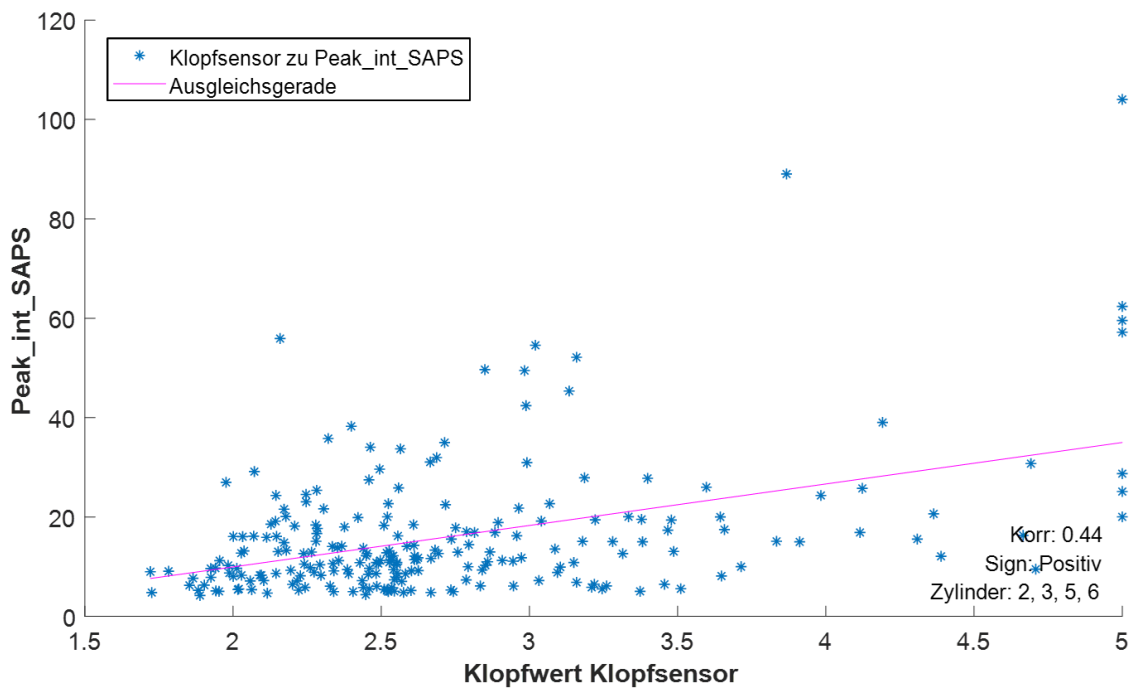
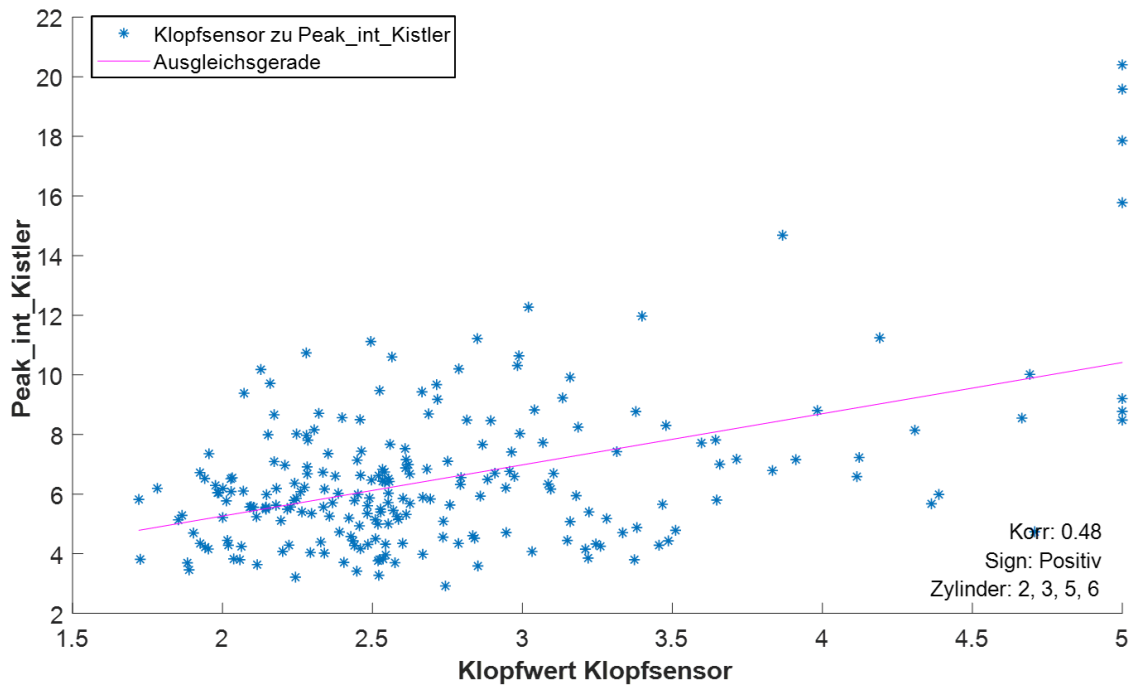
# Anhang

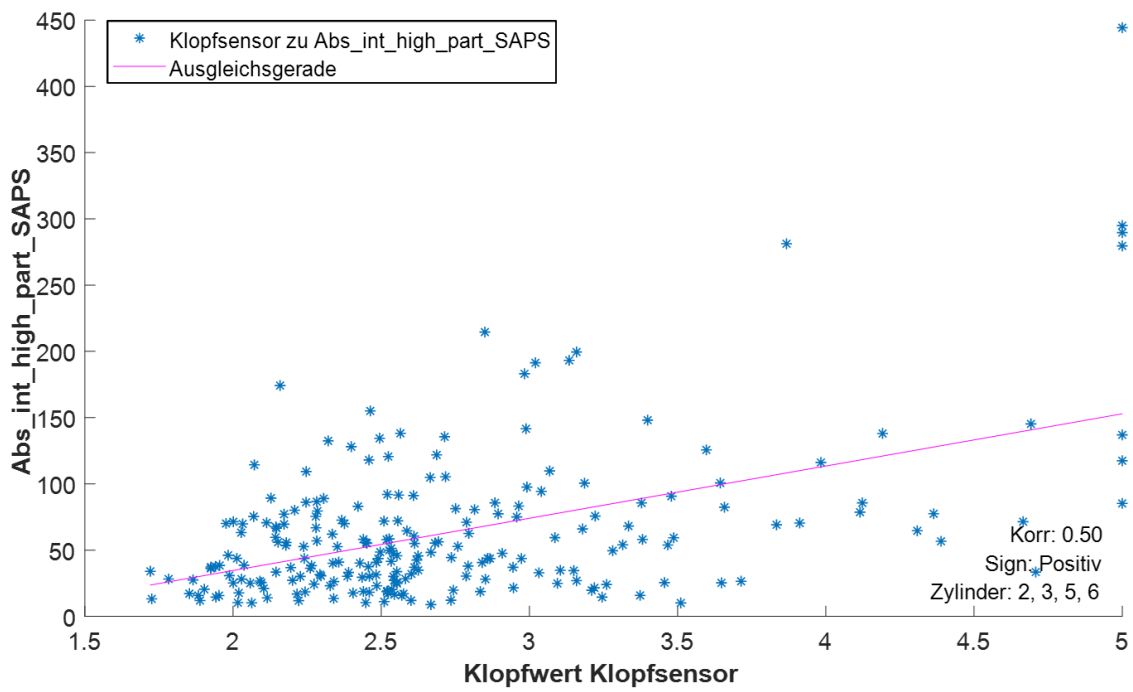
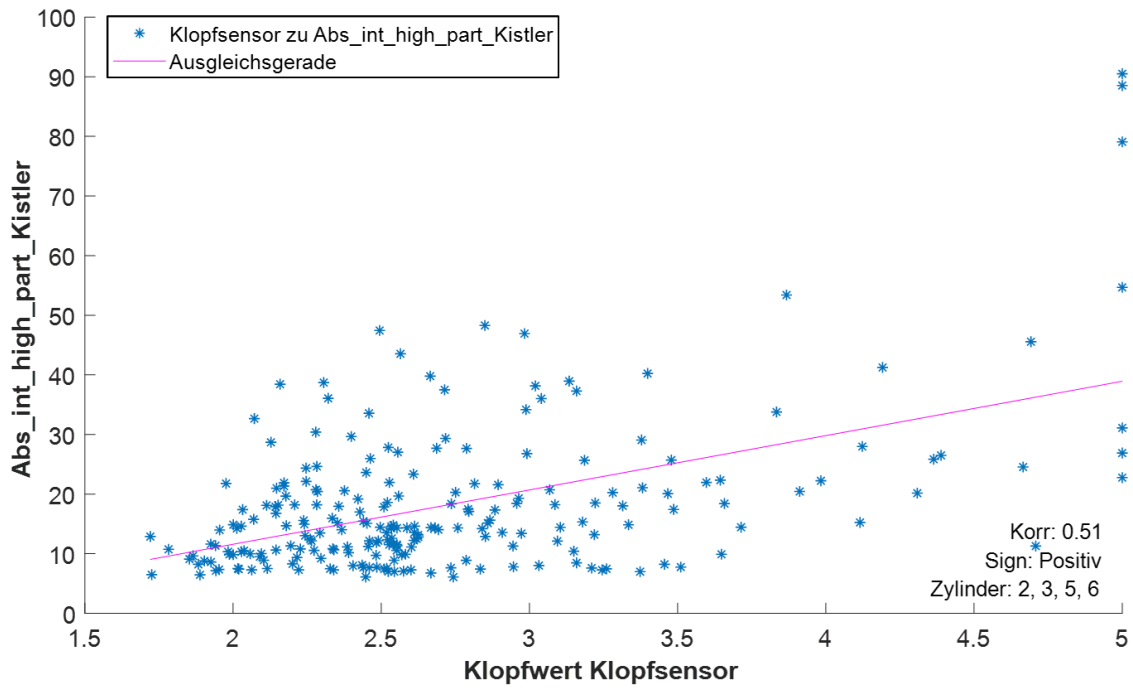
## A.1 Simulationsergebnisse Methodenvergleich



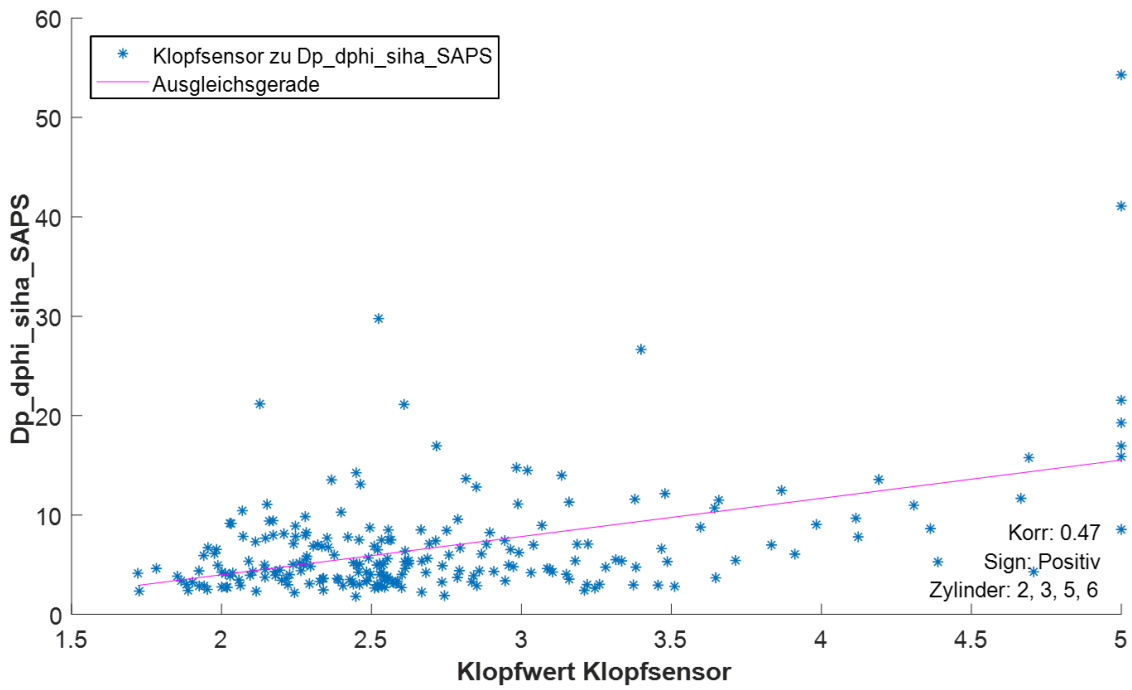
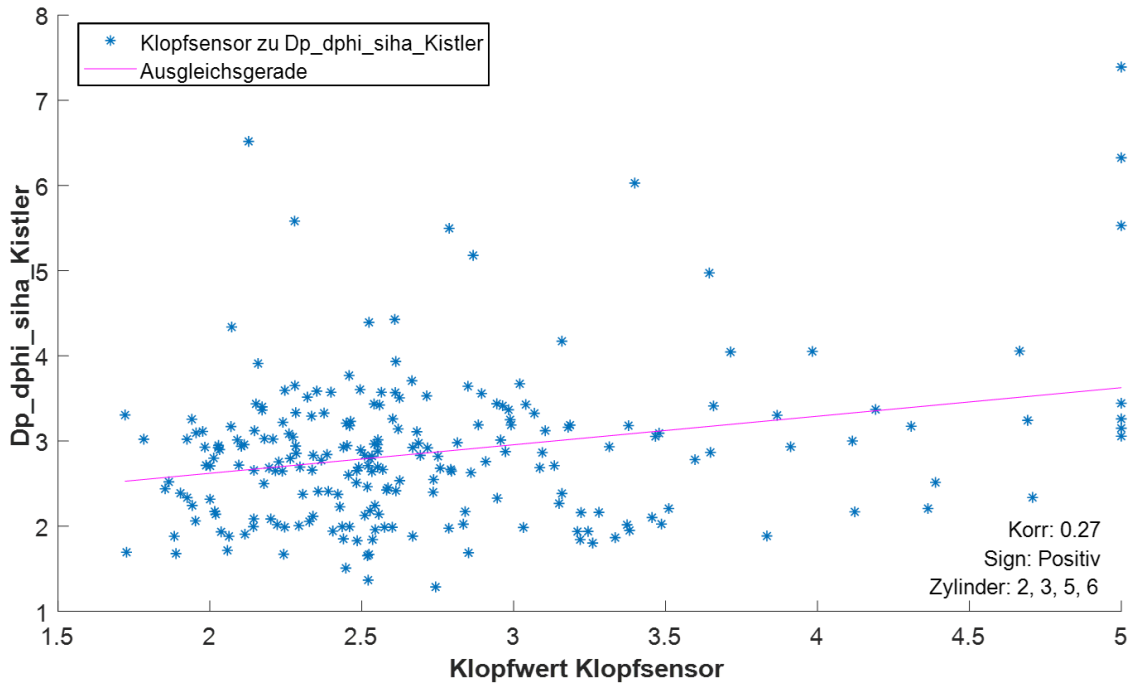


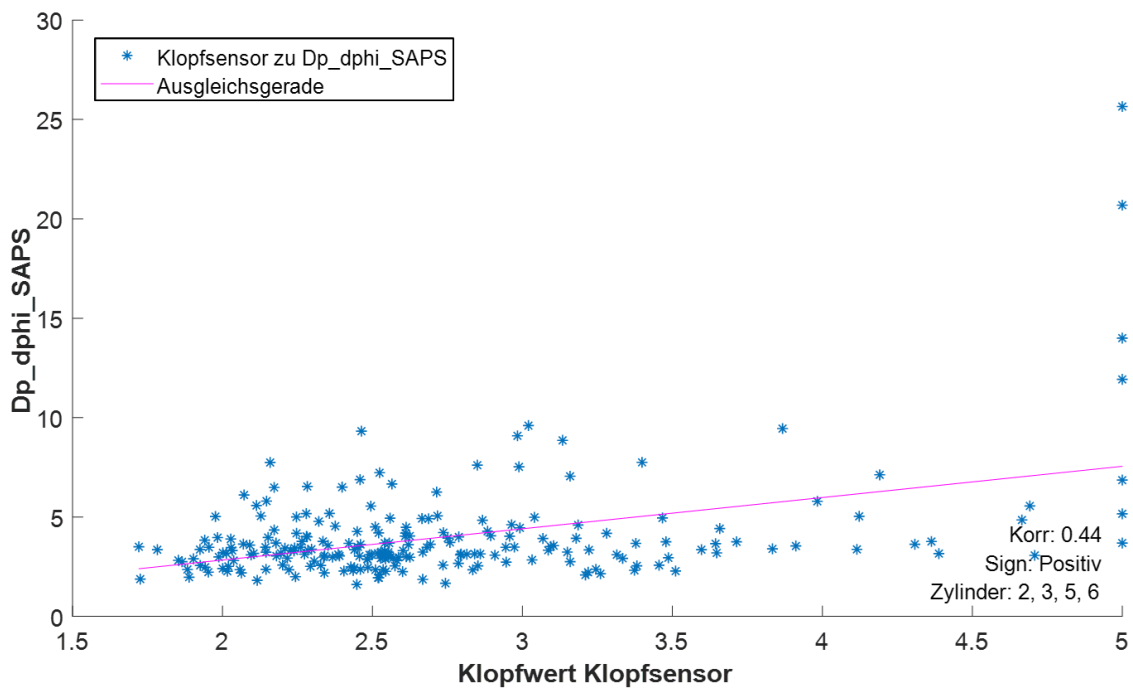
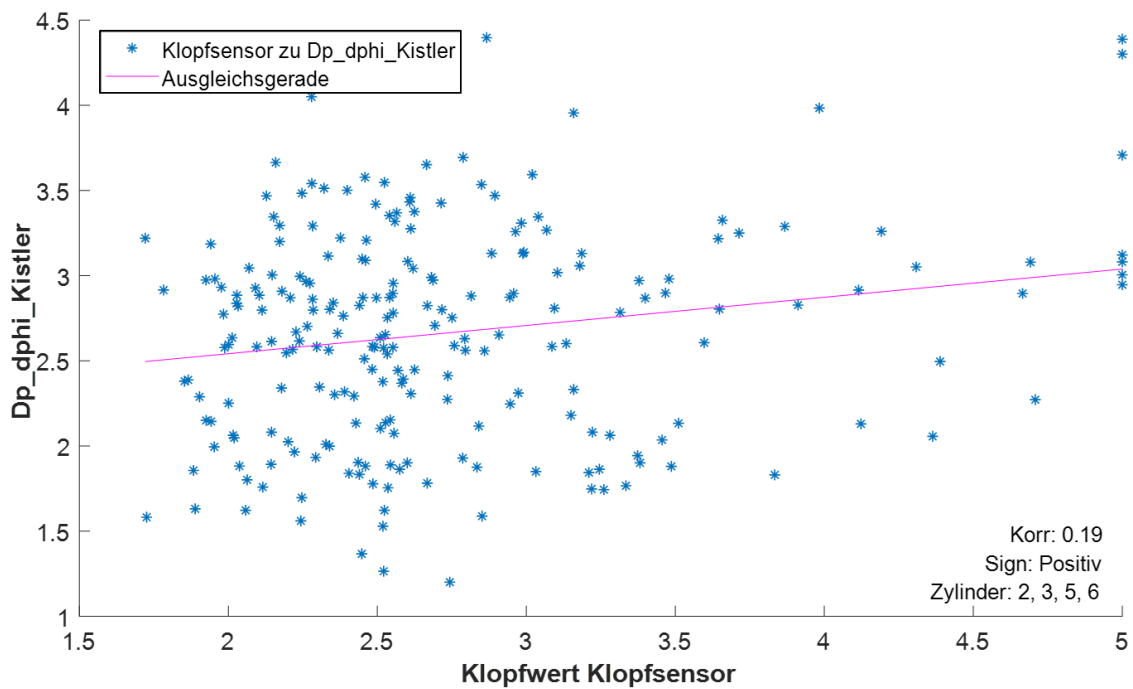


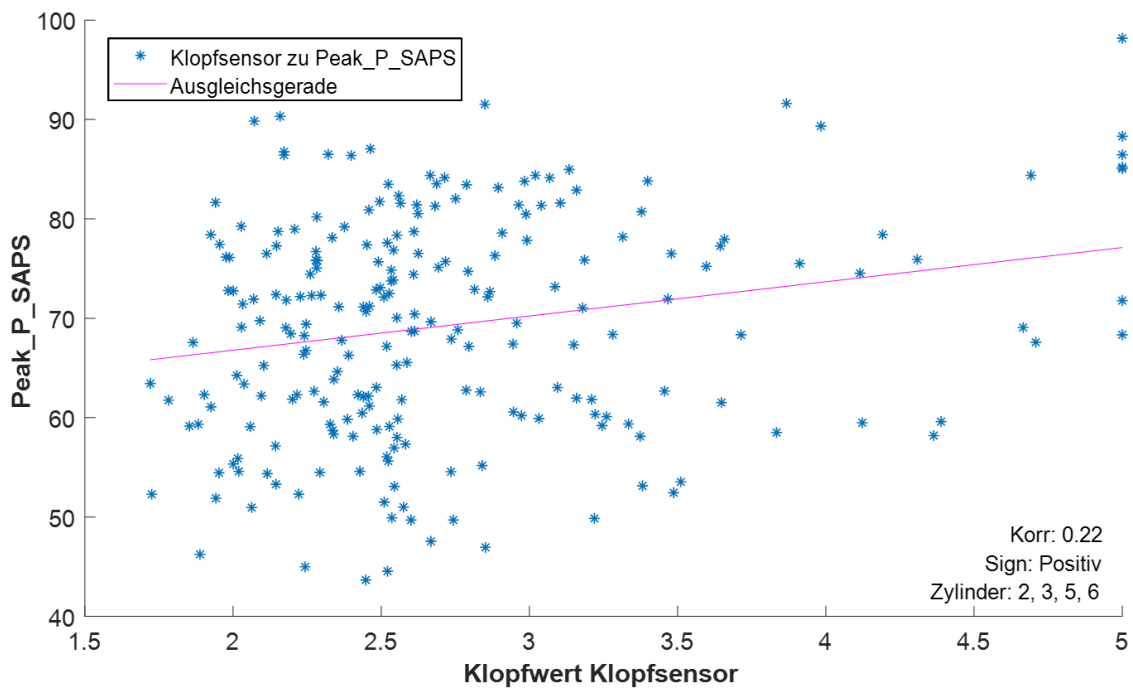
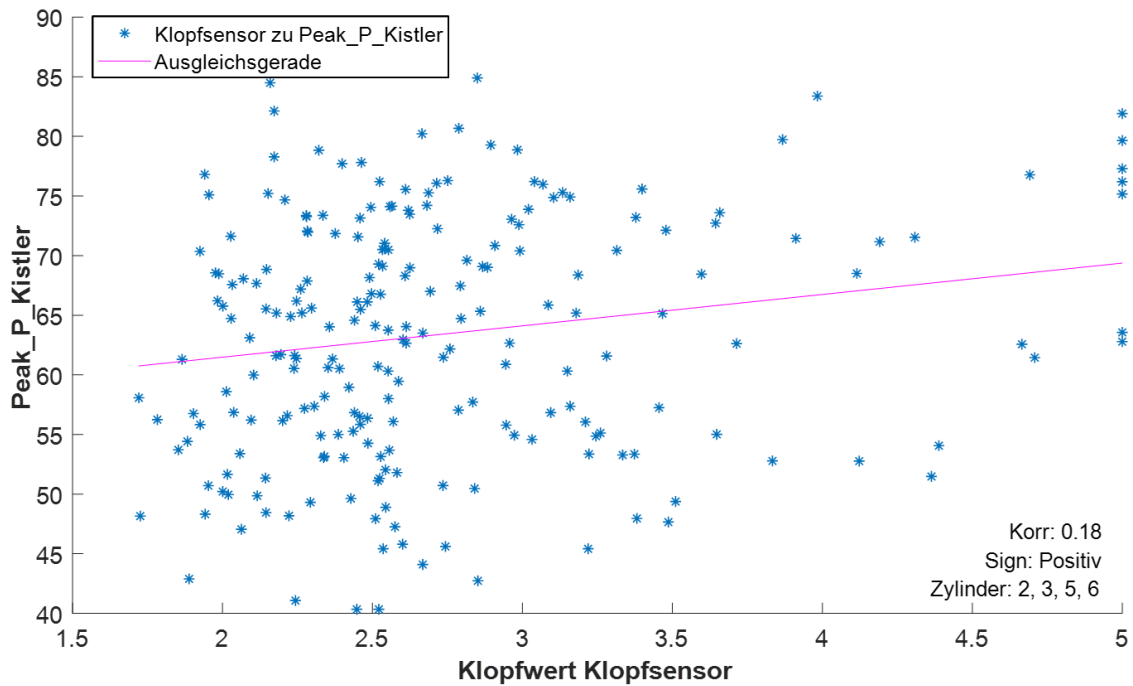


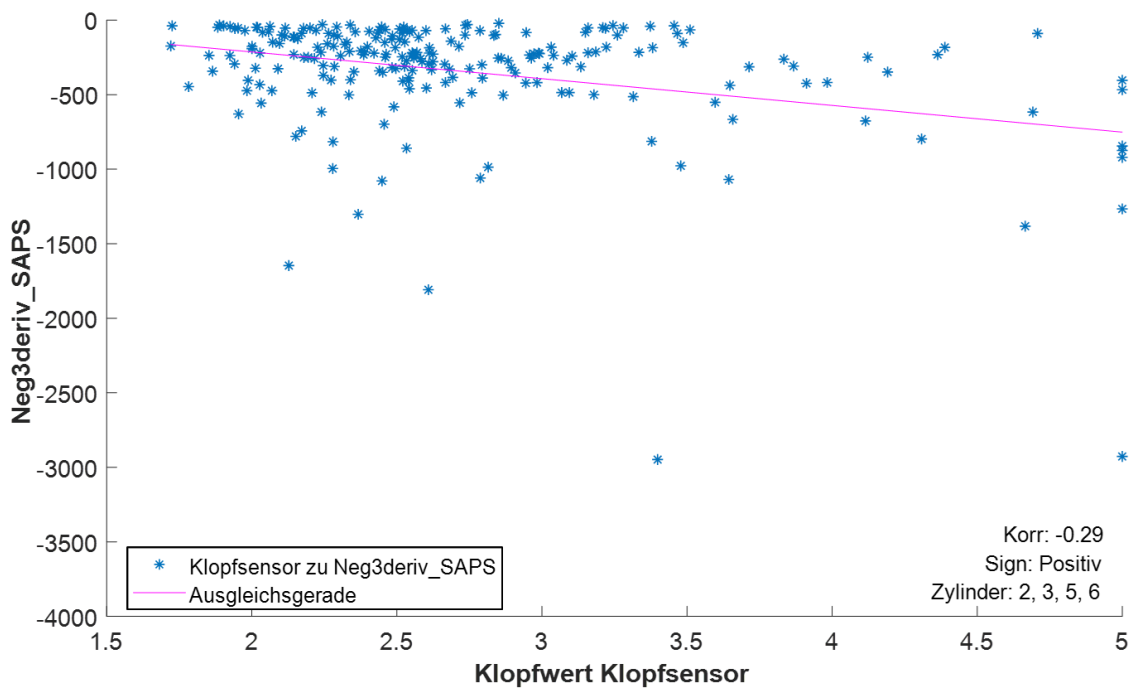
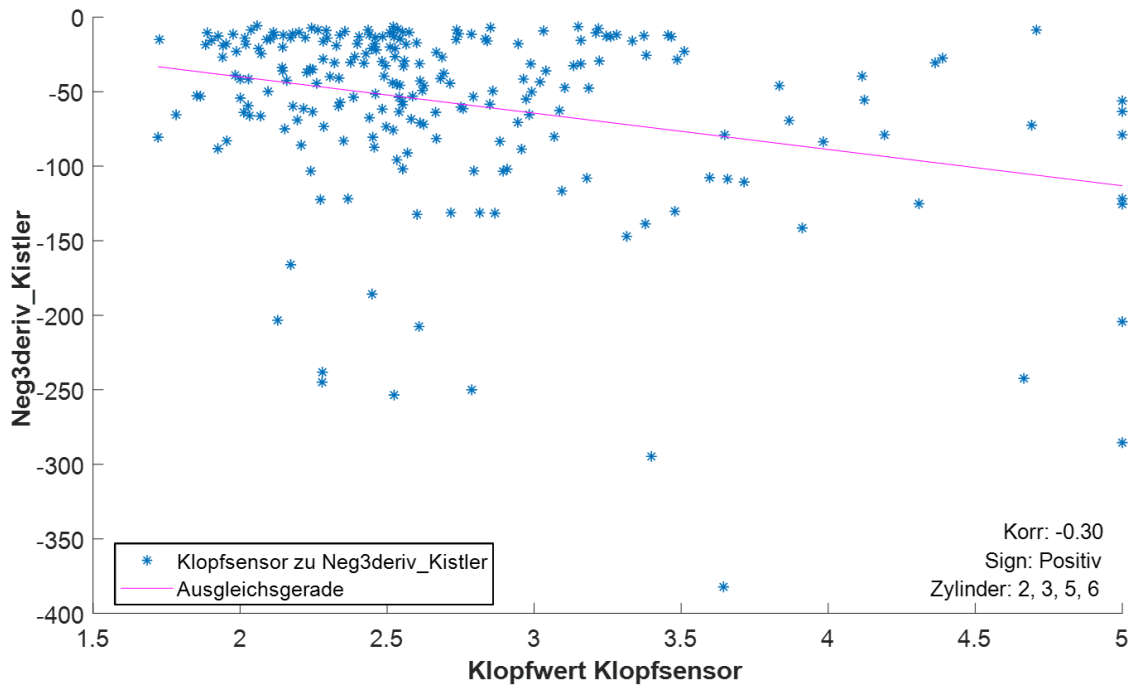


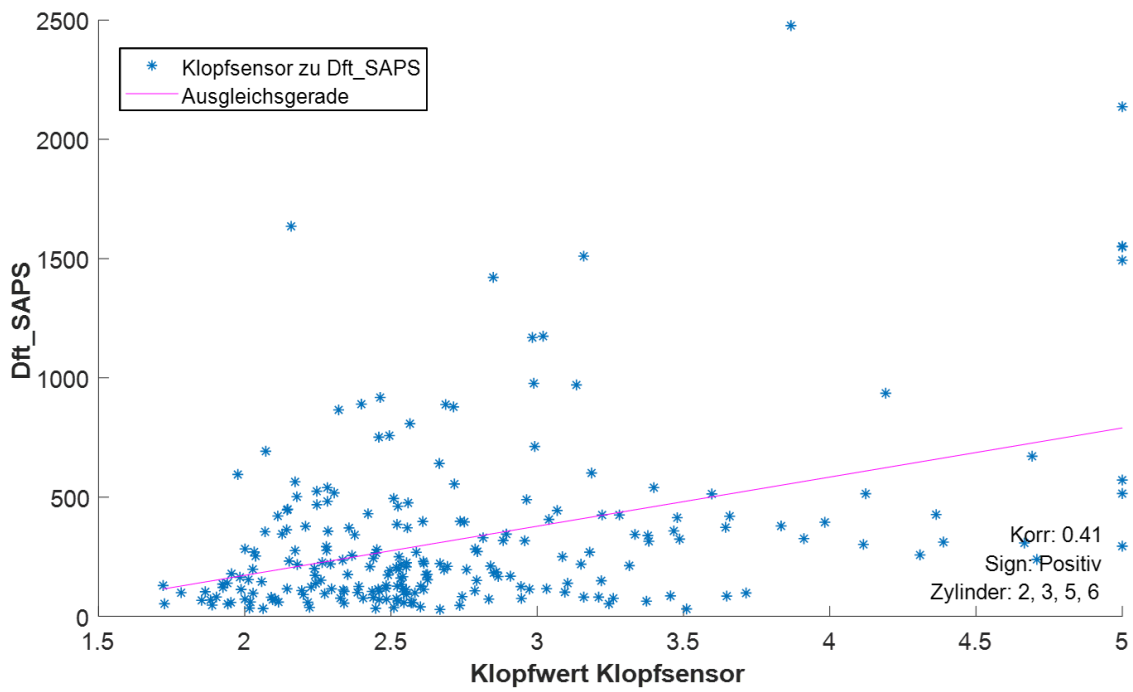
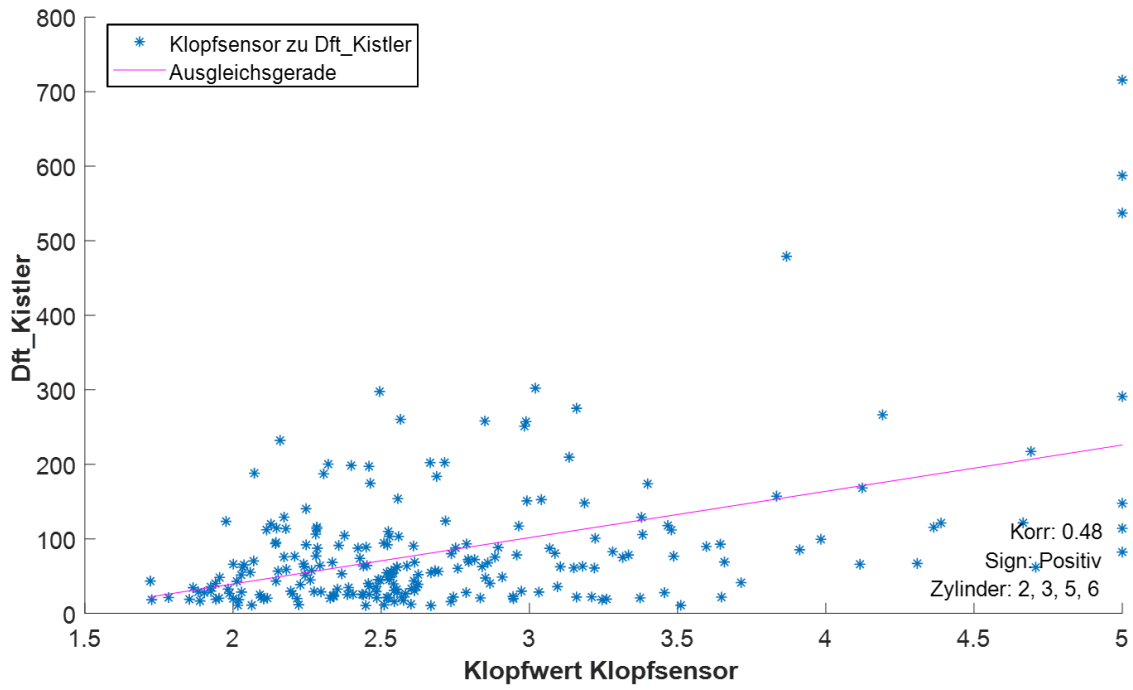


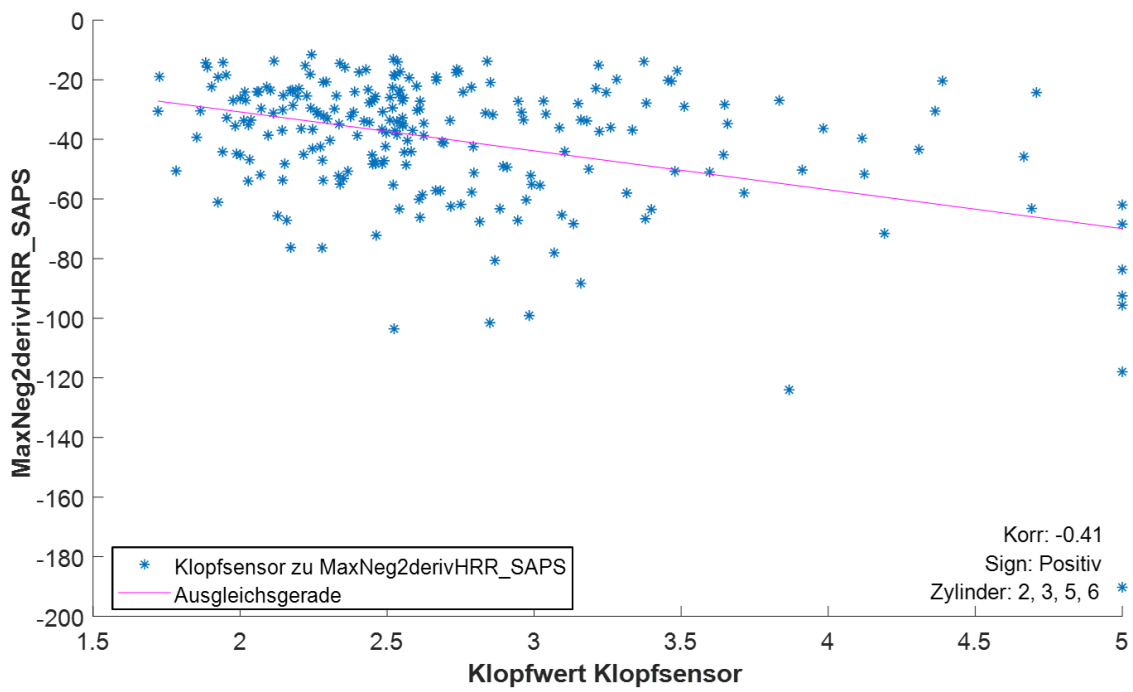
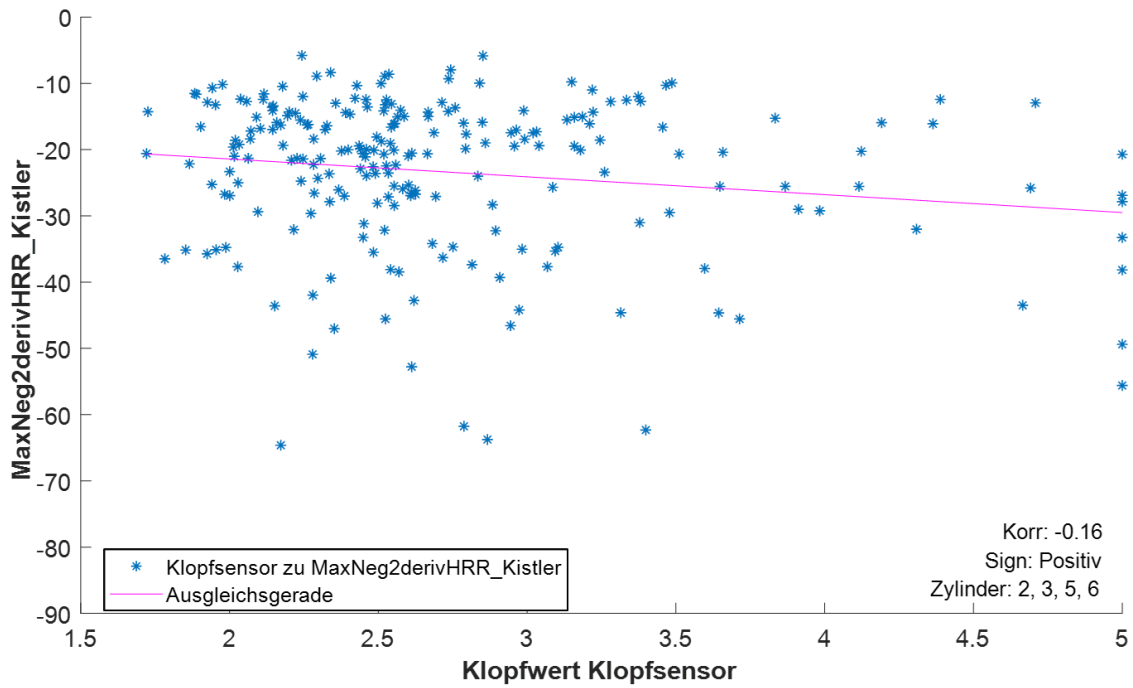




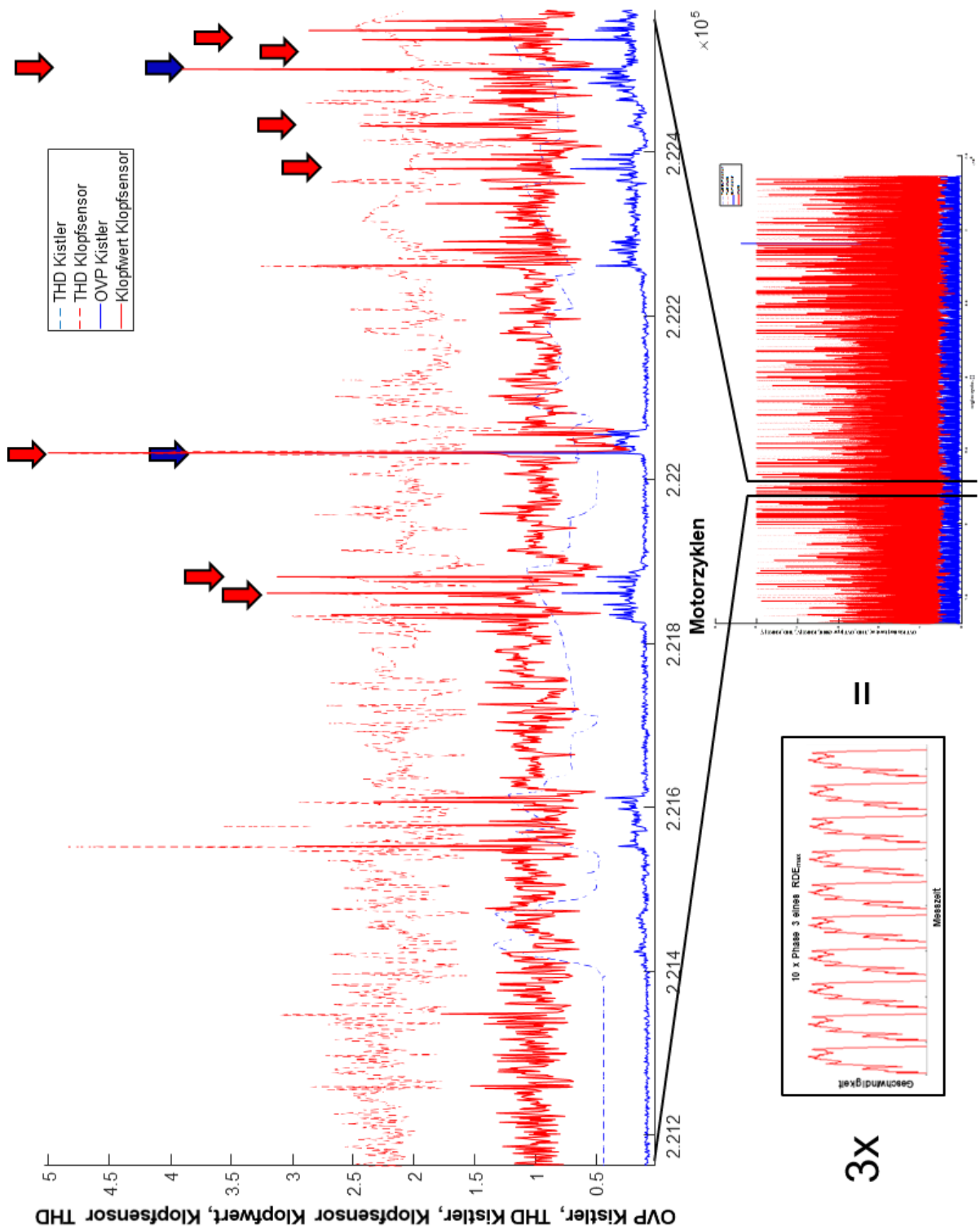








## A.2 Optische Prüfung der korrekten Synchronisation der Messdatenvektoren für den Kistler Sensor



### A.3 Vergleich Klopfkennung in Abhängigkeit der Abtastung

**Tabelle 12:** Abschätzung Klopfkennungsgüte in Abhängigkeit von der Abtastung und der Motordrehzahl

Abtast- rate in °CA	Motor- drehzahl in rpm	Abtast- frequenz in Hz	Auflösbare Frequenz in HZ	Interessanter Klopf- frequenz-bereich in Hz	Einschätzung Klopf- erkennungsgüte
0,2	1000	30000	15000	5000 - 30000	OK
0,4	1000	15000	7500	5000 - 30000	limitiert
0,6	1000	10000	5000	5000 - 30000	sehr schlecht
0,8	1000	7500	3750	5000 - 30000	unmöglich
1	1000	6000	3000	5000 - 30000	unmöglich
0,2	2000	60000	30000	5000 - 30000	sehr gut
0,4	2000	30000	15000	5000 - 30000	OK
0,6	2000	20000	10000	5000 - 30000	limitiert
0,8	2000	15000	7500	5000 - 30000	schlecht
1	2000	12000	6000	5000 - 30000	sehr schlecht
0,2	3000	90000	45000	5000 - 30000	unnötig hoch
0,4	3000	45000	22500	5000 - 30000	sehr gut
0,6	3000	30000	15000	5000 - 30000	OK
0,8	3000	22500	11250	5000 - 30000	limitiert
1	3000	18000	9000	5000 - 30000	schlecht
0,2	4000	120000	60000	5000 - 30000	unnötig hoch
0,4	4000	60000	30000	5000 - 30000	sehr gut
0,6	4000	40000	20000	5000 - 30000	gut
0,8	4000	30000	15000	5000 - 30000	OK
1	4000	24000	12000	5000 - 30000	limitiert
0,2	5000	150000	75000	5000 - 30000	unnötig hoch
0,4	5000	75000	37500	5000 - 30000	sehr gut
0,6	5000	50000	25000	5000 - 30000	gut
0,8	5000	37500	18750	5000 - 30000	gut
1	5000	30000	15000	5000 - 30000	OK
0,2	6000	180000	90000	5000 - 30000	unnötig hoch
0,4	6000	90000	45000	5000 - 30000	unnötig hoch
0,6	6000	60000	30000	5000 - 30000	sehr gut
0,8	6000	45000	22500	5000 - 30000	gut
1	6000	36000	18000	5000 - 30000	OK



0,2	7000	210000	105000	5000 - 30000	unnötig hoch
0,4	7000	105000	52500	5000 - 30000	unnötig hoch
0,6	7000	70000	35000	5000 - 30000	sehr gut
0,8	7000	52500	26250	5000 - 30000	sehr gut
1	7000	42000	21000	5000 - 30000	gut
0,2	8000	240000	120000	5000 - 30000	unnötig hoch
0,4	8000	120000	60000	5000 - 30000	unnötig hoch
0,6	8000	80000	40000	5000 - 30000	sehr gut
0,8	8000	60000	30000	5000 - 30000	sehr gut
1	8000	48000	24000	5000 - 30000	gut

---

## A.4 Suche nach neuer Kenngröße zur Magerverbrennungsregelung

Nachfolgend werden erste Überlegungen zur Suche nach einer idealen Regelungsgröße für die Verbrennungsstabilität kurz dargestellt. Die Standard-Kenngröße zur Feststellung der Verbrennungsstabilität ist der Variationskoeffizient des indizierten Mitteldrucks ( $COV(IMEP)$ ). Liegt dieser Wert unter 2-3% gilt die Verbrennung als stabil und es kann von einem ausreichend ruhigen Motorlauf ausgegangen werden. Für die herkömmliche Verwendung der Kenngröße während der Kalibration der ECU, also der Abstimmung des Motors, ist die statistische Berechnung von  $COV(IMEP)$ , das heißt die Berechnung über viele Motorzyklen, kein Problem, da der Motor dabei in einem festen Last- und Drehzahlzustand betrieben wird.

Soll die Kenngröße für die Verbrennungsstabilität aber als Regelungsgröße genutzt werden, so sind zukünftig durchaus Anwendungen des Reglers wahrscheinlich, bei dem die Berechnung über viele Motorzyklen problematisch ist. Ein typischer Anwendungsfall ist der dynamische Motorbetrieb, der bei viele Anwendungsfällen auftritt. Ändert sich bei einem derartigen Konzept die Last und damit der Mitteldruck ( $IMEP$ ), so steigt  $COV(IMEP)$  auch bei gleichbleibend stabiler Verbrennung allein aufgrund seiner Definition zeitweise an. Während dieser Zeit nach dem Lastwechsel, liegt also keine sichere Aussage über die aktuelle Verbrennungsstabilität vor. Folglich könnten instabile Verbrennungen nicht erkannt werden, wodurch das Risiko für Verbrennungsaussetzer steigt. Diesen müsste dann beispielsweise mit einer separaten schnellen Regelung entgegengewirkt werden. Dieser Herausforderung musste in dieser Arbeit nicht begegnet werden, da das Betriebskonzept des Motors in diesem Projekt keinen dynamischen Betrieb vorsieht, 1.2. Dennoch wäre eine schnellere Kenngröße, die im Idealfall nach einem Motorzyklus zur Verfügung steht, aus weiteren Gründen von Vorteil. Mit einer solchen Regelgröße könnte der Kalibrationsaufwand für die nun nicht mehr benötigten Kennfelder der Vorsteuerung eingespart werden. Weiterhin müsste beispielsweise keine Erkennung für einen Lastwechsel entwickelt werden. Aus genannten Gründen ist eine Suche nach einer neuen Kenngröße, welche sich als Regelgröße eignet, durchgeführt worden. Es wird somit eine Kenngröße gesucht, welche möglichst nach einem Motorzyklus eine Aussage über die Verbrennungsstabilität zulässt.

Durchgeführte Untersuchungen zu prospektiven Wirkungen des vorhergehenden auf den aktuellen Motorzyklus erwiesen sich als nicht zielführend. Aus diesem Grund kann nur eine Regelung aufgrund einer schlechten Verbrennungsstabilität im aktuellen Zyklus für den darauffolgenden Zyklus erfolgen.

Bei der Suche nach einer neuen Regelgröße sind 24 mögliche Kenngrößen untersucht worden. In Tabelle 13 sind diese genannt und kurz beschrieben. Die meisten der genannten Kenngrößen werden als bekannt angenommen oder sind durch ihre kurze Beschreibung ausreichend definiert. Eine Ausnahme hiervon stellt „PD\_pMax\_pTheo\_150“ dar, dieser wird separat definiert.

**Tabelle 13:** Analysierte, mögliche Ersatzregelungskenngrößen mit Beschreibung

<b>Nr.:</b>	<b>Kenngrößenbezeichnung</b>	<b>Beschreibung</b>
1	IMEP	Indizierter Mitteldruck
2	pMax	Zylinderspitzenruck (Maximaler Zylinderdruck während eines Motorzyklus)
3	CAPMax	Winkel in Grad Kurbelwinkel bei dem der Zylinderspitzenruck gemessen wurde
4	MFB05	Masse verbrannter Kraftstoff 5% in Grad Kurbelwinkel
5	MFB10	Masse verbrannter Kraftstoff 10% in Grad Kurbelwinkel
6	MFB50	Verbrennungsschwerpunktlage, Masse verbrannter Kraftstoff 50% in Grad Kurbelwinkel
7	MFB05_IGA	Masse verbrannter Kraftstoff 5% in Grad Kurbelwinkel minus Zündzeitpunkt in Grad Kurbelwinkel
8	MFB10_IGA	Masse verbrannter Kraftstoff 10% in Grad Kurbelwinkel minus Zündzeitpunkt in Grad Kurbelwinkel
9	MFB50_IGA	Masse verbrannter Kraftstoff 50% in Grad Kurbelwinkel minus Zündzeitpunkt in Grad Kurbelwinkel
10	MFB10_MFB05	Masse verbrannter Kraftstoff 10% in Grad Kurbelwinkel minus Masse verbrannter Kraftstoff 5% in Grad Kurbelwinkel
11	MFB50_MFB05	Masse verbrannter Kraftstoff 50% in Grad Kurbelwinkel minus Masse verbrannter Kraftstoff 5% in Grad Kurbelwinkel
12	MFB50_MFB10	Masse verbrannter Kraftstoff 50% in Grad Kurbelwinkel minus Masse verbrannter Kraftstoff 10% in Grad Kurbelwinkel
13	BurnDelay05	Masse verbrannter Kraftstoff 5% umgerechnet in ms
14	BurnDelay10	Masse verbrannter Kraftstoff 10% umgerechnet in ms
15	BurnDelay50	Masse verbrannter Kraftstoff 50% umgerechnet in ms
16	CA_CAPMax_MFB10_IGA	Absolutwert von CAPMax minus MFB10_IGA
17	CA_CAPMax_MFB50_IGA	Absolutwert CAPMax minus MFB50_IGA
18	OVP	Klopfwert
19	P_MFB10_IGA	Zylinderdruck am Kurbelwinkelwert von MFB10_IGA
20	P_MFB50_IGA	Zylinderdruck am Kurbelwinkelwert von MFB50_IGA

---

21	P_30_IGA	Zylinderdruck am Kurbelwinkelwert von 30°CA plus IGA in Grad Kurbelwinkel
22	PD_pMax_IGA	Zylinderspitzenndruck geteilt durch den Zylinderdruck bei der Zündung
23	PD_pMax_pMax_30	Zylinderspitzenndruck durch den Zylinderdruck bei CApMax minus 30 Grad Kurbelwinkel
24	PD_pMax_150	Zylinderspitzenndruck durch den Zylinderdruck bei - 150 Grad Kurbelwinkel
25	PD_pMax_pTheo_150	Zylinderspitzenndruck durch den theoretischen Zylinderspitzenndruck rein durch die Verdichtung

---

Die ersten drei Kenngrößen in der Tabelle 13 sind Standard-Kenngrößen bei der Verbrennungsanalyse und sind aus diesem Grund für die Suche nach einer Ersatzkenngröße für COV(IMEP) für die folgende Analyse ausgewählt worden. Die nächsten drei Kenngrößen (MFB##) beschreiben den Verbrennungsverlauf, bzw. die Zeitpunkte in Grad Kurbelwinkel, an denen bestimmte Anteile der Kraftstoffmasse umgesetzt worden sind. Die darauffolgenden neun Kenngrößen sind abgeleitete Größen der vorherigen Kenngrößen. Bei den ersten drei der neun Kenngrößen (MFB##\_IGA) ist der jeweilige Verbrennungsverlaufspunkt in Relation zum Zündzeitpunkt gesetzt. Bei den zweiten drei der neun Kenngrößen (MFB##\_MFB##) sind jeweils zwei Verbrennungsverlaufspunkte zueinander in Beziehung gesetzt worden. Die letzten drei der neun Kenngrößen (BurnDelay##) sind die ursprünglichen Verbrennungsverlaufspunkte jeweils umgerechnet in Zeitgrößen, in diesem Fall in Millisekunden. Diese Umrechnungen, sowie das in Beziehung setzen bei den genannten und den folgenden Ersatzkenngrößen erfolgt, damit diese möglichst unabhängig vom Betriebspunkt, also der Motorlast, Motordrehzahl oder dem Zündzeitpunkt werden. Dieses Vorgehen hat neben der bereits genannten Möglichkeit, Kennfelder für einige Betriebspunkte in der Motorsteuerung einzusparen, den Vorteil, dass auch Kalibrationsaufwand eingespart werden könnte. Die beiden nächsten Kenngrößen (CA\_CAmax\_MFB##\_IGA) sind zur Auswertung hinzugefügt worden, da auch die Lage des Zylinderspitzenndrucks in Bezug auf die Verbrennungsverlaufspunkte und den Zündzeitpunkt, jeweils in Kurbelwinkel eine Rolle spielen könnten. Die nächste Kenngröße, der OVP, ist ergänzt worden, da er zur Beschreibung des Klopfverhaltens genutzt wird und damit einen zufälligen Charakter aufweist. Auf diese Weise stellt die Kenngröße folglich eine Kontrollkenngröße ohne erwartbaren Bezug zur Verbrennungsstabilität dar und kann im Folgenden für Vergleiche genutzt werden. Die folgenden drei Kenngrößen (P\_MFB##\_IGA und P\_30\_IGA) sind Zylinderdruckwerte bei definierten Kurbelwinkeln. Die letzten vier Kenngrößen (PD\_pMax\_IGA, PD\_pMax\_pMax\_30, PD\_pMax\_150 und PD\_pMax\_pTheo\_150), die untersucht worden sind, stellen jeweils Druckdifferenzen aus zwei Zylinderdrücken dar. Bis auf die letzte Kenngröße, deren Berechnung nachfolgend beschrieben ist, wird jeweils der maximale Zylinderdruck in Bezug zu einem weiteren Zylinderdruck bei einem definierten Kurbelwinkelwert gesetzt. Die letzte Kenngröße beschreibt das Verhältnis von Zylinderspitzenndruck zu einem theoretischen Zylinderdruck, welcher über eine isentrope Verdichtung berechnet wird.

Diese Kenngröße wird nach Gleichung (4.1) berechnet, wobei die Grundidee aus [130] übernommen worden ist.

$$PD_{pMax\_pTheo\_150} = \frac{pMax}{p(-150^\circ CA) * \left( \frac{V(-150^\circ CA)}{V(CApMax)} \right)^\kappa} \quad (4.1)$$

Mit:

$pMax$  = Maximaler Zylinderdruck

$p(-150^\circ CA)$  = Zylinderdruck bei - 150° Kurbelwinkel

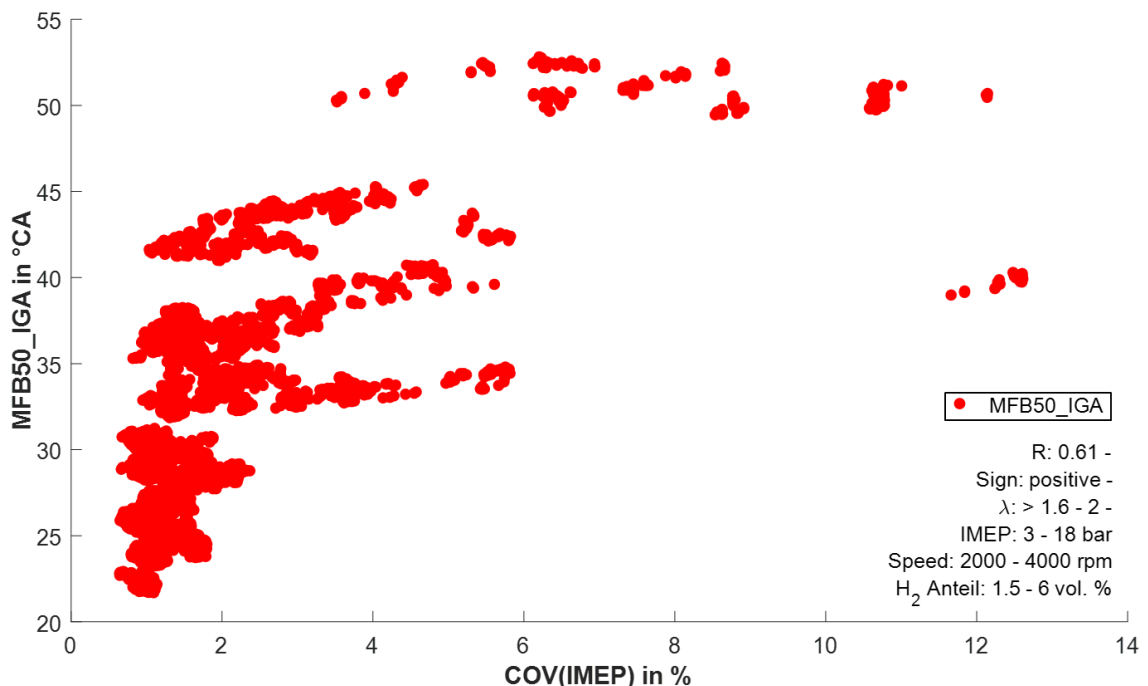
$V(-150^\circ CA)$  = Zylindervolumen bei - 150° Kurbelwinkel

$V(CApMax)$  = Zylindervolumen am Kurbelwinkel mit maximalem Zylinderdruck

$\kappa$  = Isentropenexponent

Für die nachfolgende Analyse sind die Daten aus den Vorversuchen zu Wasserstoff als Additiv genutzt worden, da hier eine ausreichend große Datenbasis zur Verfügung stand. Dabei sind nur Messpunkte mit einem Lambda von größer 1,6 verwendet worden. Der Lambdawert wurde auf 1,6 festgelegt, da dort bereits der höchste thermische Wirkungsgrad erreicht wird. Würden nur noch höhere Lambdawerte (zum Beispiel nur Werte mit  $\lambda \geq 2$ ) bei der Analyse zugelassen, stünden erheblich weniger Daten zur Verfügung. Für die Analyse sind 48 Messpunkte untersucht worden. Ein Messpunkt besteht hierbei immer aus 300 Motorzyklen bei gleichen Motoreinstellungen, wie IGA, Wasserstoffanteil und  $\lambda$ . Bei jedem dieser Messpunkte ist jeweils über ein Fenster von 50 Motorzyklen der COV(IMEP) berechnet worden. Hierdurch ergeben sich für jeden Messpunkt 251 COV(IMEP) Werte. Damit ein Vergleich mit den Kenngrößen sinnvoll möglich wird, sind diese jeweils über ein Fenster von 50 Werten (Motorzyklen) gemittelt worden. Diese Vergleiche erfolgten motorzyklussynchron auf lineare Abhängigkeit und ihr Ergebnis wird durch den jeweiligen Korrelationskoeffizienten ausgedrückt. Dieser kann unter anderem über die Pearson-Korrelation definiert werden.

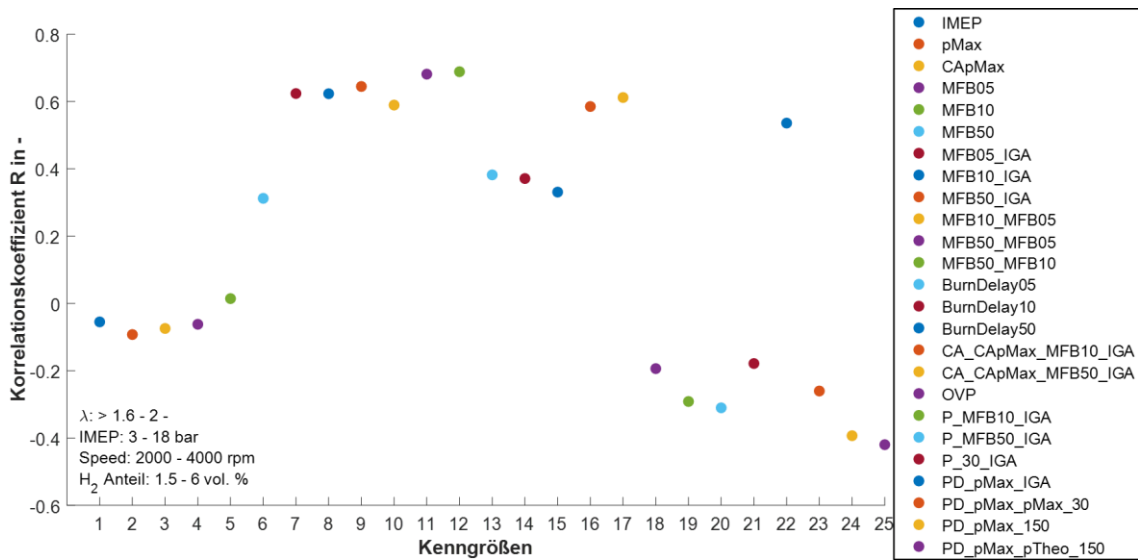
In Abbildung 57 ist beispielhaft die Korrelationsuntersuchung für die Kenngröße „MFB50\_IGA“ über alle Betriebs- und Messpunkte dargestellt. Rechts unten im Bild sind der Korrelationskoeffizient (R), sowie das Ergebnis des Signifikanztests (Sign) für diese Untersuchung genannt. Für das Signifikanzkriterium sind dieselben Kriterien angewandt worden, wie bei der Bewertung der Klopfmethoden in Kapitel 2.4.3.1.



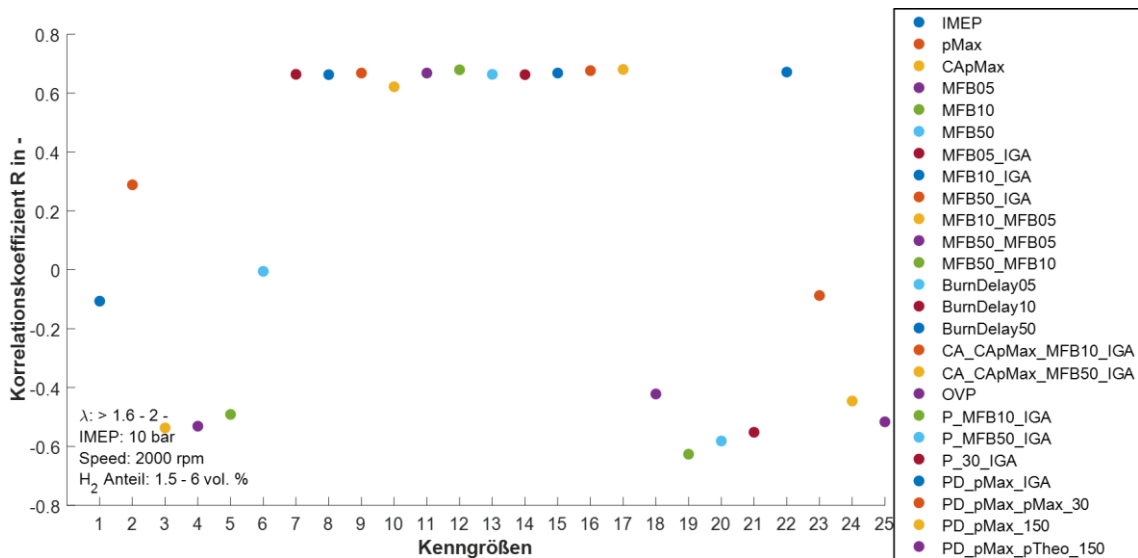
**Abbildung 57:** Bildliche Darstellung einer Korrelationsuntersuchung. Auf der Abbildung ist die Referenzkenngröße COV(IMEP) der zu untersuchenden Kenngröße MFB50\_IGA gegenübergestellt. Rechts unten ist der errechnete Korrelationskoeffizient (R) und das Ergebnis des Signifikanztests (Sign) angegeben

In Abbildung 58 sind die Korrelationskoeffizienten aller 25 Kenngrößen über alle Messpunkte mit einem Lambdawert von über 1,6 dargestellt. Obwohl die errechneten Korrelationskoeffizienten keine sehr starken linearen Abhängigkeiten ergeben haben, sind 24 der 25 Ersatzkenngrößen bei dem durchgeführten Signifikanztest signifikant. Nur die Kenngröße „MFB10“ ist bei der Korrelationsuntersuchung über alle Betriebspunkte hinweg nicht signifikant. Bei der vorliegenden Untersuchung führen die absoluten Kenngrößen, welche nur aus einem Motorparameter abgeleitet sind (IMEP, pMax, MFB## etc.) zu geringen Korrelationen. Die Kontrollkenngröße, bei dem keine lineare Abhängigkeit zu COV(IMEP) erwartet wird, der OVP, weist wie erwartet einen geringen Korrelationskoeffizienten auf. Die höchsten Korrelationen (>0,6) erreichen die Kenngrößen: MFB##\_IGA und CA\_CApMAX\_MFB##\_IGA. Es ist gut zu erkennen, dass diese alle einen Zündwinkelbezug aufweisen. Der Zündwinkel hat demnach einen relativ hohen Einfluss auf die Verbrennungsstabilität. Durch Abbildung 59, die das Ergebnis der Korrelationen für die einzelnen Kenngrößen mit COV(IMEP) für den Betriebspunkt 2000 Umdrehungen pro Minute bei einem IMEP von 10 bar darstellt, wird die Aussage untermauert, dass alle Kenngrößen mit Zündwinkleinfluss zu den besten Ergebnissen führen. Der genannte Betriebspunkt Abbildung 59 ist aufgrund seiner Nähe zum Betriebspunkt des finalen Versuchs zur Magerverbrennungsregelung von Interesse. Hier war die Kenngröße „MFB50“ bei der Korrelationsuntersuchung nicht signifikant. Dies hat zur Folge, dass das Ergebnis dieser Kenngröße nur eingeschränkt Aussagekräftig ist. Erkennbar ist, dass insbesondere die Verbindung von MFB## sowie abgeleitete Größen davon mit dem Zündwinkel zu den höchsten Korrelationen führen. Dies ist dahingehend nachvollziehbar, da beide Motorparameter wichtig für die Verbrennung selbst oder für deren Beschreibung sind. Bei dem Vergleich der beiden

Abbildungen ist zudem ersichtlich, dass bei der Auswertung des einzelnen Betriebspunktes die absoluten Kenngröße etwas bessere Korrelationen erreichen, siehe Kenngröße P\_MFB##\_IGA und P\_30\_IGA. Mit absoluten Kenngrößen sind die Kenngrößen gemeint, die nicht auf einer Differenzbildung basieren. Bei P\_30\_IGA kommt noch hinzu, dass der Druckanstieg noch recht gering ist, da der Abstand zu IGA vermutlich etwas zu gering gewählt worden ist. Warum die auf Differenzdruckwerten basierenden Kenngrößen PD\_pMax\_pMax\_30, PD\_pMax\_150 und PD\_pMax\_pTheo\_150 zu etwas geringen Korrelationen führten, ist nicht klar. Insbesondere auf die letzte Kenngröße sind aufgrund von theoretischen Überlegungen Hoffnungen gesetzt worden. Eine Korrelationsauswertung auf Basis einzelner Messpunkte erwies sich vermutlich aufgrund von Quereinflüssen als nicht zielführend.



**Abbildung 58:** Ergebnis der Korrelationsuntersuchung für alle Kenngrößen für alle Betriebspunkte und Messpunkte mit  $\lambda > 1,6$



**Abbildung 59:** Ergebnis der Korrelationsuntersuchung für alle Kenngrößen für den Betriebspunkt 2000 Umdrehungen und 10 bar IMEP und allen Messpunkten mit  $\lambda > 1,6$

Auch wenn die Ergebnisse als durchaus interessant bewertet werden können, ist keine neue Kenngröße gefunden worden, mit dem die Verbrennungsstabilität nach nur einem Motorzyklus aussagekräftig beschrieben werden könnte. Entweder war die richtige Kenngröße nicht Teil der Auswertung, die Untersuchungsmethode war nicht geeignet oder es gibt diese Kenngröße nicht.