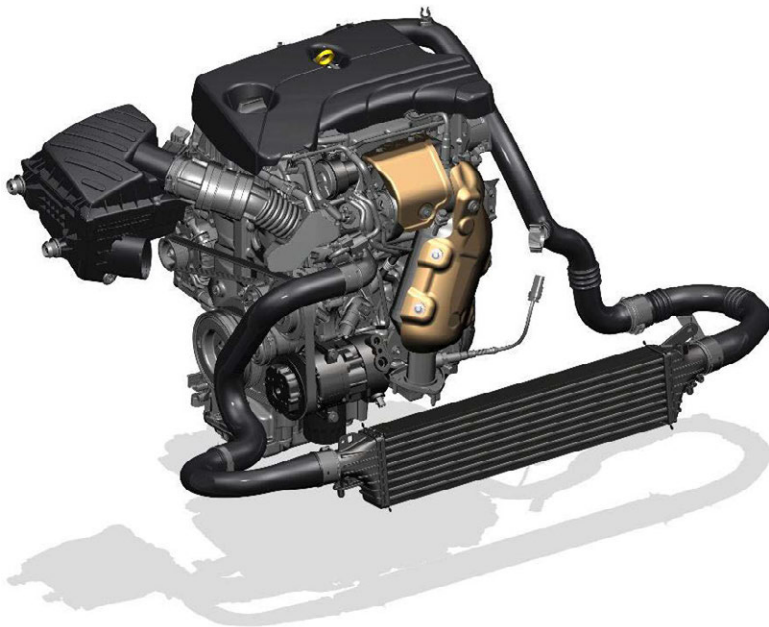


SESSION PKW

VERBRENNUNG OTTOMOTOR

Einfluss der Motorintegration beim aufgeladenen Ottomotor – Beurteilung der Auswirkung auf RDE-Anforderungen

L. K. Cloos, C. Glahn, I. Hermann, J. Schäfer, W. Bier



1 Ausgangssituation

Downsizing und Downspeeding von Ottomotoren sind etablierte Maßnahmen zur CO₂-Reduzierung. Mit der Turboaufladung von Ottomotoren können großvolumige Motoren durch leistungsgleiche Motoren geringeren Hubraums ersetzt werden. Vorteile ergeben sich insbesondere durch niedrigere Reibleistungen, geringere Ladungswechselverluste aufgrund von Lastpunktverschiebungen und geringere Motorgewichte.

Den Verbrauchsvorteilen durch Downsizing und Downspeeding steht die Herausforderung guter Kraftstoffverbräuche bei hohen Leistungen entgegen. Bei Downsizingmotoren verschärft sich der Konflikt bei der Auslegung des geometrischen Verdichtungsverhältnisses. Einerseits ist für guten Teillastverbrauch ein hohes Verdichtungsverhältnis wünschenswert, andererseits ermöglicht ein abgesenktes Verdichtungsverhältnis die Verringerung der Klopfneigung im volllastnahen Bereich. Die hohe Leistungsdichte bei stöchiometrischer Verbrennung im Bereich hoher Motorlasten und –drehzahlen führt in Verbindung mit dem relativ hohen Verdichtungsverhältnis zu späten Zünd- und Verbrennungslagen. Durch die späte Verbrennung steigt die Abgastemperatur auf Werte an, die einen Bauteilschutz von Komponenten des Abgassystems vor unzulässigen Temperaturen notwendig machen. Die Gemischanreicherung in diesen Betriebsbereichen ermöglicht die Einhaltung der Grenztemperaturen, führt aber zu einem erhöhten Kraftstoffverbrauch.

Es existieren verschiedene Ansätze zur Reduzierung des unterstöchiometrischen Betriebsbereichs. Beispielhaft seien der Einsatz externer Abgasrückführung, frühes oder spätes Einlassventil schließen (Miller bzw. Atkinson Steuerzeitenstrategie) oder die Reduktion der Motorleistung genannt. Nachteil dieser Ansätze ist entweder ein hoher technologischer Aufwand und/oder eine Reduktion der spezifischen Motorleistung.

Die Adam Opel AG hat an einem modernen 1,0L Dreizylinder SIDI Motor systematisch den Einfluss der Motorintegration als weitere Möglichkeit der Anreicherungsreduktion untersucht. Der eingesetzte Versuchsträger hat einen in den Zylinderkopf integrierten Abgaskrümmern und ist von Opel bereits vorgestellt und detailliert beschrieben worden [1]. Zusammenfassend sind die wichtigsten technischen Daten in Tabelle 1 aufgelistet.

Tabelle 1 Eckdaten des verwendeten Versuchsmotors

• Zylinderzahl	3
• Hubraum:	999 cm ³
• Hub:	77,4 mm
• Bohrung:	74 mm
• Hub/Bohrungsverhältnis:	1,046
• Verdichtungsverhältnis:	10,5
• Nennleistung:	85 kW @ 5000 U/min
• Nenndrehmoment:	170 Nm @ 1800 U/min
• spezifisches Drehmoment:	170 Nm/L
• spezifische Leistung:	85 kW/L



Die vorliegende Potentialanalyse beinhaltet Parameterauswahl, Versuchsdurchführung, Ergebnisanalyse und –bewertung sowie Umsetzung der Betriebspunktvorhersage mittels Kriging-Interpolation. Besonderer Fokus liegt dabei auf der korrekten Berücksichtigung der Interaktion zwischen den Integrationsparametern.

2 Definition der Versuchsmethodik

Um die Einflüsse der Integrationsparameter auf den Motorbetrieb systematisch bewerten zu können, hat sich die Adam Opel AG für den Einsatz von „Design for Six Sigma“ (DfSS) Methoden entschieden. Dabei sind für Auswahl, Bewertung und Analyse der Parametereinflüsse auf den Motorbetrieb jeweils geeignete Prozesse ausgewählt und eingesetzt worden.

2.1 Auswahl der Integrationsparameter

Abbildung 1 zeigt das für die Auswahl der Parameter verwendete Parameter-Diagramm (P-Diagramm). Das Diagramm besteht im Wesentlichen aus der idealen Funktion, die das zu untersuchende System beschreibt. Sie ist im Diagramm mit den Ein- und Ausgangsgrößen im Umfeld der Kontroll- und Rauschfaktoren dargestellt.

Als ideale Funktion ist die Abhängigkeit der Abgasenthalpie von der abgegebenen Motorleistung gewählt. Bei Erreichen der Bauteilgrenztemperatur im Abgassystem wird die Abgastemperatur durch Anreicherung des Kraftstoff-Luft-Gemisches begrenzt. Ab diesem Zeitpunkt wird das (unterstöchiometrische) Kraftstoff-Luft Verhältnis als Maß für die theoretische, überschüssige Enthalpie des Abgases verwendet. Ziel der Untersuchungen ist, den Einfluss der Integration auf diese überschüssige Enthalpie zu ermitteln. Alle Versuche sind bei einer Motordrehzahl von 5000 U/min und einer Motorleistung von 80 kW gefahren worden.

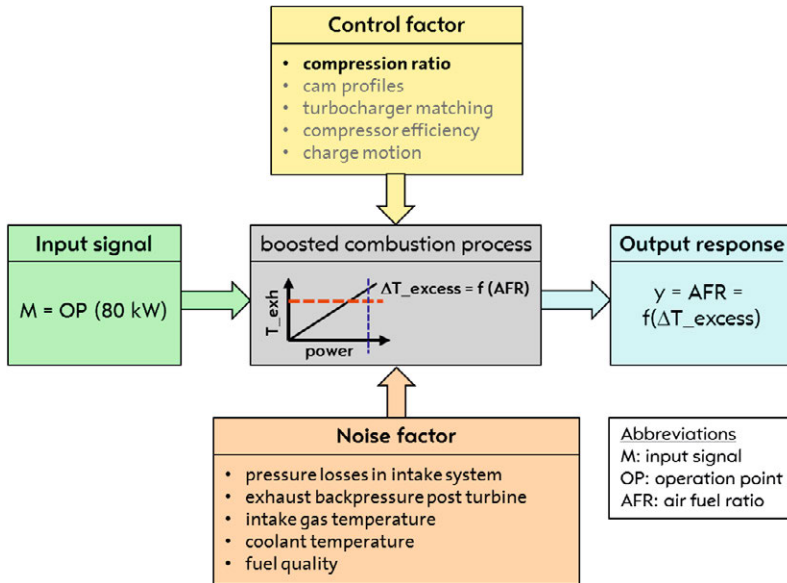


Abbildung 1 Parameter-Diagramm

Die Kontrollfaktoren entsprechen Auslegungsparametern des Motor-Turbolader-Systems. Auch sie haben einen Einfluss auf den Kraftstoffverbrauch, zählen aber nicht zu den Integrationsparametern des Motors im Fahrzeugumfeld. Von den in Abbildung 1 aufgeführten Kontrollfaktoren ist in dieser Studie dennoch das Verdichtungsverhältnis variiert worden, um den Einfluss der Integrationsparametervariation für unterschiedliche Motoren einer Familie untersuchen zu können.

Die Integrationsparameter sind definiert als Eigenschaften der zu- und abgeführten Medienströme des Motors. Sie sind im Allgemeinen:

- Ansauglufttemperaturen
- Abgasgegendrücke
- Ansaugdruckverluste
- Kühlmitteltemperaturen
- Kraftstoffqualität

Im P-Diagramm sind diese Parameter als Noisefaktoren definiert. Diese Noisefaktoren werden standardmäßig dazu eingesetzt, Vorhersagen über die Robustheit der idealen Funktion auf Störungen von außerhalb zu treffen. In dieser Studie hingegen werden die Noisefaktoren zur Beurteilung des Einflusses der Integrationsparameter auf den Motorbetrieb bei 5000 U/min; 80 kW verwendet. Der Unterschied zwischen beiden Ansätzen besteht in der Variationsbreite der Faktoren.

Die Bedeutung der Motorintegration bei aufgeladenen Ottomotoren lässt sich gut im Vergleich mit frei saugenden Benzinmotoren erkennen. Wird bei nicht aufgeladenen Motoren beispielsweise der Druckverlust im Ansaugsystem oder die Temperatur im Saugrohr erhöht, so folgt daraus eine Reduktion der Zylinderfüllung, verbunden mit einer Reduktion der Motorleistung. Diese Leistungsreduktion lässt sich nur in engen Grenzen durch Anreicherung des Gemisches kompensieren. Bei freisaugenden Motoren besteht also ein enger Zusammenhang zwischen Qualität der Motorintegration und dem Leistungspotential des Motors.

Beim turboaufgeladenen Ottomotor stellt sich die Situation anders dar. Aufgrund der Auslegung des Turboladers steht typischerweise bei Nennleistung mehr Abgasmassenstrom als benötigt zur Verfügung. Dieser Massenstrom wird über das Wastegate des Turboladers abgesteuert. Wird die Integration verschlechtert, so besteht grundsätzlich die Möglichkeit, die eigentlich folgende Leistungsreduktion durch Erhöhung des Ladedrucks zu kompensieren. Die Ladedruckerhöhung ist jedoch nur auf Kosten von höherer Turbinenleistung zu erreichen. Dadurch steigen der Abgasgegendruck und damit auch die Klopfneigung des Motors aufgrund höherer Restgasmengen im Zylinder. Die Schwerpunktlage der Verbrennung verschlechtert sich aufgrund der späteren Zündung, wodurch die Abgastemperatur steigt. Die Ladedruckerhöhung kann zudem nur zum Teil zur Beibehaltung der Motorleistung umgesetzt werden, da der thermodynamische Motorwirkungsgrad aufgrund der späteren Verbrennungsschwerpunktlage sinkt. Durch die Möglichkeit der Ladedruckerhöhung entsteht beim turboaufgeladenen Ottomotor eine Rückkopplung der Integrationsparameter. Dieser Zusammenhang ist im Flussdiagramm von Abbildung 2 dargestellt. Die Qualität der Motorintegration hat beim turboaufgeladenen Ottomotor also erheblichen Einfluss auf den Kraftstoffverbrauch und Anreicherungsbedarf im volllastnahen Bereich. Der bei freisaugenden Motoren bestehende Zusammenhang zwischen Motorintegration und Leistungspotentials des Motors besteht beim Turbo-Ottomotor nicht in gleichem Maße.

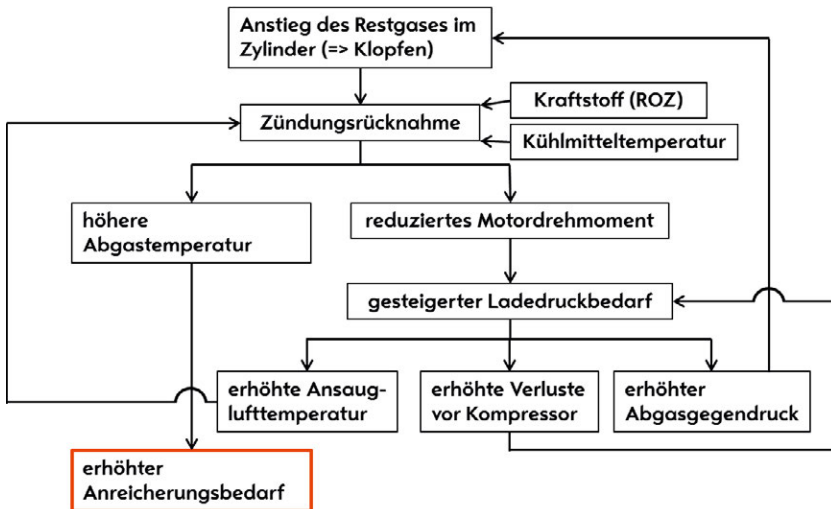


Abbildung 2 Abhängigkeiten der Integrationsparameter untereinander

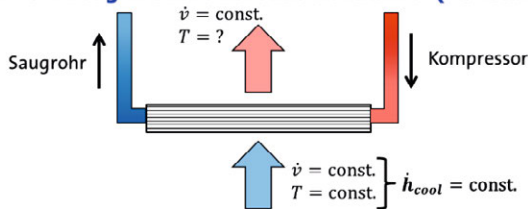
Die im Flussdiagramm dargestellten Rückkopplungen zeigen, dass eine hohe Abhängigkeit der Integrationsparameter untereinander besteht. Weiterhin wird deutlich, dass Änderungen eines Parameters selbstverstärkende Effekte bewirken. Diese Abhängigkeiten beruhen maßgeblich darauf, dass Temperaturen und Drücke im Ansaug- und Abgassystem massenstromabhängig sind. Eine Änderung an einem Integrationsparameter ist gleichbedeutend mit einer Änderung des Massenstrombedarfs. Ändert sich jedoch der Massenstrom des Motors, beispielsweise durch geänderte Druckverluste im Ansaugsystem, so werden sich für die übrigen Integrationsparameter ebenfalls neue Werte einstellen. Diese wichtige Eigenschaft erklärt, warum es zur Beurteilung von Parametereinflüssen nicht zielführend ist, einen Integrationsparameter isoliert zu variieren und die anderen Parameter auf konstante Werte einzustellen bzw. nachzuregeln.

2.2 Einstellung der Integrationsparameter

In dieser Untersuchung ist bei der Variation der Integrationsparameter ein Ansatz gewählt worden, der fixe Ansaug- und Abgassysteme sowie Ladeluftkühler abbildet. Um ein konstantes Ansaug- oder Abgassystem darzustellen, kann auf einstellbare Drosselstellen zurückgegriffen werden. Wird eine konstante Klappenstellung für die Einstellung verwendet, stellt sich ein Druckverlust in Abhängigkeit des Volumenstroms ein.

Die Umsetzung der Fahrzeug-Ladeluftkühlung am Prüfstand ist ebenfalls massenstromabhängig auszuführen. Hierzu kann entweder der fahrzeugeigene Ladeluftkühler eingesetzt werden, wobei die Kühlluftanströmung ebenfalls den Fahrzeugbedingungen entsprechen muss. Alternativ kann ein Ladeluftkühler verwendet werden, dessen Kühlmedium auf eine konstante Enthalpie am Eintritt des Ladeluftkühlers eingestellt ist. In diesem Fall steht immer die gleiche Kühlkapazität für die Ladeluftkühlung zur Verfügung, weshalb Änderungen am Massenstrombedarf ebenfalls zu einer Änderung der Ladelufttemperatur führen. Durch diese Realisierung der Ladeluftkühlung wird letztendlich eine Konstantfahrt im Fahrzeug abgebildet. Schematisch stellt Abbildung 3 die Zusammenhänge dar.

Situation im Fahrzeug mit Luft-Luft Ladeluftkühler (Konstantfahrt)



Umsetzung am Motorprüfstand Wasser-Luft Ladeluftkühler



Abbildung 3 Ladeluftkühlung am Motorprüfstand

Durch diese Vorgehensweise werden sowohl für die Druckverluste als auch die Ladelufttemperatur keine festen Werte eingeregelt. Im Ansaug- und Abgassystem wird durch die Vorgabe eines Wertepaares Druckverlust und Massenstrom vielmehr ein festes Luftsystem dargestellt. Während der Parametervariation wird der Druckverlust nicht nachgeregelt, sondern stellt sich entsprechend des Massenstroms ein. Auch für die Saugrohrtemperatur wird keine direkte Temperaturregelung vorgenommen, sondern es wird ausschließlich die Eintrittstemperatur des Kühlmediums und dessen Volumenstrom in den Ladeluftkühler konstant gehalten. Dieses Vorgehen ist essentiell, um die Interaktion der Integrationsparameter untereinander korrekt zu berücksichtigen.

Tabelle 2 zeigt die ausgewählten Parameter und den ungefähren Wertebereich der Variation. Die Parametergrenzen sind dabei so gewählt, dass übliche Werte von im Markt befindlichen Systemen eingeschlossen werden und daher aus den Ergebnissen interpoliert werden können.

Tabelle 2 Untersuchte Integrationsparameter mit Wertebereich

Parameter	min. Wert	max. Wert
Druckverluste vor Kompressor	~ 3 kPa	~ 7 kPa
Saugrohrtemperatur	~ 30°C	~ 50°C
Abgasgegendruck nach Turbine	~ 25 kPa	~ 50 kPa
Kühlwassertemperatur	75°C	90°C
Abgastemperaturlimit	930°C	980°C
Kraftstoffqualität	ROZ 91	ROZ 98
Verdichtungsverhältnis	CR 9,5	CR 10,5

2.3 Statistische Versuchsplanung

Zur Reduzierung der benötigten Messungen ist aus den gewählten Parametern ein Versuchsplan mit Hilfe statistischer Versuchsplanung (Design-of-Experiment, DoE) erstellt worden. Berücksichtigt werden hierzu die Druckverluste vor Kompressor, Saugrohrtemperatur, Abgasgegendruck nach Turbine und die Kühlwassertemperatur. Verdichtungsverhältnis, Kraftstoffqualität und Abgastemperaturlimit werden im DoE nicht berücksichtigt. Eine Änderung des Verdichtungsverhältnisses ist aufgrund des dafür notwendigen Motorumbaus im Rahmen eines DoE Versuchsplans nicht sinnvoll umsetzbar. Auch das Umstellen der Kraftstoffqualität würde ein zügiges Abarbeiten des Versuchsplans verhindern. Der aus den übrigen Parametern erstellte Versuchsplan ist daher mit diesen beiden Parametern jeweils voll faktoriell gefahren worden.

Für den Testplan ergeben sich somit vier zu variierende Parameter mit jeweils zwei Werten. Bei Betrachtung der in Frage kommenden Testpläne bietet sich der $L_8(2^4)$ Testplan an (Abbildung 4). Die bei vollständigem Versuchsplan notwendigen 16 Experimente (2^4) werden bei diesem Testplan auf 8 Experimente reduziert. Die Haupteffekte der variierten Parameter sind dabei sicher zu bestimmen, allerdings gibt es Zweifachwechselwirkungen, die nicht aufzulösen sind [2]. Eine Überprüfung der Ergebnisse hat jedoch gezeigt, dass die Wechselwirkungen keinen negativen Einfluss auf die Beurteilung der Parameter haben.

$L_4(2^2)$

Run	A	B	C
1	1	1	1
2	1	2	2
3	2	1	2
4	2	2	1

$L_{12}(2^{11})$

Run	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K
1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
2	1	1	1	1	1	2	2	2	2	2	2
3	1	1	2	2	2	1	1	1	2	2	2
4	1	2	1	2	2	1	2	2	1	1	2
5	1	2	2	1	2	2	1	2	1	2	1
6	1	2	2	2	1	2	2	1	2	1	1
7	2	1	2	2	1	1	2	2	1	2	1
8	2	1	2	1	2	2	2	1	1	1	2
9	2	1	1	2	2	2	1	2	2	1	1
10	2	2	2	1	1	1	1	2	2	1	2
11	2	2	1	2	1	2	1	1	1	2	2
12	2	2	1	1	2	1	2	1	2	2	1

$L_8(2^3)$

Run	A	B	C	D	E	F	G
1	1	1	1	1	1	1	1
2	1	1	1	2	2	2	2
3	1	2	2	1	1	2	2
4	1	2	2	2	2	1	1
5	2	1	2	1	2	1	2
6	2	1	2	2	1	2	1
7	2	2	1	1	2	2	1
8	2	2	1	2	1	1	2

$L_8(2^4)$

Run	A	B	C	D	E	F	G
1	1	1	1	1	1	1	1
2	1	1	1	2	2	2	2
3	1	2	2	1	1	2	2
4	1	2	2	2	2	1	1
5	2	1	2	1	2	1	2
6	2	1	2	2	1	2	1
7	2	2	1	1	2	2	1
8	2	2	1	2	1	1	2

Abbildung 4 Statistische Versuchspläne

3 Ergebnisse am Motorprüfstand

Für die Versuche am Motorprüfstand sind die statistischen Testpläne jeweils für die Verdichtungsverhältnisse 9.5, 10 und 10.5 gefahren worden. Die Kraftstoffvariation ist ebenfalls für alle Verdichtungsverhältnisse und Testpläne gefahren worden. Hinzu kommt die Variation des Abgastemperaturlimits, die jedoch nicht bei allen Punkten gefahren werden muss, da für stöchiometrischen Betrieb nicht immer die höchste Abgastemperatur nötig ist. Schlussendlich sind etwa 140 unterschiedliche Experimente durchgeführt worden (gegenüber knapp 300 Experimenten bei voll faktorieller Untersuchung), wobei jeweils der Betriebspunkt 5000 U/min Motordrehzahl und 80 kW Leistung eingestellt worden ist.

Durch den Einsatz der Testpläne ergibt sich für jeden dort variierten Parameter ein Ergebnissatz mit jeweils vier Messungen für den oberen und vier Messungen für den unteren Parameterwert. Soll beispielsweise der Einfluss des untersuchten Parameters auf den spezifischen Kraftstoffverbrauch des Motors untersucht werden, wird aus den beiden Ergebnissätzen jeweils ein Mittelwert gebildet. Es ergeben sich am Ende also ein Mittelwert für den oberen Parameterwert und einer für den unteren Parameterwert. Aus allen acht Messungen des Testplans wird zudem ein Gesamtmittelwert gebildet. Die beiden Parametermittelwerte werden nun in Relation zum Gesamtmittelwert gesetzt.

Zunächst werden die Ergebnisse der einzelnen Integrationsparameter vorgestellt. Dabei ist der Einfluss der Parameter spezifisch dargestellt, d.h. es wird die Änderung im spezifischen Kraftstoffverbrauch auf die Änderungsbreite des Parameters bezogen. Zusammenfassend erfolgt eine Betrachtung der Verbrauchsänderung für realistische Werte der Randbedingungen.

3.1 Saugrohrtemperatur

Um die Ergebnisse der Untersuchungen komprimiert darzustellen, wird eine Darstellungsform gewählt, bei der der Parametereinfluss auf den spezifischen Kraftstoffverbrauch in Abhängigkeit von Verdichtungsverhältnis und Kraftstoffqualität abgebildet wird. Abbildung 5 zeigt das Ergebnisdigramm für den Einfluss der Saugrohrtemperatur.

Erwartungsgemäß zeigt sich der größte prozentuale Einfluss auf den Verbrauch bei der höchsten Verdichtung (10.5). Innerhalb der Variation des Verdichtungsverhältnisses zeigt sich ein klarer Trend hin zu höherem Einfluss bei höherer Verdichtung. Dies ist zu erwarten, da mit höherer Verdichtung die Kompressionsendtemperatur steigt, dadurch eine höhere Klopfneigung besteht und der Zündwinkel zurück genommen werden muss. Hierdurch sinkt der thermische Wirkungsgrad, zudem erhöht sich der Anreicherungsbedarf durch die höhere Abgastemperatur. Durch diese Kombination der Effekte hat eine Änderung der Saugrohrtemperatur einen vergleichsweise hohen Einfluss

auf den Verbrauch. Es fällt auf, dass bei einer Verdichtung von 9.5 kein signifikant großer Unterschied im Verbrauchsvorteil zwischen ROZ 95 und ROZ 98 Kraftstoff erzielt wird. Der Zündwinkel bei diesen Randbedingungen ist bereits so früh, dass der Verbrauchsvorteil bei beiden Kraftstoffen annähernd gleich ist.

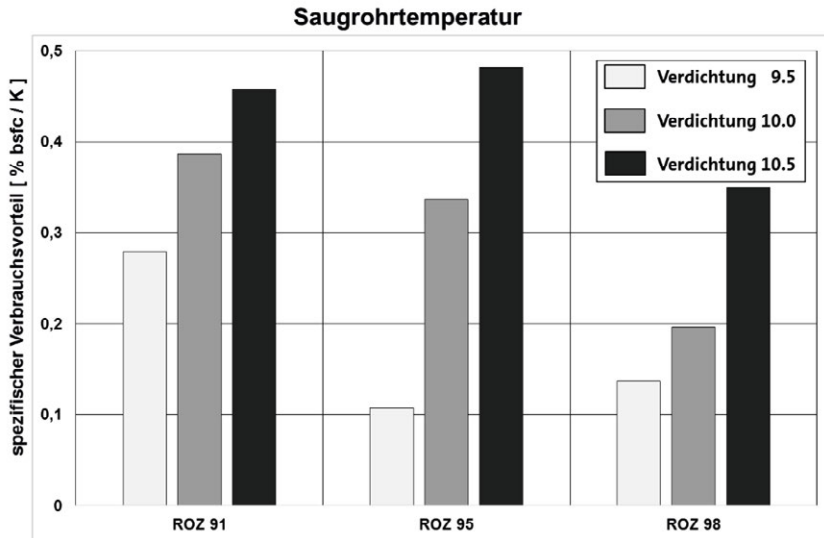


Abbildung 5 Einfluss der Saugrohrtemperatur auf den Kraftstoffverbrauch

3.2 Ansaugdruckverluste vor Kompressor

In Abbildung 6 ist der spezifische Verbrauchseinfluss der Druckverluste im Ansaugsystem vor Verdichter dargestellt. Bei der Interpretation der Ergebnisse fällt zunächst der hohe spezifische Einfluss der Ansaugdruckverluste vor Verdichter auf den spezifischen Kraftstoffverbrauch auf. Maximal werden über 1 % bsfc/kPa erreicht, bei den übrigen Integrationsparametern liegt die maximale Änderung bei etwa 0,5 % bsfc/Parameter. Auch der Einfluss der Ansaugdruckverluste vor Kompressor auf den Kraftstoffverbrauch zeigt eine starke Abhängigkeit von Kraftstoffqualität und Verdichtungsverhältnis. Hohes Verdichtungsverhältnis und niedrige Oktanzahl des Kraftstoffs führen zu einem hohen Einfluss der Ansaugdruckverluste auf den Verbrauch. Ursächlich bedingt ist dieser Zusammenhang darin, dass eine Absenkung des Drucks vor Kompressor bei konstantem Saugrohrdruck zu einer Erhöhung des Druckverhältnisses über Kompressor führt. Der Anstieg des Druckverhältnisses ist dabei signifikant höher als

bei einer gleichen Erhöhung der Druckverluste nach Kompressor. Die Erhöhung des Druckverhältnisses über Kompressor wiederum führt zu einem erhöhten Leistungsbedarf der von der Turbine bereitgestellt werden muss. Damit einher geht eine Erhöhung des Druckverhältnisses über der Turbine, wodurch der Restgasgehalt im Motor steigt und der Kreislauf gemäß Abbildung 2 zum Tragen kommt. Letztendlich führt die Erhöhung der Druckverluste vor Kompressor bei konstanter Motorleistung damit in besonderem Maße zu einer Erhöhung des Massenstrombedarfs.

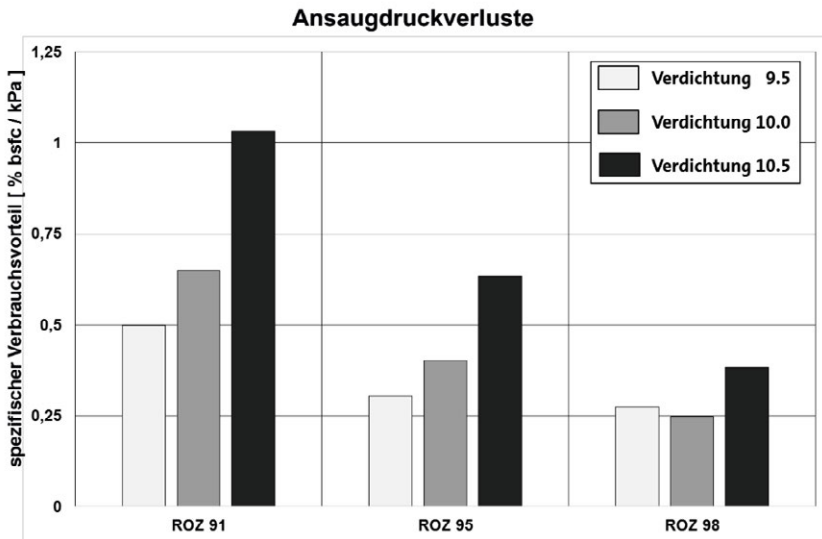


Abbildung 6 Einfluss der Verluste vor Kompressor auf den Kraftstoffverbrauch

3.3 Abgasgegendruck nach Turbine

Abbildung 7 zeigt den spezifischen Einfluss des Abgasgegendrucks nach Turbine auf den Kraftstoffverbrauch. Im Gegensatz zu den Ergebnissen der Saugrohrtemperatur zeigt sich beim Abgasgegendruck ein uneinheitliches Bild. Bei einer Verdichtung von 9.5 ist der Einfluss auf den Verbrauch nahezu unabhängig von der Kraftstoffqualität. Auch bei den anderen Verdichtungen liegen die spezifischen Vorteile dicht beieinander. Die Ergebnisse legen nahe, dass die Verbrauchsverbesserungen vor allem aus den mit sinkendem Abgasgegendruck sinkenden Pumpverlusten resultieren. Diese Reduktion ist durch die ähnliche Variationsbreite des Abgasgegendrucks für alle Kraftstoffqualitäten und Verdichtungsverhältnisse ähnlich.

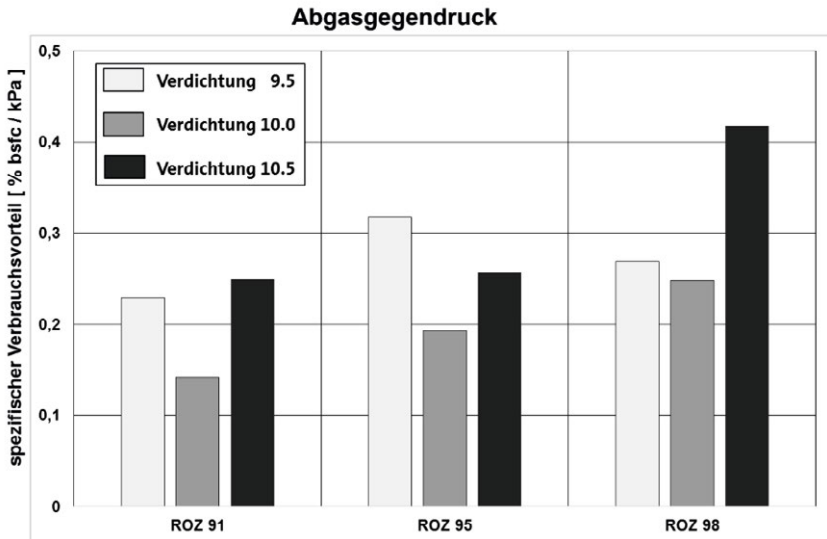


Abbildung 7 Einfluss des Abgasgegendrucks auf den Kraftstoffverbrauch

3.4 Kühlmitteltemperatur

Der spezifische Einfluss der Kühlmitteltemperatur auf den Kraftstoffverbrauch ist in Abbildung 8 dargestellt. Verglichen mit den weiteren Integrationsparametern hat die Kühlmitteltemperatur in dieser Untersuchung nur einen geringen Einfluss auf den Kraftstoffverbrauch gezeigt. Lediglich bei einem Verdichtungsverhältnis von 10.5 ergibt sich bei allen Kraftstoffsorten ein Einfluss, der mit 0,1 % bsfc/K allerdings verhältnismäßig gering ausfällt. Bei den Verdichtungen 9.5 und 10.0 zeigt sich nur bei Kraftstoff mit 91 Oktan ein geringer Einfluss auf den Verbrauch.

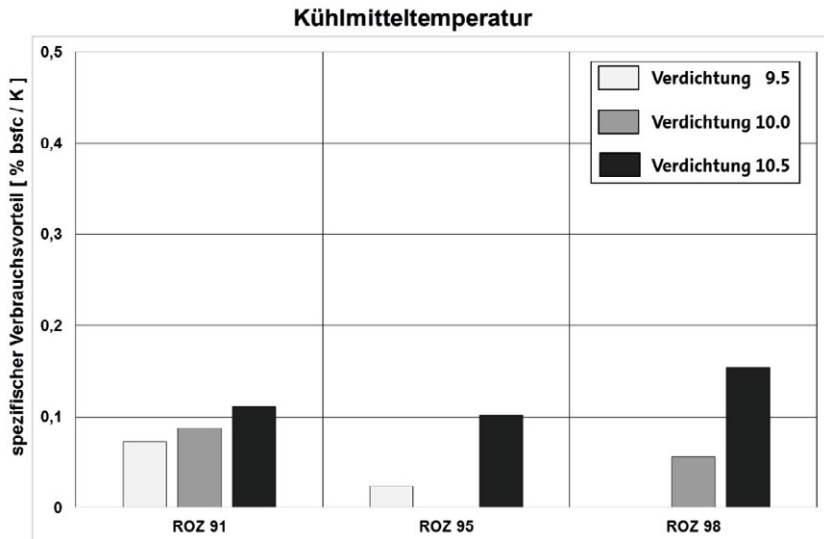


Abbildung 8 Einfluss der Kühlmitteltemperatur auf den Kraftstoffverbrauch

3.5 Absoluter Einfluss der Parameter auf den Verbrauch

Die bisherigen Ergebnisse sind als spezifische Einflussfaktoren auf den Verbrauch beschrieben worden. Um eine bessere Vorstellung des Parametereinflusses unter realen Variationsbreiten zu bekommen, ist in Abbildung 9 exemplarisch die Auswertung des Einflusses der Integrationsparameter auf den Kraftstoffverbrauch für ein Verdichtungsverhältnis von 10.5 und Kraftstoff der Qualität RON 95 dargestellt. Die gestrichelte, horizontale Linie stellt den Mittelwert aller acht Messungen dar. Die farbigen Linien verbinden jeweils die Mittelwerte der hohen und niedrigen Parametereinstellung. Auf der Abszisse sind die oberen und unteren Werte der Parameter dargestellt. Aus dem Diagramm lässt sich direkt der Einfluss der Integrationsparameter auf den Kraftstoffverbrauch ablesen.

Es wird deutlich, dass die Variation der Saugrohrtemperatur, wie erwartet, den mit Abstand größten Einfluss auf den Kraftstoffverbrauch hat. Begründet liegt dies zum einen an dem relativ hohen spezifischen Einfluss, siehe Abbildung 5, als auch an der relativ hohen Variationsbreite der Saugrohrtemperatur. Den absolut zweitgrößten Einfluss auf den Kraftstoffverbrauch hat der Abgasgegendruck nach Turbine. Allerdings beträgt die

Variationsbreite zum Erreichen des Verbrauchseinflusses auch 25 kPa. Hier wird also ein vergleichsweise kleiner spezifischer Vorteil mit einer großen Variationsbreite kombiniert.

Der hohe spezifische Einfluss der Druckverluste vor Kompressor relativiert sich bei Betrachtung des absoluten Einflusses durch die kleine Variationsbreite von nur 4 kPa. Trotz des hohen spezifischen Einflusses bleibt der Einfluss des Parameters Druckverluste vor Kompressor auf den absoluten Kraftstoffverbrauch begrenzt.

Aus den dargestellten Einflüssen lässt sich die Bedeutung der Parameter in der Bewertung der Fahrzeugintegration ermitteln. Je größer die Steigung der Verbindungslinien, desto größer ist das Potential für Verbrauchsänderungen und damit die Wichtigkeit des Parameters.

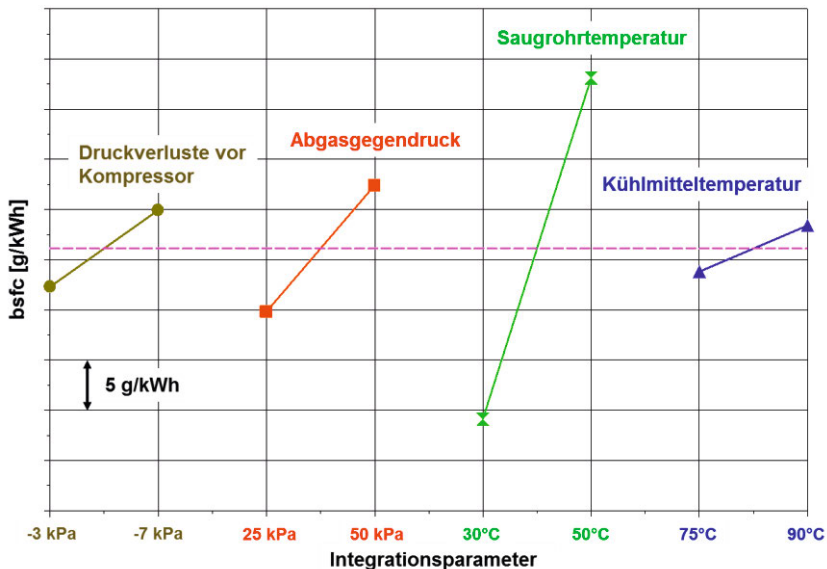


Abbildung 9 Auswertung der Integrationsparametervariation auf den spezifischen Kraftstoffverbrauch, CR 10.5; RON 95

4 Umsetzung der Ergebnisse mittels Kriging

Ein Hauptziel der Untersuchungen ist die Entwicklung eines Tools zur Abschätzung des Einflusses geänderter Integrationsrandbedingungen auf den Motorbetrieb. Die im vorigen Kapitel vorgestellten Ergebnisse sollen im Entwicklungsprozess dazu genutzt werden können, gezielt Verbesserungen mit hoher Wirkung umsetzen zu können. Bei der Planung der Versuche ist sichergestellt worden, die in Frage kommenden Wertebereiche einzuschließen. Damit wird eine auf Interpolationen basierende Abschätzung ermöglicht, was insbesondere im Vergleich zu Extrapolationen eine höhere Genauigkeit erwarten lässt.

Bei der Interpolation der Ergebnisse kommt eine Kriging-basierte Methode zum Einsatz. Bei Opel existiert ein auf Matlab basierendes Tool, mit dem sowohl die Kriging-Interpolation selbst als auch die grafische Darstellung der Ergebnisse ermöglicht wird. Bei der bisherigen Ergebnisdarstellung ist die Abgastemperatur nicht berücksichtigt worden, da je nach Variation der Parameter eine Erhöhung der Abgastemperatur nur in einigen Punkten notwendig ist um einen stöchiometrischen Betrieb zu ermöglichen. Als Eingangswerte für die Kriging-Interpolation werden alle gemessenen Punkte der Variationen verwendet, hier wird daher auch die Abgastemperaturvariation abgebildet. Grundsätzlich ist die Anzahl an Messpunkten für die Interpolation so groß wie möglich

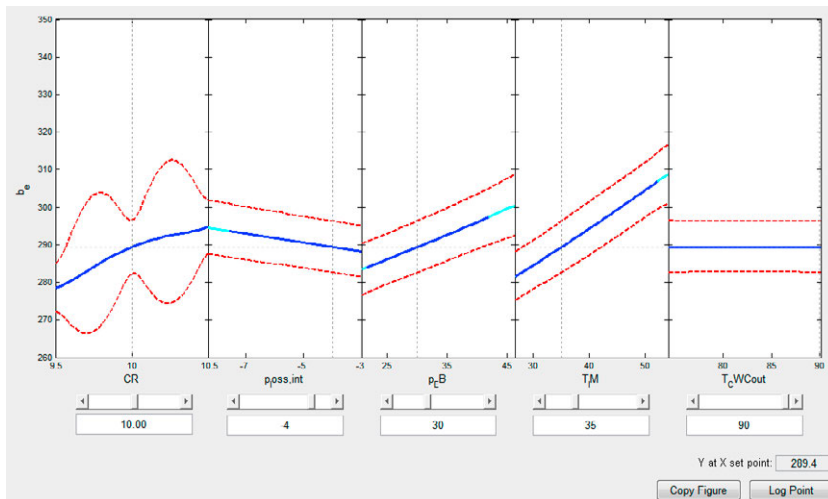


Abbildung 10 Kriging-Interpolation bei 80 kW Motorleistung (5000 U/min)

zu wählen. Durch die Berücksichtigung der räumlichen Varianz und der statistischen Abstände zwischen den in die Berechnung einfließenden Punkten werden Ungleichverteilungen in den Messwerten berücksichtigt. Probleme, die bei einfacheren Interpolationsverfahren durch Häufung von Messwerten auftreten können, werden so vermieden.

Bei der Erstellung der Interpolation können die Ein- und Ausgangsgrößen frei gewählt werden. Als sinnvolle Ausgangsgrößen könnten beispielsweise der spezifische Kraftstoffverbrauch oder das Luftverhältnis gewählt werden. Eingangsgrößen sind die zu berücksichtigenden Integrationsparameter (Druckverluste vor Kompressor, Abgasgegendruck, etc.).

Um die Ergebnisse anschaulich zu machen, sind die oberen und unteren Grenzwerte der variierten Parameter in gemessene Zahlenwerte überführt worden. Dadurch wird die Vorgabe realer Druckverluste und Temperaturen möglich.

Beispielhaft ist in Abbildung 10 eine Interpolation vergleichsweise guter Randbedingungen bei 80 kW Motorleistung und 5000 U/min Motordrehzahl dargestellt. Die durchgezogenen Linien stellen den Verlauf des spezifischen Kraftstoffverbrauchs über den Parameteränderungen dar. Die gestrichelten Linien geben das Vertrauensintervall zu den Verbrauchskurven an. Die eingestellten Werte der einzelnen Parameter sind unter den Kurven vermerkt. Der aktuelle Betriebspunkt in jedem Verlauf ist durch das Kreuz aus dünn gestrichelten Linien markiert. Extrapolierte Bereiche sind durch helle Bereiche der durchgezogenen Linie gekennzeichnet. Der den eingestellten Integrationsparametern entsprechende Kraftstoffverbrauchswert ist ganz unten rechts wiedergegeben.

Die Steigung der Verbrauchskurven gibt für jeden Parameter den Verlauf einer Änderung des Kraftstoffverbrauchs sowohl oberhalb als auch unterhalb des eingestellten Wertes an. Aus der Steigung lässt sich somit direkt die Sensitivität des Verbrauchs auf eine Änderung des Parameters ablesen. Je größer die Steigung desto größer der absolute Einfluss eines Parameters auf den Verbrauch.

Über die Darstellung mittels der Kriging-Interpolation kann also zum einen direkt der Einfluss eines Parameters abgelesen werden, zum anderen wird eine beliebige Einstellung der Parameter innerhalb des durch die Versuchspläne abgedeckten Wertebereichs möglich.

Hierdurch sind in frühen Stadien der Motorenentwicklung, wenn das Brennverfahren mit ersten Hardwareständen getestet werden kann, bereits Aussagen über die Sensitivität gegenüber Integrationsparametern möglich.

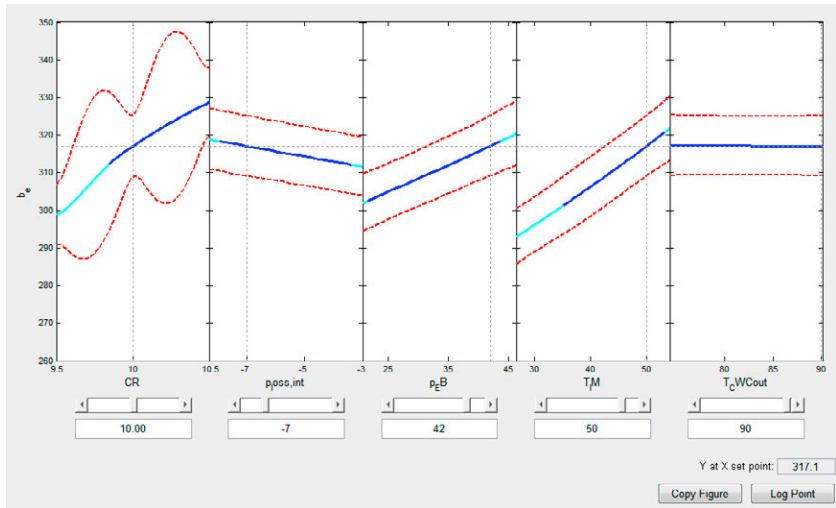


Abbildung 11 Kriging-Interpolation bei 80 kW Motorleistung (5000 U/min)

Abbildung 11 zeigt exemplarisch eine Parameterverschlechterung des Betriebspunktes aus Abbildung 10. Die Skalierung der Ordinatenachse ist identisch zu der vorherigen Abbildung. Variiert wurden die Ansaugdruckverluste (von 4 auf 7 kPa), der Gegen-
druck nach Turbine (von 30 auf 42 kPa) und die Ansauglufttemperatur (35 auf 50°C). Es ist aufgrund der konstanten Skalierung sofort zu erkennen, dass sich der Kraftstoff-
verbrauch im Vergleich zum zuvor eingestellten Betriebspunkt verschlechtert hat. Bei
identischem Motor, gleichem Kraftstoff und gleicher Motorleistung beträgt die Ver-
brauchsverschlechterung etwa 9.5 %. Der Anreicherungsbedarf erhöht sich bei gleicher
Variation um etwa 6 %. Diese Verschlechterung zeigt eindrücklich die Bedeutung der
Integrationsparameter für aufgeladene Ottomotoren.

Als Ausgabegröße können auch weitere, bei den Messungen aufgenommene Größen
wie beispielsweise das Verbrennungsluftverhältnis, Zündwinkel oder Verbrennungs-
schwerpunktage verwendet werden. Damit kann das Interpolationstool auch dazu ge-
nutzt werden, Grenzwerte für die Integrationsparameter festzulegen, die zur Erreichung
von Motorzielwerten notwendig sind. Über die Aufnahme mehrerer Lastpunkte pro In-
tegrationsparameter-Set kann auch die Motorleistung als zusätzlicher Eingangspara-
meter in das Interpolationsverfahren dienen.

5 Zusammenfassung

Im Zuge der Einführung von Euro 6c Emissionsgrenzwerten und den Real-Driving-Emission-Messungen wird die Möglichkeit der Gemischanreicherung voraussichtlich limitiert werden, da diese unmittelbar mit der Bildung von CO-Emissionen in Verbindung steht. In der vorliegenden Grundsatzuntersuchung hat die Adam Opel AG systematisch den Einfluss von Integrationsparametern auf den Motorbetrieb hinsichtlich des Potentials zur Reduzierung von Anreicherung und Kraftstoffverbrauch untersucht. Die dabei verwendeten Methoden sind an Design for Six Sigma angelehnt, um strukturiert die Abhängigkeiten der Parameter untereinander zu berücksichtigen. Es wurden Vorgehensweisen für die Parametereinstellung am Prüfstand vorgestellt, um die Interaktionen korrekt abzubilden. Die Ergebnisse sind für die Integrationsparameter zunächst einzeln ausgewertet worden. Das Ziel, in frühen Entwicklungsstadien des Motors bereits Aussagen über die Sensitivität gegenüber einzelnen Parametern treffen zu können, wurde mittels Kriging-Interpolation erreicht. Mit der gezeigten Visualisierung der Interpolationsergebnisse können beliebige Integrationsparameter innerhalb der in den Testplänen vorgegebenen Wertebereiche eingestellt werden. Der Einfluss auf die gewählte Ausgangsgröße wird nahezu in Echtzeit errechnet. Dadurch kann mit vergleichsweise geringem Messaufwand detailliert und schnell eine Aussage über die Sensitivität des Motors auf Änderungen an der Integration getroffen werden. Auf diesen Ergebnissen basierend können Integrationsanforderungen zur Erfüllung von Motor-/Emissionszielwerten formuliert werden. Ein Vergleich zwischen ‚guten‘ und ‚schlechten‘ Integrationsparametern mittels Kriging-Interpolation unterstreicht die Bedeutung der Integrationsqualität am aufgeladenen Ottomotor und zeigt als zentrales Ergebnis, dass die Verbesserung der Motorintegration entscheidend zur Reduktion des Anreicherungsbedarfs, und damit zur Einhaltung der Euro 6c Anforderungen, beitragen kann.

Literaturverzeichnis

[1] The New Turbocharged Three-Cylinder Engine with Gasoline Direct Injection for Opel Adam

Alt, M.; Damen, M.; Noe, A.; Groeninger, J.; Strehl, D.; Wagner, J.; O'Daniel, G.; Peralta, M.

22. Aachener Kolloquium Fahrzeug und Motorentechnik, 2013

[2] Statistische Versuchsplanung

Design of Experiments (DoE)

Siebertz, K.; Bebbber, D. van; Hochkirchen, Th.

Springer Verlag 2010

Application strategies for air path and injection in light of EU6c requirements

R. Hartmann, Dr. M. Winkler, Dr. M. Tichy, Dr. B.-H. Min,
Hyundai Motor Europe Technical Center GmbH

1 Abstract

Future legislation in Europe – especially the CO₂ target of 95g/km in 2020 – requires a significant CO₂ emission reduction of existing power trains. A well-established technological trend used to reach this challenging goal in the NEDC cycle is the downsizing of gasoline engines. Hyundai-Kia’s all-new Kappa T-GDI engine family was developed as a downsizing concept to replace, for example, a 1.6l naturally aspirated engine in B and C-segment with the aim of reducing CO₂ emissions. The associated low end torque benefit enhances “fun to drive” for the customer. With the introduction of Euro 6c legislation, not only CO₂ and standard emissions like HC, CO and NO_x are in the focus of engine development, but also particle number (PN) and mass (PM). In order to achieve Euro 6c particle emission targets in the NEDC cycle, more than 95% particle reduction compared to a Euro 5 calibration has been achieved. Future, WLTP/RDE emission targets replace the low speed/load range of NEDC cycle with not only a higher speed/load range but also challenging dynamic conditions which have a strong impact on particulate emissions.

Significant particle emission reduction in the WLTP/RDE cycle can be achieved by increasing fuel pressure to 250bar or even 350bar in combination with optimized cam and injection strategies. Focused singular measures will no longer be sufficient to reach the combination of particle emission and CO₂ limits in the enlarged engine load range of WLTP/RDE. In order to achieve the Euro 6c particle emission target under WLTP/RDE conditions together with a reduction in CO₂ emissions, additional combustion development is required. Injector layout and spray targeting need to be optimized by means of in-cylinder optical investigations resulting in BSFC as well as particle reduction.

A combination of different measures such as combustion development, optimized injector spray/air-fuel mixture, multiple injections, and calibration of engine ECU with focus on dynamic conditions, and fuel pressure increase up to 350bar combined with external low pressure EGR would have potential to fulfill the WLTP/RDE targets. The real challenge is not only to fulfill the upcoming new emission targets in WLTP/RDE but also to achieve these targets over the lifetime of the vehicle.

2 Introduction

2.1 Legislation boundary conditions

With the introduction of Euro 6c legislation, not only CO₂ and standard emissions like HC, CO and NO_x are in focus of engine development, but also particle number (PN) and particle mass (PM). Based on the current NEDC test cycle, EU6c PN limit can be fulfilled for both side and central injector position by combustion development only.

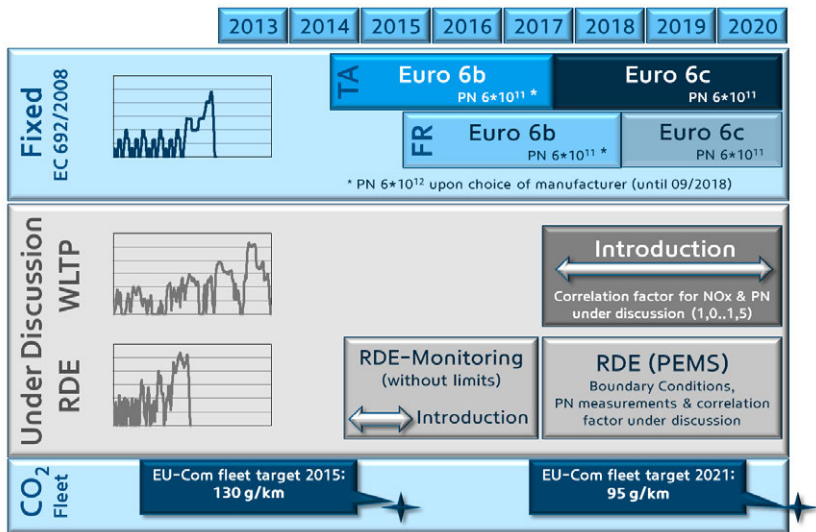


Fig. 1: Emission legislation [1]

Upcoming emission legislations like the WLTP and RDE, Fig.1, result in a notable change in speed and load characteristic of the test cycle, Fig.2. Whereas boundary conditions for the WLTP test procedure are well defined, conditions of the RDE test procedure and measurement devices for real road particle number measurements are still under discussion. In order to analyze real road emissions on test bench, the RDE-max test cycle is used in HMETC as a kind of "worst case scenario" in terms of load characteristics and vehicle acceleration. The test cycle is operated on the chassis dyno as well as on dynamic engine test bench and allows using established measurement equipment for standard emission components as well as particle number [1].

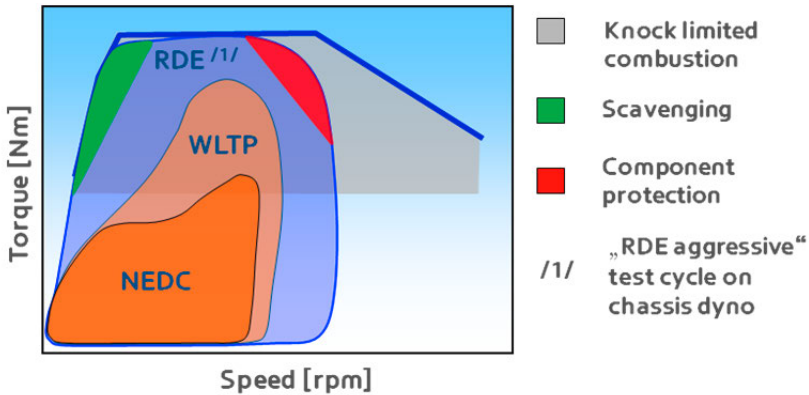


Fig. 2: Load distribution for different test procedures [1]

3 Particle emission behavior in different test procedures

Fig.3 illustrates the vehicle speed, cumulated particle and particle flow in the NEDC, WLTP and RDE_{max} cycle on same time scale, all driven with NEDC calibration. In NEDC cycle, the main contributors to cumulated PN emission are cold phase (catalyst heating and cold accelerations) and EUDC. With current technologies and calibration, the engineering target for EU6c limit can be fulfilled even with aged/coked injectors.

In contrast to the NEDC cycle, the WLTP cycle has a significantly longer duration, therefore the proportion of particle emission in the cold phase of WLTP cycle relative to the overall particle emission is lower than in NEDC cycle. A WLTP cycle driven with NEDC based calibration results in particle emission value which is close to the legislation limit. The engineering target, which is typically lower than the legislation limit to take into account different factors like injector ageing and coking, can no longer be achieved. Furthermore, the WLTP cycle has a higher load and velocity profile, corresponding to a broader speed/load area in the engine map. Therefore, the focus has to be extended to a broader speed/load area to reduce particle emission.

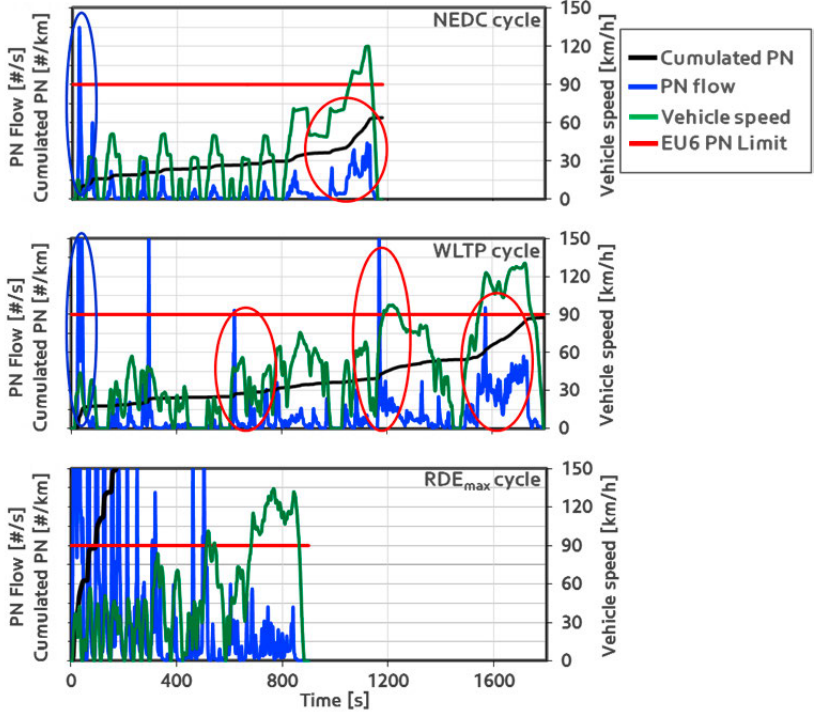


Fig. 3: Comparison of particle behavior in NEDC, WLTP and RDEmax test

The RDE_{max} cycle is significantly shorter with higher speed/load characteristic than a NEDC or WLTP cycle, which under initial cold engine conditions, results in a large increase in particle emissions. To analyze the emission behavior in detail, the time and particle number scales for RDE_{max} are enlarged in Fig.4. During cold phase accelerations, strong peaks are observed in particle flow, resulting in steep steps in cumulated particle emission. This behavior becomes less pronounced after the engine reaches its operating temperature. For the RDE_{max} cycle, the application effort needs to be shifted, even for stationary conditions, to a significantly higher engine speed/load range. Introduction of additional technologies such as increased fuel pressure and LP-EGR systems contribute to reduction in particle emission and form the basis for this paper.

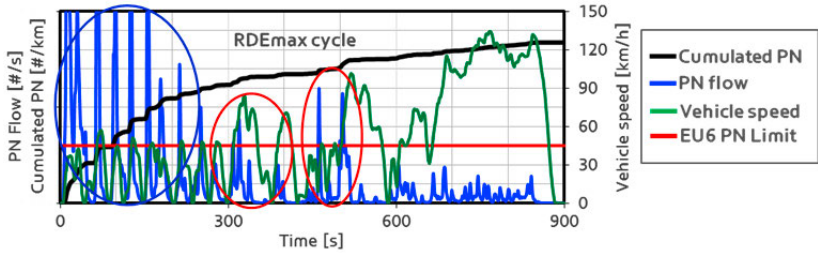


Fig. 4: RDEmax cycle with focus on particle emission

Furthermore, the extension of engine operation range close to the low-end-torque area impacts the scavenging calibration strategy. To reduce the engine operation in the scavenging area, the gear shift points must be recalibrated to a higher engine speed range.

The following sections discuss the impact of fuel pressure as well as LP-EGR on fuel consumption and particle number emissions under speed/load combinations 1 and 2 as displayed in Fig.5. The impact of the LP-EGR system on operating points 3 and 4 are discussed in [8] but do not form part of this study.

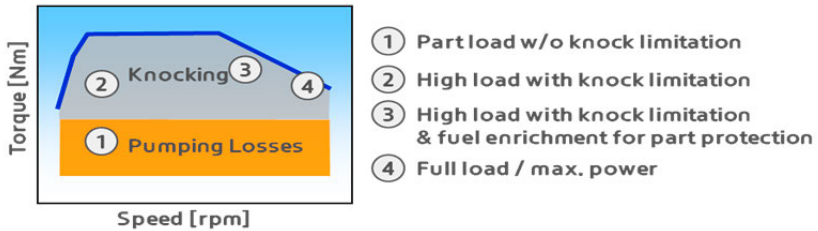


Fig. 5: Operating points [8]

4 Impact of fuel pressure on fuel consumption and particle emissions

A Euro 6c calibration requires higher fuel pressures at part load (e.g. 150 to 250bar and beyond) compared to a EU5 calibration, resulting in smaller droplets / improved fuel atomization and thus improved mixture preparation. On the other hand, increasing fuel pressures result in higher driving torque for the high pressure fuel pump and thus an increase in BSFC. Furthermore, the high fuel pressure can increase spray pen-

etration. Thus, spray liner contact needs to be avoided in order to ensure low oil dilution and avoid particle emissions due to diffusion flames resulting from liner wall film. In addition to injection parameters, cam timing also needs to be adapted for a Euro 6c calibration. The calibration strategy is discussed in detail in [2].

4.1 Part load without knock limitation

Common EU6c calibration strategy at part load points is characterized by cam timings with large valve overlap, which is limited by combustion stability. A large valve overlap reduces particle emissions by means of increased internal residual gas. The hot residual gas supports vaporization and thus mixture preparation. Additionally, increasing residual gas content with larger valve overlap at part loads results in a de-throttling of the engine thus improvement in BSFC due to reduced pumping losses.

The same hardware, namely the injectors and the fuel pump, were used for the complete test procedure to eliminate the influence of flow rate of the injector, the spray layout or the different fuel pump characteristics. The injection timings were optimized for the desired fuel pressures, as the increase in fuel pressure shifts the best particle emission/fuel consumption tradeoff point.

The impact of increased fuel pressure on fuel consumption as well as particle emissions can be seen in Fig. 6. The higher driving torque for the fuel pump increases the fuel consumption by 0.8% when raising the fuel pressure from 150bar to 200bar. Interestingly the increase from 200bar to 250bar shows negligible influence on the fuel consumption. This is due to the increased combustion stability attained with higher fuel pressures, allowing the engine to run with higher valve overlap. The internal residual gas in the cylinder is thus increased, which results in a reduction of pumping losses and over-compensates the increased friction of the high pressure pump. Furthermore, the increase in fuel pressure reduces particle emissions to 64% with 200bar and 36% with 250bar respectively, compared to 150bar system. This is due to the better atomization of the fuel along with higher spray impulse, resulting in better air-fuel mixture.

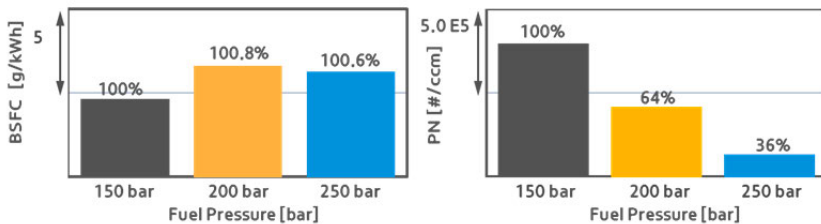


Fig. 6: Impact of fuel pressure on BSFC and particle number at 2000rpm/6bar BMEP

4.2 High load with knock limited combustion

The 2000rpm/11bar BMEP operating point was chosen as it can be critical in a NEDC cycle as well as WLTP/RDE cycle. Due to knock limitation, the 50% mass burned fraction is at 13°C aTDC, thus 5°C away from the thermodynamic optimum irrespective of the fuel pressure.

The share of fuel pump friction is comparatively low relative to the overall friction at higher loads. Therefore the changes in the driving torque of the high pressure fuel pump due to increase in fuel pressure shows no increase in fuel consumption, Fig.7. On the other hand, the particle emission can be reduced by more than half if the engine is run with a 250bar system instead of 150bar system. The exhaust gas volume flow at this load point is high; therefore, any benefit in particle emission in NEDC is weighted more than in the operating point described in section 4.1.

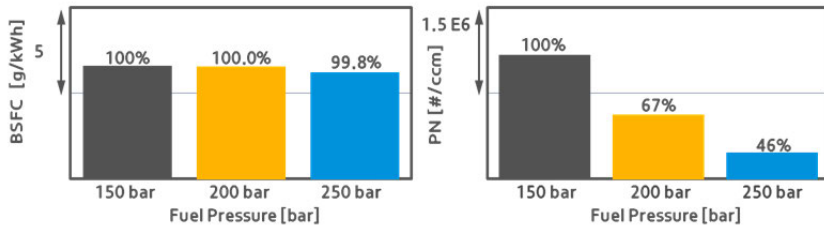


Fig. 7: Impact of fuel pressure on BSFC and particle number at 2000rpm/11bar BMEP

5 Impact of LP- EGR on fuel consumption and particle emissions

LP-EGR system provides an exciting as well as challenging alternative for reduction of particulate number. In previous studies carried out on the same engine family [7], LP-EGR system showed not only reduction in fuel consumption but also significant reduction in particle number over a wide range of the engine operation. The challenge will be in packaging and resizing the existing hardware (radiator, intercooler and turbocharger). Another factor, which has not been part of this study, is the impact of LP-EGR on customer expectation in terms of drivability. The LP-EGR test setup can be seen in Fig. 8.

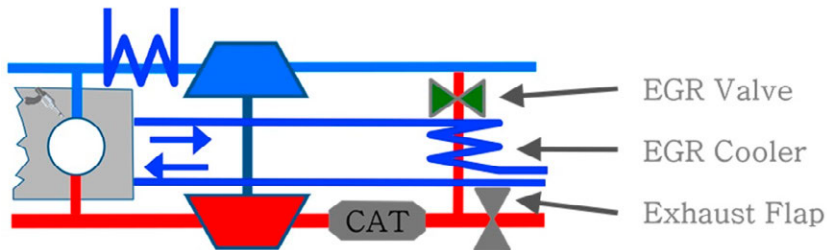


Fig. 8: LP-EGR setup [8]

5.1 Part load without knock limitation

A Euro 6c engine is calibrated with maximum possible valve overlap at part load in order to reduce PN emissions by increasing the hot internal residual gas. Thus, in the lower part load area external EGR is not recommended as the combustion stability limit is already reached as a result of internal residual gas [2]. Therefore operating point 1, as discussed in section 1, was selected as the lowest load point for testing the effects of LP-EGR on BSFC and particle emissions.

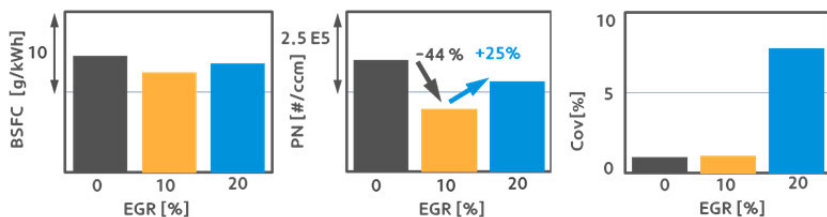


Fig. 9: Impact of LP-EGR on BSFC, MFB 50 and particle number at 2000rpm/6bar BMEP

Fuel consumption as well as particle number emissions in this operating point have their minimum at ~10% EGR, Fig.9. Although an EGR rate of up to 20% reduces manifold vacuum, the best fuel consumption – with a benefit of 1% in BSFC – is achieved with an EGR rate of ~10%. Moreover, an EGR rate of 20% has a negative impact on combustion stability and could be run only in combination with high energy ignition coils. The BSFC benefit is accompanied by a 44% PN and a 50% NO_x reduction. A deeper understanding of the combustion process can be gained from a split of losses analysis [6,7] which has been discussed in detail in [8].

Note that boundary conditions – such as intake air, water and oil temperature as well as 50% heat release (MFB 50) – are kept constant independent on the adjusted EGR rate. In order to achieve EGR rates higher than 5%, an exhaust flap was used which generates the required pressure drop relative to the intake side. It can therefore be inferred that for an optimal application of an LP-EGR system for fuel consumption and particle number reduction, an exhaust flap is mandatory, further increasing the complexity of the system.

5.2 High load with knock limited combustion

To study the impact of LP-EGR at knock limited combustion without fuel enrichment for part protection, 2000rpm/11bar BMEP (operating point 2 in Fig. 5) has been chosen. Intake and exhaust cam timing, fuel pressure and start of injection are optimized for the best tradeoff between fuel consumption and PN-emission. Due to knock limitation 50% mass burned fraction is at 13°C aTDC and thus 5°C aTDC from the thermodynamic optimum, Fig.10.

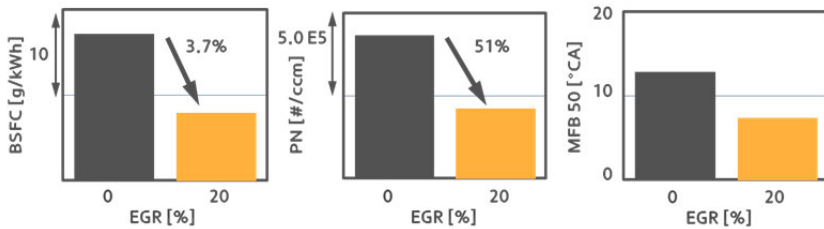


Fig. 10: Impact of LP-EGR on BSFC, MFB 50% and particle number at 2000rpm/11bar BMEP

Adding external EGR reduces in-cylinder temperatures and thus knock tendency which makes it possible to shift the 50% mass fraction burned to the thermodynamic optimum. This results in a fuel consumption benefit of 3.7% in combination with 50% PN emission reduction and 80% NO_x reduction.

6 Impact of LP- EGR and higher fuel pressure combined system on fuel consumption and particle number emission

A combination of both the systems described in sections 4 and 5 has also been tested and optimized for part load points with and without knock limitation and is described in the following sections in detail.

6.1 Part load without knock limitation

An increase in the fuel pressure from 200bar to 250bar without introduction of LP-EGR into the air path leads to the same reduction in particle emission as with 200bar and additional LP-EGR system. Note that the BSFC difference is below 1% at 2000rpm/6bar BMEP, Fig. 11. If only one system can be applied for NEDC optimization, a 250bar injection system is a favorable alternative compared to LP-EGR system. Not only are the hardware, packaging and diagnostics complexities associated with an LP-EGR system no longer an issue but also the calibration of a 250bar fuel system is much easier to implement without additional functional development.

However, combining both the systems further reduces the particle emission to 27% compared to a 200bar conventional system without LP-EGR, without impacting the fuel consumption.

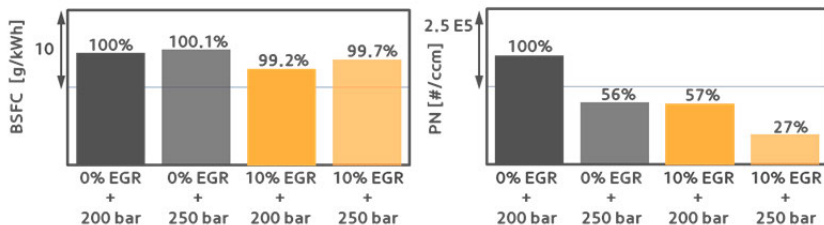


Fig. 11: Impact of fuel pressure with and without EGR on BSFC, particle number at 2000rpm/6bar BMEP

A detailed analysis of increase in fuel pressures from 200 to 250bar in combination with a LP-EGR system at 2000rpm/6bar BMEP is shown in Fig. 12. The engine was run with the same injectors; thereby keeping the flow rate constant for the entire test and eliminating the influence of different spray layouts on particle emission. The degrees of freedom were thus restricted to the fuel pressure increase from 200bar to

250bar and the introduction of EGR into the system. Furthermore, the injection timings were optimized separately for 200bar as well as 250bar whilst keeping the valve timings constant. As described in section 5, an exhaust gas flap was used to allow EGR rates above 5%.

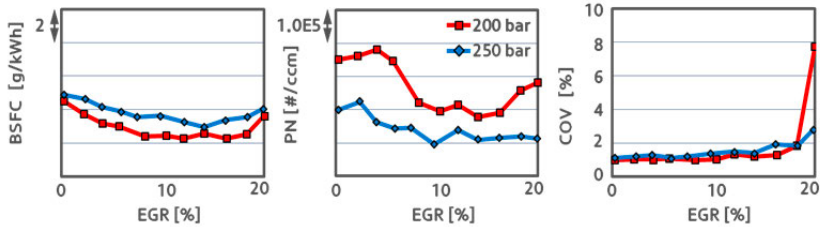


Fig. 12: Impact of fuel pressure in combination with EGR on BSFC, particle number at 2000rpm/6bar BMEP

The slightly higher fuel consumption with a 250bar fuel system compared to 200bar is not dependent on the EGR rate and remains below 1%. On a closer look at the particle emission as well as combustion stability (COV), two trends are clearly visible.

Firstly, a slight increase in the particle emission at very low EGR rates of around 2-3% was observed, both with 200bar fuel system and 250bar fuel system. The net particulate emission is not only dependent on the combustion peak temperature but also on the post-oxidation which takes part in the later stages of the combustion process. The initial reduction of the combustion peak temperature due to low rates of inert EGR cannot compensate for the reduction in particle emission by post-oxidation process due to dilution of the remaining oxygen by EGR. This leads to a slight increase in the overall particle emission. It is also worth noting that the slight increase of particle emission is independent to the increase in fuel pressure. The threshold where net reduction of particle emission is observed is achieved earlier with 250bar compared to 200bar fuel system.

Secondly, the deterioration of combustion stability is shifted to higher EGR rates by increasing the fuel pressure. This would mean that 250bar fuel system would help to run the engine with higher EGR rates at higher load points up to WOT compared to a 200bar system without compromising on combustion stability.

Finally, even at higher EGR rates, the particle emissions remain constant with 250bar compared to 200bar system, where an increase in observed. This can be attributed to the better fuel atomization and spray impulse induced air fuel mixture buildup with 250bar fuel pressure.

6.2 High load with knock limited combustion

The second speed/load point, which is not only relevant for NEDC but also for WLTP/RDE, is the 2000rpm/11bar BMEP. This is also a point which is close to the naturally aspirated full load, hence knock limited. Up to 20% EGR could be forced into the system without changing the optimized valve timings. Further increase in the EGR rates can be achieved only by changing the valve timings resulting in reduction in fuel consumption benefits. As can be seen in Fig.13, a 20% EGR rate irrespective of the fuel pressure leads to up to 3.7% benefit in fuel consumption compared to 0% EGR. The extra load demand for the high pressure pump to generate 250bar fuel pressure against 200bar does not lead to any increase in fuel consumption at such high loads.

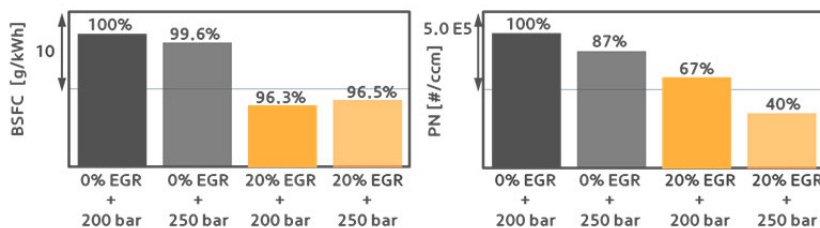


Fig. 13: Impact of fuel pressure with and without EGR on BSFC, particle number at 2000rpm/11bar BMEP

A detailed analysis of increase in fuel pressures from 200 to 250 bar in combination with a LP-EGR system at 2000rpm/11bar BMEP is shown in Fig.14. The same procedures, as described in section 4.1, were followed for this operating point. Unlike at lower loads, the smaller EGR rates show an immediate decrease in the particle emission. This can be attributed to the higher temperature range at this load point where the cooling of the peak cylinder temperatures shows a substantial reduction in particle. The fuel consumption reduces further at higher LP-EGR rates even if the 50% mass fraction burned of 8°C_A aTDC is reached with 10% EGR due to improved combustion efficiency. The particle emission curves with 200bar as well as 250bar run almost parallel to each other. This implies that the parameter which has the biggest influence in particulate reduction as well as fuel consumption at higher loads is not the fuel pressure but the LP-EGR.

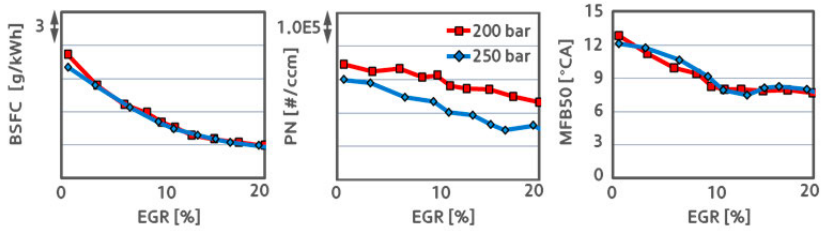


Fig. 14: Impact of Fuel Pressure in combination with EGR on BSFC, particle number at 2000rpm/11bar BMEP

7 Outlook

7.1 Dynamic PN behavior in load step

As discussed in section 3, acceleration at cold engine condition contributes to particle emission, especially in the RDE_{max} test. Particle peaks during transient condition do not correspond to particle emission measured in same load point at steady state conditions [Fig.15]. As a load ramp is associated with an increase in fuel injected per cycle, it can lead to impingement of piston or cylinder liner depending on injection phasing and the surface temperature of the combustion chamber [9]. At stationary operation conditions and at high loads, the surface temperature of piston is high enough to allow fast evaporation of the fuel (depending on coking deposits on piston bowl) in case of impingement. This leads to better air fuel mixture, resulting in a decrease in fuel consumption and particle emissions. On the other hand, if the load ramp is started from low loads with correspondingly low combustion chamber temperatures, the steady state optimized injection phasing can lead to particle emission peaks. This phenomenon is observed until the temperature of impinged surfaces increases to a point where the stationary optimized injection phasing lead to the reduced particle emissions.

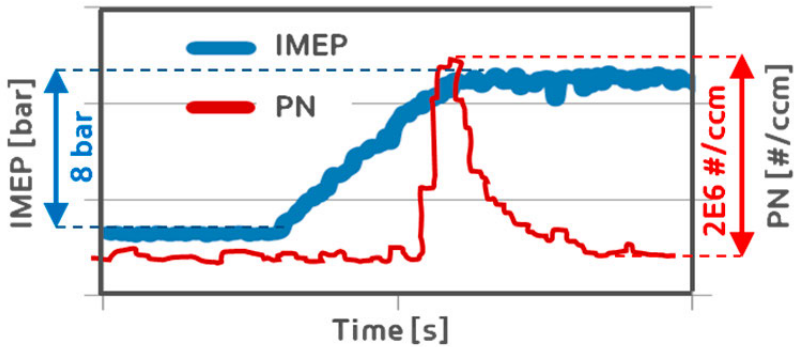


Fig. 15: Particle peak during dynamic load ramp at constant engine speed

As a particle counter has an intrinsic sample transport delay as well as filter in particle emission measurement, a combustion cycle based light intensity measurement, in this case an optical spark plug, was used to analyze the reasons for particle peaks during transient operation, Fig. 16.

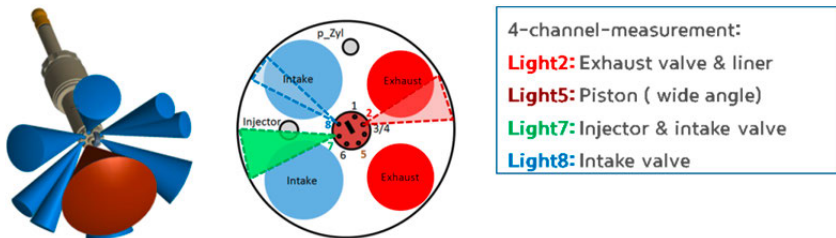


Fig. 16: Optical spark plug: viewing range and allocation of optical channels

Light intensity measurement by optical spark plug allows the localization of area with increased soot radiation due to fast signal dynamic and a crank angle based resolution. Thus, it is possible not only to detect individual cycles, but also to determine the origins of particle emissions within the cylinder. At normal homogeneous combustion without soot radiation, the angular position of light intensity corresponds to the heat release (slight blue radiation of homogeneous flame). Soot radiation has higher light intensity compared to homogeneous combustion and occurs after the flame front reaches pockets of highly enriched mixture and disappears after post-oxidation of soot or cooling down due to expansion cycle.

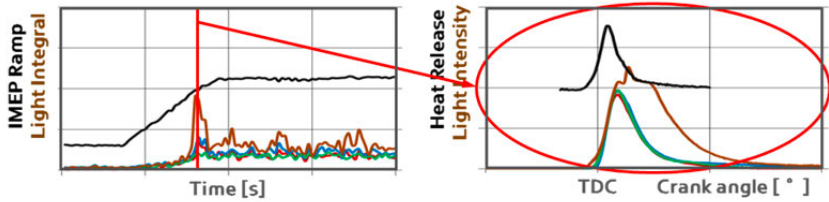


Fig. 17: IMEP ramp, light intensity integral of all optical channels over cycles (left), heat release and light intensity during single cycle (right)

The light intensity integral peak as seen clearly in Fig.17 (left) corresponds to the particle emissions peak in Fig. 15 (response time of particle counter not corrected). Increased soot radiation is detected from an optical channel oriented towards the piston, implying piston impingement and pool fire from piston surface. After a short stabilization time, the occurrences of light intensity integral and corresponding particle peaks are no longer present.

7.2 Measures to reduce particle emission at dynamic engine operation

The dynamic calibration and ECU function logic should be reworked to decrease particle emission peaks observed under highly dynamic conditions. For instance, a dynamic correction factor for the relatively early injection timings, optimized in warm engine conditions, until piston temperature reaches stationary values is required. The resulting late injection timings could cause cylinder liner impingement and oil dilution. To overcome this drawback, the shifting of injection timings from early to late should be combined with a switch from single to multiple injections to distribute fuel mass over multiple pulses and thus decrease the penetration and impingement of piston or liner. Finally, in case of strong acceleration followed by deceleration combined with fuel cut off, fuel enrichment set point for catalyst purging requires a recalibration.

8 Conclusion

The key aspects of current and future test procedures as well as means of fulfilling the emission targets have been discussed in detail in this paper. The advantages of new technologies like 250bar fuel pressure and of LP-EGR systems have been presented. Furthermore, the best results, be it reduction in fuel consumption or particle emission, are attained not by a single technology alone but a combination of them both. Finally, improvement in the dynamic engine calibration in a broader engine operation area compared to NEDC is necessary to reach the emission targets of future test procedures such as WLTP or RDE.

9 References

- [1] GRIMM, J.; WINKLER, M.; HARTMANN, R.; LENGHA, H.; Min, B.-H.
Potential of Low pressure EGR on gasoline engines. Antrieb und Umwelt, Graz
2014
- [2] WINKLER, M.; GRIMM, J.; LENGHA, H.; MIN, B.-H.
Gasoline Engine Combustion Development for EU 6c Emission Legislation
Internationaler Motorenkongress 2014 – Antriebstechnik im Fahrzeug
Baden Baden, 2014
- [3] RUAN, G.; KIENLE, D.; Becker, M.
Doppelfunkenzündung für Ottomotoren mit AGR
MTZ-Motortechnische Zeitschrift, Ausgabe 03/2013, Seite 212-216
Wiesbaden, 2013
- [4] WINKLER, M.; LEE, S.
Ladungswechsel-Phänomene bei einem aufgeladenen DI-Ottomotor
4. MTZ-Fachtagung „Ladungswechsel im Verbrennungsmotor“
Stuttgart, 2011
- [5] YEOM, K.; KIM, J.-H.; LEE, H.B.; KIM, H.J.
Hyundai-Kia's 1.2L Turbocharged Direct Injection Spark Ignition Engine Development
JSAE – 20114252, 2011
- [6] PISCHINGER, S.
Vorlesungsumdruck Verbrennungsmotoren Band 1 (25. Auflage)
Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen, RWTH Aachen
Aachen, 2005

- [7] WEBERBAUER, F.; RAUSCHER, M.; KULZER, A.; KNOPF, M.; BARGEN-DE, M.
Allgemein gültige Verlustteilung für neue Brennverfahren
MTZ-Motortechnische Zeitschrift, Ausgabe 02/2005, Seite 120-124
Wiesbaden, 2005
- [8] WINKLER, M.; GRIMM, J.; HARTMANN, R.; LENGA, H.; MIN, B.-H.
Low Pressure EGR for Downsized Gasoline Engines
23. Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology 2014
- [9] SCHULZ F., SCHMIDT J., KUFFERATH A., SAMENFINK W.: Gasoline Wall Films and Spray/Wall Interaction Analyzed by Infrared Thermography, SAE Int. J. Engines/Volume 7/Issue 3, 13 pages, Detroit 2014 (doi:10.4271/2014-01-1446)

Anforderungen an den Mehrlochinjektor zur Erfüllung zukünftiger Emissionsgrenzwerte beim direkteinspritzenden Ottomotor

Dr.-Ing. W. Wiese, Dr.-Ing. A. Kufferath, Dipl.-Ing. A. Storch,
Dr.-Ing. P. Rogler

Robert Bosch GmbH, Gasoline Systems

1 Herausforderungen zukünftiger Emissionsgesetze

Auch in den kommenden Jahren wird der Verbrennungsmotor den größten Beitrag zur CO₂-Reduzierung liefern. Hier kommt der Benzin-Direkteinspritzung in Verbindung mit Abgasturboaufladung und entsprechendem Downsizing eine Schlüsselrolle zu.

Diese Veröffentlichung konzentriert sich auf die Minimierung der relevanten Emissionen, um die weltweit geltenden Gesetzgebungen zu erfüllen. Für diese Aufgabe spielt das Einspritzsystem – maßgeblich der Injektor – gemeinsam mit dem Brennverfahren die dominierende Rolle.

In Europa liegt die Herausforderung in der Erfüllung des Partikelanzahl-Grenzwertes für Benzin-Direkteinspritzung, in Nord-Amerika in der Einhaltung der kombinierten NMOG- und NO_x-Emissionen sowie eines Partikelmassen-Grenzwertes. Andere relevante Gesetzgebungen implementieren in der Regel die Hauptbestandteile der europäischen und nordamerikanischen Gesetzgebung. Abbildung 1-1 zeigt eine Übersicht der kommenden EU Gesetzgebungen für Partikelanzahl-Grenzwerte. Zukünftig wird die Zertifizierung von Fahrzeugen auf dem „World Harmonized Light Duty Test Cycle“ [WLTC] basieren. Wann der Wechsel vom „New European Driving Cycle [NEDC] zum WLTC stattfindet ist noch nicht endgültig geklärt. Eine zusätzliche Anforderung der EU6 Gesetzgebung zur Partikelreduktion liegt darin, dass die Wirksamkeit der Maßnahmen nicht nur auf die festgelegten Testprozeduren beschränkt wird.

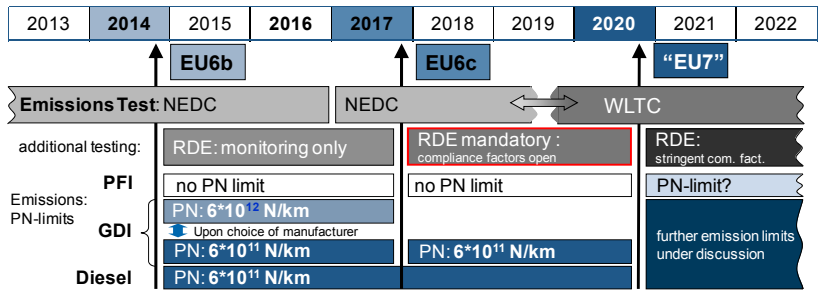


Abbildung 1-1: Roadmap der europäischen Gesetzgebung für PN

Vielmehr müssen die Grenzwerte über das gesamte fahrbare Kennfeld signifikant reduziert werden [3]. Zu Redaktionsschluss dieser Veröffentlichung lagen die Bedingungen zur Erfüllung der Gesetzgebung für "Real Driving Emissions" [RDE] noch nicht vor. Die Europäische Kommission hat verschiedene Testzyklen in einem frühen Stadium der RDE Diskussion zur Verfügung gestellt. Diese Zyklen werden "Real Driving Test Sequence" [RTS] genannt und sind seit 09/2011 verfügbar. Die Robert

Bosch GmbH nutzt den $RTS_{\text{aggressive}}$ mit einem Compliance Faktor von 1,5 zur Überprüfung der EU6c Anforderungen. Die herausfordernden Unterschiede im Vergleich zu einem NEDC oder WLTC sind die hohen Beschleunigungen sowie die reduzierte Dauer auf ungefähr 900 s mit entsprechend längerer relativer Kaltphase.

Bei der nordamerikanischen Gesetzgebung (LEVIII) liegt die Herausforderung in der Erfüllung des kombinierten NMOG- und NO_x -Grenzwertes. Es sind damit besondere Anforderungen an den Kaltstart und das Katalysatorheizen gestellt. Wie bei den Partikelemissionen kann über das Einspritzsystem in Kombination mit der Einspritzstrategie ein großer Beitrag für die Einhaltung der Grenzwerte geleistet werden.

2 Übersicht relevanter Emissionsquellen im Testzyklus

Zur Verbesserung der Komponenten des Kraftstoffsystems ist ein detailliertes Verständnis der verschiedenen Emissionsquellen unerlässlich. Abbildung 2-1 zeigt eine Skizzierung der qualitativen PN- sowie kombinierten HC- und NO_x -Emissionen in einem schematischen Fahrzyklus. Neben der Kenntnis der relevanten Motorsequenzen ist das Wissen über die korrespondierenden Quellen im Brennraum von großer Bedeutung. In Abbildung 2-2 sind die unterschiedlichen Entstehungsorte der PN- und HC-Emissionen aufgezeigt. Das Bild zeigt ein Brennverfahren mit zentral montiertem Injektor. Die PN- und HC-Quellen im Motorbrennraum sind bei seitlicher Einbaulage des Injektors ähnlich.

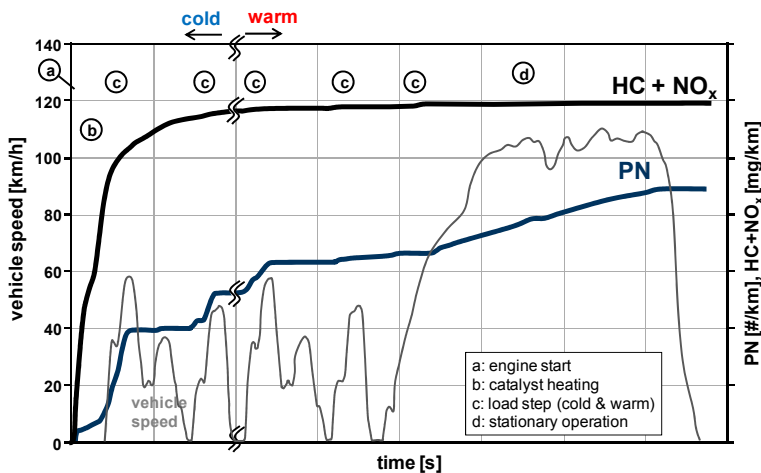


Abbildung 2-1: Schematische Darstellung der qualitativen PN- sowie kombinierten HC- und NO_x -Emissionen

Die Tabelle in Abbildung 2-2 zeigt die Gewichtung der PN- und HC-Emissionen auf der Grundlage von aktuellem Bosch-Wissen für Mehrlochinjektoren im Homogenbetrieb. Wegen der dominierenden Rolle der Mehrlochinjektoren im Markt, wird sich im Weiteren nur auf diesen Injektortyp konzentriert.

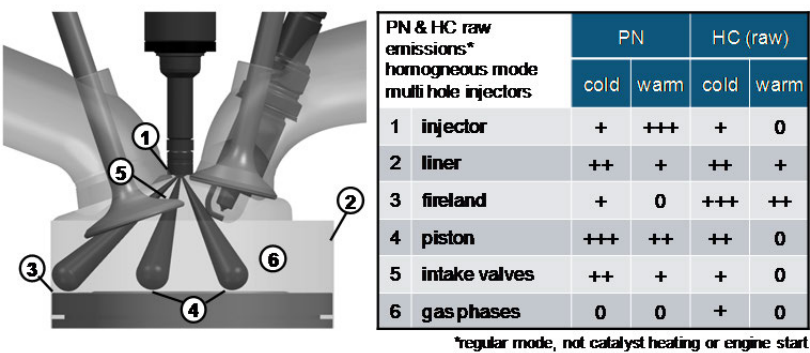


Abbildung 2-2: Hauptquellen für PN- und HC-Rohemissionen
(0 ≙ geringer Einfluss/neutral, +++ ≙ höchster Einfluss)

Während des Kaltstartvorgangs (a) können die HC-Emissionen in HC aus der Injektor-Leckage und HC aus Wandfilmen im Motorbrennraum aufgeteilt werden. Das HC aufgrund von Injektor-Leckage ist unverbrannter Kraftstoff, der sich im Brennraum seit dem letzten Motor-Stopp angesammelt hat. Daher ist zur Erfüllung der Grenzwerte ein Kraftstoffsystem mit einer sehr geringen Leckage erforderlich. Der Kaltstartanteil beträgt ungefähr 20 % der kumulierten HC-Emissionen in einem optimierten Niedrigstmissionskonzept. Der Kaltstart hat bei einer optimierten Kalibrierung in der Regel keinen relevanten Beitrag zu den PN-Emissionen.

Direkt nach dem Motorkaltstart wird das Kat-Heizen aktiviert (b), um den Katalysator so schnell wie möglich auf Betriebstemperatur aufzuheizen. Ziel ist die Maximierung des Abgaswärmestromes bei gleichzeitig niedrigen HC- und PN-Rohemissionen. Wie in Abbildung 2-1 gezeigt, gibt es lediglich bis zum Erreichen der Betriebstemperatur nennenswerte HC-Emissionen. Dieses Kat-Heizen – meist ausgeführt als Homogen Split Betrieb (HSP) – ist zwingend, um HC-Emissionen zu minimieren [4, 5]. Um das System hier unter Berücksichtigung der PN-Emissionen zu optimieren, spielt das Einspritzsystem eine entscheidende Rolle. Gerade im Kat-Heiz-Betrieb ist eine präzise und robuste Zumessgenauigkeit von hoher Bedeutung, was durch eine Injektorregelungsfunktionalität [CVO] sichergestellt wird [6].

Relevante transiente Bedingungen (c), wie in Abbildung 2-1 gezeigt, sind Änderungen in der Motorlast durch Beschleunigungen. Bei ausreichender Betriebstemperatur und optimiertem Katalysatorlayout sind die HC-Emissionen in Testzyklen durch transiente Vorgänge kaum betroffen. Die PN-Emissionen werden vor allem durch unvollständige Verdampfung von Wandfilmen nahe der Zündung erzeugt [2, 7, 8]. Im kalten Motorbetrieb ist dies deutlich kritischer als im warmen Motorbetrieb. Im warmen Motorbetrieb sind PN-Emissionen von Kolben, Liner und den Einlassventilen bis zu mittleren Lasten gering. Eine relevante Quelle ist hier ein Wandfilm auf einem gealterten Injektor mit Ablagerungen, welche in dieser Veröffentlichung näher beschrieben wird. Mit einem optimierten Injektordesign kann dieser Effekt auf ein Minimum reduziert werden. Bei höheren Lasten sind PN-Emissionen auch von Kolben, Liner und Einlassventilen analog zum kalten Motor zu berücksichtigen.

Bei stationären warmen Motorbedingungen (d) sind HC-Emissionen typischerweise vernachlässigbar. Im Gegensatz dazu sind PN-Emissionen auch während Stationärbedingungen relevant und zeigen eine Abhängigkeit von der Motorlast. Für moderate Lasten spielt ein gealterter Injektor die dominante Rolle. Für höhere Lasten müssen PN-Emissionen von Kolben, Liner und Einlassventilen ebenfalls betrachtet werden.

Neben den PN-Emissionen, die durch das Einspritzsystem beeinflusst werden, müssen zusätzliche Quellen durch Eintrag von Öl in den Brennraum – insbesondere über Lebenszeit – berücksichtigt werden. Das Öl kann über Turbolader-, Einlassventildichtungen, Kolbenringe und die Kurbelgehäuse-Entlüftung in den Brennraum gelangen. Diese zusätzlichen PN-Quellen sind in der Systemauslegung zu beachten.

3 Methoden und Tools zur PN-Emissions-Analyse

Um den Einfluss des Einspritzsystems auf die PN-Emissionen zu isolieren und zu quantifizieren, sind umfassende experimentelle und theoretische Entwicklungsschritte notwendig. Eine Übersicht zur Vorgehensweise und der verwendeten Werkzeuge ist in Abbildung 3-1 dargestellt.

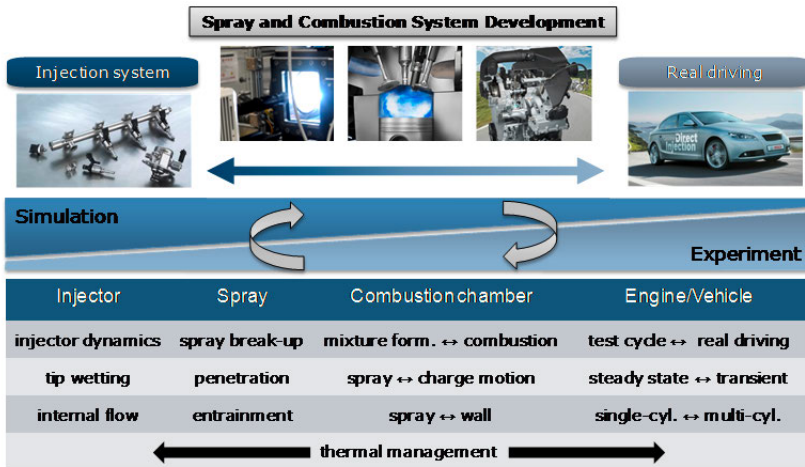


Abbildung 3-1: Spray- und Brennverfahrensentwicklung bei der Robert Bosch GmbH

Um Wandfilme an der Injektorspitze während und nach der Einspritzung zu untersuchen, wird bei der Robert Bosch GmbH eine Highspeed-Kamera mit einem Long-Distance-Mikroskop (LDM) an einer Spraykammer verwendet (Abbildung 3-2).

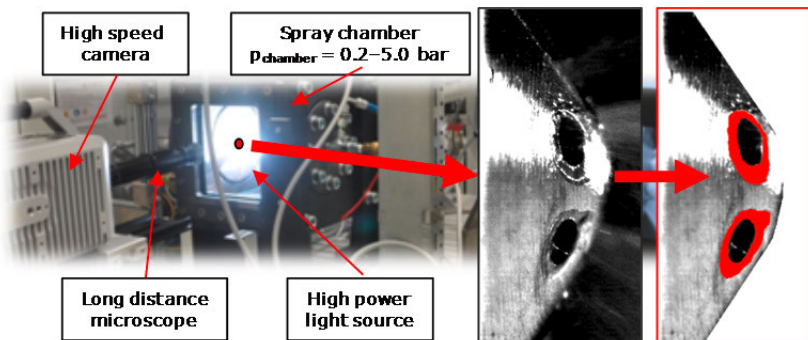


Abbildung 3-2: Experimenteller Aufbau zur Visualisierung der Injektorspitzenbenetzung

Mit diesem Aufbau können Hochdruckeinspritzventile unter motorrelevanten Bedingungen (Gegendruck, Systemdruck und Kraftstoff-/Injektortemperatur) bzgl. ihres Spitzenbenetzungsverhaltens untersucht werden.

Auf der rechten Seite ist beispielhaft die benetzte Fläche dargestellt und markiert. Mit dieser Technologie ist nicht nur eine Bewertung der Injektorspitzenbenetzung möglich, sondern es können auch das Öffnungs- und Schließverhalten, die Lochfüllung, die Spraystabilität und der primäre Strahlaufbruch bewertet werden (Abbildung 3-3).

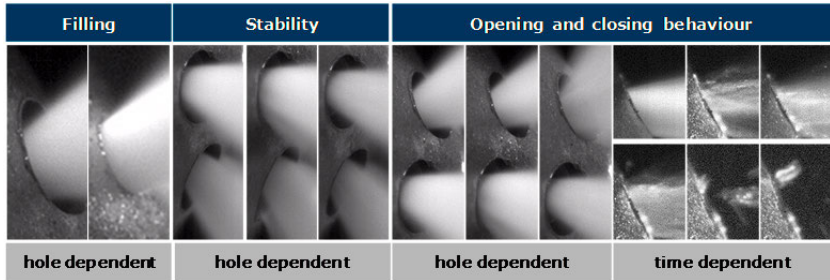


Abbildung 3-3: Injektoranalyse mit einem Long-Distance-Mikroskop

Neben der Injektorkuppenbenetzung ist die Spray-Wand-Interaktion im Brennraum eine weitere wichtige Einflussgröße auf die PN-Emissionen. In diesem Abschnitt wird eine in Zusammenarbeit mit der Universität Magdeburg entwickelte Messtechnik vorgestellt, welche die Untersuchung von Wandfilmen ermöglicht (siehe Abbildung 3-4 und [2]).

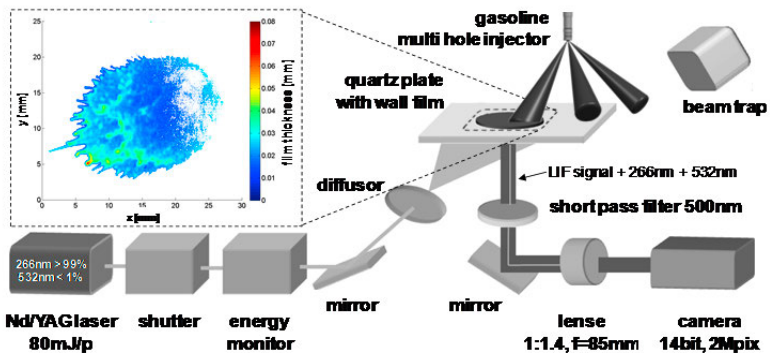


Abbildung 3-4: Versuchsaufbau zur Untersuchung von Wandfilmen [2]

Im Allgemeinen können verschiedene Sprayarten und Einbaupositionen mit diesem Versuchsaufbau untersucht werden. Unter einer Quarzglasplatte befinden sich ein Nd/YAG-Laser, welcher den während und nach einer Einspritzung auf der Platte an-

gelagerten Kraftstoff zur Fluoreszenz anregt, und eine Kamera, die das Signal dieser Laserinduzierten Fluoreszenz [LIF] aufnimmt.

Mit diesem Versuchsaufbau ist eine lokale und integrale Quantifizierung des Wandfilms möglich. Außerdem kann die LIF-Messtechnik auch verwendet werden, um die Benetzung der Injektorspitze zu quantifizieren.

4 Analyse und Optimierung relevanter PN-Quellen

Die grundsätzlichen Mechanismen der Partikelbildung in Ottomotoren können in [1] nachgelesen werden. Dieses Kapitel der Analyse und Optimierung ist in zwei Abschnitte unterteilt. Der erste Teil beschreibt das Phänomen PN-Drift, im zweiten Teil wird der Einfluss des Systemdrucks auf die PN-Emissionen untersucht.

Abbildung 4-1 zeigt einen signifikanten Anstieg der PN-Emissionen (PN-Drift) innerhalb weniger Stunden in einem stationären Motordauerlauf. Es gibt eine klare Korrelation zwischen dem Anstieg der PN-Emissionen, dem Aufbau von Ablagerungen an der Injektorspitze und dem Rußleuchten im Bereich der Injektorspitze. Auch hier ist ein Kraftstoffwandfilm die Quelle der PN-Emissionen. Zur Zeitraffung wurde hier ein niedriger Raildruck von 5 MPa eingestellt, was die Prozesse deutlich beschleunigt.

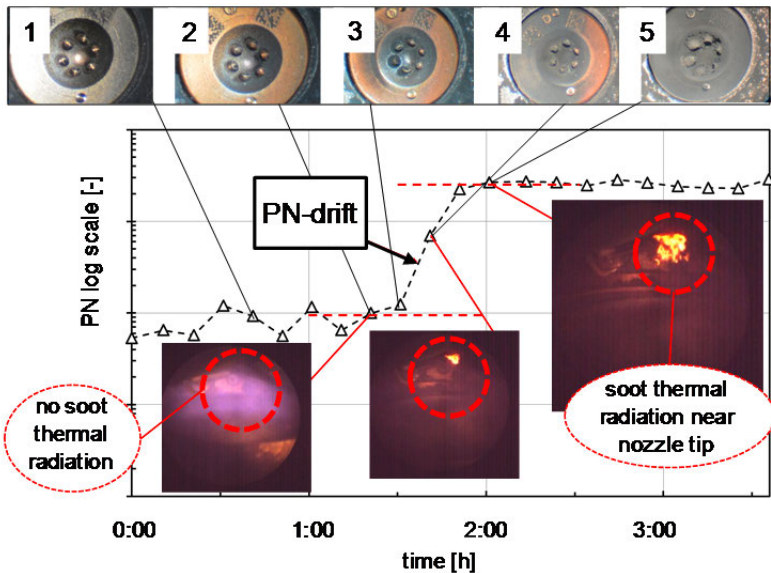


Abbildung 4-1: PN-Drift Phänomen eines Mehrlochinjektors

Abbildung 4-2 zeigt die Ventilschleuse nahe eines Spritzloches vom Zeitpunkt kurz vor der Einspritzung bis zum Einspritzende. Man kann deutlich sehen, dass die Oberfläche zum Ende der Einspritzung benetzt ist. Dies führt letztlich zum beschriebenen PN-Drift Phänomen. Im Falle eines sauberen Injektors verdampft der Kraftstoffwandfilm am Injektor nahezu vollständig bis die Flammfront die Injektorspitze passiert. Es entstehen keine relevanten PN-Emissionen an diesem Ort. Im Falle einer verschmutzten Injektorspitze wirken die porösen Ablagerungen wie ein Schwamm mit hoher Speicherwirkung und verlängerter Verdampfungsdauer. Damit verdampft auch noch Kraftstoff zu einem Zeitpunkt, zu dem die Flammfront die Injektorspitze bereits passiert hat. Hierdurch liegen günstige Bedingungen für eine Rußentstehung vor.

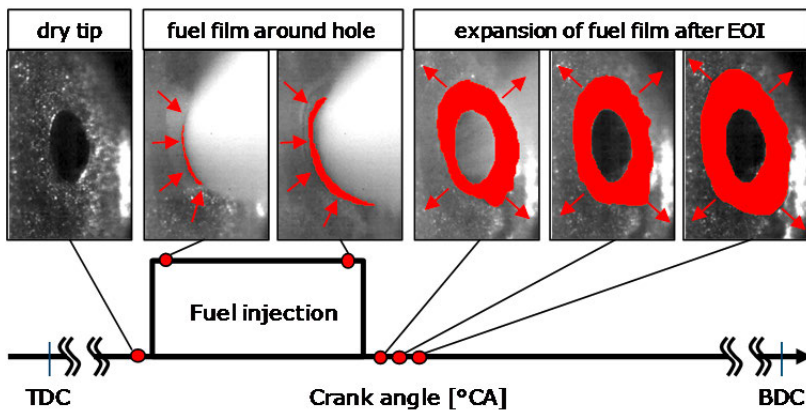


Abbildung 4-2: PN-Drift durch Injektorspitzenbenetzung eines Mehrlochinjektors

Abbildung 4-3 zeigt auf der linken Seite eine schematische Skizze der Kraftstoff- und Gasströmung an der Injektorspitze. Neben den axialen Geschwindigkeitsvektoren gibt es signifikante Querkomponenten.

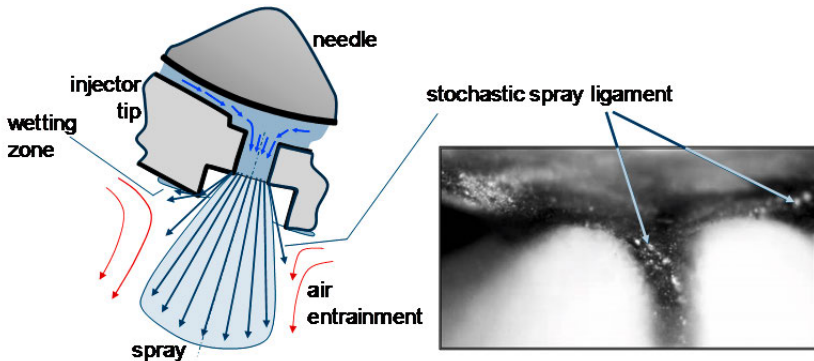


Abbildung 4-3: Strömungsfeld innerhalb und nahe der Injektorspitze

Diese führen zu einer stochastischen Benetzung der Vorstufe. Der Kraftstoff breitet sich dann direkt über die Seitenwände der Vorstufe und die Oberfläche der Injektorspitze aus. Zusätzlich erzeugt der Strahl ein Luft-Entrainment, das eine Kraft in Richtung Spraystrahl erzeugt. Auf dieser Grundlage ist für die Reduzierung der Injektorspitzenbenetzung und der daraus resultierenden PN-Drift ein detailliertes Wissen über die Nahfeldphysik notwendig.

Neben der LDM-Technik für die phänomenologische Beschreibung der Prozesse ist CFD ein wesentliches Werkzeug für die Optimierung. Das hiermit optimierte Layout (step 1) in Abbildung 4-4 besitzt eine tiefe und enge Vorstufe, welche die Interaktion zwischen Spray und Vorstufe im Hinblick reduzierter Spitzenbenetzung verbessert. Eine weitere Reduktion der Spitzenbenetzung (step 2) kann durch eine optimierte Innenströmung – gestützt durch CFD – erreicht werden.

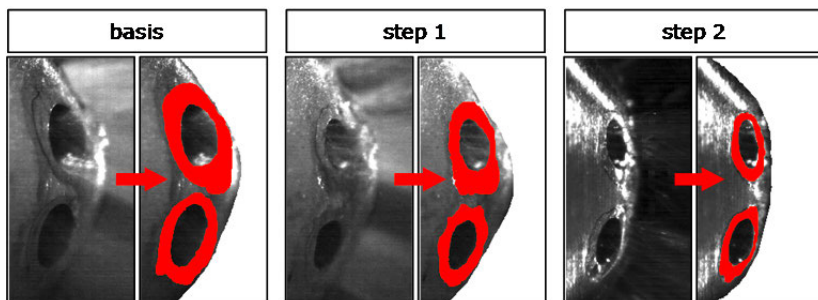


Abbildung 4-4: Ergebnisse der Optimierung für eine reduzierte Injektorspitzenbenetzung

Die positive Auswirkung einer reduzierten Spitzenbenetzung auf die PN-Emissionen ist in Abbildung 4-5 dargestellt. Es zeigen sich nur noch geringe Unterschiede zwischen sauberer und verschmutzter Injektorspitze.

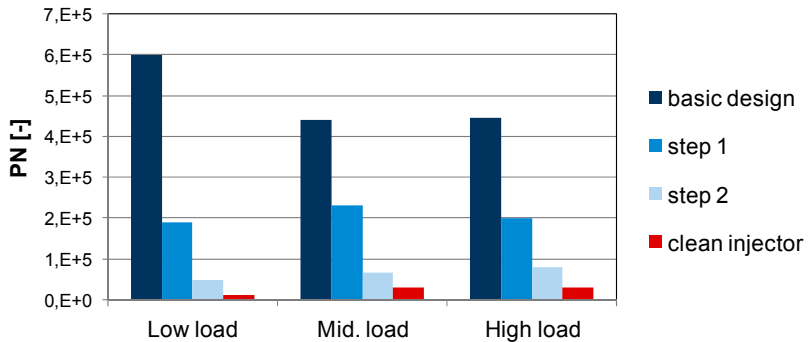


Abbildung 4-5: Motorergebnisse mit hinsichtlich PN-Drift optimierten Injektoren

Ein Reduktion der Spitzenbenetzung und damit eine Optimierung der PN-Emissionen ist auch für Injektoren ohne Vorstufe möglich. Hier ist jedoch zu beachten, dass sich Injektoren ohne Vorstufe kritischer bzgl. der Robustheit bei Schlechtkraftstoffen (Durchflussreduktion) verhalten. Eine Bewertung der PN-Potenziale von Konzepten mit und ohne Vorstufe sowie deren Industrialisierbarkeit für einen Großserieneinsatz ist aktuell in Bewertung.

Der Systemdruck von DI-Einspritzsystemen liegt derzeit bis zu 25 MPa. Für die nächste Generation wird ein Druck um 35 MPa angestrebt. Ein erhöhter Systemdruck ist eine Robustheitsmaßnahme um PN-Drift zu minimieren und hat gleichzeitig eine positive Auswirkung auf Brennraumwandfilme (siehe exemplarisch Abbildung 4-6).

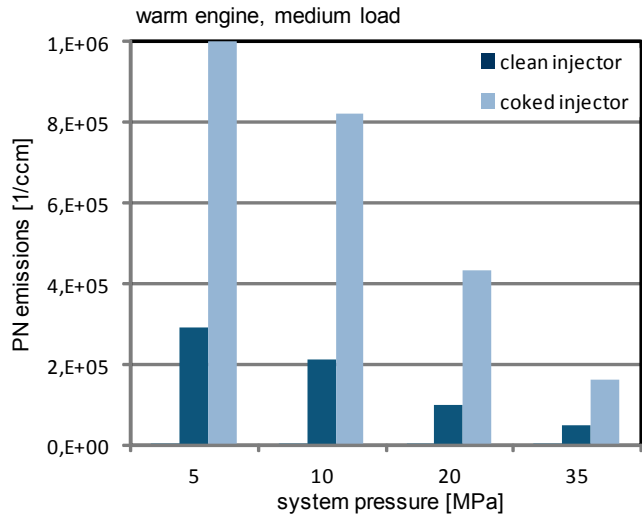


Abbildung 4-6: Einfluss des Kraftstoff-Systemdrucks auf PN-Emissionen

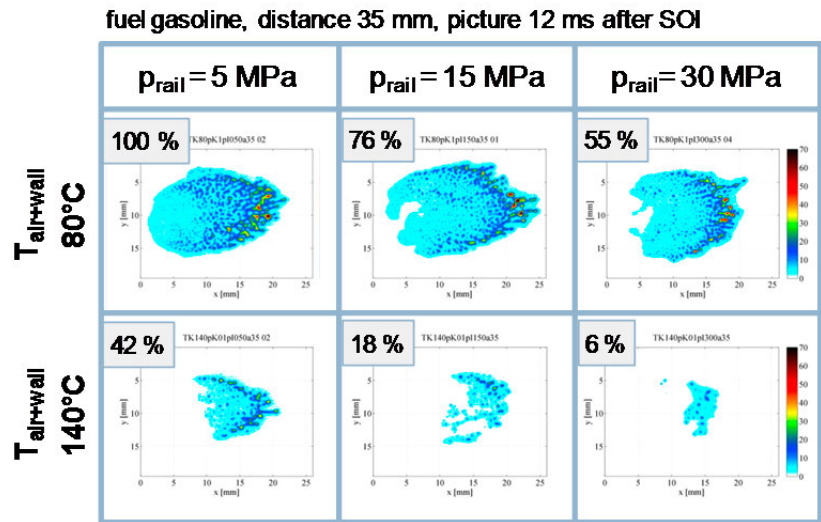


Abbildung 4-7: Kraftstoffmasse im Wandfilm [in %], relativ zu 5 MPa @ 80°C

Die Ursache für die deutliche PN-Reduktion durch Anhebung des Systemdrucks liegt in einem erhöhten Luft-Entrainment und damit einer besseren Interaktion zwischen Gas- und Flüssigphase begründet. Dies verbessert die Gemischbildung und Verdunstung und lässt die Tröpfchen besser der Ladungsbewegung folgen. Details zu dieser Untersuchung sind in [2, 7] veröffentlicht. In Summe wird so die Eindringtiefe des Sprays verringert und damit der Bildung von Wandfilmen durch reduzierte Spray-Wand-Interaktion entgegengewirkt (siehe Abbildung 4-7).

5 Ergebnisse im Fahrzyklus und Ableitung weiterer Anforderungen an den Mehrlochinjektor

Nach der Beschreibung der Methodik gibt dieses Kapitel einen Überblick über aktuelle Ergebnisse in Fahrzeugtests. Die verwendeten Injektoren beinhalten die in Kapitel 4 vorgestellte Optimierung „step 1“. Das System (4 Zyl. TC) wurde mit einem Hochlastprofil-Fahrzyklus vor den Emissionsprüfungen gealtert.

Im ersten Schritt wurde der NEDC für die Grundauslegung genutzt. Abbildung 5-1 zeigt die Ergebnisse für ein optimiertes System mit 20 bis 35 MPa Druck im Vergleich zum Referenzsystem. Die Ergebnisse zeigen, dass die Einhaltung des EU6c PN-Grenzwert im NEDC keine Herausforderung darstellt. In naher Zukunft wird der WLTC den NEDC ersetzen, was hinsichtlich RDE keine zusätzliche Herausforderung darstellt. Um das Thema RDE angemessen zu adressieren, wurden die PN-Emissionen im RTS_{aggressive} untersucht (Abb. 5-2).

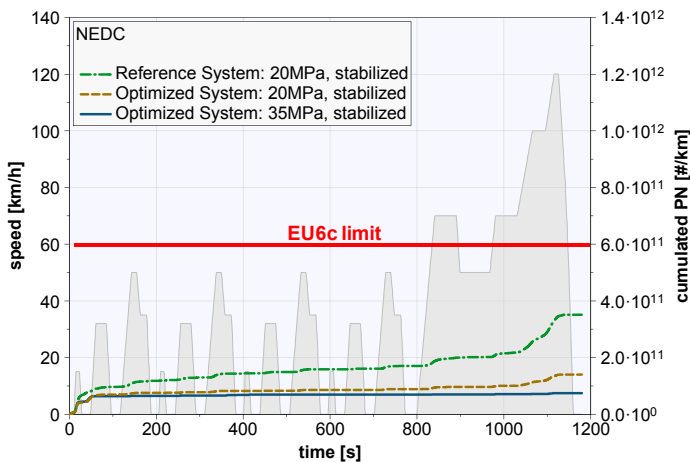


Abbildung 5-1: NEFZ mit stabilisierten Injektoren; Referenz und optimiertes System

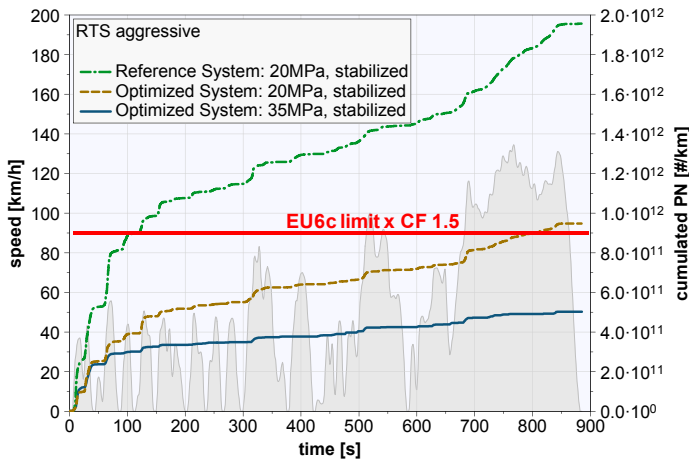


Abbildung 5-2: $RTS_{agnostic}$ mit stabilisierten Injektoren; Referenz und optimiertes System

Das optimierte Einspritzventil erreicht bei einem Systemdruck von 20 MPa aufgrund reduzierter Injektor-PN-Drift und verbesserter Gemischaufbereitung eine signifikante Reduktion der PN-Emissionen von 50 % im Vergleich zum Referenzsystem. Mit einem auf 35 MPa erhöhten Systemdruck wurde eine PN-Reduktion um weitere 50 % erreicht. Die Vorteile des erhöhten Systemdrucks von 35 MPa sind in größerer Robustheit gegenüber PN-Drift und reduzierten PN-Emissionen in den Beschleunigungsphasen zu finden. Dies entspricht den in Kap. 4 vorgestellten Mechanismen zur Wirkweise eines erhöhten Systemdrucks. Aus der konsequenten Umsetzung von 35 MPa im Kennfeld und den Herausforderungen der weltweiten Gesetzgebung leiten sich – neben dem Thema Sprayweiterentwicklung – weitere Anforderungen an den Injektor ab. Diese sind in der Dynamik und der Dichtheit zukünftiger Injektoren zu sehen. Abbildung 5-3 stellt die wichtigsten Ergebnisse und Entwicklungsziele der nächsten Generation (HDEV6) der Bosch DI-Injektoren vor. Auf der linken Seite ist die optimierte Kennlinie dargestellt, mit der sich der Injektor in Kombination mit CVO vom ballistischen Bereich an über die gesamte Kennlinie applizieren lässt. Neben der Kennlinienoptimierung wird die minimal erlaubte Pausenzeit bei Mehrfacheinspritzung signifikant reduziert (siehe mittleres Bild). Somit steht mit dem HDEV6 ein größerer applikativer Freiraum zur Verfügung, der für die individuelle Optimierung eines Brennverfahrens genutzt werden kann. Insbesondere für die Herausforderungen der amerikanischen Gesetzgebung wird die Dichtheit – auch über Laufzeit – für reduzierte HC-Emissionen aus dem Start (siehe Kap. 2) deutlich verbessert.

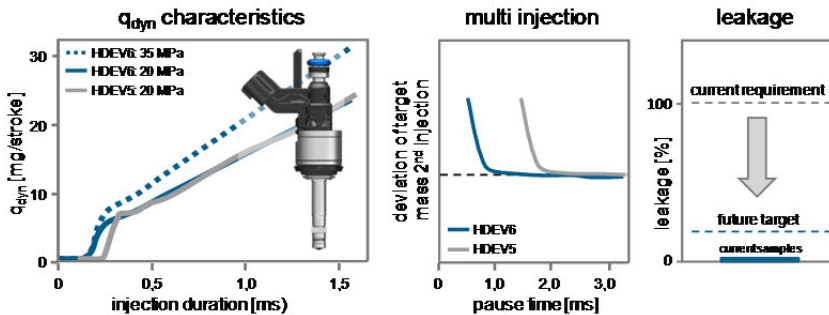


Abbildung 5-3: Ergebnisse und Entwicklungsziele HDEV6

Die Fahrzeugergebnisse zeigen, dass die konsequente und detaillierte Analyse der PN-Quellen der Schlüssel ist, um die Anforderungen an die EU6c Gesetzgebung zu erfüllen. Der erwähnte Schritt 2 der Injektoroptimierung wird derzeit mit Hilfe der beschriebenen Methoden untersucht. Eine Weiterentwicklung ist notwendig, um steigende Leistungsgewichte und härtere Randbedingungen, z.B. unterschiedliche Kraftstoffqualitäten sicherzustellen. Für das Layout eines Motor-Fahrzeug-Systems muss immer betrachtet werden, dass auch noch zusätzliche PN-Emissionsquellen existieren, die nicht vom Einspritzsystem beeinflusst werden.

6 Zusammenfassung

Die weltweite, zukünftige Gesetzgebung stellt die Brennverfahrensentwicklung aktuell vor zwei Herausforderungen. In der EU ist es die Gesetzgebung mit Fokus auf PN in Kombination mit RDE Fahrzyklen ab 2017, während sich die US-Gesetzgebung auf eine schrittweise Verschärfung der kombinierten NMOG- und NO_x -Grenzwerte konzentriert. Auf Grund der zeitnahen Einführung von RDE in der EU-Gesetzgebung lag der Fokus dieser Veröffentlichung in der Optimierung der PN-Emissionen.

Bei der Partikelentstehung in DI-Motoren müssen zwei PN-Quellen unterschieden werden, einerseits PN durch Wandfilme im Brennraum und andererseits PN durch Ablagerungen an der Injektorspitze. Um diese Quellen zu minimieren, ist das Injektordesign zu optimieren und der Systemdruck zu erhöhen. In der Veröffentlichung wurde gezeigt, wie durch eine systematische Verknüpfung von optischer Messtechnik, Simulation und Motor-/Fahrzeuguntersuchungen das PN-Niveau signifikant reduziert werden kann. Daraus abgeleitet wurden die, neben der Spraycharakteristik, notwendigen Eigenschaften zukünftiger DI-Injektoren, welche im HDEV6 mit

einem Systemdruck von 35 MPa umgesetzt werden. Eine konsequente Weiterentwicklung ist notwendig, um auch den anspruchsvollen Randbedingungen wie z.B. ungünstigen Leistungsgewichten genüge zu tragen.

7 Literatur

1. Eastwood P.: "Particulate Emissions from Vehicles", John Wiley & Sons Ltd, 2008. – ISBN 978-0-470-72455-2
2. Kufferath A., Samenfink W., Hammer J., Schulz F., Könning M., Schmidt, J.: Charakterisierung des Wandfilms relevanter Betriebsbedingungen für einen direkteinspritzenden Ottomotor als Grundlage zur Schadstoffminimierung. 10. Tagung Motorische Verbrennung, S. 423-436, München 2011
3. Kufferath A., Berns S., Hammer J., Busch R., Frank M., Storch A.: "The EU6 Challenge at GDI – Assessment of Feasible System Solutions" 33rd International Vienna Motor Symposium, 04.2012
4. Steimle F., Kulzer A., Schwarzenenthal D., Richter H., Romberg C.: „Particle emission analysis in homogeneous direct injection SI engines", 13. Internationales Stuttgarter Symposium 2013 Automobil- und Motorentechnik, Stuttgart, 03.2013
5. Storch A., Kufferath A., Fischer U., Selder M., Schünemann E.: "TVDI Fuel Efficiency Technology for Worldwide Operation: Injector Design and Combustion System Development", 9. Internationales Symposium für Verbrennungsdiagnostik, 115-128, 06.2010
6. Schlueter R., Kümpel J., Okuyama H.: "Mechatronic Component Packages within Gasoline Direct Injection Systems and their Impact on OEM-Supplier-Cooperation", 7th IFAC Symposium on Advances in Automotive Control, National Olympics Memorial Youth Center, Tokyo, Japan, 09.2013
7. Schulz F., Schmidt J.: "Investigation of fuel wall films using laser-induced-fluorescence," DIPSI Workshop 2012 on Droplet Impact Phenomena & Spray Investigation, May 2012, Bergamo, Italy
8. Schulz F., Schmidt J., Kufferath A., Samenfink W.: Gasoline Wall Films and Spray/Wall Interaction Analyzed by Infrared Thermography, SAE Int. J. Engines/Volume 7/Issue 3, 13 pages, Detroit

Internationaler Motorenkongress 2015

Mit Nutzfahrzeugmotoren - Spezial

Liebl, J.; Beidl, C. (Hrsg.)

2015, XVII, 912 S. 500 Abb., Softcover

ISBN: 978-3-658-08860-6