



## 8. VDI-Fachtagung

# Ventiltrieb und Zylinderkopf 2019

– im Kontext von Euro VII und E-Mobilität –

Würzburg, 25. und 26. Juni 2019

Bildquelle: © MAHLE GmbH

# VDI-BERICHTE

Herausgeber:

VDI Wissensforum GmbH



### **Bibliographische Information der Deutschen Nationalbibliothek**

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliographie; detaillierte bibliographische Daten sind im Internet unter [www.dnb.de](http://www.dnb.de) abrufbar.

### **Bibliographic information published by the Deutsche Nationalbibliothek (German National Library)**

The Deutsche Nationalbibliothek lists this publication in the Deutsche Nationalbibliographie (German National Bibliography); detailed bibliographic data is available via Internet at [www.dnb.de](http://www.dnb.de).

### **© VDI Verlag GmbH · Düsseldorf 2019**

Alle Rechte vorbehalten, auch das des Nachdruckes, der Wiedergabe (Photokopie, Mikrokopie), der Speicherung in Datenverarbeitungsanlagen und der Übersetzung, auszugsweise oder vollständig.

Der VDI-Bericht, der die Vorträge der Tagung enthält, erscheint als nichtredigierter Manuskriptdruck.

Die einzelnen Beiträge geben die auf persönlichen Erkenntnissen beruhenden Ansichten und Erfahrungen der jeweiligen Vortragenden bzw. Autoren wieder. Printed in Germany.

ISSN 0083-5560

ISBN 978-3-18-092353-6

# Inhalt

## ► Keynote

**Neuezeitliche Zylinderabschaltstrategien für zukünftige leichte und mittelschwere Dieselmotoren zur Reduktion der Treibhausgas- und Schadstoffemissionen . . . . .1**  
T. Körfer, P. Heuser, FEV Group GmbH, Aachen;  
H.-J. Schiffgens, Tula Technologies

## ► Ventiltrieb

**Schaltbare Ventiltriebssysteme – von der Hydraulik zur Elektromechanik . . . . .25**  
F. Himsel, T. Werblinski, W. Christgen, Schaeffler Technologies AG & Co. KG, Herzogenaurach

**Frictional Performance of the fully variable Valve Train UpValve . . . . .45**  
M. Breuer, D. Furtado, K. Grimm, S. Moormann, S. Schmitt, M. Seibel, Pierburg GmbH, Neuss

**Verbrauchs- und Emissionspotenziale am Ottomotor mittels schneller Luftpfadregelung in konventionellen- und Hybridantriebssträngen durch einen vollvariablen Ventiltrieb . . . . .63**  
D. Wolf, P. Müller, A. Mayer, S. Harges, P. Traversa, Schaeffler Technologies AG & Co KG, Herzogenaurach

**Camcon Intelligent Valve Technology – a Powerful Tool for Combustion Development . . . . .89**  
R. D. Stone, Camcon Auto Ltd, Foxton, United Kingdom

**Wirkungsgradvorteile beim Ottomotor unter Verwendung einer nockenwellenlosen, vollvariablen Ventilsteuerung gegenüber gedrosseltem Betrieb – Funktionsweise und Potenziale eines neuartigen elektrohydraulischen Ventiltriebs. . . . .105**  
N. Zsiga, A. Omanovic, P. Soltic, EMPA Swiss Federal Laboratories for Materials Science and Technology, Dübendorf, Schweiz;  
W. Schneider, Wolfgang Schneider Ingenieurbüro, Thun, Schweiz

## ► Komponenten

**Strukturierung von Gleitflächen zur Optimierung von Nocken gegenläufer Kontakten . . . . .135**  
J. Förster, Schaeffler Technologies AG & Co. KG, Herzogenaurach

**Motorventilsysteme für höchste thermische Beanspruchungen – Anforderungen an Motorventile im Lambda = 1 - Betrieb . . . . .145**  
A. Puck, A. J. Müller, C. Luven, C. Beerens, MAHLE GmbH, Stuttgart

## ► Zylinderkopf

---

<b>Die Direkte Benzin-Wasser-Einspritzung (DBWE) – Neue Anforderungen an den Zylinderkopf. . . . .</b>	<b>157</b>
--	------------

C. Heinrich, N. Schmitt, H. Dörksen, Institut für Fahrzeugtechnik, Hochschule Trier

<b>Cylinder Head Solutions for 300bar and beyond – Next generation commercial and large engines' advanced design and simulation. . . . .</b>	<b>171</b>
--	------------

C. O. Huber, A. Zurk, AVL List GmbH, Graz, Österreich

<b>Entwicklung eines Zylinderkopfs unter den Möglichkeiten der additiven Fertigung. . . . .</b>	<b>191</b>
---	------------

N. Büchau, Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen der RWTH Aachen University, Aachen;  
W. Bick, R. Bey, R. Rauschen, FEV Europe GmbH, Aachen

## ► Simulation und Versuch

---

<b>Automatisierte Optimierung von Nockenkonturen im interdisziplinären Spannungsfeld einer Motorentwicklung. . . . .</b>	<b>211</b>
--	------------

P. Ortlieb, Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen, RWTH Aachen University, Aachen;  
S. Sonnen, T. Uhlmann, FEV Europe GmbH, Aachen

<b>Einsatz neuer Materialmodelle in der Simulation von Fertigung und Betrieb von Zylinderköpfen – Wie kann die Auslegung von Zylinderköpfen durch eine genauere Beschreibung des Werkstoffverhaltens verbessert werden . . . . .</b>	<b>227</b>
--	------------

A. Guirao Blank, Volkswagen AG, Wolfsburg

## ► Ventiltrieb und Zylinderkopf

---

<b>Motorische Potentiale durch aktive Kurbelgehäuseentlüftung – Blue.tron – Teller-separatoren der Hengst SE . . . . .</b>	<b>241</b>
--	------------

E. Stitterich, M. Rölver, D. Baumhöve, Hengst SE, Münster

<b>RDE-Konformität durch Kanaltrennung und Isolierung des Abgaskrümmers am Ottomotor . .</b>	<b>255</b>
--	------------

F. J. Feikus, D. Ragus, B. Stauder, Nemak Europe, Frankfurt/Linz;  
M. Günther, U. Walther, T. Günther, IAV GmbH, Chemnitz

<b>Cam-less valve train opportunities – Implementing a Freevalve valve train in an automotive application. . . . .</b>	<b>269</b>
--	------------

A. A. Möller, Freevalve AB, Ängelholm, Sweden

# **Neuheitliche Zylinderabschaltstrategien für zukünftige leichte und mittelschwere Dieselmotoren zur Reduktion der Treibhausgas- und Schadstoffemissionen**

## **Advanced cylinder deactivation strategies for future light and medium duty Diesel powertrains to lower GHG and pollutant emissions**

Dipl.-Ing. **Th. Körfer**, Dr.-Ing. **P. Heuser**, FEV Group GmbH, Aachen;  
Dr.-Ing. **H.-J. Schiffgens**, Tula Technologies

### **Kurzfassung**

Die kontinuierliche Optimierung der Schere zwischen niedrigsten CO<sub>2</sub>- und geringsten Schadstoffemissionen ist der zentrale treibende Faktor für die Entwicklung neuer Technologiepakete für zukünftige Dieselmotorenkonzepte. Die Zylinderabschaltung bei Dieselmotoren im Niederlastbetrieb stellt in diesem Zusammenhang einen neuheitlichen applikativen Ansatz zur gleichzeitigen Verringerung von Kraftstoffverbrauch und Schadstoffemissionen dar, insbesondere fokussiert auf die NO<sub>x</sub>-Emissionen.

In diesem Zusammenhang stellt Dynamic Skip Fire (DSF) eine fortschrittliche Zylinderabschalttechnologie dar, bei der die Entscheidung, einen einzelnen Zylinder eines Mehrzylinder-motors zu betreiben oder nicht zu betreiben, unmittelbar vor jedem Arbeitszyklus auf Basis vielfältiger Parameter getroffen wird. Ein mit der DSF-Technologie ausgestatteter Motor verfügt über die Möglichkeit, Zylindereinheiten von Zyklus zu Zyklus selektiv zu deaktivieren, um den erforderlichen Drehmomentbedarf bei optimaler Kraftstoffeffizienz unter Beibehaltung eines akzeptablen NVH-Verhaltens (Noise, Vibration and Harshness) im dynamischen Alltagsbetrieb zu erreichen. „Dynamic Skip Fire“ hat bereits deutliche Verbesserungen des Kraftstoffverbrauchs bei klassischen Ottomotorkonzepten gezeigt.

Dieser Beitrag untersucht die Potenziale der DSF-Technologie zur Verbesserung des Kraftstoffverbrauchs unter Beibehaltung der extrem niedrigen Abgasemissionen für unterschiedliche dieselmotorische Anwendungsfälle vor dem Hintergrund realer Fahrscenarien. Mit Hilfe der fortschrittlichen Antriebsstrangsimulationsplattform der FEV wurde ein analytisches Simulationsmodell erstellt, um eine detaillierte und umfassende Matrixstudie über den Nutzen von DSF für eine Vielzahl verschiedener Betriebsprofile für zwei repräsentative Hubraumklassen durchzuführen.

Um das Potenzial dieser Technologie umfassend zu bewerten, wurde zum einen ein moderner 4-Zylinder 2,0-Liter-Dieselmotor für Anwendungen im Pkw- bzw. LNFz-Segment analysiert. Die Simulationsergebnisse zeigen bei gleichzeitiger Reduzierung der  $\text{NO}_x$ -Emissionen um mehr als 10% einen  $\text{CO}_2$ -Vorteil von etwa 5% in einem repräsentativen RDE-Zyklus. Diese Verbesserungen wurden durch einen höheren Motorwirkungsgrad im Niedriglastbereich mit deaktivierten Zylindern und einer Anpassung der Schaltstrategie an das veränderte Verbrauchsfeld erzielt. Die Umsetzung dieser Strategien führt auch zu höheren Abgastemperaturen, was den Konvertierungsgrad des Abgasnachbehandlungssystems zusätzlich verbessert. Darüber hinaus wurden die ausführlichen Untersuchungen auch auf mittelgroße Lkw-Anwendungen erweitert, um das Potenzial dieser Technologie bei der Anwendung mit einem typischen 6-Zylinder 8,0-Liter-Dieselmotor aufzuzeigen.

## Abstract

Further improvement of the trade-off between  $\text{CO}_2$  and pollutant emissions is the main motivating factor for the development of new Diesel engine concepts. Cylinder deactivation on Diesel engines at low load operation is a sophisticated method to simultaneously improve fuel economy and reduce pollutant emissions, especially  $\text{NO}_x$  emissions. Dynamic Skip Fire (DSF) is an advanced cylinder deactivation technology, where the decision to fire or skip a singular cylinder of a multi-cylinder engine is taken immediately prior to each firing opportunity. A DSF-equipped engine features the ability to selectively deactivate cylinders on a cylinder event-by-event basis in order to match the requested torque demand at optimum fuel efficiency, while maintaining acceptable noise, vibration and harshness (NVH) performance. Dynamic Skip Fire has already shown significant fuel economy improvements for throttled spark-ignition engines. This paper explores the potential benefits of the DSF technology to improve fuel economy while maintaining ultra-low tailpipe emissions for LD as well as MD Diesel powertrains. An analytical model has been created using FEV's Powertrain Simulation Platform to conduct a detailed simulation study of DSF benefits over a number of different mission profiles.

In order to extensively evaluate the potential of this technology, a state-of-the-art LD 4-cylinder 2.0-liter Diesel engine has been analyzed. Simulation results highlighted a  $\text{CO}_2$  benefit of approximately 5% in an RDE cycle, while simultaneously reducing tailpipe  $\text{NO}_x$  emissions by more than 10%. These improvements have been achieved by an increased engine efficiency at low loads with deactivated cylinders and an optimization of the shift pattern based on the new BSFC map with DSF. Implementing these strategies also results in higher exhaust temperatures which additionally improves the conversion efficiency of the aftertreatment system.

Furthermore, the investigations have been extended to show the potential of this strategy when applied to a 6-cylinder 8.0-liter medium duty Diesel engine application.

## 1. Einführung - Motivation und Treiber

Die fortschreitende Festlegung der gesetzlichen Vorschriften zur Herabsetzung der Abgasemissionen im Realbetrieb sowie die zeitgleichen Anstrengungen zur Verminderung des Kraftstoffverbrauchs bringen zunehmend das Thema effizientes Abgastemperaturmanagement in den Fokus der Entwicklungsaktivitäten. Da eine zeitlich verzögerte Einsatzbereitschaft der Abgasnachbehandlung nach einem Kaltstart das Schadstoffemissionsverhalten bei bestimmten Fahrmanövern, z.B. im TfL (Transport-for-London) Interpeak Fahrzyklus, das Gesamtergebnis maßgeblich negativ beeinflusst, sind aktive Gegenmaßnahmen obligatorisch. Das Temperaturniveau durch klassische motorische Heizmaßnahmen oder elektrische Heizkatalysatoren anzuheben, resultiert in erheblichem Kraftstoffmeherverbrauch und mindert damit die Attraktivität des Dieselmotors für bestimmte Anwendungsfälle. Bei genauerer Betrachtung der Anwendungsszenarien sind im Wesentlichen zwei Betriebszustände zu unterscheiden; zum einen das schnelle Aufheizen der motornah verbauten Abgasminderungssysteme, bspw. eines NO<sub>x</sub>-Speicherkats oder eines ersten SCR-Katalysators, meist als SDPF mit gleichzeitiger Rußfilterfunktion ausgeführt, zum anderen das Sicherstellen einer vorteilhaften Temperatur im Gesamtsystem zur Erzielung akzeptabler Mindestkonvertierungsraten. Während im ersten Fall das schnelle Aufheizen der Systemkomponenten durch ein ausreichendes Enthalpieangebot, also Kombination aus Temperatur und Massenstrom, sichergestellt wird, ist für den zweiten Betriebszustand im Wesentlichen ein Mindesttemperaturniveau bei minimiertem Abgasmassenstrom vorteilhaft. Während die klassischen Heizmaßnahmen, wie sie zur DPF-Regeneration typischerweise genutzt werden, das frühe Aufheizen noch recht gut sicherstellen können, ergeben sich bei Anwendung dieser Strategie zur Temperaturbeibehaltung größere Verbrauchsnachteile. In beiden Fällen ist bei entsprechender Häufung und Bündelung entsprechender Fahrprofile mit Problemen bzgl. Ölverdünnung zu rechnen. Vor diesem Hintergrund sind neue Ansätze, bestehend aus konstruktiven und applikativen Maßnahmen erforderlich, bei denen Ventiltriebsvariabilitäten in Verbindung mit Zylinderabschaltstrategien ein vielversprechendes Potential aufweisen. Zur vollständigen Verwendung dieser neuen Betriebsstrategien sind logischerweise auch neue Steuerungsalgorithmen erforderlich, die einerseits die spontane Entscheidung über eine Deaktivierung eines oder mehrerer Zylinder eines Vollmotors entscheiden, um das maximale Potential zur Sicherstellung eines niedrigen Schadstoffausstoßes im Realbetrieb definieren, andererseits aber fahrerseitige Attribute wie tran-

siente Lastannahme und Motorakustik berücksichtigen. Darüber hinaus bedarf das Luftpfadmanagement, also Frischluftversorgung, Ladedruck und AGR-Regelung aufgrund des variierenden Gasdurchsatzes eines Verbrennungsmotors mit spontan deaktivierten Zylindern, entsprechende Anpassungen, zumeist modell-basiert oder physikalisch-regelbasiert.

## 2. Funktionale Ansätze und Erfordernisse

Die neuen gesetzlichen Vorgaben beschreiben auf Grund der integrierten RDE-Anforderungen einen erheblich ausgeweiteten Bereich zur Einhaltung strenger Abgasemissionsanforderungen. Durch die bewusst offene und nicht eindeutige Festlegung der Kriterien für den Realbetrieb resultieren maximale Anforderungen an die Wirksamkeit der Abgasreinigungssysteme. Da die Systeme bei optimalen Temperaturbedingungen höchste Konvertierungsraten bieten, ergibt sich automatisch die Forderung, diese vorteilhaften Temperaturfenster unter allen möglichen Fahrprofilen und -bedingungen sicherzustellen, nahezu unabhängig von Fahrdauer, Fahrgeschwindigkeiten, Beladungszustand und Umgebungsbedingungen. Bei genauerer Analyse umfangreicher RDE-Routen und IUP-Profile ergeben sich die folgenden Betriebszustände als besonders kritisch bzw. anspruchsvoll hinsichtlich der Einhaltung von niedrigen NO<sub>x</sub>-Schadstoffemissionen. Als erstes ist hierbei der klassische Kaltstart mit anschließendem lastschwachen Warmlaufbetrieb, bspw. durch Langsamfahrt in der Stadt mit häufigem Stop-and-Go oder beim Nutzfahrzeug noch verschärft durch Leerfahrtanteile. Zur Bewältigung dieser Anforderungen ist typischerweise eine Kombination aus den folgenden Elementen vorteilhaft: Reduktion der Motorrohmissionen durch interne AGR, Einsatz eines motornah verbauten Abgaskatalysators mit geringer thermischer Trägheit und thermischer Isolierung des Abgasrohrs sowie moderater Heizmaßnahmen zur Anhebung der Katalysatortemperatur, ggfs. ergänzt mit Systemen zur temporären Einspeicherung von NO<sub>x</sub>-Emissionen, bspw. eines PNA oder LNT. Die Verwendung einer internen Abgasrückführung stellt eine sehr effiziente Kombination zur Reduktion der NO<sub>x</sub>-Rohmissionen und Anhebung der Abgastemperatur für Betriebsfälle dar, in denen das Abgasnachbehandlungssystem die erforderliche Betriebstemperatur noch nicht erreicht hat. Die interne Abgasrückführung basiert auf dem Prinzip, einen größeren Restgasanteil im Zylinder durch geeignete Ventilsteuerzeiten zurückzuhalten. Da die interne AGR deutlich geringere Wärmeverluste aufweist als jede Form von externer AGR, werden sowohl die Gemischtemperatur der Frischladung als auch die Abgastemperatur signifikant erhöht. Auf diese Weise bringen die Abgase den motornahen SCR-Katalysator in verringerter Zeit in den effizientesten Temperaturbereich. Darüber hinaus stellt die interne AGR auch eine sehr schnell reagierende Technologie dar, um NO<sub>x</sub>-Spitzen im hochdynamischen Betrieb zu senken und NO<sub>x</sub>-Durchbrüche in hoch-transienten Fahrmanövern durch die Abgasreinigungssysteme zu

minimieren. Als zweites kritisches Element in Realbetriebsszenarien sind längere Schubbetriebsphasen zu nennen, in denen das zuvor aufgeheizte und leistungsfähige Abgasreinigungssystem auskühlt und die Temperatur unter einen kritischen Schwellwert fällt. Neben der inneren Auskühlung durch einen vergleichsweise hohen, kalten Abgasmassenstrom kann bei widrigen Außentemperaturen natürlich auch noch das äußere Abkühlen durch kalte Luftströmungen bzw. Spritzwasser erheblich dazu beitragen.

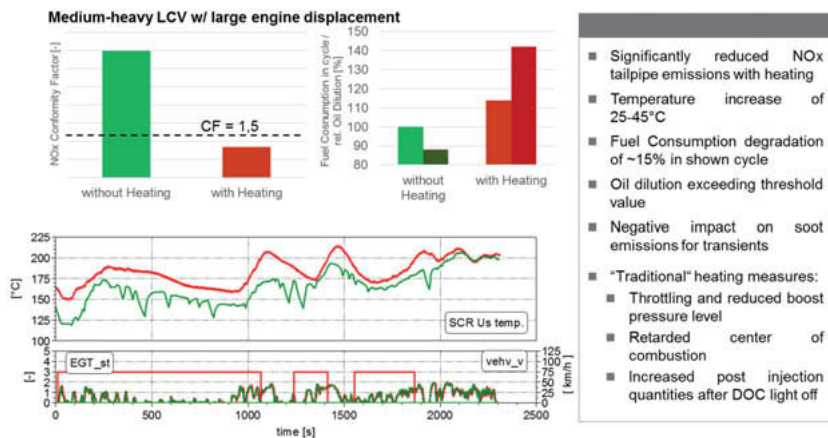


Bild 1: Auswirkungen konventioneller Heizstrategien auf Kraftstoffverbrauch und Ölverdünnung in anspruchsvollen Niedriglastzyklen (hier: TfL)

Als wirkungsvollste Gegenmaßnahme hierzu zählen zum einen aktive Heizmaßnahmen, die aber kraftstoffverbrauchserhöhend wirken, als auch eine aktive Einflussnahme auf den Luftdurchsatz, flankiert durch entsprechende Abschrmeinrichtungen für äußere Abkühlung.

### 3. Konstruktive Umsetzung und Integration

Die Integration verschiedener Ventiltriebsfunktionalitäten stellt einen fortwährenden Entwicklungsprozess dar, der zum Teil bereits seit einiger Zeit in der Serienanwendung zum Einsatz kommt. Ausgehend von vergleichsweise einfachen Funktionen, wie sie beispielsweise bei einigen Dieselmotoren mit recht geringem Verdichtungsverhältnis zur Verbesserung des Kaltstartverhaltens und besseren Beherrschung der HC- und CO-Emissionen im Warmlauf, vorkommen, erfolgten auch Umsetzungen in Form von gekoppelten Funktionen, wie zum Beispiel beim EA 288 von Volkswagen in der 1. Baustufe.

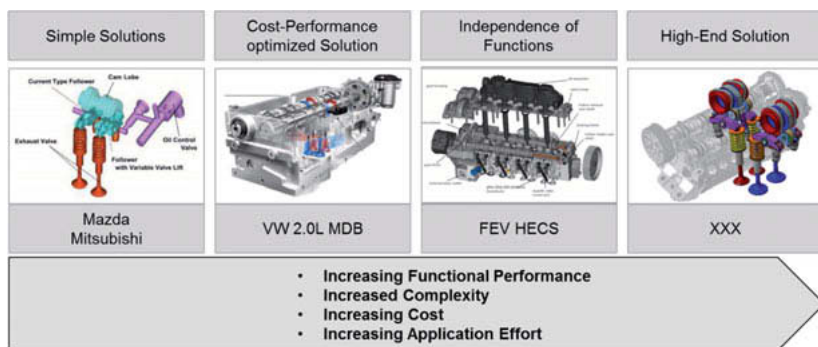


Bild 2: Übersicht über Ventiltriebsvariabilitäten beim Pkw-Dieselmotor

Diese Konzeption erlaubte durch Verwendung eines Phasenstellers die zeitgleiche Variation von Zylinderdrall und Zylinderfüllung, wodurch auch die Realisierung eines Miller-Zyklus in bestimmten Lastbereichen möglich war. Weitergehende Funktionalitäten, wie beispielsweise am FEV HECS-Motor umgesetzt, bedingen komplexere Ventiltriebskonzepte zur gezielten, lastabhängigen Adaption des In-Zylinderdralls als auch zur Steuerung der Abgastemperatur. Konzepte mit zusätzlichen Variabilitäten erlauben darüber hinaus noch die variable Optimierung der Zylinderfüllung zur Optimierung des Vollastprofils. Bild 2 zeigt die Abhängigkeit der verfügbaren Funktionalität von der eingesetzten Komplexität.

Der FEV HECS Konzeptmotor verfügt über Ventiltriebsvariabilitäten, die unterschiedliche Betriebsmodi des „High Efficiency Motors“ (HECS) ermöglichen. Entweder wird beispielsweise bei nur geringen Konvertierungsraten des Abgasnachbehandlungssystem eine Niedrig-NO<sub>x</sub> Verbrennung über eine interne AGR-Funktion realisiert, oder bei betriebswarmen Motor und

aufgeheiztem Abgasnachbehandlungssystem ein Standardgaswechsel mit hohem Verbrennungswirkungsgrad und niedrigen Partikelrohmissionen sicherstellt. Der Systemaufbau basiert auf einem Standard-Ventiltrieb, der in modernen PKW-Dieselmotoren vielfach verwendet wird. Es handelt sich um einen reibungsminimierten DOHC-Ventiltrieb mit einem Rollenschlepphebel (RFF) und einer hydraulischen Spielausgleichsvorrichtung (HLA). Die Variabilität auf der Einlassseite erlaubt einen Dreipunktbetrieb der Einlassventile, entweder ein kompletter Ventilhub von etwa 8,2 mm für den überwiegenden Kennfeldbereich zur Sicherstellung einer optimalen Zylinderfüllung oder einen Betrieb mit etwa halben Ventilhub (4,8 mm) im Niedriglastbereich zur Optimierung von thermodynamischen Wirkungsgrad und Schadstoffemissionen oder letztendlich einen Nullhub zur Ermöglichung einer Zylinderabschaltung.

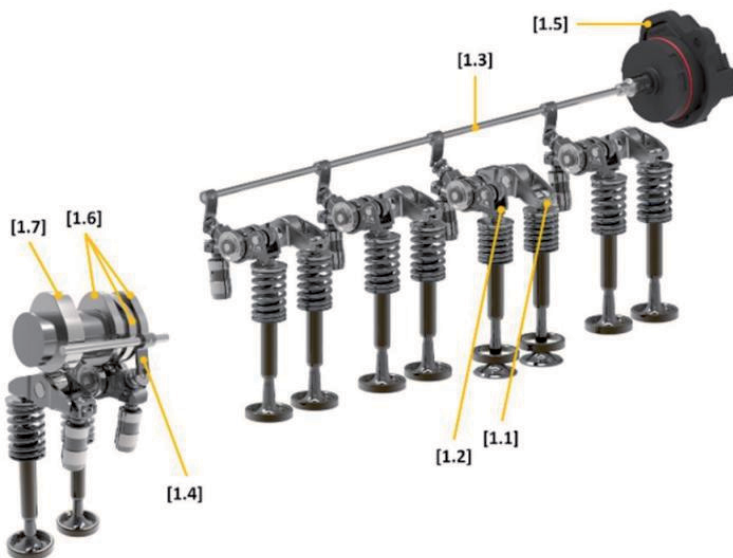


Bild 3: Gesamtüberblick der Schlüsselkomponenten für Ventiltriebsfunktionalitäten

Die zur Drallsteuerung genutzte Reduktion des Ventilhubes stellt zum einen ein höheres Drallniveau in diesem Lastbereich bereit, ohne den Ladungswechsel negativ zu beeinflussen. Die Drallsteuerung über zwei in etwa halb geöffnete Einlassventile führt zu einem homogenen Strömungsfeld im Brennraum, was zu einer schnelleren Kraftstoffumsetzung und besserer AGR-Toleranz führt.

Das additive A-System ist innerhalb der Ventilaktuierung der Auslassventile umgesetzt. Für jeweils ein Auslassventil pro Zylinder ist ebenfalls ein System mit drei Nocken vorgesehen. Der integrierte Ventiltrieb ist darauf ausgelegt, neben der Grundaufgabe der Gassteuerung für Einlass und Auslass auch eine innere Abgasrückführung, eine intelligente Drallsteuerung und eine Zylinderabschaltung schnell und kontrolliert auszuführen. Die Funktion ähnelt dem Prinzip für den variablen Ventiltrieb, wie er heute in Benzinmotoren bereits üblich ist. Das iAGR-System ist ein Typ II Ventiltriebs-System, mit schaltbarem Rollenschlepphebel (Bild 3, Detail 1.2) und hydraulischem Ventilspielausgleich. Für jeweils ein Auslassventil pro Zylinder ist ein System mit drei Nocken vorgesehen (Bild 1.6): Für den vollen Ventilhub sind die äußeren Nockenprofile zuständig, zwischen denen eine dritte iAGR-Nocke für die Abgasrückführung sitzt (Bild 1, Detail 1.6). Eine gemeinsame Schaltwelle dient als Auslösemechanismus der iAGR-Steuerung für alle Zylinder gleichzeitig (1.3). Diese Welle wird über einen Elektromotor (1.5) in eine definierte Position rotiert. Hierdurch betätigen auf die Welle aufgesetzte Hebel (1.4) den Schaltmechanismus (Koppelstift) des Schlepphebels. Eine Rückmeldung über simultan gesendete Kontrollsignale an die ECU bietet den entscheidenden Vorteil gegenüber früher verwendeter elektro-hydraulischer Ausführungen. Im exemplarisch eingesetzten System lässt sich der Systemstatus über die Onboard-Diagnose (OBD) jederzeit überprüfen. Weil die Schaltung zudem unabhängig von Öldruck und Öltemperatur ist, bleibt die Funktion im gesamten Last- und Drehzahlbereich gleichermaßen exakt reproduzierbar. Zentraler Bestandteil im verwendeten iAGR-System ist das schaltbare Schlepphebelsystem. Anders als der Standard-Schlepphebel weist der schaltbare Schlepphebel (SKh, Bild 3), zwei getrennte Arme auf, die fallweise für die iAGR Funktion - oder andere Funktionen wie Dekompression - gekoppelt werden können. Sollte die Relativbewegung der beiden Hebelarme (2.1, 2.2), die sich ausgeschaltet zueinander verschränken, bereits begonnen haben, so nimmt die Zusatzfeder (2.7) die zum Schalten nötige Energie auf und betätigt den Koppelstift erst, wenn sie sich wieder ruhend in der Grundstellung befinden.

Dieser Mechanismus erlaubt auch ein rasches Abschalten des Systems. Dabei gelingt das Umschalten (Bild 3, Detail 3) durch einen einzigen Stellmotor mit hoher Präzision und ohne aufwendige Zylinder-selektive Eingriffe. Die drei Rollen des Eaton-Schlepphebels verringern die Reibung auf den Nocken im Gegensatz zu Systemen mit Gleitlagerung. Die äußeren Rollen des Schlepphebels sitzen zusammen mit der dritten iAGR-Rolle auf einer gemeinsamen Achse (2.9). Dieses Layout begünstigt ein sehr kompaktes Design, das auch für enge Platzverhältnisse gut geeignet ist. Die einzige Einschränkung besteht darin, dass die Rotation des

inneren zum äußeren Arm beschränkt ist. Für die meisten Anwendungen resultiert dies in einen maximalen AGR-Ventilhub von 3 Millimetern.

Um die Funktion des Eaton-Systems sicherzustellen, muss ein definiertes Spiel zwischen dem Koppelstift und dem inneren Arm garantiert werden können. Abweichungen durch die unvermeidlichen Toleranzen im Bereich von Ventiltrieb und Zylinderkopf, könnten zu einer unliebsamen Addition von Toleranzen führen, wodurch sich unterschiedliche Ventilöffnung und Steuerzeiten von einem Zylinder zum anderen ergeben. Zur Abhilfe, verwendet Eaton bei der Montage Koppelstifte aus unterschiedlichen Toleranzklassen, die das Spiel im Einsatz einheitlich und dauerhaft auf ein Maximum von 0,02 Millimetern einschränken. Betätigt wird das ganze System über eine einfache Steuerwelle (Detail 1.3). Diese liegt unter dem Ventildeckel und wird von einem außen liegenden Stellmotor (1.5) betätigt. Die Steuersignale beschränken sich auf eine schlichte ON/Off-Schaltung. Die Anordnung der Schaltwelle lässt sich leicht an die kompakte Architektur im Zylinderkopf anpassen. Das gleiche gilt auch für die Auslegung des Verbindungshebels (1.4), der das elektro-mechanische VVA-System betätigt. Auch die Antriebseinheit lässt sich wahlweise koaxial auf der Schaltwelle anordnen, wahlweise mittels kinematischer Kopplung darüber oder daneben. Die Reaktionszeit auf Stellsignale ist für mechanische Systeme stets eine wichtige Kenngröße. In diesem Fall wird gemessen, nach welcher Zeit auf ein Trigger-Signal folgend das stabile Einrasten des Systems in durchgekoppelter Funktion für den kritischsten Zylinder erfolgen kann. Die nötige Vorsteuerung muss für das Motor-Stellsignal vorgegeben werden, um sicherzustellen, dass der Koppelstift noch innerhalb des gleichen Arbeitstaktes geschaltet wird. Zur Verifizierung wurden hier repräsentative Versuche an einem Vierzylindermotor bei Betriebstemperaturen zwischen  $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$  und  $+100\text{ }^{\circ}\text{C}$  im Drehzahlbereich von 850 bis 2950 1/min, dazu unter beliebigen Variationen der beiden Kenngrößen, durchgeführt.

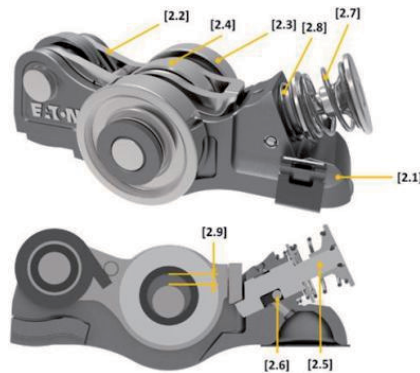


Bild 4: Details des variablen Kipphebels zur Umsetzung der Ventiltriebsfunktionalitäten

Das Ergebnis bestätigt über einen weiten Bereich eine sehr schnelle Reaktionszeit von nur 10 Millisekunden. Nur bei tiefen Temperaturen liegt die Zeitspanne mit 15 Millisekunden tendenziell etwas höher, aber immer noch sehr gut. Damit ist das System auch bei extrem hohen oder tiefen Temperaturen einsetzbar und verspricht annähernd die gleiche Reproduzierbarkeit. Ein weiterer Vorteil eines schnell schaltenden Eaton-Systems liegt in der Tatsache, dass bei Sechszylindermotoren und auch bei höheren Drehzahlen ein einziger Stellmotor ausreicht um innerhalb der entsprechend kleineren Zeitfenster zu schalten. Eine hohe Anpassungsfähigkeit des Systems an verschiedene Motor-Architekturen ergibt sich durch den geringen Raumbedarf. Wahlweise können auch schaltbare Rollenschlepphebel am zweiten Auslassventil zum Einsatz kommen, um weitere Stellschritte einzuführen. Diese ließen sich über einen vierstufigen Stellmotor wahlweise und unabhängig voneinander aktivieren. Das System passt damit nahtlos zu den verschiedenen Funktionen, die für einen modernen Motor gebräuchlich sind: interne AGR, frühe Öffnung der Auslassventile, Dekompression sowie Zylinderabschaltung.

#### 4. Funktionale Ergebnisse und Erkenntnisse

Die Implementierung eines leistungsfähigen, aber variablen Ventiltriebssystems an einem modernen Dieselmotor erfolgt unter dem Aspekt einer weiteren Anpassung des Betriebsverhaltens an neue, zukünftige Marktanforderungen. Im Zuge der eingeführten RDE-Anforderungen sind insbesondere Optimierungsanstrengungen in spezifischen Betriebszuständen, wie bspw. Kaltstart und Warmlaufbetrieb, aber auch im Niedriglastbereich besonders erforderlich. Hierbei

ist sicherlich primär das Schadstoffemissionsverhalten (NO<sub>x</sub>, PM) zu sehen, aber auch die CO<sub>2</sub>-Emissionen besetzen einen hohen Stellenwert.

Parameter	Kompaktklasse [C-Segment]	Mittleres SUV [J-Segment]	Mittelschwerer Lkw
Fzg.-masse für Homolo- gation	1470 kg	1946 kg	14583 kg
Getriebe	7-Gang DCT	8-Gang DCT	6-Gang AT
Motor	Hubraum: <ul style="list-style-type: none"> <li>• 2.0 L Diesel R4</li> </ul> Leistungsichte: <ul style="list-style-type: none"> <li>• 60 kW/L</li> </ul> Aufladesystem: <ul style="list-style-type: none"> <li>• 1-stufiger ATL / VTG</li> </ul>		Hubraum: <ul style="list-style-type: none"> <li>• 7.7 L Diesel R6</li> </ul> Leistungsichte: <ul style="list-style-type: none"> <li>• 30 kW/L</li> </ul> Aufladesystem: <ul style="list-style-type: none"> <li>• 1-stufiger ATL / WG</li> </ul>
Abgasnach- behandlungs- system	Motornah verbauter Oxi-Kat. + SDPF Passiver Unterboden-SCR (gealterte Systeme)		Motornah verbauter Oxi-Kat. + DPF + SCR (gealterte Systeme)

Im Rahmen dieser Veröffentlichung wurden für das Untersuchungsprogramm ein moderner Pkw-Dieselmotor sowohl für eine Kompaktklassenapplikation als auch für eine SUV-Anwendung betrachtet und darüber hinaus ein repräsentativer MD Nfz-Dieselmotor für mittelschwere Lkw-Anwendungen verwendet. Tabelle 1 fasst die Spezifikationen des Antriebsstrangs und der Fahrzeugtypen kompakt zusammen.

Für die Pkw-Anwendungen wurde ein repräsentativer 2,0L 4-Zylinder-Dieselmotor mit einem einstufigen Aufladesystem und einem Verdichtungsverhältnis (CR) von 15,5:1 berücksichtigt. Weitere Technologiebausteine waren ein leistungsfähiges Abgasrückführungssystem (AGR) (ungekühlte Hochdruck- und gekühlte Niederdruck-AGR) und ein 2000 bar Kraftstoffeinspritzsystem. Das Abgasnachbehandlungssystem umfasst einen motornah verbauten DOC und SDPF sowie ein passives Unterflur-SCR-System installiert. Alle AGN-Komponenten wurden mit gealterten Systemeigenschaften in der Simulation berücksichtigt. Bei den Zyklusuntersuchungen wurden der Standard WLTC und ein repräsentativer RDE-Zyklus berücksichtigt.

Der MD-LKW Anwendungsfall wurde von einem 7,7 l 6-Zylinder-Dieselmotor angetrieben. Der Luftweg verfügt über ein Standard Wastegate-Turbolader (WG)- in Verbindung mit einem gekühlten HD-EGR-System. Das Verbrennungssystem basiert auf einem 2400 bar CR-Einspritzsystem und einen Verdichtungsverhältnis von 17,7:1. Ein hochmodernes AGN-System auf Basis von vergleichsweise motornah verbautem DOC, DPF und SCR wurde zu Grunde gelegt. Für die Bewertung der MD-LKW-Anwendung wurde der WHTC zu Grunde gelegt.

Als erstes Beispiel für die Potentiale im funktionalen Verhalten ist in Bild 5 das Betriebsverhalten im Niedriglastbereich (1500 U/min – mittl. Ind. Mitteldruck: 3,0 bar) für den Pkw-Motor dargestellt. Durch Nutzung der Mini-Lift Funktion (~4,8 mm Ventilhub / 58% max. Ventilhub) ergeben sich bei hohen AGR-Raten deutlich bessere Betriebskennwerte, sowohl für PM, HC und CO, als auch für den spezifischen Kraftstoffverbrauch. Dies basiert einerseits auf der verbesserten Gemischaufbereitung (gleichmäßigerer Drall, da beide Einlassventile etwa halb geöffnet sind, anstelle von zwei vollständig geöffneten Ventilen und externer Kanalabschaltung), zum Anderen an der beschleunigten Kraftstoffumsetzung (bessere AGR-Gleichverteilung im Zylinder; höhere Luftgeschwindigkeit).

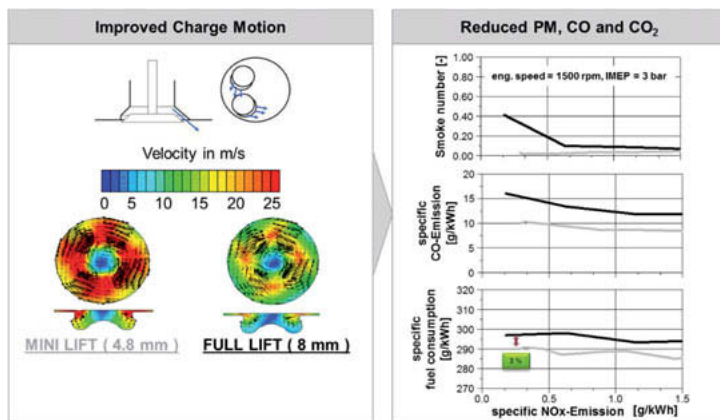


Bild 5: Optimierung des Motorbetriebsverhaltens im Niedriglastbereich durch Verwendung von Ventiltriebsvariabilitäten

Der zweite treibende Aspekt bei der Einführung von Ventiltriebsvariabilitäten ist die parallele vorteilhafte Realisierung eines Betriebsmodus, der ein kraftstoffverbrauchsgünstiges Aufheizen der Abgasanlage ermöglicht und gleichzeitig die NO<sub>x</sub>-Rohemissionen verringert, damit

auch zukünftige Anforderungen bzgl. Stadt- bzw. Kurzstreckenbetrieb besser erfüllt werden können. Für diesen Zweck wurden umfangreiche Matrixuntersuchungen hinsichtlich diverser Betriebsstrategien für den Ladungswechsel resp. der zugehörigen Verbrennung durchgeführt. Einen repräsentativen Überblick hierüber liefert Bild 6.

Die Standard-Ventilsteuerungsvariante "Base Max" berücksichtigt einen maximalen Ventilhub von ca. 8 mm sowohl auf der Abgas- als auch auf der Einlassseite, um eine optimierte Zylinderfüllung im Hochlastbetrieb zu gewährleisten. Die Variante "Base Min" bietet wie bereits zuvor beschrieben durch die Reduzierung des Ansaughubs auf 4,8 mm eine Erhöhung der zylinderinternen Strömungsgeschwindigkeiten unter Verwendung von exzentrischen Sitzdrallfasen auf der Einlassseite. Die Frühverstellung der Auslassnockenwelle erzeugt Expansions- und Pumpverluste. Die Auswirkungen auf das Ladungswechselverhalten für die untersuchten Varianten mit einer Auslassnockenverstellung sind in Abbildung 6 rechts dargestellt. Im dargestellten p-V-Diagramm sind die Ventilsteuerpositionen bei 1 mm Ventilhub dargestellt. Die erhöhten Verluste senken den Wirkungsgrad des Motors und erhöhen den Kraftstoffverbrauch. Sowohl der sinkende Wirkungsgrad als auch die fettere Verbrennung führen zu einem Anstieg der Abgastemperatur. Darüber hinaus verbleibt eine bestimmte Menge an Abgas, das Restgas, im Zylinder, wenn die Auslassventile aufgrund der Abgasnockenverstellung früher schließen (EVC). Beim Schließen der Auslassventile wird das Restgas komprimiert, und wenn sich die Einlassventile öffnen (IVO), wird dieses Gas in den Ansaugkrümmer geleitet. Die Restaudehnung verursacht auch Wandübertragungsverluste und senkt die Temperatur des Restgases [9],[10].

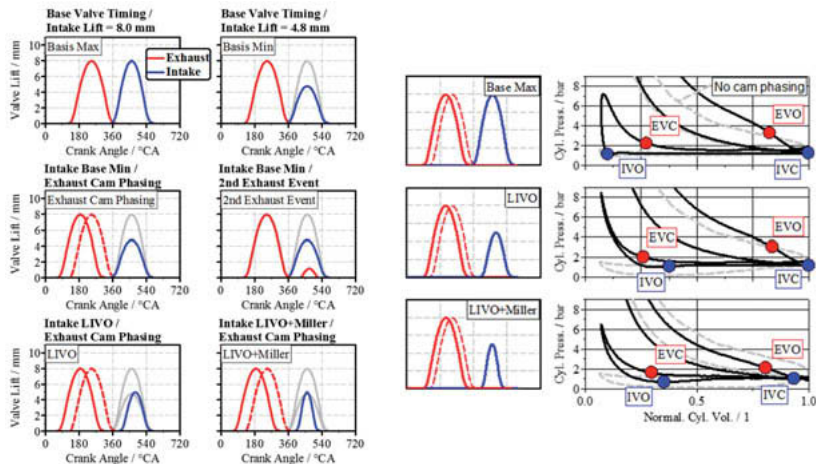


Bild 16: Übersicht über untersuchte Ventiltriebsfunktionalitäten und den Einfluss auf die Ladungswechselverluste

Die Variante "LIVO" (spätes Öffnen des Einlassventils) stellt zwei synchronisierte Effekte dar. Einerseits wird eine verzögerte Einlassventilöffnung berücksichtigt, andererseits liefert die reduzierte Ereignislänge eine etwas geringere Zylinderfüllung, auch wenn der Zeitpunkt des Einlassventilschließens für die Zylinderfüllung noch optimal ist. In Kombination mit einer Phasenverstellung der Auslassnockenwelle realisiert der "LIVO" eine negative Ventilüberlappung, die den Expansionsverlust bei IVO vermeidet und die erzeugten Verluste im Ladungswechsel der Rekompensation durch die Nachdehnung im Zylinder reduziert. Dadurch wird die Restgastemperatur auf einem höheren Niveau gehalten, da die Wärmeverluste über die Ansaugöffnungen eliminiert werden. Im Falle einer moderaten Aktivierung des Auslassphasenstellers verbessert die Strategie "LIVO" die Durchmischung von Frischladung und innerer AGR und die Drallgleichförmigkeit und erhöht das Drallniveau. Das späte Öffnen der Einlassventile verursacht einen deutlich niedrigeren Zylinderinnendruck als im Ansaugkrümmer beim Gaswechsel. Die hohe Druckdifferenz erhöht die Strömungsgeschwindigkeit während des Ansaughubes bei IVO, was zu einem Anstieg des Drallniveaus führt. Die leicht reduzierte Zylinderfüllung und der erhöhte Restgasanteil führen zu einem Anstieg der Abgastemperatur. Eine Erweiterung der vorigen Variante ist "LIVO+Miller". Dieses Einlassnockenprofil stellt ein zusätzliches Miller-Konzept auf der "LIVO"-Variante dar, was bedeutet, dass die Ventilöffnungszeitdauer weiter reduziert wird und das Einlassventil vor dem unteren Totpunkt (BDC) schließt. Ziel des Miller-

Konzeptes ist es, die Prozesstemperatur im Zylinder zu senken und noch geringere NO<sub>x</sub>-Emissionen zu erreichen. Zusätzlich zu diesen erweiterten variablen Ventiltriebsfunktionalitäten wird auch noch eine feste Zylinderabschaltung (CDA) der Zylinder 2 und 3 untersucht.

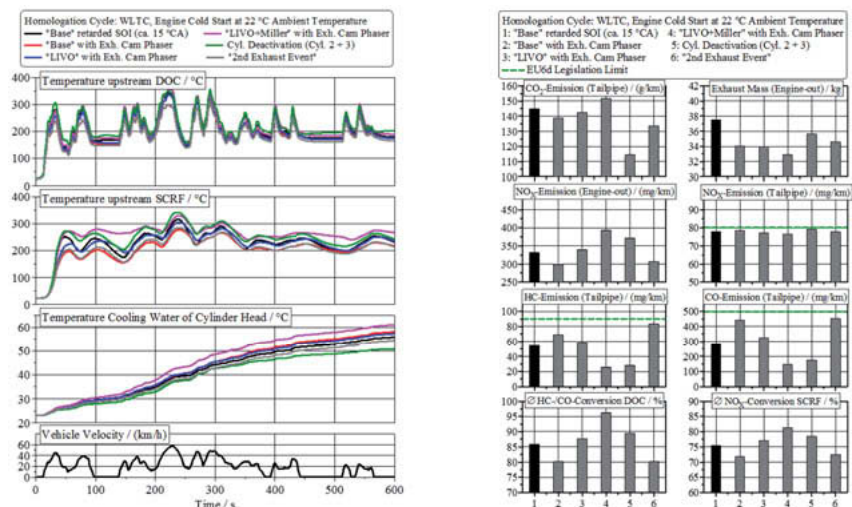


Bild 7: Vergleichende Übersicht der Schlüsselparameter verschiedener Heizstrategien in den ersten 600 s der WLTC-Prüfprozedur für eine Pkw-Anwendung

Abbildung 7 zeigt die Simulationsergebnisse Kühlmitteltemperatur im Zylinderkopf sowie die Temperaturen der beiden Abgasnachbehandlungskomponenten für die ersten 600s des WLTC auf der linken Seite. Diese Niedriglastphase des WLTC wurde ausgewählt, um die Potenziale beim Kaltstart und bei der Motorerwärmung jeder VVT-Anwendung im Detail zu diskutieren. Die Ergebnisse zeigen, dass die verschiedenen VVT-Varianten eine große Bandbreite des Abgastemperaturniveaus beispielsweise im Leerlauf des Motors liefern. Es zeigt sich auch, dass nicht alle VVT-Anwendungen in der Lage sind, die Aufheizzeit des DOC nach dem Kaltstart bei der aktuellen Kalibrierung deutlich zu reduzieren. Allerdings ist während der Aufheizphase des Motors eine deutliche Reaktion der verschiedenen VVT-Strategien auf die Abgastemperaturen zu erkennen. Im günstigsten Fall liegt die Temperaturverteilung stromaufwärts DOC bei ca. 35K. Es ist zu erkennen, dass die Varianten "Base" und "LIVO" mit einer Frühverstellung der Auslassnockenwelle sowie die Variante "2<sup>nd</sup> Exhaust Event" niedrigere

Abgastemperaturen (5-15K bei 500 s) im Vergleich zu "Base" mit nach spät verstelltem Einspritzbeginn liefern. Diese Nachteile kommen zum einen mit dem reduzierten Arbeitsbereich des Abgasnockenverstellers bei "Base" und "LIVO" aufgrund seiner kraftstoffsparenden Kalibrierung gemäß[9] zusammen. Trotz des geringeren Abgastemperaturniveaus gegenüber einer klassischen Heizstrategie mit Spätverstellung der Einspritzung erreichen die Varianten „Base“ und „LIVO“ immer noch ein akzeptables Aufheizverhalten. Darüber hinaus ist die Variante "LIVO+Miller" mit einer Frühverstellung der Auslassnockenwelle in der Lage, die Abgastemperatur (+10 K bei 500 s) weiter zu erhöhen, da diese Ladungswechselstrategie den Luftaufwand reduziert und damit das Verhältnis zwischen eingespritzter Kraftstoffmasse und Gasmasse im Zylinder verringert, was selbst bei gleichbleibendem Wirkungsgrad zu deutlich höheren Abgastemperaturen führt. Die beste Abgasheizleistung zeigt die VVT-Anwendung "CDA". Die stark erhöhte Last der gefeuerten Zylinder im Betrieb mit Zylinderabschaltung erhöht die Verbrennungstemperatur und zusätzlich die Abgastemperatur (+20 K bei 500 s), da Wandwärmeverluste reduziert sind. Die Temperatur vor SCRF zeigt im Allgemeinen ein vergleichbares Verhalten wie das zuvor diskutierte. Die zusätzlichen exothermen Reaktionen des DOC haben jedoch weitere Auswirkungen auf das Temperaturniveau in Abhängigkeit von den Emissionen des HC- und CO-Motors. Daher liefern die Varianten "Base" und "LIVO" jeweils mit Abgasnockenverstellung sowie "2<sup>nd</sup> Exhaust Event" ein reduziertes Temperaturniveau vor dem SCRF. Dies ist auf niedrigere HC- und CO-Rohemissionen bei diesen Betriebsarten zurückzuführen, was die zu einer geringeren Enthalpieproduktion im DOC führt. Die Variante "LIVO+Miller" zeigt aus zwei Gründen den höchsten Temperaturanstieg. Der erste Grund ist, dass die Reduzierung der Zylinderfüllung zu einer erhöhten Abgastemperatur vor SCRF von ca. 10 K bei niedrigen Lasten führt. Der größere Einfluss auf das Temperaturverhalten wird jedoch durch die erhöhte HC- und CO-Rohemissionen und deren exothermer Oxidation im DOC verursacht.

Darüber hinaus liefert die Variante "CDA" auch ein hohes Abgastemperaturniveau mit einer ausreichenden Unterstützung zur Erwärmung des SCRF. Die Auswertung der Kühlmitteltemperatur zeigt, dass die Varianten mit erhöhten Verlusten im Ladungswechsel und Hochdruckprozess wie "Base", "LIVO" und "LIVO+Miller" mit Abgasnockenverstellung die Motoraufheizung stärker beeinflussen. Daher liefern alle Varianten mit einer Abgasnockenverstellung und hohen internen AGR-Raten eine schnelle Erwärmung des Kühlmittels, da der Wärmeübertragung über die Wände von Zylinderblock, Zylinderkopf und Auslasskanälen steigt. Darüber hinaus weist die Variante "CDA" die niedrigste Motorkühlmittelerwärmung auf, da die beiden be-



Betrieb mit Zylinderabschaltung („CDA“). Dieser signifikante Vorteil zeigt das theoretische Potenzial, da reale Betriebsbedingungen wie Start-Stopp-Funktionen, Motor-NVH-Verhalten usw., die nicht untersucht wurden, das Potenzial reduzieren. Auch die Variante "2nd Exhaust Event" ist in der Lage, die EU6d-Grenzwerte einzuhalten. Darüber hinaus erreicht diese Variante einen um 7.7% verringerten CO<sub>2</sub>-Ausstoß gegenüber der Variante "Base" mit nach spät verstellter Verbrennung. Die Varianten "Base" und "LIVO" mit jeweils nach früh verstellter Auslassnockenwelle erreichen CO<sub>2</sub>-Vorteile zwischen 1,5-4,2%, bei gleichzeitig leicht erhöhten HC- und CO-Emissionen. Zusammenfassend lässt sich sagen, dass die VVT-Varianten, die zu einer starken Reduzierung des Abgasmassenstroms führen, ein gutes Potenzial zur Senkung der transienten Temperaturgradienten im dynamischen Motorbetrieb aufweisen. Dieser Effekt unterstützt das Abgaswärmemanagement bei niedrigen Last- oder Leerlaufbedingungen und hält eine hohe Abgastemperatur.

Eine Evolution der „starrten“ Zylinderabschaltung, bei der typischerweise immer die gleichen Zylinder eines Vollmotors deaktiviert werden, ist mit der „Dynamik Skip Firing“ Technologie von Tula Technologies gegeben, bei der alle Zylinder eines Vollmotors deaktiviert werden können und dies alternierend auf Basis einer eines entsprechenden intelligenten Algorithmus in der Motorsteuerung erst kurz vor dem Verbrennungstakt final entschieden wird (Bild 8)

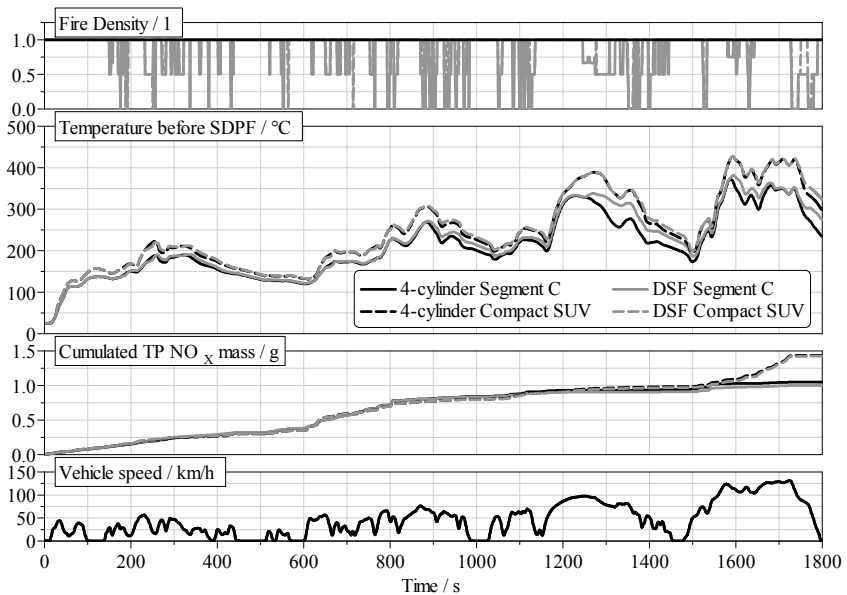


Bild 9: Simulationsergebnisse (dyn. Zylinderabschaltung; SCR-Eintrittstemperatur; kumulierten NO<sub>x</sub>-Emissionen) für den kalt gestarteten WLTC für die betrachteten Pkw-Anwendungen

Abbildung 9 zeigt die transienten Ergebnisse der Untersuchungen für ein C-Segment Fahrzeug und eine SUV-Anwendung über den gesetzlichen Zertifizierungszyklus (WLTC).

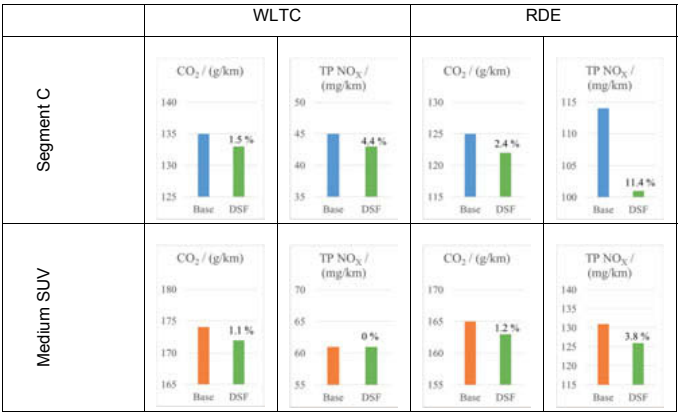


Bild 10: Zusammenfassung der Ergebnisse des C-Segment Fahrzeugs und der SUV-Anwendung - Vorteile des DSF in WLTC und RDE

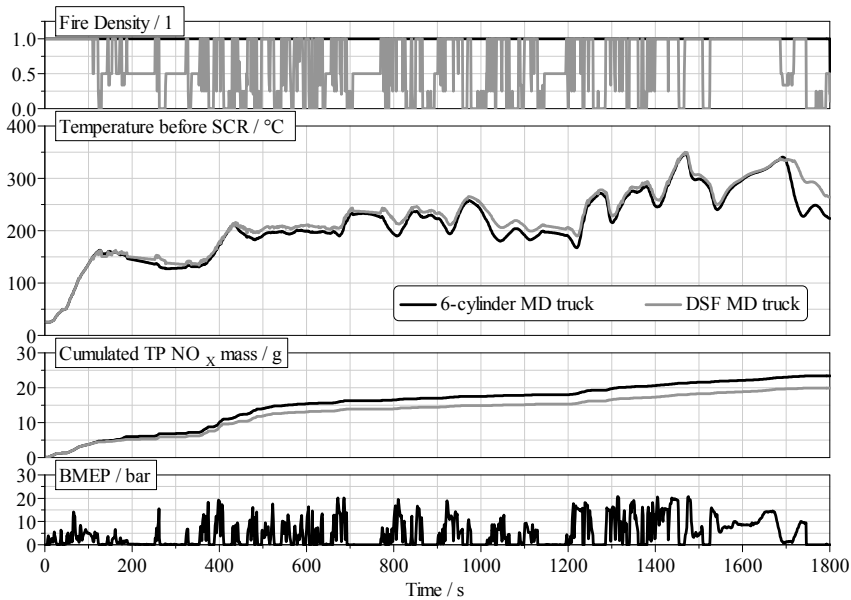


Bild 11: Simulationsergebnisse (dyn. Zylinderabschaltung; SCR-Eintrittstemperatur; kumulierten NO<sub>x</sub>-Emissionen) für den kalt gestarteten WHTC für MD-LKW

Die dargestellten Simulationsrechnungen basieren auf der Annahme, dass die Abschaltung der Ein- und Auslassventile mit hydraulischen Stellern erfolgt. Um der geringeren Schaltgeschwindigkeit bei niedrigen Öltemperaturen Rechnung zu tragen, wird die Zylinderabschaltung bei Kühlwassertemperaturen unterhalb von 30°C nicht freigegeben. Diese Restriktion führt dazu, dass die Zylinderabschaltung in der dargestellten Simulation erst 140s nach Motorstart genutzt wird. Anschließend wurde im DSF-Betrieb am C-Segment Fahrzeug eine Erhöhung der Abgastemperatur um rund 20 K erreicht. Diese erhöhte Abgastemperatur hat die NO<sub>x</sub>-Konvertierung im SDPF verbessert und die NO<sub>x</sub>-Schadstoffemissionen auf 43 mg/km gesenkt. Dies entspricht einer Reduzierung um knapp 5% gegenüber dem 4-Zylinder-Normalbetrieb in diesem Anwendungsfall. Darüber hinaus wurden diese verbesserten Emissionsresultate mit einer Reduktion des CO<sub>2</sub>-Ausstoßes von 1,5 % erreicht.

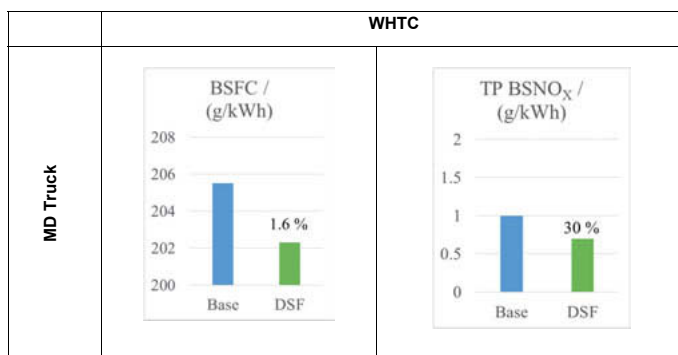


Bild 12: Zusammenfassung der Ergebnisse der Anwendungsvorteile des DSF bei MD-Lkw im gewichteten WHTC (kalt und warm gestartet)

Die Ergebnisse des SUV haben ein geringeres NO<sub>x</sub>-Reduktionspotenzial durch DSF-Betrieb gezeigt. Diese schwerere Fahrzeuganwendung hat eine höhere Motorauslastung im Fahrzyklus und damit ein reduziertes Potential zur Zylinderabschaltung, sowie zeitgleich ein höheres mittleres Abgastemperaturniveau.. Somit verbleibt nur ein leichter Anstieg der Abgastemperatur vor SDPF im WLTC Zyklus. Dennoch konnte eine Verbesserung der CO<sub>2</sub>-Emission um rund 1 % bei gleichbleibenden NO<sub>x</sub>-Emissionen erreicht werden. Entsprechende Applikationen

mit größeren Hubvolumina würden sich tendenziell wieder in Richtung des Kompaktfahrzeugs bewegen.

Abbildung 10 fasst die Simulationsergebnisse von WLTC und RDE übersichtlich zusammen. Die Ergebnisse in einem repräsentativen RDE-Zyklus zeigen eine weitere Verbesserung beim schwierigen Trade-off zwischen  $\text{NO}_x$ - und  $\text{CO}_2$ -Emissionen.

Abbildung 11 zeigt ergänzend die Simulationsergebnisse für die analog betrachtete MD-LKW-Anwendung für einen kalt gestarteten WHTC. Es ist deutlich zu erkennen, dass die Aktivierung der dynamischen Zylinderabschaltung die Abgastemperatur vor dem SCR in einem weiten Bereich des Zyklus um 10-30 K erhöht. Hierdurch ist eine verbesserte  $\text{NO}_x$ -Konvertierung darstellbar, die eine Reduzierung von 15 % gegenüber der Basiskonfiguration ermöglicht. Auch der Kraftstoffverbrauchs- bzw.  $\text{CO}_2$ -Vorteil hat sich durch die dynamische Deaktivierung einzelner Zylinder des Vollmotors um rund 1,6 % verbessert.

Tabelle 12 zeigt die Zusammenfassung der Ergebnisse des MD-LKWs im gewichteten WHTC-Zyklus. Die Gewichtungsfaktoren berücksichtigen eine Verteilung von 14 % kalt gestartetem WHTC und 86 % warm gestartetem WHTC. Bei Verwendung eines DSF-Betriebs ergibt sich ein Potential von etwa 1,5-2,0% im Kraftstoffverbrauch bei einer Reduktion der  $\text{NO}_x$ -Schadstoffemissionen von etwa 30%.

## 5. Zusammenfassung und Schlussfolgerungen

Im Rahmen einer umfangreichen Matrixstudie wurde das Potential verschiedener Ventiltriebsvariabilitäten auf das Motorbetriebsverhalten im Hinblick auf potentielle Verbesserungen in kritischen Betriebsbereichen moderner Dieselmotoren in möglichen Fahrprofilen, insbesondere gesetzliche Prüfzyklen und Alltagsbetrieb unter RDE-Bedingungen untersucht und analysiert. In einer optimierten GT-Suite Umgebung wurde ein analytisches Modell erstellt, um den potenziellen Nutzen dieser Variabilitäten einschließlich starrer und dynamischer Zylinderabschaltstrategien wie bspw. der Dynamic Skip Fire (DSF)-Technologie für den Einsatz in Pkw und mittelschweren Lkw zu simulieren. Die Studie für Pkw wurde für ein C-Segment Fahrzeug sowie ein mittleres SUV-Fahrzeug unter WLTC und RDE Randbedingungen durchgeführt, und der MD-LKW wurde applikationsgemäß unter WHTC Konditionen analysiert. Das Ziel dieser Untersuchung war die Ermittlung des Potentials hinsichtlich des Kraftstoffverbrauchs, des Konvertierungsgrads der Abgasnachbehandlungssysteme und des thermischen Verhaltens der Abgasnachbehandlung gegenüber aktuellen Serienanwendungen. Ein weiteres Ziel dieser

Studie war es, verschiedene Heizmaßnahmen für SCR-basierte Abgasnachbehandlungssysteme durch numerische Simulation zu vergleichen. Unter allen hier untersuchten Wärmemanagementstrategien konnte die Verwendung von interner AGR eine deutliche Verbesserung des Emissionsverhaltens bei Fahrtbeginn erreicht werden, während bei betriebswarmer Abgasanlage die dynamische Zylinderabschaltung (DSF) ein vielversprechendes Verbesserungspotential aufweist.

Die Simulationsergebnisse prognostizieren einen Kraftstoffeinsparungsvorteil von bis zu 2.4 % und eine Reduktion der NO<sub>x</sub>-Emissionen um bis zu 11 % unter RDE Betriebsbedingungen. Die NO<sub>x</sub>-Reduzierung wurde vor allem durch eine verbesserte Umwandlungseffizienz im SDPF-System auf Grund eines optimierten Temperaturprofils mit der DSF-Technologie erreicht.

## 6. Literaturhinweise

1. Wahiduzzaman, S., Wenzel, S., Despujols, B., and Tang, W., "Development of Diesel Engine and Catalyst Model Derived from Detailed Model for Engine and Powertrain Control Design", International Conference and Exhibition, SIA, INSA de Rouen, 2008.
2. Pautasso, E., Servetto, E., Artukovic, D., Brown, J., et al., "Emissions and Fuel Consumption Trade-Offs of a Turbocharged Diesel Engine Equipped with Electrically Heated Catalyst", International Conference and Exhibition Diesel Powertrain, SIA, INSA de Rouen, 2012.
3. Tang, W., Wahiduzzaman, S., Wenzel, S., Leonard, A., et al., "Development of a Quasi-Steady Approach Based Simulation Tool for System Level Exhaust Aftertreatment Modeling", SAE International, 2008-01-0866, 2008.
4. Gamma Technologies, "GT-SUITE– Flow Theory Manual", 2017.
5. Adolph, D., Busch, H., Pischinger, S., Kolbeck, A., et al., "Advanced Diesel Combustion – A Method Demonstrating Favorable Untreated Engine Emissions with Improved Consumption Characteristics", MTZ 69, 2008.
6. Holderbaum, B., "Dosierstrategie für ein SCR-System zur NO<sub>x</sub>-Reduktion im Diesel-PKW", RWTH Aachen University, Dissertation, 2009.
7. Körfer, Th., Schnorbus, Th., Kalenborn, M., Kolbeck, A., et al., "Integrated Diesel Engine Concept for Lowest CO<sub>2</sub> Emission Requirements", 19th Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology 2010, Aachen, 2010.
8. Pischinger, S., Honardar, S. and Deppenkemper, K., "Potentiale von Ladungswechselvariabilitäten", Final report FVV research project No. 1027, book 1034-2013.

9. Kopp, Ch., "Variable Ventilsteuerung für PKW-Dieselmotoren mit Direkteinspritzung", Dissertation, University of Magdeburg, 2006.
10. Schutting, E., Neureiter, A., Fuchs, C., Schatzberger, Th., et al, "Miller- und Atkinson-Zyklus am aufgeladenen Dieselmotor", MTZ 68, 2007.
11. Pischinger and Deppenkemper, K., "Potential of valve train variabilities on diesel engines II", Final report FVV research project No. 1171, book 1109-2016.

### Definitionen und Abkürzungen

CDA	Cylinder Deactivation
DOC	Diesel Oxidation Catalyst
DPF	Diesel Particulate Filter
DSF	Dynamic Skip Firing (dyn. Zylinderabschaltung)
EAT	Exhaust Aftertreatment
EGR	Exhaust Gas Recirculation
EVC	Exhaust Valve Closing
IVO	Intake Valve Opening
HP-EGR	High Pressure Exhaust Gas Recirculation
LIVO	Late Intake Valve Opening
LP-EGR	Low Pressure Exhaust Gas Recirculation
NEDC	New European Driving Cycle
PC	Passenger Car
RDE	Real Driving Emissions
SCRf	Selective Catalytic Reduction Soot Filter
TPD	Temperature Programmed Desorption
TPR	Temperature Programmed Reduction
VNT	Variable Nozzle Turbine
VVT	Variable Valve Train
WHTC	Worldwide Harmonized Transient Cycle
WLTC	Worldwide Harmonized Light-Duty Test Cycle

# Schaltbare Ventiltriebsysteme – von der Hydraulik zur Elektromechanik

Dr. **Frank Himself**, Dr.-Ing. **Thomas Werblinski**, **Wolfgang Christgen**,  
Schaeffler Technologies AG & Co. KG, Herzogenaurach

## Kurzfassung

Während die aktuell in Serie gefertigten schaltbaren Ventiltriebsysteme ausschließlich hydraulisch betätigt werden, so werden für Neuauslegungen heutzutage größtenteils elektromechanische Systeme appliziert. Das Schaeffler eRocker System ist ein Vertreter dieser neuen Generation schaltbarer Ventiltriebsysteme und kann für verschiedenste Ventiltriebsvariabilitäten bei Otto- und Dieselmotoren eingesetzt werden.

Durch strengere Emissionsanforderungen bei Benzin- und Dieselfahrzeugen in Verbindung mit der Elektrifizierung des Antriebsstrangs stellt sich gleichzeitig die Frage, ob schaltbare Ventiltriebe weiterhin benötigt werden – oder ob es sogar erweiterte Anwendungsmöglichkeiten gibt. Im vorliegenden Beitrag werden die Vorteile der Kombination eines P1-Hybridantriebs mit Zylinderabschaltung beleuchtet, als auch die Möglichkeiten einer erweiterten Ventildeaktivierung im Schubbetrieb für Ottomotoren. Mit der erweiterten Ventilabschaltung kann der für die Abgasnachbehandlung schädliche Luftdurchsatz vermieden und gleichzeitig das Schleppmoment reduziert werden.

## Abstract

Whereas current switchable valve train systems in mass production are exclusively actuated hydraulically, most of the designs in development use electromechanical systems. The Schaeffler eRocker System represents this new generation of switchable valve train systems and can be employed for various valve train variabilities for gasoline as well as diesel engines. With stricter emission requirements for gasoline and diesel vehicles in combination with powertrain electrification, the question arises whether switchable valve trains will still be required or if there are even further fields of application. In this manuscript, the benefits for a P1-hybrid drive in combination with cylinder deactivation and the possibilities of an enhanced valve deactivation during coasting for gasoline engines will be outlined. By enhanced valve deactivation the parasitic air purge for the exhaust after treatment can be avoided and simultaneously drag torque can be reduced.

## 1. Einleitung

Schaeffler ist nicht erst seit 1999 mit Serieneinführung des schaltbaren Tassenstößels Zulieferer und Entwicklungspartner von Automobilherstellern im Bereich schaltbarer Nockenfolger zur Ventilhubum- oder Abschaltung. Vom Ersteinsatz in sportlichen Motoren aus hat die Technologie schon lange den Massenmarkt erschlossen und wird beispielsweise in den Ford 1.0l und 1.5l Dreizylindermotoren oder im Mazda 2.5l Vierzylinder zur Zylinderabschaltung verwendet. Dabei verwenden die aktuell im Serieneinsatz befindlichen Systeme durchgängig Motoröl-  
druck, welcher über ein 3/2-Wege-Schaltventil den Öl-  
druck auf einen Verriegelungsmechanismus lenkt um zwischen verschiedenen Schaltzuständen umzuschalten.

Diese Systeme erfordern im Allgemeinen einen hohen Aufwand in der Integration, zum einen durch die Implementierung der entsprechenden hydraulischen Steuerleitungen in den Zylinderkopf, als auch durch die Anpassung des Ölkreislaufs auf den Druckbedarf zur Umschaltung. Dies kann in gewissen Betriebsbereichen dazu führen, dass der Öl-  
druckbedarf durch das Schaltsystem höher liegt als es der Verbrennungsmotor zur Schmierung benötigt. Zu Zeiten der unregelmäßigen Ölpumpen hätte dies regelmäßig zu einer vergrößerten Ölpumpenauslegung geführt, heutzutage wird im Normalfall nur die Ansteuerung der geregelten Ölpumpe angepasst. Trotzdem besteht die Gefahr, dass ein Teil der thermodynamisch über Wirkungsgradverbesserung erzielten Verbrauchseinsparung durch mechanische Verluste der Antriebsleistung der Ölpumpe wieder aufgezehrt wird.

Auch wenn diese Verluste im Zuge einer Gesamtsystemoptimierung effektiv klein gehalten werden können, so bestehen doch die Bedenken auf Seiten der Motorenentwickler und können auch für das jeweils vorliegende System zu Projektstart, wenn Entscheidungen zur Motorarchitektur getroffen werden, nicht final ausgeräumt werden. Weiterhin zeichnet sich ein Trend ab, dass Systeme, welche ohne Beeinflussung von anderen Motorsystemen integriert werden können, bevorzugt eingesetzt werden, um den durch Wechselwirkungen verursachten Entwicklungsaufwand zu vermeiden. Ein solches System sind die schaltbaren Nockenwellensysteme (Schiebenockensysteme), welche von Anfang an mit elektromechanischer Betätigung entwickelt wurden und so trotz anderer Nachteile wie Kosten und Package eine hohe Verbreitung gefunden haben. Schaeffler hat es sich deshalb zum Ziel gesetzt, ein System zu entwickeln, welches die kostenseitigen Vorteile von schaltbaren Schlepphebeln beibehält, aber elektromechanisch statt elektrohydraulisch betätigt wird.

Neben der Weiterentwicklung der variablen Ventiltriebsysteme an sich, ergeben sich durch die zunehmende Diversifizierung und stetigen Weiterentwicklungen im Antriebsstrang auch neue Potentiale für einen variablen Ventiltrieb. Eine stark zunehmende Elektrifizierung im Antriebsstrangmix steht heutzutage außer Frage. Für das Jahr 2030 geht Schaeffler davon aus,

dass mindestens 40 % der neuzugelassenen Personenkraftwagen (Pkw) einen teilelektrifizierten, hybriden Antriebsstrang aufweisen und etwa 30 % der Neuzulassungen rein batterieelektrische Fahrzeuge sein werden. Nach wie vor wird also beim Großteil der Pkw ein Verbrennungsmotor im Antriebsstrang vorhanden sein, den es weiterhin hinsichtlich Effizienz und Emissionsverhalten zu optimieren gilt. Zudem müssen Synergieeffekte zwischen verbrennungsmotorischen und elektrischem Antriebsstrang konsequent identifiziert und genutzt werden.

In diesem Beitrag werden sowohl die wichtigsten Entwicklungsschritte des neuen elektromechanisch schaltbaren Ventiltriebsystems der Firma Schaeffler, dem eRocker System, beschrieben und die Funktionsweise des Systems in Detail erläutert als auch aktuelle Ergebnisse für zwei potentielle neue Anwendungsfelder für einen variablen Ventiltrieb in modernen Ottomotoren vorgestellt: Das Zusatzpotential einer Zylinderabschaltung (ZAS) in einem Mild-Hybrid Fahrzeug mit P1-Topologie sowie die Ventilabschaltung bei Ottomotoren als Technologie zur Vermeidung einer Luftspülung im Schubbetrieb bei gleichzeitiger Reduktion des Motorschleppmoments.

## **2. Systembeschreibung Schaeffler eRocker System für Ventil-/Zylinderabschaltung**

Im Bereich schaltbarer Schleppebel hat sich das Prinzip, einen das Ventil betätigenden Primärhebel über einen Verriegelungsmechanismus mit einem Sekundärhebel zur koppeln, bewährt. Dabei kann der Primärhebel selbst einen kleineren Ventilhub übertragen, der dann vom Hub auf dem Sekundärhebel überlagert wird (Anwendung: Nockenprofilumschaltung), oder der Primärhebel hat keinen eigenen Hub und nur der Sekundärhebel überträgt einen Nockenhub (Anwendung: Ventilabschaltung). Der zum Schalten benutzten Öldruck wurde durch ein hydraulisches Schaltventil zu den Verriegelungsmechanismen verschiedener Hebel geleitet. Dadurch konnte mittels eines elektromechanischen Aktuators eine größere Anzahl von schaltbaren Schleppebeln gleichzeitig betätigt werden, was zu einer kosteneffizienten Ausgestaltung führte.

Dieses Wirkprinzip wurde nun auf ein elektromechanisches System übertragen. Zuerst wurde das bewährte Konzept schaltbarer Schleppebel auf mechanische Betätigung des Verriegelungsmechanismus umgestaltet. Diese Evolutionsstufe ist exemplarisch für einen Schleppebel zur Ventilhubabschaltung in Bild 1 dargestellt.

Der Grundaufbau des Schleppebels bleibt nahezu identisch, lediglich die Verriegelungseinheit wurde auf eine mechanische Betätigung angepasst. Um den Innen- und Außenhebel zu entriegeln und damit den Ventilhub abzuschalten, muss der seitliche Betätigungspinn

gedrückt werden. Über eine Umlenkung mittels Kulissenführung wird die Bewegung des Betätigungspins auf den eigentlichen Verriegelungspin übertragen.

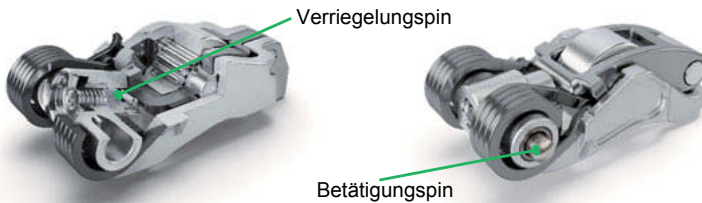


Bild 1: Hydraulisch (links) und mechanisch (rechts) betätigter Schaltschlepphebel zur Zylinderabschaltung

Die Betätigungskraft wird durch einen elektromechanischen Aktuator direkt erzeugt, d.h. der Aktuator muss im Gegensatz zum hydraulisch schaltbaren Ventiltrieb die entsprechende Energie selbst erzeugen und leitet nicht nur wie ein Hydraulikventil eine andernorts erzeugte Energieform an die Wirkstelle. Trotzdem konnte das Prinzip eines elektromechanischen Hubmagneten von den hydraulischen Schaltventilen übertragen werden und verwendet so bewährte Serientechnologien.



Bild 2: Exemplarisches Schaeffler eRocker System für die Zylinderabschaltung

Um mehrere Ventilpositionen gleichzeitig zu betätigen, wurde anstelle des Hydrauliköls eine längsverschiebbare Schubleiste eingeführt. In Bild 2 ist eine exemplarische Anordnung einer Ventilseite (Aus- bzw. Einlass) gezeigt, mit der bei einem Vierzylindermotor die beiden innenliegenden Zylinder abgeschaltet werden sollen.

Werden verschiedene Ventilpositionen gleichzeitig betätigt, ergibt sich über die Steuerzeiten des Verbrennungsmotors die Situation, dass an einzelnen Hebeln der Verriegelungsmechanismus nicht verschoben werden kann, da der Verriegelungskolben durch die Koppelung der Hebel belastet ist und nicht verschoben werden kann. Deshalb gibt es je nach Motoranordnung im Extremfall keinen Zeitpunkt, in dem alle Kolben gleichzeitig verschoben werden können. Dies ist auch in hydraulisch betätigten Schaltkomponenten der Fall, aber das Öl übernimmt in diesem Fall die Funktion des Energiespeichers. Der Öldruck steigt durch den Schaltbefehl am Schaltventil in der Schaltgalerie an und die Verriegelungskolben werden bewegt, sobald sie nicht mehr mechanisch an der Bewegung gehindert werden.

Das mechanische Pendant zum Öldruck als Energiespeicher ist eine Feder. Da von der zentral angeordneten Schubleiste ohnehin ein Betätigungselement zum Verriegelungsmechanismus geführt werden musste, wurde dieses als Blattfeder ausgelegt und übernimmt so die Doppelfunktion der Bewegungsübertragung der Schubleistenbewegung auf den Verriegelungsmechanismus als auch die Zwischenspeicherung der Betätigungsenergie für den Fall, dass der Verriegelungskolben zum Zeitpunkt der Schubleistenbewegung nicht frei verschoben werden kann. Außerdem können durch die Blattfeder sowohl Fertigungstoleranzen als auch unterschiedliche Wärmedehnungen ausgeglichen werden. Der Weg der Blattfeder ist deutlich größer als der Weg des Verriegelungskolbens.

Bei Bestromung des Aktuators wird die Energie zur Verschiebung von Schubleiste und Verriegelungskolben direkt im Aktor in die Betätigungskraft umgewandelt. Im Gegensatz dazu wird die Rückwärtsbewegung in den Ausgangszustand nach Abschalten der Stromzufuhr durch die in den Federn des Systems gespeicherte Energie ausgeführt.

Zum Halten der geschalteten Stellung wird ein vergleichsweise geringer Haltestrom benötigt, da der elektromechanische Hubaktuator in Endstellung nur einen sehr geringen Strombedarf hat. Der Energieverbrauch liegt je nach Ansteuerung unter 5 W.

### **3. Schaeffler eRocker System zur Hubumschaltung**

Soll das Schaeffler eRocker System zur Hubumschaltung verwendet werden, ist der Grundaufbau des Systems grundsätzlich vergleichbar mit der vorher beschriebenen Ventilabschaltung, allerdings wird ein Schaltschlepphebel mit zwei Nockenabgriffen verwendet. Diese Ausführung wurde auch in [1] beschrieben.

Da eine geringe Masse als auch eine geringe Reibung auch für ein schaltbares Schlepphebelsystem wichtig sind, hat sich Schaeffler entschieden, den Innenhebel mit einer nadelgelagerten Rolle und den Außenhebel mit DLC beschichteten Gleitflächen zu versehen.

Die nadelgelagerte Rolle ist einer Gleitrolle im Reibungsverhalten deutlich überlegen, die Ventiltriebreibung liegt im Mittel ca. 20 Prozent niedriger.

Die Gleitflächen des Außenhebels haben für sich gesehen einen Reibungsnachteil, sind aber im Gesamtkonzept Systemen mit Gleitrollen überlegen. Dies wird auch durch ein erheblich reduziertes Massenträgheitsmoment und damit eine geringere erforderliche Ventilfedervorspannkraft erreicht. Durch Beschichtungen wird sowohl die Reibung reduziert als auch die Verschleißfestigkeit erhöht.

Für Diesel-Ventiltriebe mit der Funktion „Nachhub zur internen Abgasrückführung“, bei der über den Außenhebel im allgemeinen sehr kleine Hübe im Bereich 1,5 bis 3 mm übertragen werden, hat Schaeffler ein besonders kompaktes Schaltschlepphebeldesign entwickelt, siehe Bild 3 rechts. Gegenüber dem in [2,3] vorgestellten System analog Bild 3 links mit ventiltseitig angeordneter Leerhubfeder konnte mit der drehpunktseitig angeordneten Leerhubfeder, ausgeführt als Druckfeder, das Massenträgheitsmoment um den Drehpunkt um 40 % reduziert werden. Außerdem konnte der Hebel im Bereich des Ventils in der Baubreite nochmals schmaler gestaltet werden.

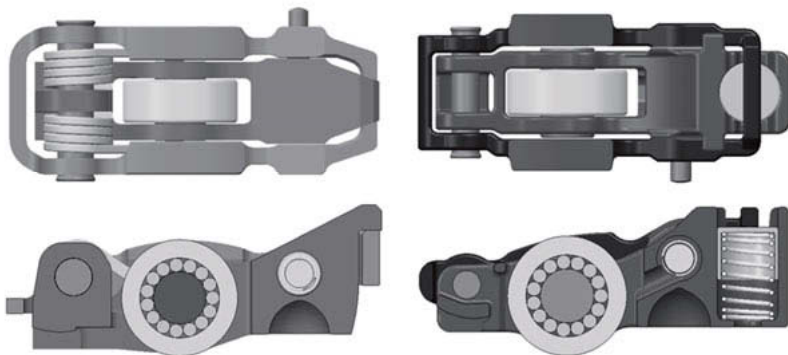


Bild 3: Kompakte Schaltschlepphebelkonzepte zur Ventilhubumschaltung, z.B. für interne Abgasrückführung bei Diesel Motoren, rechts mit 40% reduziertem Trägheitsmoment

#### 4. Untersuchung der Schaltfunktion

Bei hydraulisch schaltbaren Ventiltrieben gibt es viskositätsbedingt eine deutliche Verschlechterung des Systemverhaltens zu niedrigen Temperaturen, welche auch durch Öldruckerhöhung nicht ausgeglichen werden kann. Dies kann zum einen dazu führen, dass das System

die gewünschte Funktion in diesem Betriebsbereich gar nicht ausführen kann, oder es zu einer Unschärfe in der Vorhersage des Systemzustandes kommt. Dies wird im Allgemeinen als „zyklustreues Schalten“ bezeichnet, d.h. es ist zu jeder Zeit klar, welchen Schaltzustand jedes Motorventil bei jeder einzelnen Betätigung hat. Wenn die Schaltperformance bei niedrigen Temperaturen abnimmt, ergibt sich für einzelne Betätigungen eine Unschärfe, so dass nicht klar ist, ob ein Schaltschlepphebel verriegelt oder entriegelt ist. Je nach Einsatz ist dieser Zustand zulässig oder nicht. Der Stand der Technik geht davon aus, dass bei Zylinderabschaltung der Zustand immer klar definiert sein muss, während bei Hubumschaltung eine gewisse Unschärfe akzeptiert wird, da ein anderer als der gewünschte Schaltzustand im Umschaltpunkt zu vergleichsweise geringen Füllungsunterschieden für nur einzelne Verbrennungen führt, welche im transienten Betrieb ohnehin vorkommen.

Auch elektromechanisch betätigte Systeme sind nicht vollständig gegen Temperatureinfluss immun, da sie im Zylinderkopf im Ölkontakt betrieben werden. Während in Schaltrichtung „Strom an“ die Schubleiste durch die vom Aktor aufgebrachte Kraft zwangsverschoben wird, wird die Schaltrichtung „Strom aus“ durch die in den Federn des Systems gespeicherte Kraft vollzogen. Deshalb wird das System folgendermaßen ausgelegt: Die Rückstellfedern werden so dimensioniert, dass sie das System im Grenzzustand in der erlaubten Zeit zurückschalten können. Dadurch ergibt sich ein Kraftniveau, welches der Aktuator in der Betätigungsrichtung innerhalb der erlaubten Zeit überwinden muss. Stärkere Federn bedingen also einen stärkeren Aktuator, was wiederum direkte Auswirkungen vor allem auf den Bauraum des Aktuators hat. Bei der Auslegung müssen also beide Schaltrichtungen in ein bauraumoptimales Gleichgewicht gebracht werden.

Viskositätsbedingt nimmt die Schaltperformance in Richtung „Strom an“ bei niedrigen Temperaturen ab, während bei hohen Temperaturen der Reibanteil der Verschiebung am kleinsten ist. Gleichzeitig hat der Aktuator bei niedrigen Temperaturen einen geringeren Widerstand und damit eine höhere Stromaufnahme, was zu einer Verbesserung der Performance führt, während er bei hohen Temperaturen durch den gestiegenen Innenwiderstand die geringste Kraft hat. Bei einem optimal ausgelegten System ergibt sich dadurch in Schaltrichtung „Strom an“ die beste Systemperformance bei mittleren Temperaturen, während die min. und max. Temperaturen die Grenzlage darstellen. In Bild 4 ist die Charakteristik für ein ausgeführtes System dargestellt. Vor allem im „Worst case“ einer Spannungsversorgung mit 9,8 V zeigt sich das beschriebene Verhalten, da der Aktor bei hohen Temperaturen deutlich weniger Strom aufnimmt.

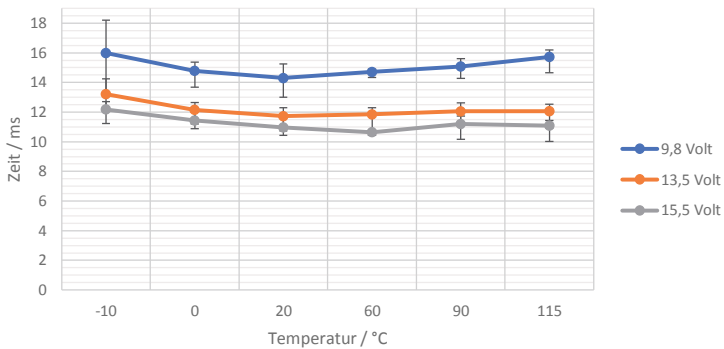


Bild 4: Schaltzeit Aktivierung (Strom an) über Temperatur

In Richtung „Strom aus“ ist die Schaltperformance zum einen spannungsunabhängig und zum anderen ergibt sich das erwartete Verhalten, dass die Schaltzeit über Temperatur abnimmt.

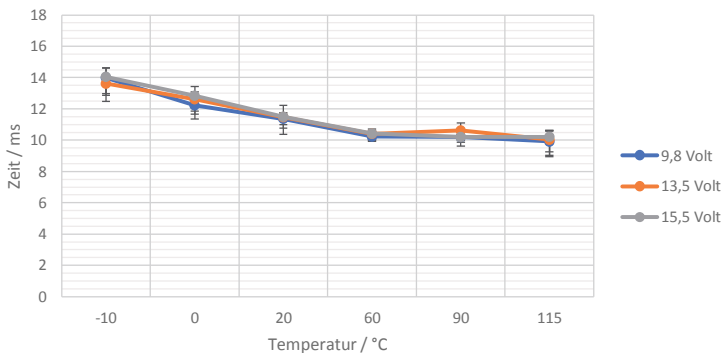


Bild 5: Schaltzeit Deaktivierung (Strom aus) über Temperatur

Bei den vorgestellten Schaltzeiten handelt es sich um die Gesamtschaltzeit des Systems ab Bestromungsbeginn bzw. -ende bis zum Abschluss der Bewegung des Verriegelungspins. Die reine Bewegungszeit des Verriegelungspins ist für alle Temperaturen und in beiden Richtungen im Bereich von 1-3 ms und damit nur ein kleiner Teil der Systemschaltzeit.

Da die Variation der Schaltzeit sehr gering ist, kann für den gewünschten Betriebsbereich der Zylinderabschaltung ein zyklustreues Schaltverhalten für die bekannten Motorarchitekturen erreicht werden.

## 5. Diagnose und Ansteuerung

Ein wichtiger Vorteil eines elektromechanischen Systems ist die Möglichkeit zur Rückmeldung des erfolgreichen Schaltbefehls. Beim Schaeffler eRocker System wird dies ohne zusätzliche Sensorik erreicht. Über Auswertung des Stromverlaufs kann je nach Auslegung und Ansteuerungsphilosophie die für das Bewegungsende charakteristische Stromsignalform ausgewertet werden.

Bei der Ansteuerung wird grundsätzlich zwischen Vollbestromung (On/Off) oder PWM (Pulse Width Modulation) unterschieden.

Bei Vollbestromung folgt der aufgenommene Strom gemäß dem Ohm'schen Gesetz ( $U = R \cdot I$ ) der Spannung im Bordnetz in Abhängigkeit vom Innenwiderstand der Spule. Allerdings wird durch die Bewegung des Ankers im Magnetfeld eine Gegenspannung induziert und verlangsamt den Stromaufbau. Sobald der Anker am Endanschlag ankommt, endet die Gegeninduktion und der Strom baut sich bis zur Sättigung auf. Dadurch ergibt sich im Stromverlauf ein charakteristisches Profil in Form eines lokalen „V“, welches zur Analyse herangezogen werden kann, siehe graue Kurve in Bild 6.

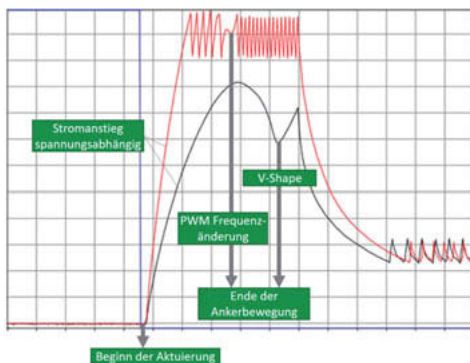


Bild 6: Stromverlauf (Stromaufbau) für verschiedene Spannungen und Ansteuermodi

Die Idealauslegung ist eine niederohmige Auslegung (ca. 1  $\Omega$ ), bei der ein hoher Stromfluss (bis ca. 16 A) für eine kurze Dauer bis zur sicheren Schaltung zugelassen wird. Nach dem Schaltvorgang wird der Strom zum Halten des Schaltzustandes über eine PWM Regelung auf ein niedriges Niveau abgesenkt. In diesem Schaltzustand hat der Hubaktor durch den geschlossenen Luftspalt im Weicheisenkreis nur einen geringen Strombedarf.

Wenn nur ein geringerer Strom seitens Motorsteuergerät zur Verfügung steht, muss der Aktor hochohmig ausgelegt werden, um die Stromaufnahme bei niedrigen Temperaturen zu begrenzen. Gleichzeitig muss der Aktor, wenn der Innenwiderstand bei hohen Betriebstemperaturen stark ansteigt, trotz der dann sehr geringen möglichen Stromaufnahme noch genügend Kraft erzeugen, um das System sicher und schnell genug zu schalten, was den erforderlichen Bau-raum vergrößert.

Dieser Zielkonflikt kann durch eine niederohmige Auslegung mit PWM Ansteuerung aufgelöst werden. Dabei wird der Strom schon in der Schaltphase aktiv auf den maximal zulässigen Strom geregelt.

Für den Fall einer PWM Ansteuerung ergibt sich ebenfalls eine Gegeninduktion. Diese verlangsamt den Stromabbau in den deaktivierten Phasen des PWM Signals, so dass sich bei Ende der Gegeninduktion eine Änderung der PWM Frequenz ergibt. Diese kann wiederum zur Auswertung der Schaltung herangezogen werden, siehe rote Kurve in Bild 6.

Normalerweise wird ein Aktuator so ausgelegt, dass er im gesamten Betriebsbereich entweder der einen oder der anderen Diagnosephilosophie folgt, um undefinierte Übergangsbereiche zu vermeiden.

Für die Schaltrichtung Stromabbau (nicht dargestellt) ist eine Stromauswertung durch die aus der Induktion der Rückbewegung erzeugten Strom ebenfalls möglich, auch wenn die Gesetzmäßigkeiten leicht verändert sind.

Die Höhe des vom Aktuator benötigten Stroms kann dabei an die Möglichkeiten der ECU (Engine Control Unit) angepasst werden. Eine PWM Ansteuerung bietet dabei wesentliche Vorteile in der Aktorgröße und aufgrund der verringerten Induktivität des Aktors auch in der Schaltgeschwindigkeit.

## **6. Potentiale für einen schaltbaren Ventiltrieb im modernen Antriebsstrang**

Das eRocker System zeichnet eine grundlegende Verbesserung der System-schaltperformance im Vergleich zu aktuellen hydraulischen Schaltschlepphebelsystemen, insbesondere im niedrigen Temperaturbereich aus. Darüber hinaus machen die konzeptbedingten Freiheitsgrade hinsichtlich Ansteuerung und Design das Schaeffler eRocker System zu einer attraktiven Hardwarelösung für die unterschiedlichsten variablen Ventiltriebkonzepte für zukünftige Motoren. Zwei potentielle Anwendungsgebiete werden nachfolgend vorgestellt.

### **6.1 Zylinderabschaltung in P1-Hybrid**

Charakteristisch für Hybridfahrzeuge mit einer P0- oder P1-Topologie ist die Tatsache, dass der Elektromotor und der Verbrennungsmotor nicht voneinander entkoppelt werden können.

Demnach wirkt sich eine Reduktion des Motorschleppmomentes direkt auf das Rekuperationspotential im Schubbetrieb aus. Simulationen haben gezeigt, dass eine ZAS neben dem nach wie vor bestehenden Kraftstoffeinsparpotential im hybriden Antriebsstrang zudem ein probates Mittel ist in den Schubphasen das Schleppmoment des Verbrennungsmotors signifikant abzusenken. Das reduzierte Schleppmoment wirkt sich direkt auch die rekuperierbare Energiemenge im Fahrzyklus aus und damit auf die zur Verfügung stehende elektrische Energie zur Entlastung des Verbrennungsmotors. Beide Potentiale wurden für die in Tabelle 1 zusammengefasste Fahrzeug-Antriebsstrang-Kombination untersucht.

Tabelle 1: Spezifikationen Hybridfahrzeugmodell

E-Motor	Schaeffler EDS (Koaxial)
E-Motor Leistung / Drehmoment maximal	17 kW / 190 Nm (2 s)
E-Motor Leistung / Drehmoment nominal	15 kW / 177 Nm (20 s)
Verbrennungsmotor	EA211: 1.4l 103 kW (mit und ohne ZAS)
Maximales Drehmoment	245 Nm
Getriebe	7-Gang DSG
Hybridtopologie	P1
Fahrzeugmasse	1462 kg

Das Schleppmoment eines Ottomotors setzt sich vereinfacht ausgedrückt aus Pumpverlusten und Reibung (Reibmitteldruck) zusammen. Auf Basis von unterschiedlichen Motorkennfeldvermessungen wurde der Einfluss der Zylinderabschaltung auf das Schleppmoment ermittelt. Es hat sich gezeigt, dass die Zylinderabschaltung die Pumpverluste in etwa um den Motorabschaltgrad bei aktivierter Zylinderabschaltung reduziert. Die Auswirkung der Ventilabschaltung auf die Motorreibung war am Gesamtmotor bei dieser Anwendung untergeordnet. Demnach hängt die Schleppmomentreduktion vom Verhältnis der Ladungswechselerbeit zum Reibmitteldruckniveau ab. Die Schleppmomentverläufe mit und ohne aktiver ZAS für das hier verwendete Motorenbeispiel sind in Bild 7 dargestellt.

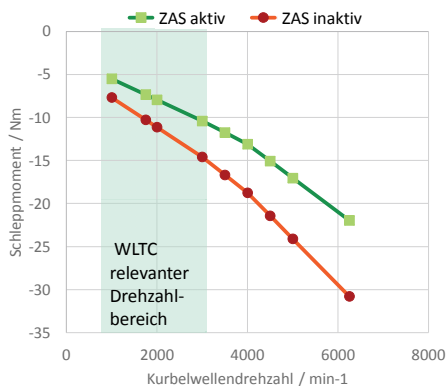


Bild 7: Schleppmomentkurven für die Potentialbestimmung mit und ohne aktiver ZAS

Aus Bild 7 ist ersichtlich, dass durch die Aktivierung der ZAS im Schubbetrieb eine erhebliche Reduktion des Schleppmomentes zwischen 25 % bis 30 % im WLTC relevanten Drehzahlbereich ( $n < 3000 \text{ min}^{-1}$ ) erreicht wird. Diese Reduktion führt dazu, dass im Fahrzyklus 5,7 % mehr Energie rekuperiert werden kann. Im Prüfzyklus mit Ladungserhaltung der Fahrzeugbatterie kann diese Energie zur zusätzlichen Entlastung des Verbrennungsmotors (zusätzliches „elektrisches Boosten“) eingesetzt werden und damit Kraftstoff eingespart werden. Zusätzlich dazu bleibt das Potential der ZAS für den gefeuerten Motorbetrieb aufgrund der Entdrosselung und Betriebspunktverlagerung nach wie vor bestehen. In : ist das gesamte CO<sub>2</sub>-Einsparpotential der ZAS für die hier simulierte Motor-Fahrzeug-Kombination zusammengefasst.

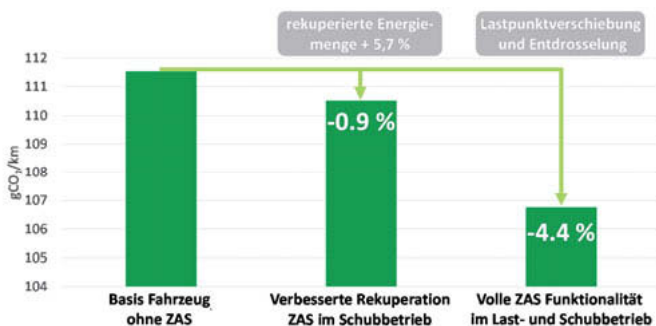


Bild 8: ZAS Potential für untersuchten P1-Hybrid

In der Basisapplikation ohne ZAS erreicht das Fahrzeug bei Ladungserhaltung im WLTC einen CO<sub>2</sub>-Austoß von 111,5 g CO<sub>2</sub>/km. Das reine Potential durch die Schleppmomentreduktion liegt bei 0,9 % und das zusätzliche Potential der ZAS im gefeuerten Motorbetrieb bei 3,5 %. In Summe liegt damit das gesamte ZAS Potential mit 4,4% sogar über dem Potential einer ZAS für einen VW Golf VII (1.4l, 103 kW, 6-Gang Handschaltgetriebe; Fahrzeugmasse 1320 kg) mit reinem verbrennungsmotorischen Antrieb von 4 % [4]. Die Synergie zwischen variablen Ventiltrieb und hybriden Antriebsstrang ist somit klar erkennbar.

#### 4.2 Strategien zur Ventilabschaltung bei modernen Ottomotoren

Partikelfilter sind bei modernen Ottomotoren mit Direkteinspritzung im Zuge der RDE Gesetzgebung nahezu unerlässlich geworden [5]. Dies gilt nach unserem Verständnis auch für hybride Antriebsstränge die nach wie vor auf einen dynamischen ottomotorischen Betrieb angewiesen sind, d.h. auch bis hin zu Plug-In-Hybriden. Mit dem Einbau eines Ottopartikelfilters (OPF) ergeben sich auch neue Herausforderungen. Die zusätzliche Komponente muss im Abgasnachbehandlungssystem integriert werden, das Gegendruckverhalten und die Filtereffizienz müssen im Fahrbetrieb kontrolliert werden und sind abhängig vom Beladungszustand. Mit zunehmenden Filterbeladung steigt die Filtereffizienz, aber auch der Abgasgegendruck.

Eine gezielte Regelbarkeit des Beladungszustandes wird somit applikationsseitig angestrebt. Dafür hilft eine motornahe Anordnung des OPF, da so in nahezu allen Betriebssituationen eine ausreichende Bauteiltemperatur für eine passive Filterregeneration ( $T_{OPF} > 450^{\circ}\text{C}$ ) erreicht wird. In einer Unterbodenanordnung ist das nur selten im realen Fahrbetrieb gewährleistet. Bei der passiven Filterregeneration setzt der Partikelabbrand selbstständig ein, sobald die dafür notwendige Bauteiltemperatur erreicht ist und der Motorbetrieb vom  $\lambda=1$  Betrieb abweicht und Sauerstoff als Oxidationsmittel im Abgasstrang vorhanden ist. Unkontrolliert tritt dieser Betriebszustand allerdings in jeder Schubphase auf, was demzufolge ein kontrolliertes Filtermanagement ohne zusätzliche Regelungsmaßnahmen unmöglich macht. Ein unkontrolliertes Abbrennen der Filterbeladung im Schubbetrieb kann aufgrund der stark zunehmenden Bauteiltemperatur beim Partikelabbrand im schlimmsten Fall sogar zu einer Bauteilschädigung des Partikelfilters führen [6].

Eine Maßnahme zur Vermeidung eines Sauerstoffeintrags in das Abgasnachbehandlungssystem innerhalb einer Schubphase ist der gefeuerte Schubbetrieb. Vor dem Hintergrund der gesetzten CO<sub>2</sub>-Ziele ist diese, mit einem signifikanten Mehrverbrauch einhergehende Strategie, jedoch denkbar ungeeignet. Im WLTC wird von einem Mehrverbrauch von einigen Prozent

ausgegangen. An dieser Stelle kann eine Ventilabschaltung zur Kraftstoffeinsparung beitragen. Werden Ein- und/oder Auslassventile innerhalb der Schubphase geschlossen wird ein Durchspülen des Motors mit Luft unterbunden. Der Schubbetrieb kann weiterhin ungefeuert und damit kraftstoffsparender gefahren werden, wie dies nach aktuellem Stand der Technik für Fahrzeuge ohne GPF üblich ist.

Der zusätzliche Entfall der notwendigen Anfettung im Motorbetrieb unmittelbar nach den Schubphasen um den überschüssigen Sauerstoff aus dem Drei-Wege-Katalysator zu entfernen entfällt durch eine Ventilabschaltung ebenfalls [7]. Für ein Fahrzeug der Kompaktklasse liegt das Verbrauchseinsparungspotential im WLTC bei 0,7 % [7]. Je nach Fahrzeugklasse und Fahrzyklus wird von einem Einsparpotential durch den Entfall der Anfettung nach dem Schubbetrieb von bis zu 2,0 % ausgegangen.

In dieser Studie werden drei unterschiedliche Ventilabschaltungsstrategien mit einander verglichen und hinsichtlich der jeweils einhergehenden Sekundäreffekte bewertet. Als Simulationsbasis wurde ein 4-Zylinder 1.6l Ottomotor mit Abgasturboaufladung und Direkteinspritzung gewählt. Die Simulationen des stationären Schleppbetriebs wurden in Kooperation mit der IAV GmbH durchgeführt. Die wichtigsten Motorkenndaten sind in Tabelle 2 aufgeführt.




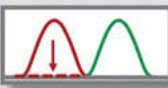
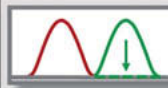
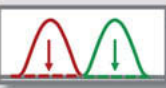
Tabelle 2: Spezifikationen Ottomotor

Nennleistung	124 kW
Max. Drehmoment	260 Nm
Verdichtung	10:1
Max. Mitteldruck	21 bar
Ventiltrieb	Ein- und Auslassphasensteller
Steuerbreite Einlassventilhub bei 1 mm Hub	182 °KW
Steuerbreite Auslassventilhub bei 1 mm Hub	198 °KW
Max. Einlassventilhub	8,3 mm
Max. Auslassventilhub	7,2 mm

Dieser Beitrag konzentriert sich auf die Unterbrechung des Luftstromes über schaltbare Ventiltriebkomponenten der Firma Schaeffler. Für eine alternative Strategie mit einem vollvariablen Ventiltriebssystem, dem Schaeffler UniAir System, ist hier auf dem entsprechenden Beitrag von Wolf et al. verwiesen. Neben dem Primärziel, der Realisierung eines Nullluftmassenstroms über den GPF bzw. Katalysator während der Schubphase, lag auch hier der Fokus darin, das

Schleppmoment mit geeigneten Zusatzmaßnahmen für die betrachteten Schaltstrategien so weit wie möglich zu reduzieren, um damit den Synergieeffekt mit hybriden Antriebskonfigurationen für eine verbesserte Rekuperation zu berücksichtigen. Eine Übersicht der betrachteten Ventilabschaltungsstrategien ist in der nachfolgenden Tabelle 3 dargestellt.

Tabelle 3: Übersicht der untersuchten Ventilabschaltstrategien

Strategie A Auslass- ventilabschaltung	Strategie B Einlass- ventilabschaltung	Strategie C Ein- und Auslass- ventilabschaltung
Auslass  Einlass	Auslass  Einlass	Auslass  Einlass
		

Bei Strategie A wird der Ventilhub auf allen Auslassventilen in der Schubphase deaktiviert. Als Folge kommt es im Ausschiebetakt stets zu einer Verdichtung der Zylinderladung und zu einem anschließenden Auspuffen in den Ansaugtrakt sobald die Einlassventile öffnen. Damit ist ohne zusätzliche Maßnahme mit einer Zunahme des Schleppmomentes im Vergleich zum Basismotor zu rechnen. Zusätzlich ist davon auszugehen, dass das Auspuffen aufgrund des Druckgefälles zwischen Zylinder und Ansaugkanal zum Öffnungszeitpunkt der Einlassventile zu merklicher Geräuschentwicklung führt. Die Füllungsreduktion, z.B. durch eine Spätverstellung der Einlassnockenwelle stellt hier eine mögliche Maßnahme dar um den negativen Effekten entgegenzuwirken.

In Strategie B werden die Einlassventilhübe während des Schubbetriebs deaktiviert. Dies hat zur Folge, dass während des Ansaug- und des eigentlichen Arbeitstaktes Unterdruck im Zylinder aufgebaut wird. Dadurch kann es zu einem Öleintrag in den Zylinderraum über die Kolbenringe kommen. Die Füllung im Zylinder muss folglich erhöht werden um die Ladungswechselarbeit zu reduzieren und um den minimal auftretenden Zylinderdruck über der kritischen Unterdruckgrenze zu halten. Durch eine Frühstellung der Auslassnockenwelle kann auch hier mit einem Nockenwellenversteller den negativen Effekten entgegengewirkt werden da somit eine erhöhte Restgasmenge im Zylinder eingeschlossen werden kann.

Strategie C zielt auf ein Abschalten der Ein- und Auslassventile ab. Dies entspricht einer Abschaltung des gesamten Ladungsaustauschs des Motors, wodurch die Ladungswechselperluste und letztlich das Schleppmoment des Motors in der Schubphase minimiert werden. Es

werden keine negativen Sekundäreffekte erwartet. Es ist jedoch offensichtlich, dass für Strategie C die meisten Schaltelemente erforderlich sind und diese Strategie somit die kostenintensivste darstellt. Die Fragestellung ist folglich, in wie weit können für die Strategien A und B die negativen Sekundäreffekte durch eine Optimierung der Phasenlage der Ein- bzw. Auslassventilhübe kompensiert werden und wie nah kommen diese Strategien dem minimalen Schleppmoment von Strategie C.

Um das volle Potential der Phasenverstellung zu untersuchen wurden in der Simulation die Verstellbereiche der beiden Nockenwellenversteller von den standardmäßig umgesetzten 60 °KW auf 230 °KW erweitert, um diesbezüglich keine Einschränkungen zu haben. Technologisch stellt diese Erweiterung des Stellbereiches für elektrische Phasensteller kein Hindernis dar. Die Basishubkurven wurden beibehalten und bei der Optimierung der Phasenlage stets eine mögliche Ventil-Kolben-Kollision berücksichtigt. Weiterhin wurde ein minimaler Zylinderdruck von 200 mbar als untere Druckgrenze berücksichtigt um einen Öleintrag in den Zylinder über das Kurbelgehäuse zu vermeiden.

Die Effekte der Spätverstellung der Einlassnockenwelle bei Strategie A zeigen sich deutlich anhand des pV-Diagramms in Bild 9. Dort sind die Druckverläufe für ein gesamtes Arbeitsspiel für den Schubbetrieb bei 1500 min<sup>-1</sup>, sowohl für den Fall einer Auslassventilabschaltung mit der Standardphasenlage der Einlassnockenwelle als auch für den Fall der Auslassventilabschaltung mit optimierter Phasenlage der Einlassventilhübe dargestellt.

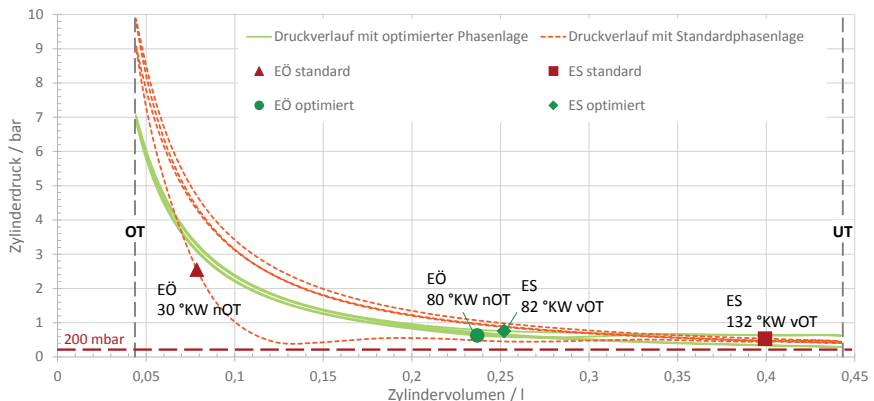


Bild 9: pV-Diagramm für Strategie A mit Standardphasenlage und den optimierten Fall bei 1500 min<sup>-1</sup>

Im Basisfall (orange gestrichelte Linie), d.h. ohne eine optimierte Phasenlage der Einlassnockenwelle öffnen die Einlassventile (EÖ) 30 °KW nach dem oberen Totpunkt (nOT) und schließen (ES) 132 °KW vor OT (vOT). Die somit im Zylinder eingeschlossene Ladungsmasse muss im Kompressionstakt verdichtet, im Arbeitstakt wieder entspannt und anschließend im eigentlichen Ausschietakt wieder verdichtet werden. Beim Einlassöffnen (EÖ) herrscht im Zylinder ein Überdruck, was zunächst zu einem Auspuffen in den Ansaugkanal führt bevor wieder Frischluft angesaugt wird. Durch das Auspuffen wird die in der komprimierten Luft gespeicherte Verdichtungsarbeit ungenutzt entlassen, was sich in der großen Ladungswechselschleife widerspiegelt. Der minimale Zylinderinnendruck fällt zwar deutlich unter Umgebungsdruck, bleibt aber stets über der Grenze von 200 mbar. In Bild 9 ist gut erkennbar, dass eine Spätverstellung der Einlassnockenwelle um 50 °KW (grüne durchgezogene Linie) die Ladungswechselschleife stark verkleinert. EÖ und ES finden in etwa bei der gleichen Kolbenposition im Ansaug- bzw. Verdichtungsstakt statt. Somit verbleibt nur eine geringe Frischluftladung im Zylinder. Die Zwischenverdichtung wird damit stark reduziert und die Verdichtungsarbeit kann in der darauffolgenden Expansionsphase nahezu vollständig wieder genutzt werden. Durch die starke Reduktion der Ladungswechselerarbeit konnte das Schleppmoment für den in Bild 9 dargestellten optimierten Fall sogar um 32 % unter das Basismotor-Schleppmoment, ohne eine Ventilabschaltung, abgesenkt werden.

In Bild 10 sind die Ergebnisse für Strategie B in Form des pV-Diagramm, ebenfalls für eine Kurbelwellendrehzahl von  $1500 \text{ min}^{-1}$  dargestellt.

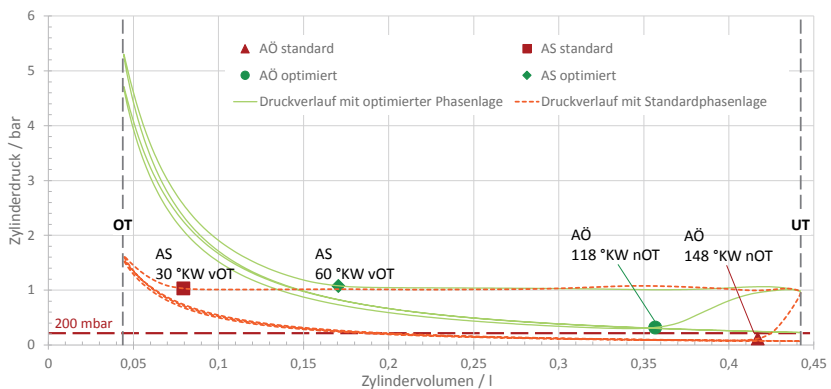


Bild 10: pV-Diagramm für Strategie B mit Standardphasenlage und den optimierten Fall bei  $1500 \text{ min}^{-1}$

Es ist in Bild 10 zu erkennen, dass im Fall der Einlassventilabschaltung (Strategie B) mit Standardsteuerzeiten (orange gestrichelte Linie) ein starker Unterdruck im Zylinder generiert wird und die gesetzte minimale Druckgrenze von 200 mbar deutlich unterschritten wird. Grund dafür ist das vergleichsweise späte AS im Ausschiebetakt und damit die geringe Restgasmenge, die im Zylinder verbleibt.

Die starke Unterdruckerzeugung führt zu einer hohen Ladungswechselarbeit. Die Optimierung der Steuerzeiten für eine Minimierung des Motorschleppmoments im stationären Schubbetrieb ergab eine Frühverstellung der Auslassnockenwelle um 30 °KW. Damit schließt das Auslassventil bereits 60 °KW vOT im Ausschiebetakt und es wird eine größere Restgasmasse im Zylinder zurückgehalten. Damit steigt zwar die notwendige Arbeit für die Zwischenverdichtung, durch die gesteigerte Zylinderfüllung sinkt jedoch der Zylinderdruck in der Expansionsphase nicht mehr unter 200 mbar. Dennoch wird deutlich, dass auch im optimierten Fall für Strategie B (siehe grüne, durchgezogene Linie, Bild 10) die Ladungswechselschleife deutlich größer ausfällt als im optimierten Fall für Strategie A (vgl. grüne durchgezogene Linie, Bild 9).

Die unterschiedliche Ladungswechselarbeit der beiden Strategien A und B zeigt sich auch direkt in der erzielbaren Schleppmomentreduktion. In Bild 11 sind die Schleppmomentkurven der untersuchten Strategien A, B und C sowie des Basismotors ohne Ventilabschaltung miteinander verglichen. In allen Fällen wurde eine geschlossene Drosselklappe vorausgesetzt. Die Verringerung der Ventiltriebreibung durch die Ventilabschaltung ist noch nicht berücksichtigt und verspricht für alle Strategien zusätzliches Potential.

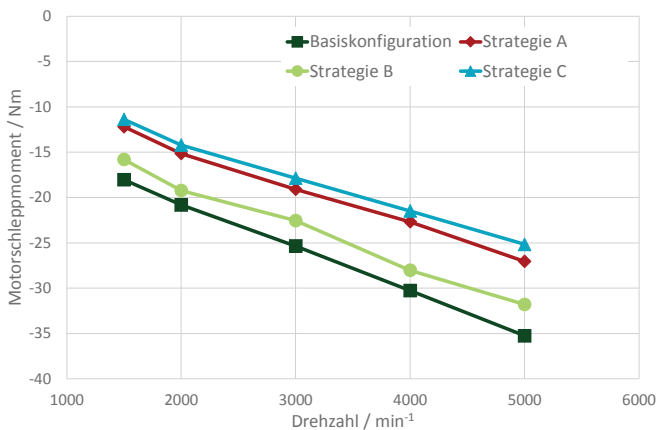


Bild 11: Motorschleppmomentverläufe des Basismotors ohne Ventilabschaltung und der optimierten Ventilabschaltstrategien

Aus Bild 11 wird deutlich, dass trotz einer Ventilabschaltung durch die Optimierung der Steuerzeiten bei allen untersuchten Strategien das Schleppmoment unter das Niveau des Basismotors abgesenkt werden konnte. Es ist ebenfalls erkennbar, dass eine gesamte Ventilabschaltung im Schubbetrieb (Strategie C) zu dem erwarteten geringsten Schleppmoment führt und damit das höchste Potential für eine verbesserte Rekuperation in einem Hybridfahrzeug mit P0- oder P1-Topologie aufweist. Die optimierte Strategie A kommt dem minimalen Schleppmomentverlauf allerdings sehr nahe und ist somit auf Basis der hier vorgestellten Ergebnisse der Einlassventilabschaltung (Strategie B) zu bevorzugen.

Hinsichtlich der Anforderungen an das Nockenwellenverstellsystem werden aktuell weitergehende Untersuchungen durchgeführt. Es zeichnet sich jedoch ab, dass ein hydraulischer Nockenwellenversteller nicht die notwendigen Verstellgeschwindigkeiten für einen komfortablen Transientbetrieb bzw. die Verstellbereiche zur Optimierung des Motorschleppmoments darstellen kann. Für Strategie B wäre ein maximaler Verstellbereich des Auslassphasenstellers von 90 °KW (-60 °KW bis 30 °KW) erforderlich. Für Strategie A ein Verstellbereich des Einlassphasenstellers von 110 °KW (-30 °KW bis 80 °KW). Dabei sind bereits drehzahlabhängige Unterschiede der optimalen Phasenlage berücksichtigt. Nach aktuellem Stand beinhaltet damit das Technologiepaket für ein kraftstoffsparendes und schleppmomentoptimiertes OPF Management per schaltbaren Ventiltrieb das eRocker System zur Auslassventilabschaltung und einen elektrischen Einlassphasensteller.

## 5. Zusammenfassung

Mit elektromechanischen schaltbaren Ventiltrieben konnte ein großer Entwicklungsschritt bezüglich einfacherer Systemintegration vollzogen werden, welcher den verringerten Entwicklungskapazitäten bei den Motorenherstellern im Bereich Verbrennungsmotoren Rechnung trägt. Gleichzeitig konnte durch Verringerung der Temperaturabhängigkeit des Schaltverhaltens der Betriebsbereich auf den RDE- und damit praxisrelevanten Bereich ausgedehnt werden. Das Schaeffler eRocker System stellt somit die konsequente Weiterentwicklung aktuell in Serie befindlicher hydraulischer Schaltschlepphebelsysteme dar.

Mit der Weiterentwicklung und neuen Anforderungen an den Antriebsstrang im Pkw ergeben sich auch neue Anwendungsfelder für einen variablen Ventiltrieb. Im vorliegenden Artikel konnte gezeigt werden, dass eine klassische Zylinderabschaltung neben dem reinen Entdrosselungspotential auf verbrennungsmotorischer Seite in einem P1-Hybrid zusätzliches Potential durch eine Schleppmomentreduktion im Schubbetrieb und damit einer verbesserten Rekuperation bietet. Gesamt konnte so ein Verbrauchseinsparungspotential von 4,4 % im WLTC für ein Klasse-C-Fahrzeug ausgewiesen werden.

Die Schleppmomentreduktion stand auch im zweiten vorgestellten Anwendungsfall, dem Vermeiden einer ungewollten OPF Regeneration im Abgasnachbehandlungssystem moderner Ottomotoren, im Fokus. Hier unterbindet eine Ventilabschaltung nicht nur das ungewollte Durchspülen des Motors im Schubbetrieb mit Frischluft, durch eine geschickte Funktionserweiterung des Ventiltriebs kann auch das Motorschleppmoment signifikant unter das Ausgangsniveau des Basismotors, ohne Ventilabschaltung, reduziert werden. Hierbei hat sich für den stationären Fall die Kombination aus auslassseitiger Ventilabschaltung und einlassseitigem Phasensteller mit erweitertem Verstellbereich als besonders attraktive Lösung herauskristallisiert. Aktuell wird in fortführenden Untersuchungen das Transientverhalten der verschiedenen Ventilabschaltstrategien untersucht und bewertet.

## 6. Literaturverzeichnis

- [1] F. Himself  
*Schaeffler eRocker System*, Schaeffler Kolloquium, Baden-Baden, Deutschland (2018)
- [2] F. Himself, W. Christgen, T. Werblinski, M. Elicker, M. Brauer, R. Pohlke,  
*Switchable Valve Train Components for Passenger Car Diesel Engines as Contribution to RDE Legislation Compliance*, SIA Powertrain, Rouen, Frankreich (2018)
- [3] R. Pohlke, M. Brauer, F. Himself, W. Christgen,  
*Ventiltrieb für moderne Dieselmotoren*, MTZ-Motortechnische Zeitschrift, 11, S. 46-51 (2018)
- [4] F. Himself, W. Christgen, V. Schmidt.  
*Trends im Ventiltrieb - Variabilitäten für zukünftige Otto- und Dieselanwendungen*, 7. VDI-Fachtagung Ventiltrieb und Zylinderkopf, Würzburg, Deutschland (2017)
- [5] T. Boger, D. Rose, P. Nicolin, N. Gunasekaran, T. Glasson,  
*Oxidation of Soot (Printex U) in Particulate Filters Operated on Gasoline Engines*, Emiss. Control Sci. Technol., 1, S. 49-63 (2015)
- [6] T. Boger, D. Rose, P. Nicolin, B. Coulet,  
*Felderfahrung mit DI-Ottomotoren mit Partikelfilter*, MTZ-Motortechnische Zeitschrift, 01, S. 32-39 (2017)
- [7] D. Kehr, D. Wolf  
*Flexibler Luftpfad*, Schaeffler Kolloquium, Baden-Baden, Deutschland (2018)

# Frictional Performance of the fully variable Valve Train UpValve

## Reibungsverhalten des vollvariablen Ventiltriebs UpValve

**Michael Breuer, David Furtado, Karsten Grimm,  
Stefan Moormann, Stephan Schmitt, Manuel Seibel,**  
Pierburg GmbH, Neuss

### Abstract

The variable valve actuation (VVA) system UpValve allows for infinite variable adjustment of opening duration and correlated peak lift. The mechanical system was described in detail on this conference in 2015 [1], while in 2017 an example for application was given [2]. Besides direct process benefits like reduction of pumping work, mitigation of knock and better air path controllability associated with less transient AFR excursions, low mechanical losses are required to actually translate these efficiency gains into real fuel consumption reductions.

Hence, this paper presents test and simulation results on the frictional performance, gained for a recent UpValve application. Rig tests are performed at different cam speeds and valve lift settings. The contribution of valve train subgroups is studied by strip down investigations.

The VVA simulation model provides the forces and slip velocities in the different contact points. Reasonable approaches for the friction coefficients are introduced, taking into account the oil availability and entrainment. The simulation work explains the contribution of each contact to the overall friction and supports the valve train optimization.

It is demonstrated, that and why the additional components introduced for the VVA function only cause a small increase of the overall friction at identical full valve lift. When subsequently the UpValve system starts to shorten the opening duration, the drag torque is considerably reduced, as dropping forces coincident with lower slip velocities for a shorter time. Thus, the friction behaviour adds up to the thermodynamic VVA part load advantages. Additionally, the torque excursions to drive the cam shaft are reduced, and NVH advantages are gained.

### 1. Principle of UpValve Operation: infinite variable Lift and Duration

The VVA system UpValve enables infinite variable, on-demand control of valve opening duration and correlated peak lift from full travel down to valve shut off [3]. The system is based on a low- friction roller finger follower (RFF) with hydraulic lash adjuster (HLA), Fig.1. With

UpValve rocker (R), control shaft (T) and circular guide (G) three components only add up to these type-2 (RFF type) underpinnings.

The heart of the system is the rocker (R), featuring two rollers and a sophisticated working lobe. While the cam roller (CR) follows the lobe of the rotating cam (C), introducing an oscillation of the rocker, the guide roller (GR) is in contact to both circular guide (G) and control shaft lobe (T), determining the pivot point for this swing. The rocker lobe (LR) comprises a base circle concentric to the guide roller axis, and a subsequent lift section, pushing down the RFF roller (RR). An additional (hairpin type) rocker spring (H) closes all contacts of the rocker towards control shaft, guide and cam lobe, particularly if the valve is completely shut down, hence forces from the valve spring are not introduced. The rocker spring is designed to cover the inertia forces of the rocker up to high speeds.

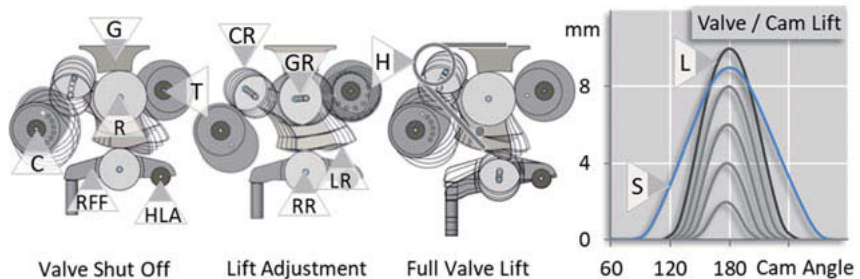


Fig. 1: Principle of UpValve Operation (a) | Valve Lift Family (b)

A rotation of the control shaft lobe (T) moves (GR) and the rocker (R) along the circular pad (G), which itself is a segment of a circle, concentric to (RR) for closed valve. Thus, during this travel the base circle of the rocker lobe stays always in contact to the roller (RR).

Accordingly, the VVA system can be regarded as a serial arrangement of a constantly rotating (C) and an oscillating (R) cam. Depending on the control shaft position, different sections of the rocker lobe (LR) are traversed, and the portion of the lift sector actually engaged is varied, changing the valve lift curve.

Fig.1(b) reveals valve lift curves for selected angular positions of the control shaft. The line (S) represents the movement of the UpValve rocker itself ((CR) lift), which is wider than the maximum valve lift (L). As a result, the forces to accelerate rocker and valve do not add up.

The lobe of the control shaft correlates the peak lift (obtained during one full revolution of the cam shaft) and the correlated opening duration to the angular position of the shaft. This characteristic is hard coded into the shape of the control shaft lobe, but can be (like the cam lobes) different for each individual cylinder and/or valve. Specific control shaft lobes are used e.g. to impel the charge motion at low lifts by differential peak lift, and enable cylinder deactivation. Twisted and staggered cam lobes improve the tradeoff between most advanced cam timing and valve clearance at TDC [4].

## 2. UpValve Application: advanced 2,0l I4 SI Engine with Cylinder Deactivation

The results presented here are achieved at an advanced 2,0l I4 T/C SI engine, equipped with an bespoke UpValve system on the intake side. Dyno tests confirm the targeted performance figures of 180 Nm/l and 105 kW/l, combined with superior fuel consumption results, which are highly associated to the VVA system (reduction of pumping and friction losses, cylinder on demand capability). For example, at 2000 rpm and BMEP= 2 bar BSFC numbers below 340 g/kWh (full engine mode) resp. 300 g/kWh (half engine mode) are achieved [5]. The VVA valve train is designed for a fuel cut off speed of 6800 rpm.

Fig.2 exhibits the entire UpValve system. A brushless electric motor and a worm gear (W) drive the control shaft (T), which is equipped with a magnet for position reporting via Hall sensor. Sensor and actuator are linked to a valve control unit (VCU), which receives its control shaft position targets from the ECU and energizes the actuator accordingly.

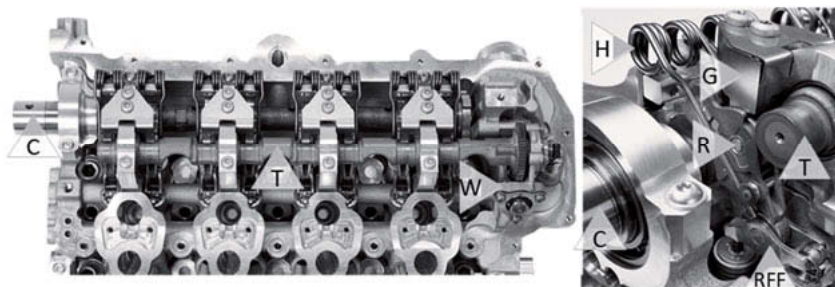


Fig. 2: Investigated UpValve Application (a) | VVA Details (b)

The camshaft (C) has four plain bearings at cylinder center, and an additional ball bearing near the front end cam phaser to efficiently cover the lateral forces of the timing drive. The control shaft (T) is fully equipped with needle bearings for optimized response to ECU load commands.

For high loads both intake valves are opened parallel to 10 mm peak lift, providing the full breathing capacity of the engine. Close to idle only one valve lifts up to 2 mm, while the second intake valve stays closed to optimize the charge motion and the combustion stability. For the benefit of a plain interpretation, the cylinder head is equipped with a simplified test control shaft for this study, triggering parallel valve operation for all peak lifts and allowing for complete valve shut down operation.

The VVA train features fully rollerized finger followers (RFF) and UpValve rockers. Therefore, the lobes of cam and rocker are in contact to spinning rollers, supported by needles without cages. In contrast to this, the guide roller rests on control shaft and circular guide. Here, the cage- less needle bearing ensures an efficient rocker oscillation under high loads.

Accordingly, pure sliding is limited to four distinctive contacts in the VVA system: valve stem vs. valve guide, valve tip vs. RFF pad, RFF gothic vs. HLA head and the four camshaft journal bearings.

### 3. VVA Test Results: Torque to Turn the Camshaft

Fig.3(a) briefly explains the set up to measure the drag torque of the intake cam shaft. The driveline between motor (A) and cylinder head (F) is equipped with tuned couplings (B, D), a torque sensor (C) and an angular encoder (E), hard connected to the camshaft. Hence, lateral forces on the camshaft (frontal) bearings are excluded. Conversely, as the cam is chain driven, an additional front cover with lip seal ring must be exclusively introduced for the tests. It is supposed that both friction effects balance out. The valve lift is simultaneously acquired via LDA system and also correlated to the cam angle.

Fig.3(b) reveals a typical torque trace, obtained for full valve lift at low speed. For sake of interpretation, also the measured valve lift  $h$  and the derived valve velocity  $h'$  are displayed. While the lift represents the forces (for low speeds, neglecting the spring preload), the valve velocity is the effective lever for the forces at the cam lobe. At higher speeds the inertias according to the valve acceleration would gain more and more impact.

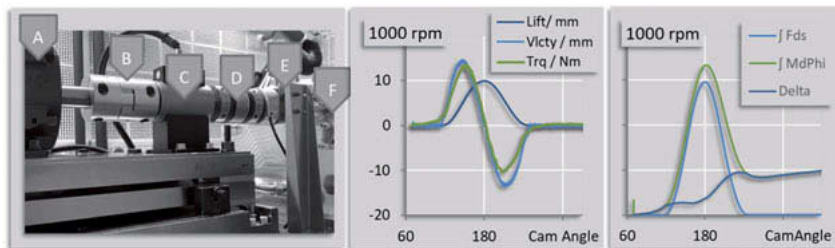


Fig. 3: Set Up Torque Measurement (a) | Test Results (b) | Analysis (c)

The overall torque to turn is the area below the measured torque trace, calculated for a complete revolution of the cam, Fig.3(c). This average value is used in this study as a number for the valve train friction. Due to its doubled speed the crank only needs 50% of this value to turn the cam.

According to the torque trace with positive and negative areas, the majority of the provoked torque to turn is not actually wasted, but temporarily used to compress the valve spring (and - to a minor degree- the rocker spring). To get a deeper insight for Fig.3(c) the measured trace is directly reduced by the (calculated) spring (energy) contribution, assuming a perfect power recovery in the springs. The spring travel is taken from the valve lift acquired simultaneously. Eliminating the storing effects of the springs the gradient of the delta torque integral stays positive all the time, indicating that and when power is dissipated during the valve opening process. This trace proves a high accuracy and consistency of the test results and is used to verify and calibrate the simulation model.

Fig.4 compiles test results for the overall torque to turn, calculated as described above. Speed sweeps are performed for different settings of (the control shaft and) the peak lift. With decreasing valve opening areas the friction losses are significantly reduced.

In case of 0 mm peak lift, the valve (and the RFF) has finally stopped to move, and valve spring forces are no longer introduced into the valve train. Therefore, the remaining losses can be attributed to the camshaft revolution and to the ongoing rocker oscillation. A small residual load is generated by the rocker spring and the lash adjuster.

Finally the drag torque of the pure camshaft is measured by removing all eight UpValve rockers. Hence, the line (Cam only) is showing the pure rotational losses of the cam shaft. As there isn't any load on the cam shaft left, this line represents the smallest possible contribution of the cam bearings to the overall friction.

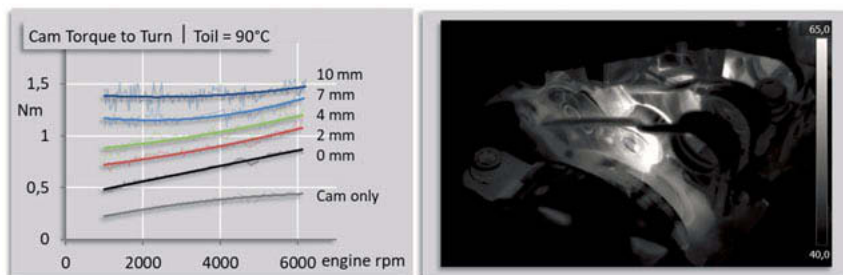


Fig. 4: UpValve Speed Sweeps (a) | thermal Imaging (b)

From this, the following general conclusions for the friction behaviour can be drawn:

- the (plain) bearings of the camshaft contribute at least to 30%. The friction losses increase with speed in accordance to the laws for hydrodynamic lubrication.
- The friction input of the oscillating rockers (at 0 mm peak lift) is approx. 20%. The speed dependency indicates a mixed friction mechanism.
- 50% of the losses are linked to the adjusted peak lift (and the correlated valve opening duration). The speed gradient supposes divers friction regimes. A lot of contact points are contributing to that, as will be explained in the simulation chapter.

To better understand the contribution of the UpValve rocker, thermal imaging of selected valve train components under operation is performed. Fig.4(b) shows the differential temperature, if the valve train is ramped up from zero to 6000 rpm engine speed. The full lift is visited here.

A clear hot spot is identified in the area of the cam roller. Although the roller reaches a high speed, this is a remarkable outcome, as the contact is fully equipped with needles. This result emphasises to take losses in needle bearings into account for the simulation work. However, it has to be considered that a temperature rise is not solely depending on the dissipated power, but also to the possibility to release the heat.

### 3. VVA Friction Simulation: Introducing the Calculation Model

After explaining the simulation strategy all contacts are sequentially visited to highlight specific items. In general, the power dissipated in the contact  $j$  of two interacting bodies  $a, b$  is given by

$$P_{dis,j} = \mu_j F_{cntct,j} v_{slp,j} \quad \text{Eq.(1)}$$

where

- $P_{dis,j}$  is the dissipated power due to the friction losses in the contact  $j$  at a specific point  $t$  in time,
- $\mu_j$  is the (not necessarily constant) coefficient of friction,
- $F_{cntct,j}$  is the (always positive) contact force between the two parts  $a, b$ , perpendicular to the touching surfaces,
- and  $v_{slp,j}$  is the (positive) magnitude of the differential velocity  $v_{slp,j} = |\vec{v}_a - \vec{v}_b|$ , where  $\vec{v}_a, \vec{v}_b$  are the in- plane velocity vectors in the contact point.

Eq. (1) assumes the friction to be linear correlated to the contact force. This is not true in case of an established oil layer. Accordingly, Eq.(1) should be more regarded as definition for the friction coefficient  $\mu_j$  [6, 7].

The total dissipated work and the average drag torque  $M_T$  is calculated by summing up Eq.(1) for one complete cycle (cycle time  $T$ ) and for all  $N$  contacts of the entire valve train:

$$\begin{aligned} \sum_{j=1}^N \left[ \int_{t=0}^T P_{dis,j} dt \right] &= \sum_{j=1}^N \left[ \int_{\alpha=0}^{2\pi} \mu_j F_{cntct,j} v_{slp,j} \left( \frac{d\alpha}{2\pi n} \right) \right] = W_{dis} = 2\pi M_T \\ \Rightarrow M_T &= \left( \frac{1}{2\pi} \right) \sum_{j=1}^N \left[ \int_{\alpha=0}^{2\pi} \mu_j F_{cntct,j} \left( \frac{v_{slp,j}}{2\pi n} \right) d\alpha \right] \end{aligned} \quad \text{Eq.(2)}$$

where  $\alpha$  denotes the cam angle. As long as  $\mu_j$  and  $F_{cntct,j}$  are constant, the torque to turn is not depending on the engine speed, since the slip velocities scale with the crank revolution. This is essentially confirmed by the test results, Fig.4. The remaining speed gradient is caused by the increasing inertia forces ( $F_{cntct,j}$ ) and oil film effects ( $\mu_j$ ).

Fig.5 shows all  $N = 8$  contacts considered in this study to contribute to the torque to turn:

1. the contact between the valve tip (linear valve movement) and the RFF valve pad (circular movement around the HLA head midpoint)

2. the upper and lower contact of the (due to the valve tip contact (1)) tilted valve stem inside its linear valve guide
3. the RFF roller contact to the rocker lobe, and the needles supporting the RFF roller
4. the contact of the RFF gothic (cone) to the HLA head (sphere)
5. the needles supporting the guide roller, touching each other and the front faces
6. the contact between the roller retaining the hairpin spring and the pin on the rocker
7. the cam roller contact to the cam lobe, and the needles supporting the cam roller
8. and the (journal) bearings of the camshaft

Additional dissipations may occur in the springs, especially if some coils clash, which is helpful to damp out free oscillations of the complete valve train at over- speed. Moreover, the finger follower and the rocker will slightly bend due to the applied, high loads, and a small fraction of this deformation work will be dissipated. The same is true for the supports to the static boundaries (HLA, control shaft, circular guide, cam bearings), especially if they are supported by oil layers or columns.

All velocities are taken from the kinematical calculation (design case) and are shown in the unit  $mm/rad_{CAM}$ , hence independent from the actual engine speed. The contact forces are derived from a kinetic simulation, accounting for all inertias, but assuming perfect movement w/o any loss of contacts and infinite stiff elements. Fig.5 gives a rough overview about contact forces and velocities in the different areas. They are thoroughly discussed in the following chapters.

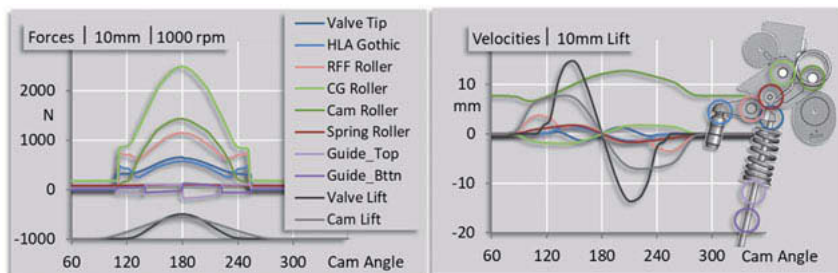


Fig. 5: Forces (a) | Slip Velocities (b) contributing to VVA Friction (Overview)

### 3.1 Valve Tip

The forces at the valve tip are caused by the valve spring, the inertias of valve, retainer and the moving coils of the valve spring, and by the friction between valve guide and stem. The guide friction is always acting against the valve velocity, causing a small force step at peak lift. Fig.6(a) shows the calculated contact force for two valve lifts and engine speeds.

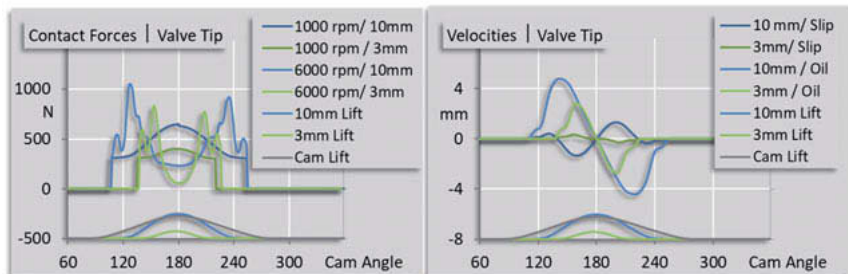


Fig. 6: Contact: Forces (a) | Velocities (b) at Valve Tip

The slip velocity is provoked by the rotation of the RFF around the HLA midpoint. For 10 mm lift, between IVO and IVC there are three distinctive points w/o any slip, Fig.6(b). The first one is obviously correlated to the peak valve lift. Two further one appear, if the line connecting the HLA midpoint and the contact point on the valve tip is upright to the valve axis. With the starting protrusion of the valve tip over this line, perpendicular to the valve axis through the HLA centre, the slipping conditions at the RFF pad can be carefully tuned.

Fig.6(b) also introduces the oil entrainment velocity. Oil is drawn into the touching gap, if the contact point itself propagates into fresh oil (100% contribution), and/or due to the velocity of the lubricated surfaces (with 50% only due to a linear velocity gradient in the oil film). Accordingly, the oil entrainment is mainly ruled by the travel of the contact point on the tip, and differs significantly from the slip velocity. It can be tuned by the RFF pad shape and the (starting point of the) contact travel on the valve tip.

Apparently a high entrainment is helpful to reduce the friction [8, 9]. Although periods without oil entrainment cannot be totally avoided, the duration, load and/or slip velocity should be low here. With the contact shape, the oil entrainment situation and the applied forces the friction coefficient is derived from the EHD theory [10, 11] for each time step.

### 3.2 Valve Guide

Due to the eccentric RFF pad contact and due to the friction forces on the valve tip, a torque on the valve stem is provoked, and the valve is tilted inside the valve guide. It is assumed, that there are two distinctive contacts at both ends of the valve guide only. Hence, the side forces can be explicitly calculated. Fig.7 shows the trace of the upper and lower guide force for two different speeds and peak lifts.

The side forces often change their sign, indicating an altering contact side. The slip magnitude in the guide equals the valve velocity. Due to the lip seal ring on top of the guide the lubrication conditions are poor, and a constant  $\mu = 0,1$  is considered in this study.

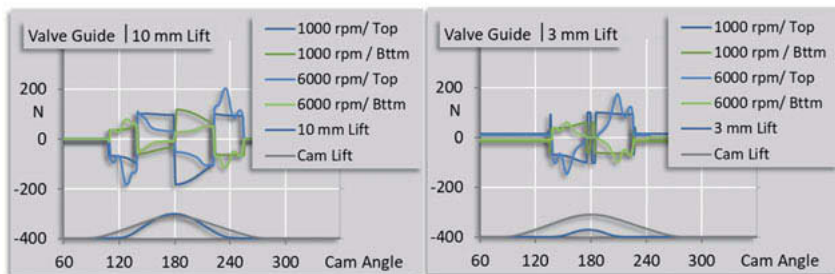


Fig. 7: Contact Forces Valve Stem to Guide at 10 mm Lift (a) | at 3mm Lift (b)

### 3.3 RFF Roller

In theory, beside minor losses due to oil squish (the HLA oil spray is targeted to the gap between RFF roller and rocker lobe) this rolling contact does not waste any energy. However, the RFF roller is pushed forth and back during an opening event, thus used quite different compared to the use-case in a type-2 valve train.

Fig.8(a) displays the calculated forces for different peak lifts and engine speeds. Fig.8(b) analyses the speed of the RFF roller (at needle bearing central diameter), if the roller would perfectly follow the rocker lobe without slip. For the friction analysis the rotation is correlated to the RFF pin. In this case the tilting of the finger follower adds up to the roller speed.

As long as the RFF is in contact to the base circle of the rocker lobe, the contact point does not change, and the rocker swing is directly translated to the roller speed. When the lifting ramp is reached, the contact point quickly propagates to the opposite roller side, and the roller speed drops down.

If the roller is once revved up, its rotational energy could be wasted, if slip occurs during deceleration. High speed movies show, that slip takes place after valve closing, when the contact is released from the valve spring forces, but the roller is still revving due to the ongoing rocker swing. Thanks to this, the section of the roller outer surface actually used propagates from cycle to cycle, which is appreciated for wear reasons. However, even the complete dissipation of the rotational energy of all eight RFF rollers would translate to 0,04 Nm additional drag torque of the complete cam shaft only.

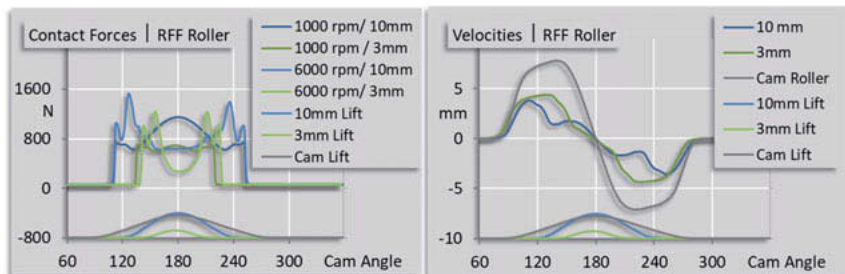


Fig. 8: Forces (a) | Velocities (b) at RFF

According to [12] the torque to overcome the friction for needle bearings without cages is

$$M_R = f_n D_m^3 \max[160, (\nu n)^{2/3}] + f_F D_m F \quad \text{Eq.(3)}$$

where

- $n$  is the speed of the roller vs. pin
- $\nu$  is the oil viscosity
- $D_m$  is the average bearing diameter
- $F$  is the force on the roller
- and  $f_n, f_F$  are constant factors.

It turns out, that the losses of the RFF roller are reduced for the UpValve application, as the rocker lobe velocity is significantly lower than the cam lobe speed.

### 3.4 HLA Sphere

Fig.9 presents the HLA load and the slip velocity, related to the HLA head diameter. To translate these traces into friction losses, a deeper look to the contact between HLA head and the corresponding rocker cavity (the so called gothic) is required.

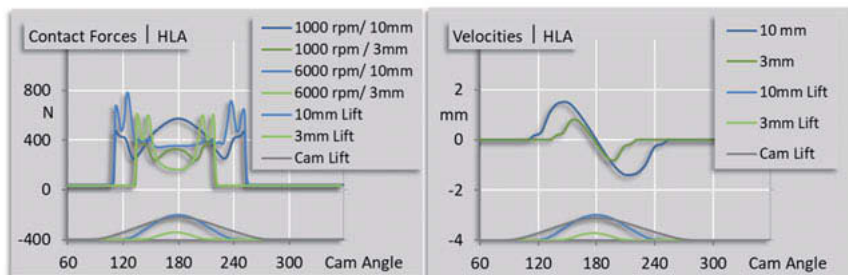


Fig. 9: Forces (a) | Velocities (b) at HLA

Fig.10(a) explains the contact geometry in detail. For an observer, moving with the RFF, a sphere (the HLA head) is rotating in the RFF/ valve plane inside a cone (as a simplified gothic representative). Thus, the contact line is a ring, static with respect to the cone. Simultaneously an in-plane force is applied from changing directions, balancing the loads, which are introduced from the rocker lobe and the RFF pad.

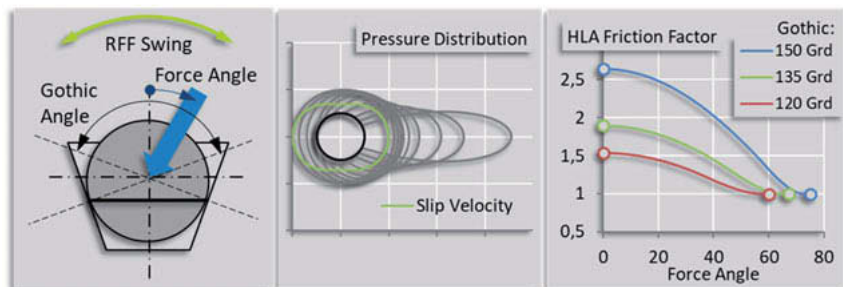


Fig. 10: Contact HLA Head to RFF Gothic (a) | Pressure Distribution (b) | Friction Factor (c)

Along this contact ring neither the slip velocity, nor the contact pressure is constant. Fig. 9(b) shows consistent, sensible pressure shapes for different force directions (scaled with the force magnitude) and the slip velocity. If the force angle gets closer to the cone angle, the contact area is compressed down to a single point. This situation must be avoided because of the risk to overstress the material and to throw out the RFF.

To calculate the power loss in this contact, the product of pressure (force per length) and slip velocity is summed up along the contact ring. The result is related to the applied force and to

the nominal slip magnitude  $\omega R$ . Fig 9(c) displays this HLA friction correction factor  $f_{HLA}$  as a function of the force angle for three different gothic angles.

Obviously a narrow gothic angle is favourable (although the average slip velocity is higher), but must of course securely cover the angular excursions of the applied forces. The orientation of the gothic with respect to the RFF body is subject of optimisation. Due to the high oil availability, but low entrainment velocity  $\mu = 0,05$  is assumed.

### 3.5 Guide Roller

The guide roller (GR) is caught by the contact to the control shaft lobe and to the circular guide. Both contact forces add up here, and the resulting force magnitude is high, Fig.11(a). In contrast to this, the velocity between oscillating rocker body/ pin and the inactive roller is low and almost independent from the peak lift adjusted. The torque demand for the oscillation is calculated according to Eq. (3).

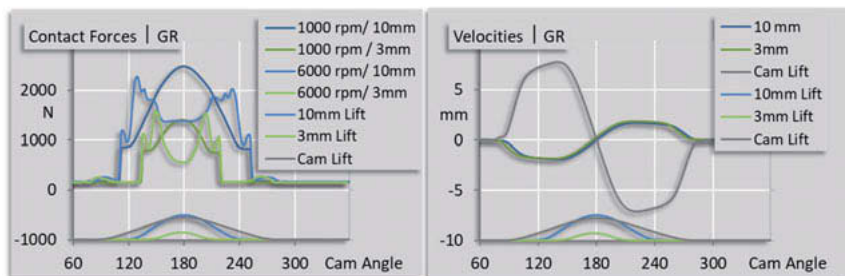


Fig. 11: Forces (a) | Velocities (b) at Guide Roller (GR)

### 3.6 Rocker Spring

The rocker has two pins, equipped with rollers, which retain the legs of the preloaded hairpin spring. It is verified by high-speed movies, that the rollers follow the transversal leg movement. Fig.12(b) displays the calculated slip velocity between roller and pin (moving and rotating with the rocker). The exchanged spring force varies slightly with the peak lift, as the rocker is pushed into different positions by the control shaft, and the rocker spring is differently preloaded, Fig.12(a). The friction coefficient is set to  $\mu = 0,1$ .

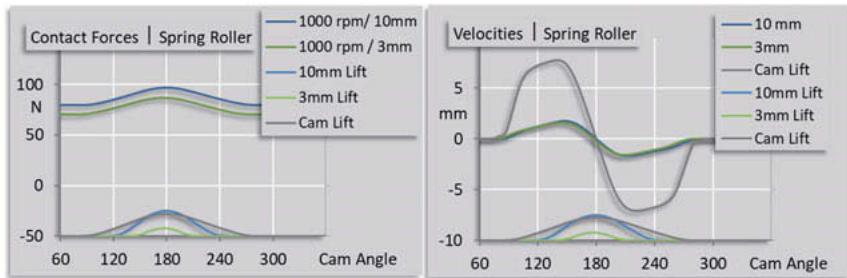


Fig. 12: Forces (a) | Velocities (b) at Hairspring Retainer

### 3.7 Cam Roller

Fig.13 assumes, that the cam roller is perfectly following the cam lobe without any slip. Once again, the absolute roller speed must be differentiated from the bearing speed shown here, as the rocker swing adds up. The cam contact forces are lower compared to a type-2 version, as only the forces to drive the rocker are introduced, whereas the forces to hold down the valve against the valve spring are largely covered by the guide. On the other hand, the rocker swing is somewhat longer than the valve lift event. The dissipated power in the needle bearings is calculated according to Eq.(3).

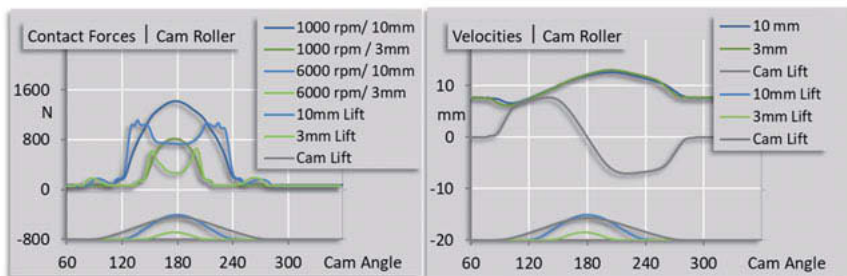


Fig. 13: Forces (a) | Velocities (b) at Cam Roller (CR)

### 3.8 Cam Bearings

The load on the journal bearings, each located at cylinder centre, is mainly introduced by the two associated intake valves to the left and to the right. To a smaller degree, also the load of the facing valve(s) of the neighbouring cylinder(s) is cross talking. Hence, all four bearings must be treated individually with respect to their specific position and to the firing order (1-3-4-

2). Fig.14 presents the force magnitudes for all four plain bearings. The friction is calculated based on the rules for plain bearings with established oil films [7].

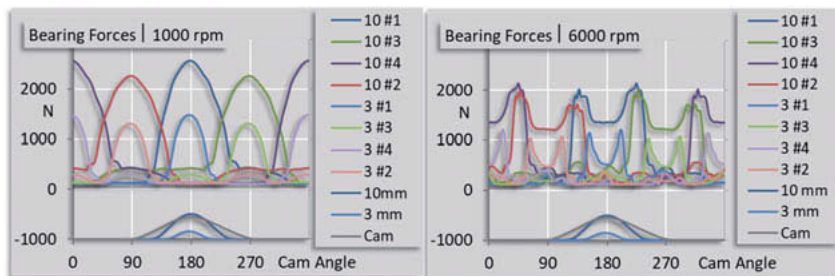


Fig. 14: Forces at 1000 rpm (a) | 6000 rpm (b) at Cam Bearings

#### 4. Simulation and Test Results: Confirmation and Contribution

Fig.15 compares the measured and calculated torque for different cam speeds and peak lift settings. The overall level as well as the speed and lift gradient is reasonable forecasted.

Based on this verification, the simulation is able to give a deeper insight into the friction mechanisms of the VVA valve train. In accordance to the strip-down tests, the majority of the friction is caused by the journal bearings of the camshaft. This contribution is widely independent from the actual load, but increasing with the engine speed in accordance to the laws of journal bearings.

A high source for losses is the cam roller, what is also confirmed by the thermal imaging. On the first hand this seems to be an additional source of losses for the UpValve system. However, a deeper analysis shows, that a type-2 valve train would have a similar situation at the RFF roller, which is significantly released in this VVA application.

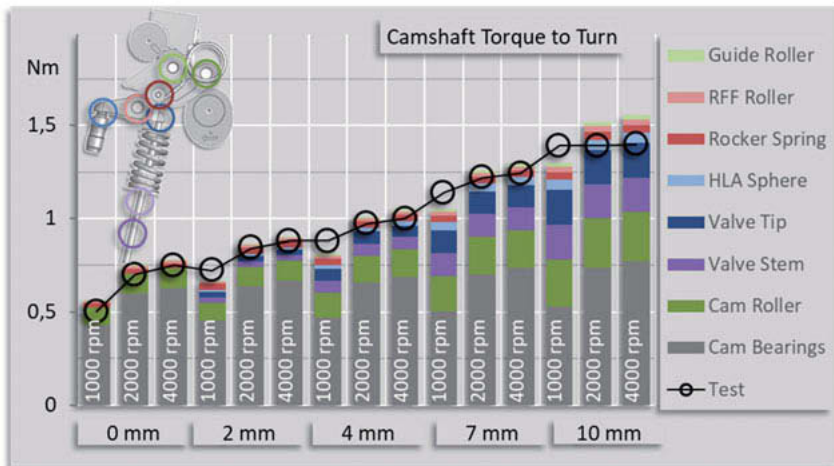


Fig. 15: Comparison Measurement | Simulation of UpValve Torque to Turn

A further noteworthy friction contributor is the valve guide, although the side forces are low. The significant dissipation is caused by the high travel and slip velocity. As the guide forces are driven by the RFF pad contact on the valve tip, it highlights that the valve tip protrusion, the lateral contact travel and the pad shape should be designed very carefully. To the advantage of the VVA system this contribution is diminishing for smaller peak lifts.

Emphasis should be also taken on the HLA contact and the gothic orientation with respect to the finger follower. The contact point between rocker lobe and RFF roller changes from pushed to pulled twice during a full valve lift, and so does the HLA force. This is on one hand an advantage for the resulting friction forces, but can necessitate a wider cone angle.

## 6. Conclusions: UpValve offers favourable Frictional Performance

The experimental and theoretical work shows, that the additional parts introduced for the UpValve VVA train do not significantly contribute to the valve train friction. The additional cam roller losses are balanced by the lower dissipation at the RFF roller due to the lower speed. On the other hand, by reducing the valve lift, the effects of lower contact forces and excursions halve the torque to turn below the type-2 level towards low lifts.

If the VVA train reduces the torque to turn the camshaft by 0,5 Nm (camshaft torque), a 2,0l engine would save over 2,5% fuel at idle, and still more than 0,5% at 2 bar BMEP, assuming

a constant thermal efficiency. Also this small benefit is nowadays appreciated and adds up to the process advantages gained by the VVA technology.

## 7. References

- [1] Breuer, M.; Grimm, K.; Moormann, S.; Schmitt, S.:  
Weiterentwicklung des vollvariablen Ventiltriebs UniValve  
6. VDI- Fachtagung Ventiltrieb und Zylinderkopf, Würzburg 2015
- [2] Breuer, M.; Bartsch, G.; Friedfeldt, R.; Heiter, U.; Kramer, U.; Lauterbach, M.;  
Schorn, T.; Siebrandt, S.: *3- Cylinder SI Engine with fully variable Valve Train Up-  
Valve on Intake and Exhaust Side*  
7. VDI- Fachtagung Ventiltrieb und Zylinderkopf, Würzburg 2017
- [3] Breuer, M.; Grimm, K.; Schmitt, S., Hunkel, D.:  
Development of a fully variable Valve Train to Production Readiness  
MTZ worldwide 78(2017) 2, 2017
- [4] Schmitt, S.; Breuer, M.; Moormann, S.; Freeland, P.; Jones, G.:  
Efficient Utilization of the Gas Exchange Advantages of an infinite variable me-  
chanical Valve Train System  
11. MTZ- Fachtagung Ladungswechsel im Verbrennungsmotor, Stuttgart 2018
- [5] Freeland, P.; Feasey, M.; Jones, G.; Chen, R.-S.; Huang L.-W.:  
Gasoline Engine Technologies to Achieve Diesel-Like Fuel Consumption Levels  
7. Aachen Colloquium China, Beijing 2017
- [6] Czichos, H.; Habig, K.H. (ed.): *Tribologie- Handbuch*  
Springer- Verlag, 2015
- [7] Rahnejat, H. (ed.): *Tribology and dynamics of engine and powertrain*  
Woodhead Publishing, 2010
- [8] Wang, Y.: *Introduction to Engine Valvetrains*. SAE International, 2007
- [9] M. Meinicke (Verf.): *Tribosystem Ventilschaft/-führung*  
Abschlussbericht AIF- Vorhaben 556, 1994

- [10] Zhu, G.; Taylor, C.M.:  
Tribological Analysis and Design of a Modern Automobile Cam and Follower  
Professional Engineering Publishing Limited, 2001
- [11] Wisniewski, M.: *Elastohydrodynamische Schmierung*. expert- Verlag, 2000
- [12] Schaeffler: Technisches Taschenbuch.  
Schaeffler Technologies GmbH & Co, 2014

## **Verbrauchs- und Emissionspotenziale am Ottomotor mittels schneller Luftpfadregelung in konventionellen- und Hybridantriebssträngen durch einen vollvariablen Ventiltrieb**

**D. Wolf, P. Müller, A. Mayer, S. Harges, P. Traversa,**  
Schaeffler Technologies AG & Co KG, Herzogenaurach

### **Kurzfassung**

Die Einhaltung künftiger Abgasnormen in Kombination mit RDE Vorgaben bei gleichzeitiger Reduzierung des CO<sub>2</sub>-Ausstoßes bedingt weitere Effizienzverbesserungen des Verbrennungsmotors im gesamten Kennfeldbereich. Dies erfordert eine deutliche Wirkungsgradsteigerung im Teillastbetrieb sowie das Darstellen der Vollastkurve ohne spülenden Ladungswechsel und Vollastanfettung, wie es bei aktuellen aufgeladenen Motoren noch angewendet wird.

Diesen Zielkonflikt gilt es zu lösen sowohl für die Anwendung des Verbrennungsmotors als singuläre Antriebsquelle im konventionellen Antriebsstrang, als Primärtrieb im 48V Hybridverbund als auch in einer Hochvolt PHEV-Umgebung.

Vollvariable Steuerzeiten zur Darstellung des Miller/Atkinson-Verfahrens erlauben kennfeldweit optimale Öffnungs- und Schließzeiten der Einlassventile. Dies reduziert Ladungswechselverluste gleichermaßen wie die Klopfeigung und ist eine Grundvoraussetzung für Verbrauchspotenziale auch bei hoher Motorlast in Verbindung mit einer Erhöhung des geometrischen Verdichtungsverhältnisses.

Für künftige Abgasnormen und Gesetzesvorschriften wird zunehmend die Vermeidung von Emissions- und Verbrauchsspitzen unter transienten Fahrbedingungen eine der größten Herausforderungen.

Der vollvariable Ventiltrieb ist eine Schlüsseltechnologie, um die oben genannten Ziele zu erreichen. Insbesondere der schnelle Luftpfad, wie er durch ein System wie UniAir ermöglicht wird, erlaubt es, noch deutliche Potentiale im Transientbetrieb zu erschließen.

## 1. Einleitung

Die Einhaltung künftiger Emissionsgesetzgebungen und ambitionierte Flottenverbrauchsziele werden die Entwicklung von Antriebssystemen in den nächsten Jahren maßgeblich beeinflussen. Um allen Mobilitätsansprüchen gerecht zu werden, wird der Verbrennungsmotor auch künftig eine wichtige Rolle im gesamten Antriebsmix spielen und somit ein großer Beitragsleister bei der Erreichung dieser CO<sub>2</sub>-Zeile sein.

Die Einführung neuer Zertifizierungsprozeduren wie der WLTP (Worldwide Harmonized Light-Duty Vehicles Test Procedure) und insbesondere RDE-Tests (Real Driving Emissions) erfordern die Einhaltung der Emissionsgrenzwerte im gesamten Motorkennfeld.

Die Prüfbedingungen für die Emissionszertifizierung decken somit einen viel größeren Drehzahl- und Lastbereich ab. Zusammen mit dem Ziel, den CO<sub>2</sub> Ausstoß signifikant zu reduzieren, ergeben sich für künftige Ottomotoren folgende Anforderungen:

- Wirkungsgrad und Effizienzverbesserung im Teillastbereich
- Darstellung der Vollastkurve ohne Anfettung und Scavenging
- Vermeidung von Verbrauchs- und Emissionsspitzen im transienten Betrieb

Der vollvariable Ventiltrieb, wie ihn Schaeffler 2009 mit der UniAir Technology in Serie eingeführt hat, ist eine Schlüsseltechnologie zur Erreichung dieser Ziele. Neben der Teillastentdross-

selung ermöglicht die unabhängige Wahl von Einlassöffnungs- und -schließzeitpunkt die Darstellung des Miller/Atkinson Zyklus, wodurch sich die Klopfneigung bei höheren Lasten reduziert und verbrauchsoptimale Verbrennungsschwerpunktlagen darstellen lassen.

Zudem ermöglicht die zylinderindividuelle und zyklussynchrone Wahl der Ventilsteuerzeiten eine schnelle Momentenregelung über den Luftpfad, wodurch sich deutliche Verbrauchsvorteile in transienten Betriebspunkten ergeben.

Die Hauptmodule des UniAir Systems sind:

- Elektro-hydraulischer Aktuator
- UniAir-spezifische Steuerungssoftware
- Anwendungsspezifischer Kalibrierdatensatz

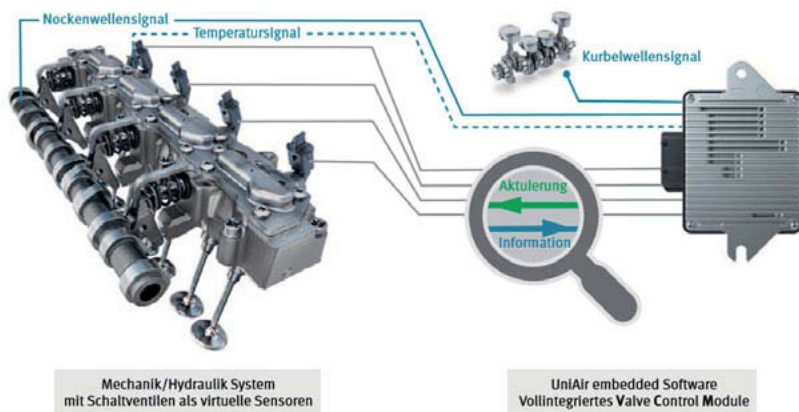


Bild 1: Übersicht UniAir System

## 2. Systembeschreibung UniAir

### 2.1 Funktionsweise

Das UniAir System ist einnockengeführtes, elektrohydraulisches Ventiltriebssystem. Die Nockenkontur wird über die Pumpeneinheit mittels hydraulischer Kopplung auf die Motorventile übertragen, Bild 2. Bei geschossenem (bestromten) Schaltventil wird der Nockenhub durch das im Hochdruckraum befindliche Ölvolumen von dem Geber- auf den Nehmerzylinder übertragen. Hierbei kann das Hubprofil vollständig oder nur teilweise genutzt werden und der Öffnungs- und Schließzeitpunkt des Motorventils zyklustreu und zylinderindividuell eingestellt werden. Ein frühes Öffnen des Schaltventils führt dazu, dass das Motorventil die hydraulische Kopplung zum Nocken verliert und frühzeitig schließt. Das Öl wird in die Mitteldruckkammer beziehungsweise den Öldruckspeicher ausgeschoben und das Einlassventil führt eine ballistische Flugphase aus, die durch eine für das UniAir charakteristische, sehr steile Schließflanke gekennzeichnet ist. Eine hydraulische Endlagendämpfung bremsst das Motorventil kurz vor dem Ventilsitz ab. Die Wiederbefüllung des Systems erfolgt in der Grundkreisphase der Nockenkontur. [3]

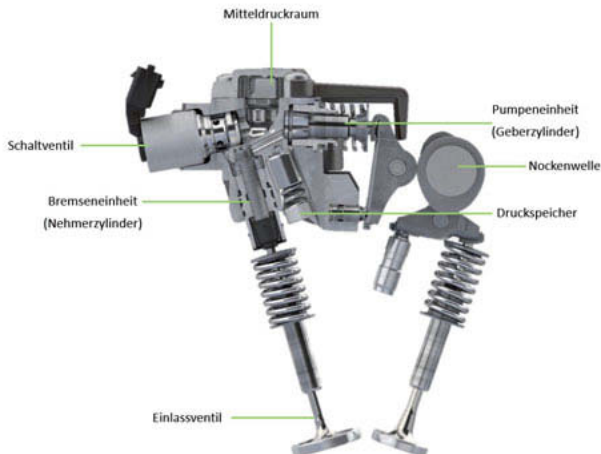


Bild 2: UniAir System

Beispielhübe sind in Bild 3 dargestellt. Seit der ersten Serienanwendung im Jahre 2009 wurden die verfügbaren Modi und das Nockenprofil kontinuierlich weiterentwickelt. Ein Vorhub (Boot/Lift) erlaubt es, eine große Ventilüberschneidung auch ohne Phasensteller zu realisieren,

wodurch interner Restgasgehalt und der Spülgrad präzise eingestellt werden können. Ein Nachhub erlaubt sehr späte Schließzeitpunkte des Einlassventils und ermöglicht dadurch neben dem Millerzyklus auch Atkinsonsteuerzeiten.

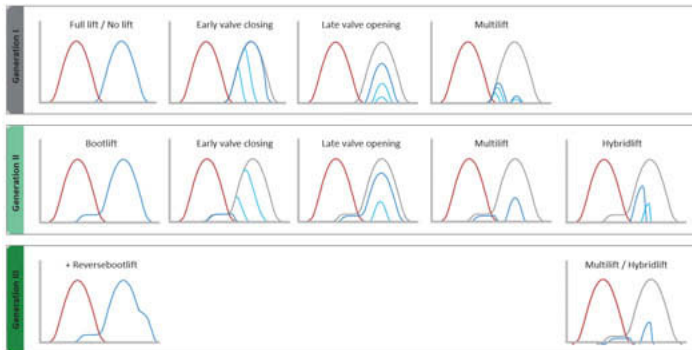


Bild 3: UniAir Hubkurven

## 2.2 Auslegung

Das UniAir System besteht aus Standardkomponenten, welche aufgrund der langen Serienerfahrung konsequent weiterentwickelt und optimiert wurden. Zur bestmöglichen Umsetzung auf der Zielanwendung erlaubt das System viele Freiheitsgrade bei der Auslegung des hydraulischen Layouts und der Anordnung der Komponenten und Baugruppen. Dies ist Grundvoraussetzung für eine Integration ohne nennenswerten zusätzlichen Bauraumbedarf.

Aufgrund der Vielzahl unterschiedlicher Motorkonzepte wird zur Maximierung des thermodynamischen Potentials die Nockenkontur auf die jeweiligen anwendungsspezifischen Anforderungen ausgelegt und gleichzeitig eine Optimierung der Ventildfedern vorgenommen.

## 2.2.1 Hydraulische Auslegung

Die anwendungsspezifische Auslegung des UniAir Systems erfolgt mittels CAE Tools und Methoden die von Schaeffler im Laufe der Jahre entwickelt und optimiert wurden.

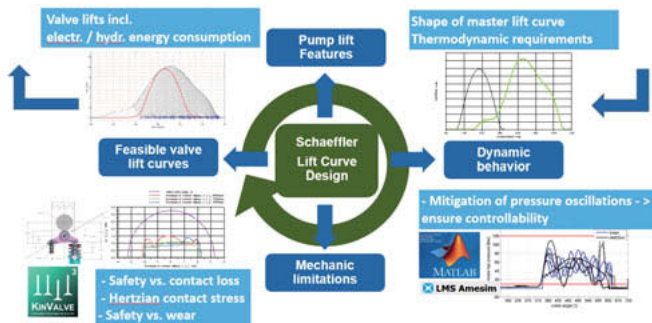


Bild 4: Systemauslegung UniAir

Die relevanten Eingangsdaten für die Systemauslegung sind neben dem anwendungsbezogenen hydraulischen Layout des UniAir Systems weitere Parameter des Motors mit direkter Schnittstelle zu UniAir wie z.B. Masse der Einlassventile inkl. aller bewegten Massen, Einlassventilfeder, Kollisionskurve Ventil/Kolben...

Mithilfe von validierten Modellen der UniAir Komponenten lassen sich somit die erzielbaren Ventilhubkurven inklusive aller hydraulischen und elektrischen Verluste exakt vorhersagen [3].

Mithilfe umfangreicher Optimierungstools und Algorithmen lassen sich so in Abhängigkeit von Motordrehzahl, Öltemperatur und Ventilsteuerzeiten die Hubkurvenverläufe optimieren und mit hoher Auflösung generieren. Dieser Auslegungsschritt berücksichtigt zudem, dass die auftretenden Lasten innerhalb der zulässigen Systemgrenzen liegen. Nach erfolgter Auslegung können die möglichen Hubkurven inklusive aller hydraulischen und elektrischen Verluste ausgeleitet werden.

Die hydraulische Dissipation ist maßgeblich davon abhängig, wieviel potenzielle Energie zum Zeitpunkt des Öffnens des Schaltventils noch in der Ventilfeder gespeichert ist. Darüber hinaus unterscheidet sich die dynamische Anregung der Ventilfeder mit UniAir durch die sehr steilen

Schließflanken deutlich zu der von mechanischen Ventiltrieben, weshalb das Ventildederdesign eine wichtige Rolle bei der Auslegung des Gesamtsystems spielt.

Aus diesem Grund wurde ein spezielles Schraubenfederersatzmodell mit folgenden Eigenschaften entwickelt:

- Modellierung der ersten beiden Eigenfrequenzen in Abhängigkeit der Kompression
- Berücksichtigung von beliebig progressiven Kraftverläufen
- Vorhersage der Schwingungsdämpfung abhängig von Designparametern

Damit kann in Zusammenarbeit mit dem Federhersteller ein optimales Ventildederdesign ausgelegt werden, welches in der Regel eine bis zu 30% niedrigere Vorspannung hat als die Motorventilfeder des Serienventiltriebs und dadurch die Ventiltriebsreibung reduziert.

### 2.2.2 Thermodynamische Auslegung

Die Auslegung der UniAir Hubkurve unterscheidet sich deutlich von der eines Standard-Ventiltriebs. Folgende Kriterien sind bei der Auslegung zu beachten.

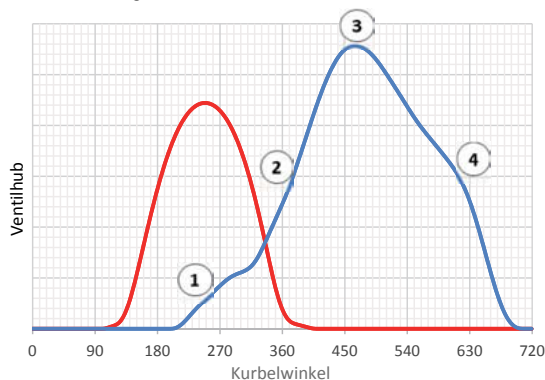


Bild 5: UniAir Hubverlauf

Der Bootliftbereich (1) ermöglicht die Überschneidung von Auslass- zu Einlassphase und somit das Einstellen hoher Restgasraten im Teillastbereich sowie eines exakten Spülgrades. Der Bootliftbereich ist kontinuierlich steigend und hat eine maximale Hubhöhe von ca. 2mm.

Die Ansaugphase wird im Wesentlichen von der steigenden Flanke (2) der Hubkurve beeinflusst und ist somit ein wesentliches Merkmal. Insbesondere Miller-Konzepte mit hoher spezifischer Leistung und viel Ladedruckbedarf profitieren von einer sehr steilen Öffnungsflanke um Ansaugverluste so gering wie möglich zu halten.

Der Maximalhub (3) und seine Position sind hauptsächlich bestimmt durch die Nennleistungsanforderung. Da mit UniAir in der Regel beide Nockenwellenversteller entfallen, ist die Positionierung der Einlass- und Auslasskurve zueinander ein Hauptkriterium, um einen hohen Teillastwirkungsgrad sowie die angestrebte Nennleistung zu erzielen.

Der sogenannte Reverseboot (4) auf der fallenden Flanke erlaubt Schließzeitpunkte des Einlassventils deutlich nach dem unteren Totpunkt und somit einen Atkinsonzyklus.

Innerhalb der beschriebenen Hubkurve erlaubt UniAir die vollvariable Wahl von Einlassöffnen und Einlassschließen. Um das volle Potential der Einlassvariabilität nutzbar zu machen sind folgende Parameter am Verbrennungsmotor zu optimieren um den Kraftstoffvorteil zu maximieren:

- Optimierte Ladungsbewegung mittels Maskierung zur Realisierung eines frühen Einlassschlusses mit niedrigen Hubhöhen
- Anhebung des geometrischen Verdichtungsverhältnisses
- Anpassung der Aufladeeinheit zur Bereitstellung des höheren Ladedruckbedarfs bei frühem oder spätem Einlassschluss

### 3. Thermodynamische Vorteile

#### 3.1 Motorkonzept

Die Basis der folgenden Untersuchung bildet ein 1.0l, 3-Zylinder Motor mit Turboaufladung und Direkteinspritzung. Folgende Änderungen wurden für die Applikation von UniAir vorgenommen:

- Vollvariabler Ventiltrieb UniAir auf der Einlassseite
- Entfall beider Nockenwellenversteller
- Antrieb UniAir und Auslassventiltrieb über eine Nockenwelle (SOHC)
- Anhebung der Verdichtung von 10.5:1 auf 13:1
- Anpassung Auslasssteuerzeiten
- Skalierung des Basis Abgasturboladers (Wastegatelader,  $T_{3\max} = 1015^{\circ}\text{C}$ )

	Base Engine	UniAir-Engine
Bauart	Reihe	
Zylinderzahl	3	
Hubraum	999 cm <sup>3</sup>	
Einspritzsystem	Direkt	
Ventile pro Zylinder	2x Einlass/ 2x Auslass	
Aufladesystem	WG-TC	WG-TC
Nennleistung	95 kW @ 6000 rpm	100 kW @ 6000 rpm
Nockenwellen	2 (DOHC)	1 (SOHC)
Ventiltrieb	Einlass-/Auslass VCT	Einlass UniAir
Verdichtungsverhältnis	10.5	13

### 3.2 Nennleistungsbetrieb

Aufgrund der deutlichen Anhebung der Verdichtung würde bei füllungsoptimalen Steuerzeiten die Klopfneigung stark zunehmen. Eine Reduktion der Klopfneigung kann mit späteren Verbrennungsschwerpunktlagen realisiert werden. Dies geht jedoch mit einer Erhöhung der Abgastemperatur einher. Eine Maßnahme die Temperatur nicht unzulässig hoch werden zu lassen ist, es über Gemischanfettung die Abgastemperatur zu senken, was jedoch deutliche Emissions- und Verbrauchs Nachteile hat.

Mit UniAir und dem Einstellen von frühem oder spätem Einlassschließen kann die effektive Kompression im Zylinder verringert und durch den Turbolader ausgeglichen werden. Aufgrund der Zwischenkühlung der Ladeluft im Ladeluftkühler verringert sich die Verdichtungsendtemperatur und dadurch die Klopfneigung. Das ermöglicht frühere Verbrennungsschwerpunktlagen und senkt die Abgastemperatur, was den Anfettungsbedarf zum Bauteilschutz reduziert. Der Verbrauchsvorteil gegenüber dem Basismotor beträgt in diesem Punkt 5%.

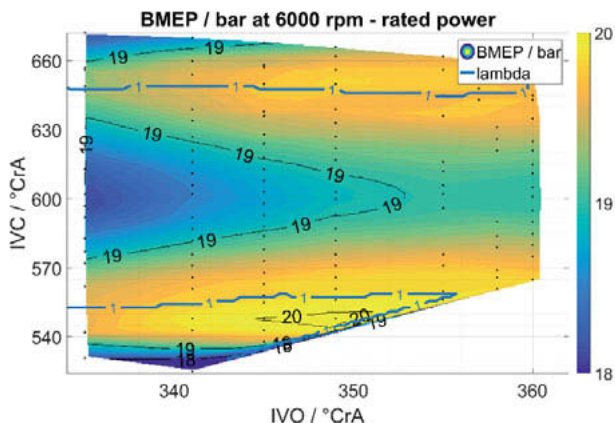


Bild 6: Variabler Einlassschluss an der Nennleistung

In Bild 6 ist der BMEP-Verlauf im Nennleistungspunkt in Abhängigkeit von Einlassöffnen und Einlassschließen dargestellt. Es ist zu erkennen, dass nur wenige Kombinationen von Öffnungs- und Schließzeitpunkten den geforderten Mitteldruck mit stöchiometrischem Gemisch erreichen. Die optimalen Steuerzeiten für den Betrieb an der Nennleistung mit UniAir sind in Bild 7 dargestellt.

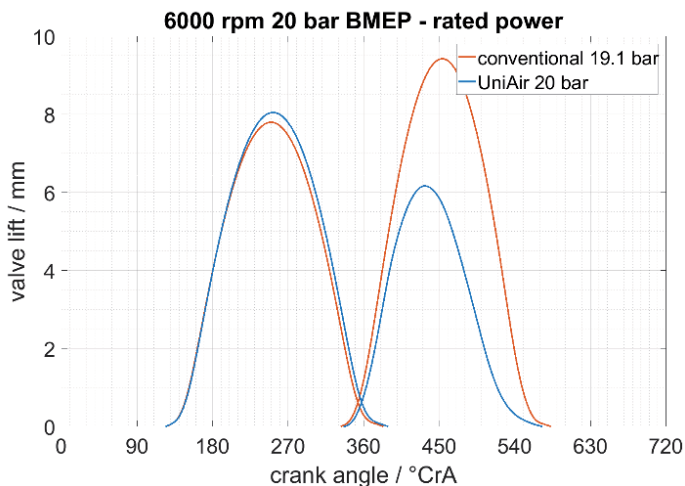


Bild 7: Hubkurvenverlauf im Nennleistungspunkt

Kenngrößen bei Nennleistung sind in Tabelle 1 aufgeführt. Der frühe Einlassschluss erfordert einen höheren Laderdruck, wobei sich die Verbrennungsschwerpunktage kaum verändert.

Tabelle 1: Kenngrößen bei Nennleistung

	BSFC g/kWh	p <sub>2</sub> / bar	Fanggrad	PMEP / bar	MFB50/ °CrA	Lambda
Basis	274.6	2,35	1,00	-2.60	22,3	0,99
UniAir	260.8	2,91	1,00	-2.40	23,0	1,00

### 3.3 Low End Torque

Trotz des Entfalls beider Phasensteller und der deutlichen Anhebung des geometrischen Verdichtungsverhältnisses kann das Eckmoment mit nur geringen Einbußen dargestellt werden. Der frühe Einlassschluss in Verbindung mit den für UniAir typischen steilen Schließflanken reduziert die Klopfneigung und ermöglicht eine Verbrennungsschwerpunktage deutlich früher als das Limit von 30°KW nach OT (Bild 8). Über die Wahl des Öffnungszeitpunktes kann der

Spülgrad gezielt eingestellt werden um den für ein Abgaslambda = 1 maximalen Sauerstoffgehalt im Abgas zu begrenzen.

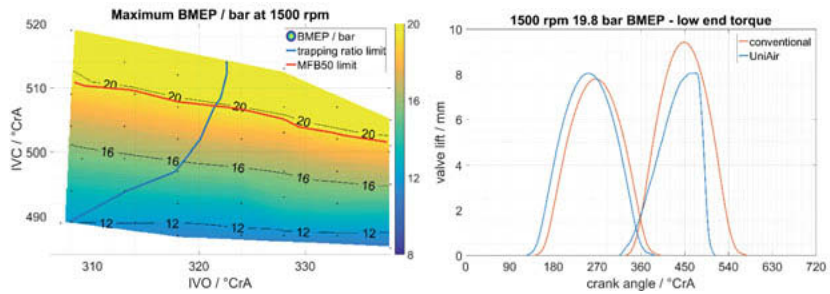


Bild 8: Betrieb im Kniepunkt

Die Kenngrößen für diesen Betriebspunkt sind in Tabelle 2 aufgeführt.

Tabelle 2: Kenngrößen im Kniepunkt

	BSFC g/kWh	/ p2 / bar	Fanggrad	PMEP / bar	MFB50/ °CrA
Basis	277.1	1.76	0.89	0.11	24,3
UniAir	273.5	2.00	0.91	0.49	30,0

### 3.4 Teillastbetrieb

In der aufgeladenen Teillast kann das Millerpotential zur Klopfvermeidung aufgrund der hohen Ladedruckreserve noch deutlicher genutzt werden.

In dem dargestellten Betriebspunkt 3000/12bar, was dem Bestpunkt des Basismotors entspricht, kann aufgrund der optimalen Verbrennungsschwerpunktlage von 8° KW nach OT der spezifische Kraftstoffverbrauch um 3% reduziert werden.

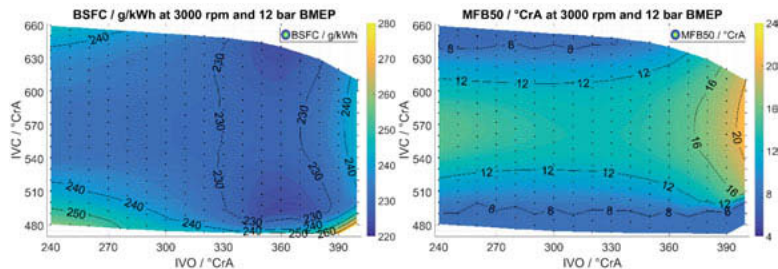


Bild 9: Spezifischer Kraftstoffverbrauch und Verbrennungsschwerpunktlage bei 3000/12bar

Der Hubkurvenverlauf für den Betrieb bei 3000 Umdrehungen und 12bar Mitteldruck ist in Bild 10 dargestellt.

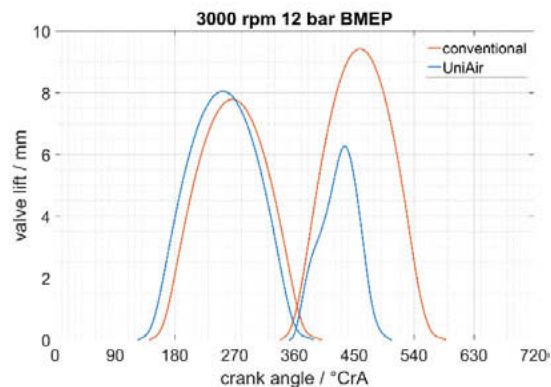


Bild 10: Hubverlauf bei 3000/12bar

Aufgrund eines positives Spülgefälles in diesem Lastpunkt erfordert die Anhebung des Ladedrucks eine Verringerung der Ventilüberschneidung, um einen Fanggrad von 1 zu erreichen. Kenngrößen des Teillastbetriebspunkts werden in Tabelle 3 aufgeführt.

Tabelle 3: Kenngrößen im Teillastbetrieb

	BSFC g/kWh	/ p2 / bar	Fanggrad	PMEP / bar	MFB50/ °CrA
Basis	233,8	1,08	0,99	-0,32	8,0
UniAir	223,5	1,54	1,00	-0,24	8,0

#### 4. Transienter Betrieb

Zur Erfüllung künftiger Gesetzgebungen wird die Einhaltung von Verbrauchs- und Emissionszielen im Transientbetrieb einen großen Stellenwert in der Entwicklung von Verbrennungsmotoren haben. Gängige Applikationen nutzen den Zündpfad zur schnellen Momentenregelung bei dynamischen Lastsprüngen. Hierbei wird über eine Spätverstellung der Zündung eine Momenten- oder Zündreserve erzeugt, welche kurzfristig und zylinderindividuell abgerufen werden kann. Die Entscheidung, wieviel Reserve abgerufen werden soll, kann noch während der Kompressionsphase getroffen werden. Damit eignet sich der Zündeingriff, im Gegensatz zur traditionell eher trägen Luftmassenregelung, für eine schnelle Korrektur des vom Verbrennungsmotor abgegeben Drehmomentes, um beispielsweise dem Lastschlag bei Beschleunigungen dämpfend entgegenzuwirken.

Durch die Spätverstellung der Zündung ergibt sich jedoch auch eine ungünstige Schwerpunktlage der Verbrennung und somit ein Verbrauchsnachteil. In Bild 11 ist der WLTC Zyklus einer Serienanwendung dargestellt. Die grau hinterlegten Bereiche markieren die Phasen, in denen

über Zündwinkелеingriffe eine schnelle Momentenregelung erreicht wird. Die reduzierte Effizienz der Verbrennung durch späte Schwerpunktlagen in diesen Phasen führt zu einem deutlichen Mehrverbrauch.

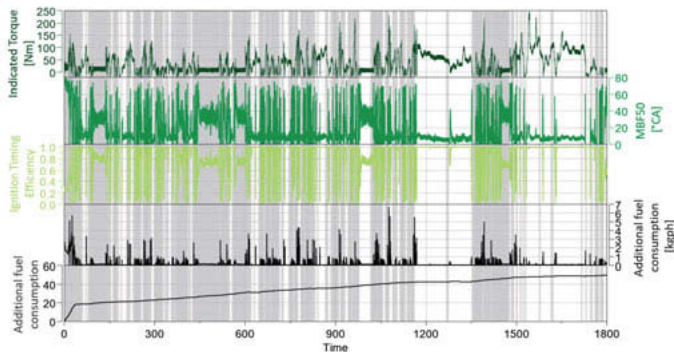


Bild 11: Zündwinkелеingriffe zur schnellen Momentenregelung im WLTC

Bestünde die Möglichkeit, die schnellen Drehmomenteingriffe über den Luftpfad bereitzustellen, so könnte der Zündzeitpunkt und somit die Verbrennungslage immer im optimalen Betriebsfenster gehalten werden. Gängige Stellglieder im Luftpfad (Drosselklappe, VCTs, schaltbarer VT) sind für einen schnellen Drehmomenteingriff jedoch nicht geeignet aufgrund der Trägheit des zu regelnden Luftvolumens einerseits und der Tatsache, dass die Luft nicht zylinderselektiv zugemessen werden kann.

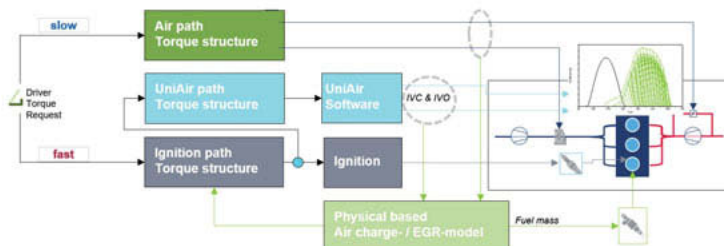


Bild 12: Erweiterte Momentenstruktur

UniAir ermöglicht eine zylinderindividuelle und zyklustreue Anpassung der Öffnungs- und Schließzeitpunkte der Einlassventile. Mit einem ausreichenden Luftreservoir direkt vor den Zylinderventilen (max. Entdrosselung) ermöglicht das System praktisch eine „Luftdirekteinspritz-

zung“ und somit eine Momentenregelung On-Demand über den Luftpfad. Grundvoraussetzung für die Umsetzung eines schnellen Luftpfades am Motor sind neben den Eigenschaften des Ventiltriebssystems die Einbindung einer entsprechenden Steuerungs- und Regelstrategie, welche das klassische Momentenregelungskonzept um den schnellen Luftpfad ergänzt (Bild 12).

#### 4.1 Schnelle Momentenregelung

Durch den (zumindest teilweisen) Ersatz der Zündeingriffe durch Lufteingriffe ergeben sich Verbrauchsvorteile in dynamischen Betriebszuständen wie z.B. Gangwechsel, Lastsprünge, Betriebsartwechsel etc. indem das Motormoment über die Luftmenge gezielt eingestellt und auf Zündwinkleingriffe verzichtet werden kann.

Weiterhin ermöglicht UniAir eine Verbrauchsoptimierung des Motorbetriebs im Leerlauf und bei niedrigsten Lasten. Eine konventionelle Motorsteuerung kann in diesen Betriebspunkten selbst über die maximal mögliche Androsselung die Zylinderfüllung nicht weit genug reduzieren. Als Folge wird über eine Spätverstellung des Zündzeitpunktes eine Reduktion des Motormomentes erreicht. Durch die Möglichkeit, den Ventilhub auf bis zu 0,5mm zu reduzieren und der zyklustreuen und zylinderindividuellen Steuerungsfunktion, kann somit auch im Niedrigstlastbereich auf Zündwinkleingriffe verzichtet werden.

Bild 13 zeigt den Verlauf eines positiven Lastsprunges in einer UniAir-Anwendung. Wie zu erkennen ist, wird zu Beginn des Lastsprungs das Moment direkt über die Anpassung von Einlassöffnet und Einlassschließt angepasst. Der Zündwinkel folgt somit stets dem optimalen Zündzeitpunkt was eine effizientere Verbrennung bewirkt und Kraftstoff spart.

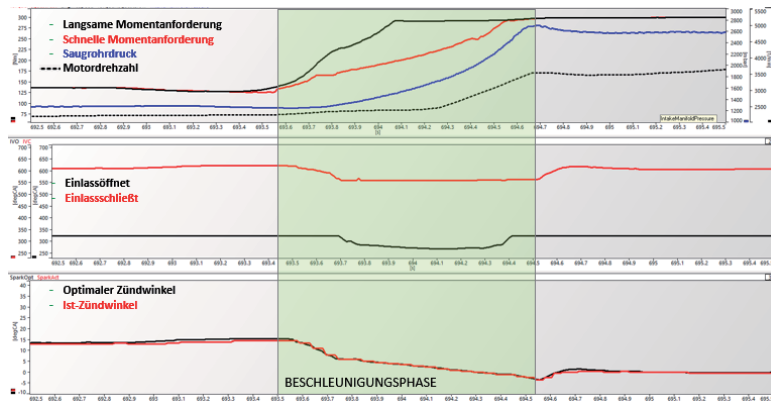


Bild 13: Positiver Lastsprung mit UniAir

Zudem erlaubt UniAir durch die unabhängige Wahl von Öffnungs- und Schließzeitpunkt einen schnelleren Drehmomentaufbau im Vergleich zu einem Standardventiltrieb mit Phasenverstellern. Durch die Möglichkeit, den Öffnungs- und Schließzeitpunkt unabhängig voneinander einzustellen, kann bei einem Lastsprung der Restgasanteil minimiert und der Frischgasanteil mittels füllungsoptimaler Steuerzeiten maximiert werden. In Bild 14 ist ein Drehmomentaufbau bei einem Lastsprung mit UniAir Ventiltrieb gegenüber einem Standard Ventiltrieb mit Doppelphasensteller bei  $n = 1500 \text{ min}^{-1}$  dargestellt. Der vollvariable Ventiltrieb erlaubt einen um 25% schnelleren Drehmomentaufbau gegenüber dem Motor mit Doppelphasensteller. Zudem liegt

ein unmittelbar höherer Mitteldruck an, was zu einer schneller ansteigenden Motordrehzahl und einem begünstigten Lastaufbau im Fahrzeug führt.

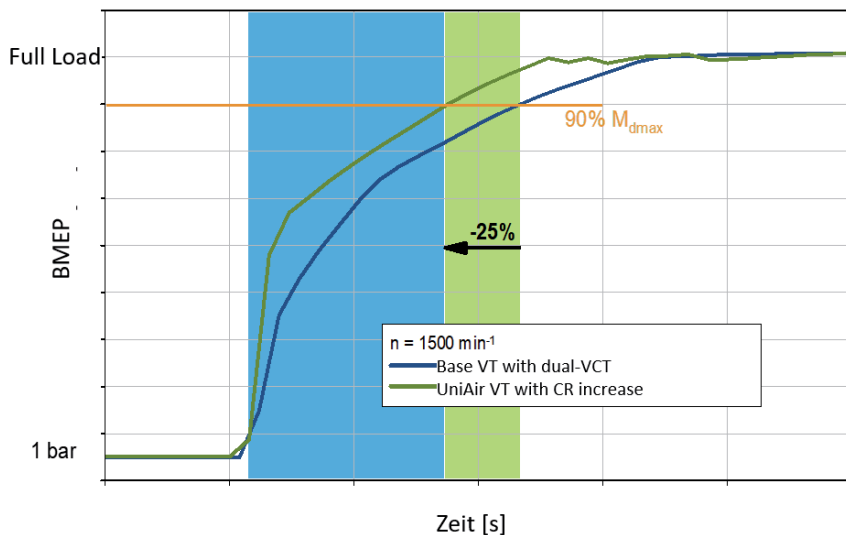


Bild 14: Lastsprung bei  $n = 1500 \text{ min}^{-1}$  von 1 bar auf Volllast

## 4.2 Vermeidung von Spülluft

Neben den oben beschriebenen Vorteilen im transienten Betrieb erlaubt UniAir weitere Ventilhubstrategien die im Schubbetrieb das Durchspülen von Frischgas verhindern oder regeln können, wodurch sich der Eintrag von Sauerstoff in das Abgasnachbehandlungssystem unterbinden lässt.

Dadurch ergeben sich weitere Verbrauchs- und Emissionsvorteile:

- Vermeidung des nach Schubphasen notwendigen Katalysatorspülens durch Gemischanfettung
- Vermeidung von befeuerten Schub bei Ottopartikelfilter (OPF) Systemen zur Verhinderung ungewünschter Regeneration
- Kontrolliertes Einstellen der Spülluft im Schub zur OPF Regeneration

Insbesondere die mit der Euro 6d notwendig gewordene Einführung von Ottopartikelfiltern (OPF) bringt neue Herausforderungen an den Schubbetrieb. Für eine gute Filtereffizienz ist eine gewisse Grundbelastung des OPF angestrebt. Aufgrund der meist motornahen Anordnung der Filtersysteme und den damit verbundenen hohen Bauteiltemperaturen kann bereits eine Schubphase und das damit verbundenen Durchspülen von Frischluft in das Abgassystem zu einer ungewollten passiven Regeneration des OPF führen. Eine Möglichkeit den Sauerstoffeintrag in das Abgasnachbehandlungssystem zu vermeiden, ist der befeuerte Schub, was jedoch einen deutlichen Verbrauchsanstieg sowohl im Zyklus wie auch unter Realfahrbedingungen zur Folge hat.

Ein vollvariabler Ventiltrieb wie UniAir kann das Durchspülen von Frischluft während der Schubphasen verhindern und somit das Befeuern im Schubbetrieb vermeiden.

Mit derselben Strategie lässt sich ebenso das Anfetten nach Schubphasen, um den Sauerstoffüberschuss aus dem Drei-Wege-Katalysator auszuräumen, vermeiden. Abhängig von Fahrzyklus und Fahrzeugsegment lassen sich somit bis zu 2% CO<sub>2</sub> einsparen

Die folgenden Untersuchungen wurde an einem 4-Zylinder 1.6l Ottomotor mit Direkteinspritzung und Abgasturboaufladung in Zusammenarbeit mit der IAV GmbH durchgeführt.

In Bild 15 ist der Massenstrom über das Auslassventil während einer Schubphase bei 1500U/min dargestellt. Je nach Wahl von Einlassöffnungs- und Schließzeitpunkt ergeben sich

Bereiche in denen der Massenstrom unterbunden werden kann und somit kein Sauerstoff ins Abgassystem transportiert wird.

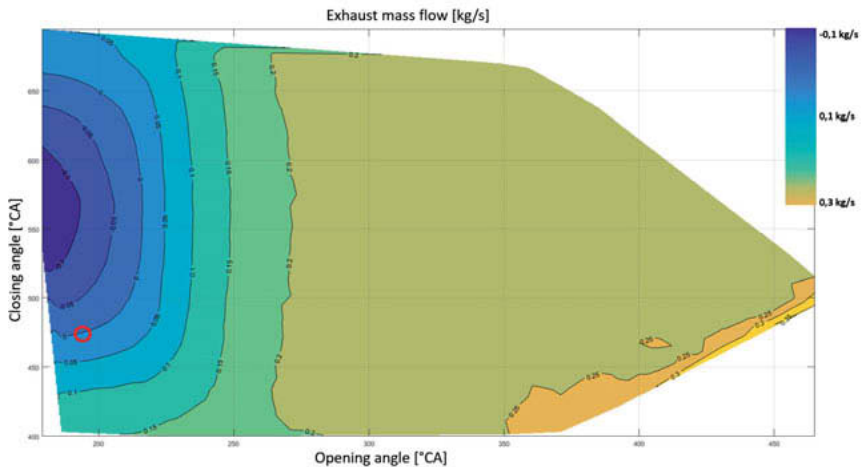


Bild 15: Abhängigkeit Auslassmassenstrom von IVO und IVC

Die entsprechende Ventilhubstrategie ist in Bild 16 anhand eines frühen Einlassschlusses dargestellt. Während der Expansionsphase im Schubetrieb kommt es zu einem Unterdruck im Zylinder. Bei Öffnen des Auslassventils entsteht somit ein Rücksaugen der Abgase aus dem Auslasskrümmer in den Zylinder, welche bei der anschließenden Aufwärtsbewegung des Kolbens wieder in den Auslasskanal geschoben werden. Durch das sehr frühe Öffnen der Einlassventile mittels Bootlift wird jedoch ein Teil des Rückgesaugten Abgases auch in den Einlasskanal geschoben und in der folgenden Ansaugphase wieder zurückgesaugt. Mit einem entsprechend früh platzierten Einlassschluss wird sichergestellt, dass keine Frischluft und somit Sauerstoff durch den Motor gespült wird. Diese Strategie eignet sich sowohl zur Vermeidung des Katausräumens nach Schubphasen mittels Anfettung, wie auch zur Vermeidung des befeuerten Schubs bei OPF Systemen. Dort führt der unkontrollierte Eintrag von Spülluft zu

unerwünschtem vollständigem Abbrand der Partikelmasse führt und mindert damit die Filtereffizienz.

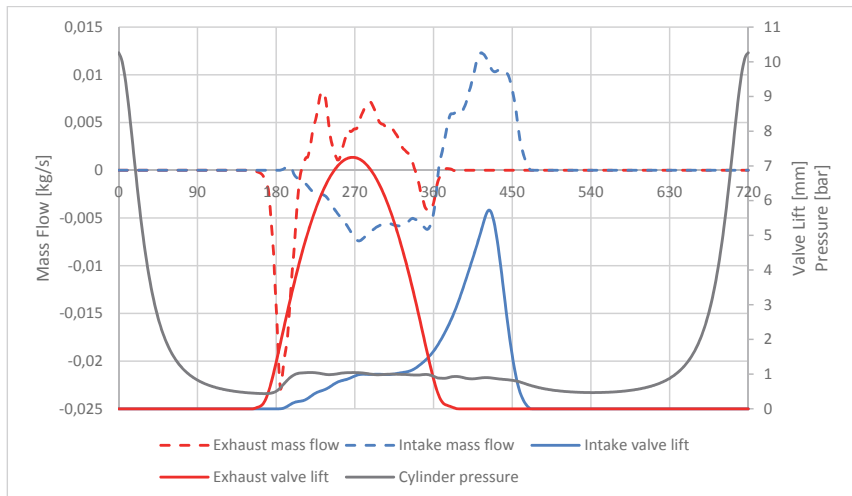


Bild 16: Strategie Vermeidung Spülluft

Mit der oben beschriebenen Ventilhubstrategie lässt sich zudem durch die optimierte Ladungswechselerarbeit im Schubbetrieb das Schleppmoment des Verbrennungsmotors reduzieren. Dadurch ergeben sich zusätzliche Vorteile in Hybridantriebssträngen, welche keine Entkopplung von E-Maschine und Verbrennungsmotor erlauben (P0/P1 Anordnung). Im Schubbetrieb kann die Rekuperationsleistung durch das reduzierte Schleppmoment erhöht und gleichzeitig der Sauerstoffeintrag in das Abgasnachbehandlungssystem vermieden werden. In Bild 17 ist das Schleppmoment in Abhängigkeit von Einlassöffnen und Einlasssschließen dargestellt. Im

Betriebspunkt mit null Massenstrom in das Abgassystem ergibt sich ein Schleppmoment von 16Nm.

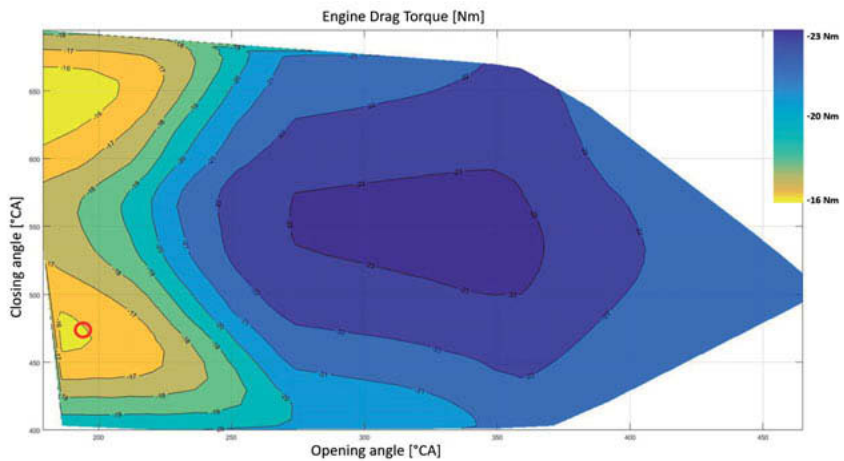


Bild 17: Abhängigkeit Schleppmoment von IVO und IVC

Durch eine schnelle Momentenregelung über den Luftpfad und das Vermeiden von Spülluft lassen sich im Zyklus nochmals deutliche Kraftstoffeinsparpotentiale erzielen. In Bild 18 sind die Potentiale anhand einer bestehenden Serienanwendung mit konventionellem Antriebs-

strang dargestellt und addieren sich auf 3,8% im WLTC. Diese Verbrauchsvorteile sind zusätzlich zu den statischen Potentialen und ohne Hardwareänderungen nur durch die Applikation des schnellen Luftpfades mittels UniAir zu erzielen.

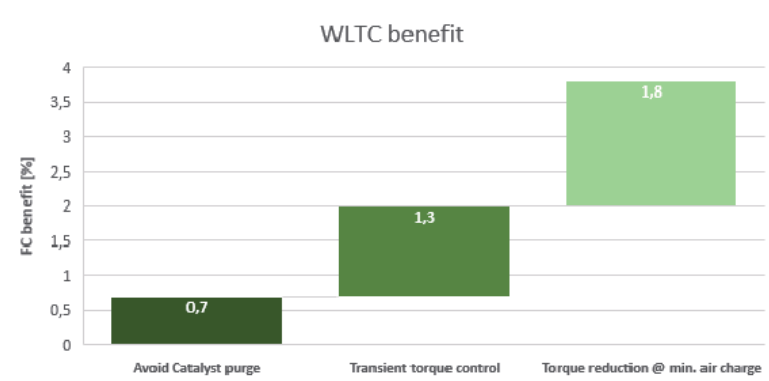


Bild 18: Verbrauchsvorteile im Transientbetrieb

#### 4.3 UniAir im Hybridsystem

Die Kombination aus statischen und transienten Vorteilen durch UniAir kann auch in Hybridantriebssträngen noch deutliche Kraftstoffeinsparpotentiale erzielen. In Bild 19 sind die Ergebnisse einer Untersuchung an einem 1.0l-Dreizylinder Ottomotor ohne vollvariablen Ventiltrieb und ohne Hybridsystem dargestellt. Für die Untersuchung wurde sowohl der Basismotor wie auch UniAir in Kombination mit unterschiedlichen Verdichtungsverhältnissen in den folgenden Antriebssträngen untersucht:

- Rein verbrennungsmotorischer Antrieb
- P0-/P1-Hybrid (Starter-Generator)
- P2-Hybrid (Hybridmodul mechanisch vom Verbrennungsmotor abtrennbar).

Die P0-/P1-Hybridisierung erlaubt es hohe Lastspitzen des Verbrennungsmotors abzufangen und den Betriebsbereich zu niedrigeren Lasten hin zu verlagern. Mit UniAir können somit be-

sonders über die Entdrosselung Verbrauchspotentiale erzielt werden. Zusammen mit den transienten Vorteilen wie das Vermeiden von Spülluft und Reduktion des Schleppmomentes lassen sich mit UniAir somit bis zu 7% Kraftstoff einsparen.

Das P2-Modul kann durch seine höhere Leistung weite Teile des niedrigen Lastbereichs über die Elektrifizierung bei abgeschalteten Verbrenner abdecken. Der Verbrennungsmotor deckt vor allem den höheren Lastbereich ab. Die Vorteile von UniAir sind hier zum einen die Entdrosselung im mittleren Lastbereich und zum anderen die Reduzierung der Klopfneigung bei hohen Lasten, wodurch sich günstigere Verbrennungsschwerpunktlagen einstellen lassen. Trotz der höheren elektrischen Antriebsleistung des P2 Moduls kann mit UniAir nochmals bis zu 5% Verbrauchsvorteil erzielt werden.

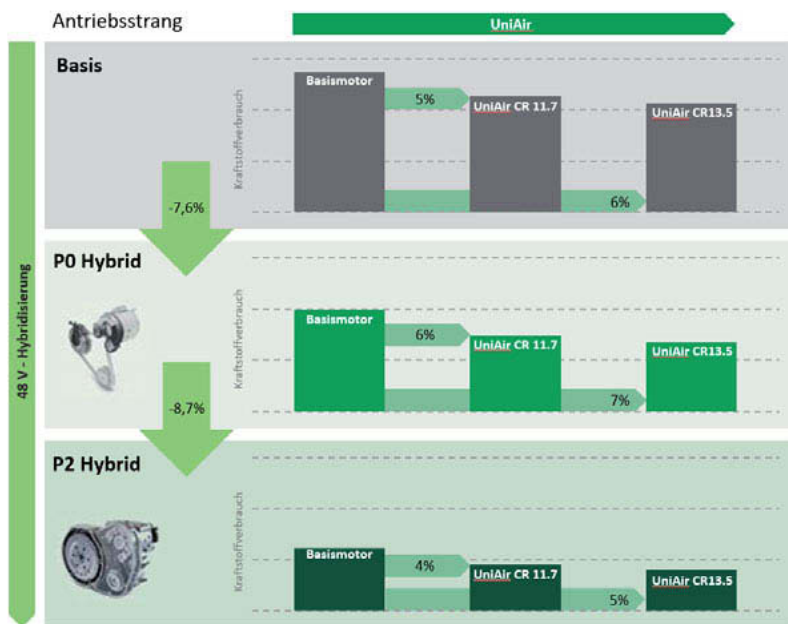


Bild 19: Potenziale von UniAir in Hybridantriebssträngen

## 5. Zusammenfassung

Der vollvariable, elektrohydraulische Ventiltrieb UniAir ermöglicht deutliche Potentiale zur Effizienzsteigerung von Ottomotoren. Die in dieser Untersuchung gezeigte Anhebung des Verdichtungsverhältnisses um 2,5 Einheiten ist die Grundlage für kennfeldweit reduzierte Verbräuche. Durch die klopfmindernde Wirkung von frühem und spätem Einlassschluss konnte trotz der deutlichen Verdichtungsanhebung die Nennleistung gesteigert werden bei stöchiometrischem Gemisch.

Aufgrund der zylinderindividuellen und zyklussynchronen Steuerung des Ventilhubes ermöglicht UniAir eine schnelle Momentenregelung über den Luftpfad wodurch zusätzliche Verbrauchseinsparungen im transienten Betrieb ermöglicht werden. So lässt sich das Einstellen einer Drehmomentreserve über Zündwinkleingriffe vermeiden und das Durchspülen von Frischluft in das Abgasnachbehandlungssystem. Das Vermeiden von Spülluft ist insbesondere für Abgassysteme mit OPF eine Schlüsselmaßnahme um das Befeuern im Schub zu umgehen.

Die Summe der beschriebenen Maßnahmen erzielt deutliche Verbrauchseinsparungen sowohl in konventionellen Antriebsträngen wie auch in Hybridanwendungen.

Aufgrund seiner hohen Flexibilität ersetzt das UniAir System in der Regel beide Phasenversteller des Basismotors sowie eine Nockenwelle was zu einem sehr attraktiven Kosten/Nutzen Verhältnis beiträgt.

## Danksagung

Die Autoren bedanken sich bei Ronny Trettin, Projektverantwortlicher für Ladungswechselsysteme in der Vorentwicklung Thermodynamik Ottomotoren bei der IAV GmbH in Chemnitz für die Unterstützung zur Erstellung dieses Beitrags

## Quellen

- [1] Mayer, A, Wolf, D., Günther, M., Medicke, M.: Kombinierte Miller-/Atkinson-Strategie für zukünftige Downsizingkonzepte, MTZ, 79, 07-08/2018, S. 60-66
- [2] Kehr, D., Wolf, D.: Airpath Flexibility - Unlocking the Full Potential of the UniAir System, 11. Schaeffler Kolloquium, Baden-Baden, 2018
- [3] Medicke, M., Trettin, R., Günther, M., Mayer, A., Hampel, M., Wolf, D.: RDE-Konzept auf Basis eines vollvariablen, hydraulischen Ventiltriebs, 11. MTZ-Fachtagung Ladungswechsel und Emissionierung, 2018
- [4] Mayer, A., Scheidt, M., Elicker, M., Stump, L., Linsel, J., Ehrhard, J., Al-Hasan, N., Sterr, M.: Potenziale zur Kraftstoffverbrauchsreduktion und RDE-Fähigkeit für Benzinmotoren mit hohem Mitteldruck durch Kombination von vollvariablem Ventiltrieb und optimiertem Turbolader, 23. Aufladetechnische Konferenz, Dresden, 2018
- [5] Haas, M., Rauch, M.: Elektrohydraulischer Vollvariabler Ventiltrieb, MTZ, 71, 03/2010, S. 160-165

## Camcon Intelligent Valve Technology – a Powerful Tool for Combustion Development

Dr. **R. D. Stone**, Camcon Auto Ltd, Foxton, United Kingdom

### Abstract

Camcon's Intelligent Valve Technology (iVT) provides a full authority, fully flexible, electro-magnetic poppet valve actuation system that includes fast feedback control of valve position throughout the valve event. It also offers unrivalled levels of independent and infinitely variable control over valve timing, period, lift and even lift curve shape.

Until recently, work on this technology has focussed on multi-cylinder applications with the ultimate objective of volume production – this work is continuing and has been described elsewhere [1]. However, the possibilities for using the technology purely as an R & D tool for combustion research, cam profile optimisation and more fundamental studies based on single cylinder research engines have now become apparent.

A standardised, "Generic" actuator has been developed, sized to provide an excess of available torque and thus the capability to deliver extreme events. This has made it possible to produce iVT single cylinder conversion kits readily adaptable to a wide range of cylinder head geometries. A set of generic actuators can be paired with a simple, custom designed, adaptor housing to mate the actuators to the client specific cylinder head.

This approach then facilitates dramatic improvements in single cylinder research productivity – not only allowing work that would normally take weeks, with multiple cylinder head rebuilds, to be completed within a couple of days but also improving data quality. The quality improvements arise from the fact that friction levels are undisturbed by rebuilds, a-b-a-b testing becomes a trivial matter rather than a time consuming chore. Furthermore, the possibility of anything else changing between tests and casting doubt upon any results is eliminated – the valve train test variables lift, timing, period, event shape, etc. can be adjusted without even stopping the engine! In fact, it is possible to switch the valve train from test condition "A" to condition "B" over the period from one cycle to the next!

In addition to the design and application of the single cylinder combustion and valve train optimisation tool, the paper also includes the following:

A summary of the operating principles of iVT

Rig test results from the latest generation actuator including exhaust valve capability

A brief review of the full multi-cylinder 16 valve iVT cylinder head package

## 1. iVT Operating Principles

Camcon's iVT consists, in its simplest form, of an individual rotary electromagnetic actuator per valve which uses a single shaft, the rotor, featuring a set of permanent, rare earth, magnets at one end and pair of complementary cam profiles on the other. These cams, in turn, drive a desmodromic mechanism to positively open and close its valve. Conventional valve springs are not required and the angular position of the camshaft is subject to high frequency feedback control throughout every valve event. Compliance to prevent the mechanism locking up and limit the applied valve seat loads is supplied by a pre-loaded, uni-directionally active spring built into the desmodromic linkage.

Front and side elevations of the mechanism are shown in Fig. 1. Defining the dynamic angular position and velocity of the rotor permits control of the valve event lift, timing, the event duration or period and even the shape of the event almost entirely independent of the crank position. Maintenance of timing accuracy and avoidance of valve clash is handled entirely within the software. Valve lift variation is achieved by rotating the camshaft to the desired lift and then reversing the direction of cam rotation.

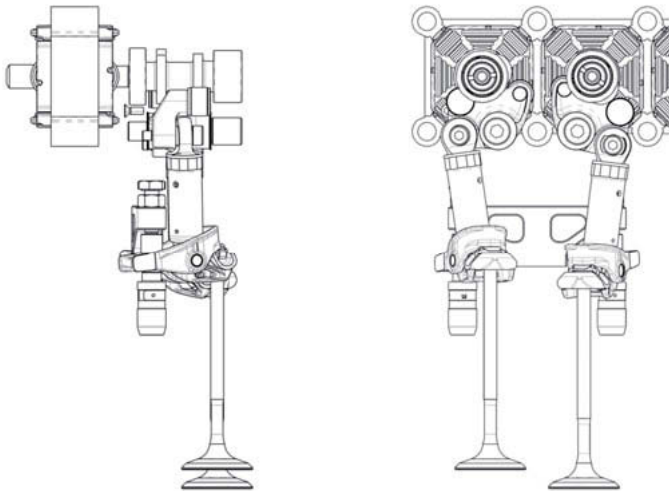


Fig. 1: iVT mechanism, showing the multi-cylinder Stator arrangement

Valve lift, timing and period are all infinitely and independently variable and are controllable without reference to the preceding or succeeding events – which means we can deactivate and reactivate valves on successive cycles, interpose subsidiary events between cycles and we have the scope for many more possibilities.

## 2. Evolution from and Integrated Multi-Cylinder Design to “Generic Single”

Optimisation of the design of an iVT actuator for a multi-cylinder, production intent system is a very different challenge from that posed in the case of a single cylinder engine (SCE) intended purely for research and development purposes. In the case of the former, cost, weight, inter-cylinder packaging space and electrical power consumption all loom large in the mind of the designer. In the case of an R&D SCE application however, the priorities change substantially. There are no adjacent cylinders constraining the available package space, piece cost is of much reduced significance, weight of little importance and electrical power consumption can be sacrificed in the interests of ensuring that sufficient torque is available to deliver the more extreme events that may be demanded in an R&D context.

On the other hand, it is important for reasons of in-field support and service parts availability that complexity is kept under control. Therefore, commonisation of electrical, electronic, electro-mechanical and other parts across a wide range of inherently different SCE applications is being pursued as far as possible. These different applications may differ in bore, in valve sizes, valve spacing and the included angle between the valves – the new, “generic” actuator needed to be able to accommodate all these differing parameters with zero or at least minimum customisation.

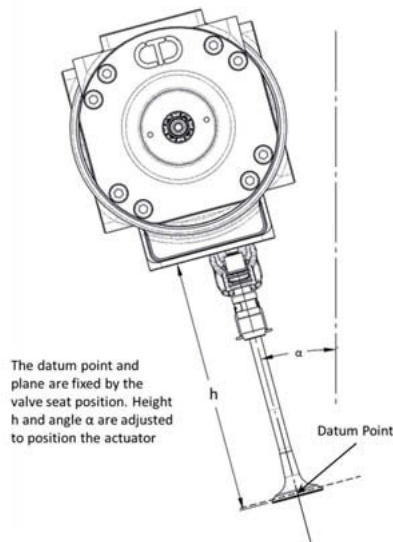


Fig. 2: Arrangement of the iVT actuator relative to the poppet valve seat

Therefore, Camcon's objective was to design an individual actuator for each valve in such a manner that each actuator can be positioned in space to accommodate the varying requirements of different cylinder heads/combustion chambers. In order to achieve this, the datum point for any actuator installation layout was taken as the centre of the circle forming the valve's gauge line diameter and the datum axis as the central line of the valve stem – which passes through the datum point itself. The actuator can then simply be positioned in space so that it lines up appropriately with the valve stem and is the required distance from the valve gauge line. The valve stem length is modified to position the actuator so that

space for head bolt bosses, Hydraulic lifter installation etc. is provided. This is shown in Fig. 2.

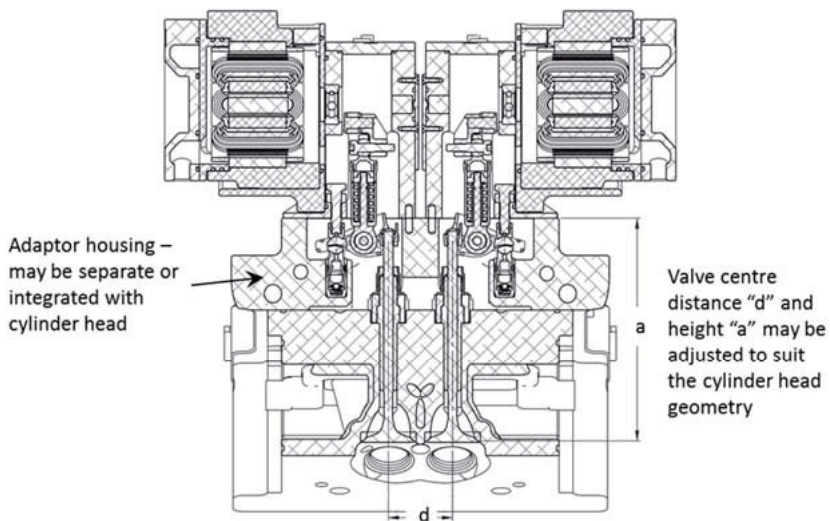


Fig. 3: Arrangement showing valve centre distance and adaptor height variation

The simplest approach then depends on the cylinder head design, in the case of a cylinder head using a separate cam carrier arrangement, an adaptor housing can be substituted for the cam carrier. This adaptor housing is a simple component, unique to each cylinder head design, carrying the hydraulic lash adjusters, the location arrangement for the iVT finger follower and distributing the oil supply to the actuators. Fig. 3 shows a layout of the arrangement and the dimensions which can be varied whilst still using a common actuator assembly. In cases where the cam carrier is integral with the head, a new head must be used and which may feature an integrated adaptor housing or a separate one.

Fig. 4 shows the common actuator design in section and Fig. 5 shows the first off cylinder head with 4 actuators installed. This cylinder head is mounted on an Ø80mm by 90mm Ricardo Hydra now running at Brunel University, Fig. 6

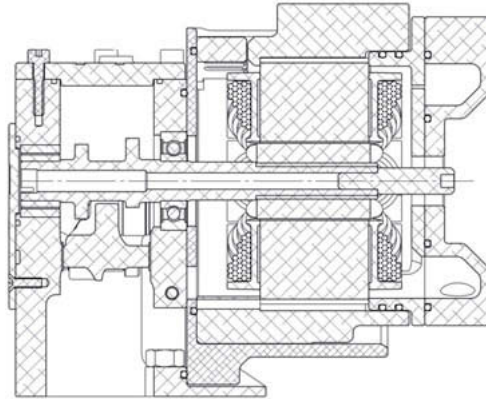


Fig. 4: Section through the "Generic iVT Actuator"

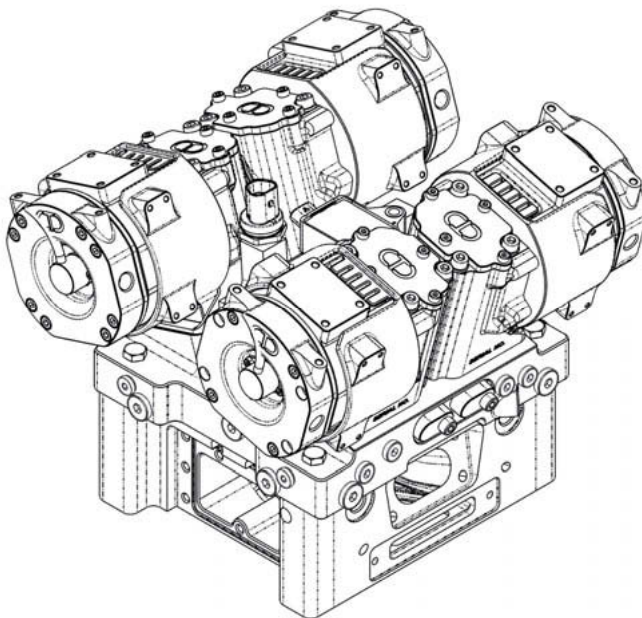


Fig. 5: "Brunel" cylinder head assembled with 4 iVT actuators

Apart from the individual actuator packages as compared with the integrated modules previously used on the multi-cylinder engine, the other big difference between multi and single cylinder actuators is the stator assembly. The relaxation of package constraints means that the design can be simplified with common segments, symmetrical slots and a larger outside diameter. This, in turn, provides much more room for copper and, combined with a higher operating voltage – 48 volts instead of 12 - allows for a significant torque capacity uplift whilst reducing  $I^2R$  losses and therefore the cooling requirement.

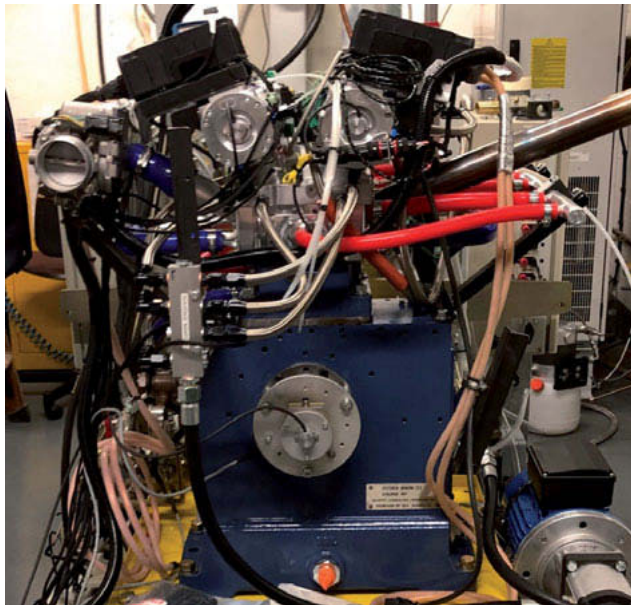


Fig. 6: Ricardo Hydra engine with IVT Inlet and Exhaust actuators in process of installation at Brunel University

### 3. iVT Capability

iVT allows an unprecedented level of control over valve operation – the event phasing is infinitely variable within the constraints of valve-piston proximity or indeed, in some cases, inlet valve-exhaust valve contact. The event period and the valve lift are both infinitely variable and are adjustable virtually independently of each other. Furthermore, in the case of inlet valve events, the lift profile is controllable as shown in Fig. 7.

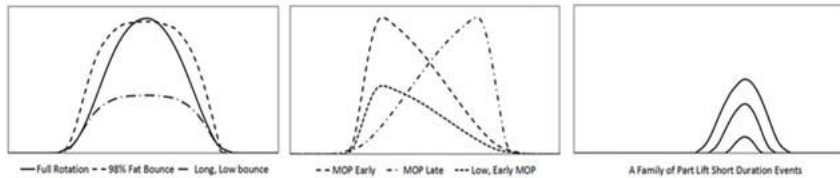


Fig. 7: Some of the lift profiles achievable using iVT

In the case of exhaust valves, both the challenges and the desirable attributes are a little different, Camcon see flexibility in event phasing and period of exhaust events as very valuable but there is possibly less merit in lift variation and little in lift profile shaping. Therefore the current exhaust valve control strategies do not include a variable lift capability or an event shaping capability. Variable lift will be added in the future once concerns with respect to valve burning have been resolved.

The main challenge for exhaust valve operation is the additional force required to open the exhaust valve against the in-cylinder pressure at exhaust open timing. This necessitates a larger capacity actuator than the inlet valve and some changes to the control strategy but, for the purposes of this Generic Actuator design, a common inlet and exhaust actuator is employed.

In order to allow cost effective development of the exhaust valve control strategies a rig was designed and built which permits gas loading on the valve without the need for a fired engine test cell. A drawing of the rig is shown in Fig. 8 below, the construction is quite simple with compressed air at a supply pressure of up to 14 bar fed into a fixed volume chamber, through an conventional inlet valve arrangement, from a large compressor. The test iVT unit is mounted to operate the exhaust valves dumping the air, via a silencer, to atmosphere. Note that, as shown in the diagram, an actuator from the multi-cylinder programme is shown rather than that of a “generic single”. However, the rig is easily convertible to make use of generic single actuators

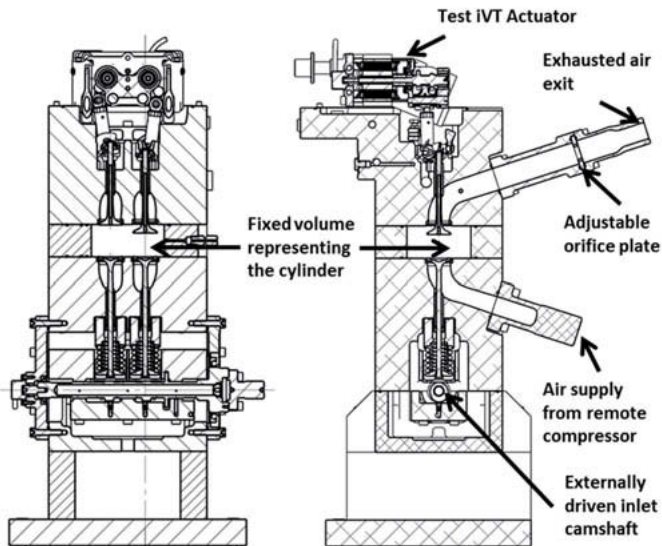


Fig. 8: Sections through the exhaust test rig arrangement

Whilst the arrangement is not a perfect reflection of the situation in a firing engine, it is certainly sufficient to provide useful data both on the performance of the actuators themselves and on the effectiveness of different control strategies for the valve events. The rig will run up to 6000 Engine RPM equivalent and successful events at pressure differentials of 13 bar across the valve have been achieved at high speed. A typical set of results curves is shown in Fig. 9.

This rig allows the testing of different control strategies, alternative actuator geometries and differential pressures ( $\delta P$ ) that would not be easily attainable on the available test engine. All this is achieved quickly, simply, cheaply and without placing a firing engine at any risk. As such it has proven a valuable development tool for this technology

Of course, the acid test is application of the system to a real engine and results from the Brunel single are shown in Fig. 10 At the time of writing, this engine was still being commissioned but results so far have been very satisfactory.

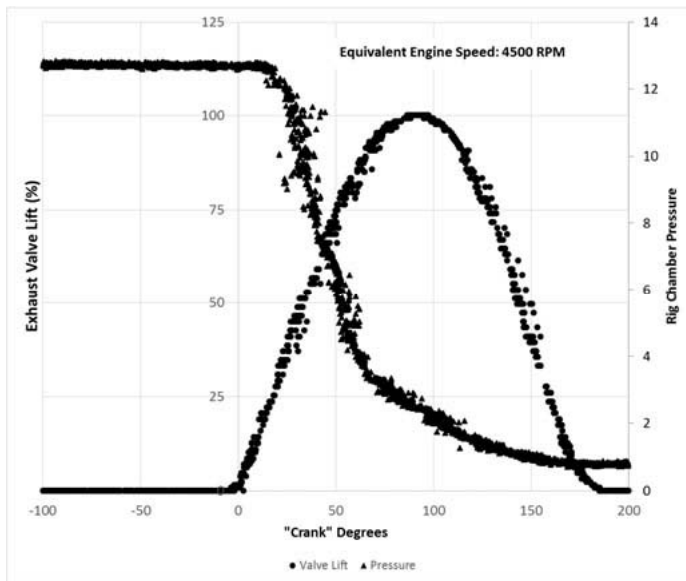


Fig. 9: Sample Exhaust valve rig results,  $\delta P > 12$  bar, 4500 ERPM

#### 4. Development Opportunities Permitted by iVT

The R&D potential afforded by the flexibility of the iVT system falls under a number of headings; the first is testing productivity, the next is data quality and the third opportunity afforded by iVT is the ability to run valve operating regimes that are simply not available from more conventional valvetrains. Let us consider these in turn:

**Productivity:** The opportunity provided by systems such as iVT is significant, even if the researcher's objective were simply to investigate the optimisation of a purely conventional valve train over a range of speed/load sites. The full range of lift, valve period and valve phasing – on both inlet and exhaust valves - can be studied very largely under fully automated control with the engine stopping only at the end of test shifts! Furthermore, because the testing can be completed so quickly as compared with conventional approaches, the parameters of interest can be explored in finer granularity and over a wider range – permitting more detailed and accurate response surfaces to be generated in the DoE software – and the optimum values output from that software can be run immediately without waiting for new hardware.

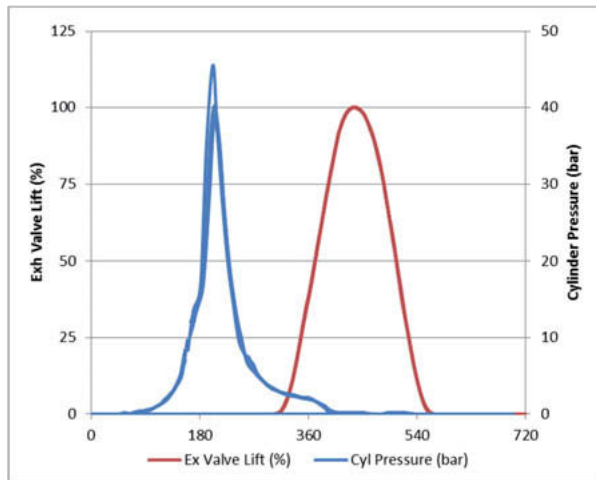


Fig. 10: Initial results from the Brunel Single cylinder engine showing the cylinder pressure and exhaust valve lift curves

Data quality: These systems permit improvements in data quality in a number of ways. Firstly, it is much easier to run a daily check of a datum condition or conditions to ensure that the base engine condition has not changed. Because there is no need to change valve train hardware the original datum points can always be re-run at a moment's notice. Secondly, it is possible to run tests that would normally imply a hardware change on an A-B-C-A-B- C basis without even stopping the engine. This can only help to maintain the integrity of the test data. The fact that more test points can be included within the same time period – as mentioned under productivity – also has a positive effect on data quality, simply because the data density is higher and the resulting model derived from DoE techniques can be of higher resolution over a range of variables.

Operating Regimes: As an example, one of the simplest unconventional regimes which iVT allows is valve deactivation. Whilst this could also be achieved by more conventional hardware modifications or even multiple component swaps iVT allows the changes to be made at a moment's notice – even on alternating cycles.

There are other operating possibilities that would not be practicable using even advanced conventional systems, as each and every valve can be allocated its own specific event independently. Valve lift, phasing and period can all be independently varied. The lift curve

shape itself can be adjusted – at the simplest level simply by “skewing” the lift so that the maximum opening point occurs early or late in an otherwise conventional lift curve. Alternatives include “flat top” events and various other options. Events can be omitted or, within limits, extra events can be inserted.

Essentially, valve events to be investigated are no longer limited by the constraints of mechanical possibility or testing costs and timescales but by the imagination of the development engineer.

## 5. Combustion Parameter Control

Clearly, even assuming symmetrical valve and port geometry, iVT offers the potential for optimising the “conventional” valve event parameters at every load/speed condition – valve opening and closing timing on both inlet and exhaust valves, plus lift on the inlets. However, the fact that this optimisation can be made for any and every speed/load point – and repeated to re-optimize for different target parameters (bsfc to NOx for example) all without hardware change would be a huge advantage on its own. But there is a much greater capability that can be used for broader studies and research.

The possibilities for control of combustion parameters are significant; the fact that such valve control systems can run different events (or no event) on each inlet valve for example allows us to not only to vary the general air motion regime in the cylinder from tumble to swirl and any degree of “swumble” in between but also to control the intensity of that motion. Identical events on both inlet valves deliver a tumble regime. However, we have extra control because, as engine speed reduces, we can maintain tumble energy by increasing gas entry velocity using lower lift and/or a shorter valve period. Swirl is achieved simply by deactivating one valve and the swirl direction can be reversed by changing valves. If we run dissimilar events on each inlet valve then we can achieve “swumble”. Furthermore, we can select the two independent valve events with respect to phasing, period and lift – so that the requisite trapped mass and air motion is achieved at minimum pumping loss.

Clearly, extreme EIVC and LIVC conditions can be studied with the opportunity to optimise the entire inlet and exhaust event at each speed/load condition considered and all without any hardware changes.

However, there are other possibilities; for instance, at lower speeds, single exhaust valve actuation may be perfectly adequate to scavenge the spent charge but there may be a detonation borderline advantage in alternating the exhaust valve operation between valves. This could be because the exhaust valve temperatures would drop and therefore the heat

transferred to the charge would be reduced. Another possibility would be to introduce an additional exhaust event at some point during the induction process to provide hot EGR – perhaps for CAE/HCCI purposes.

Another possibility, not strictly pertaining to combustion control, might be to use separate exhaust ports for each exhaust valve and then to employ different valve events on each port, as suggested by Roth et al [2, 3]. This combination of separate ports and differential exhaust events offers a number of potential benefits including allowing EGR to be taken from either early or late exhaust gas – which have different levels of HC.

## 6. Combining iVT with Cylinder Head Asymmetry

Another potential manner in which this technology may be used is in combination with asymmetric features within the cylinder head or manifold. Reference has already been made above to separating the exhaust ports and the EGR potential but this can also be used with appropriate manifolding to direct high energy, high pulse intensity exhaust to the turbine whilst directing later exhaust gas direct to the catalyst – eliminating the need for a wastegate, reducing exhaust back pressure and providing opportunities for fast catalyst light off by re-directing gas depending on coolant temperature for example.

Further possibilities exist with respect to inlet porting and chamber design. One example stems from the significant improvements to burn rate that have already been demonstrated at low speed/load by deactivating one inlet valve and using swirl rather than tumble (coupled with higher velocity in the incoming charge) [1]. These improvements were secured with the original central sparking plug position. It is likely that further benefit might be possible if two plugs were used – one in the existing position and another offset to one side – or even displacing both plugs to mirrored offset positions.

Inlet port geometry could be adjusted so that there was a different emphasis on specific flow regimes for each port – even differential valve sizes could be considered. Fig. 11 shows a comparison of the Mean Inlet Gas Velocities (MIGV) against engine speed for a layout with equi-sized inlet valves and for a layout with a significant difference in valve size – from which it can be seen that even higher gas velocities can be promoted at very low speed by using the smaller inlet valve, whilst maintaining this advantage without unacceptable pumping loss by switching to the larger valve as the engine speed increases. Ultimately, of course, both valves are used – and have the equivalent flow area to the original engine's valve arrangement. Of course, MIGV is only an approximate indicator for the kinetic energy

of the induced charge – but this does give an indication of capability absent from other systems.

Similarly, in addition to routing options for the exhaust ports, differential valve sizing could also be applied to the exhaust valves themselves. This would be an especially complex optimisation challenge and would be particularly benefitted by 1D analysis before committing to hardware – but much validation work could be completed on a single, confirming the software model's accuracy before application to multi-cylinder testing.

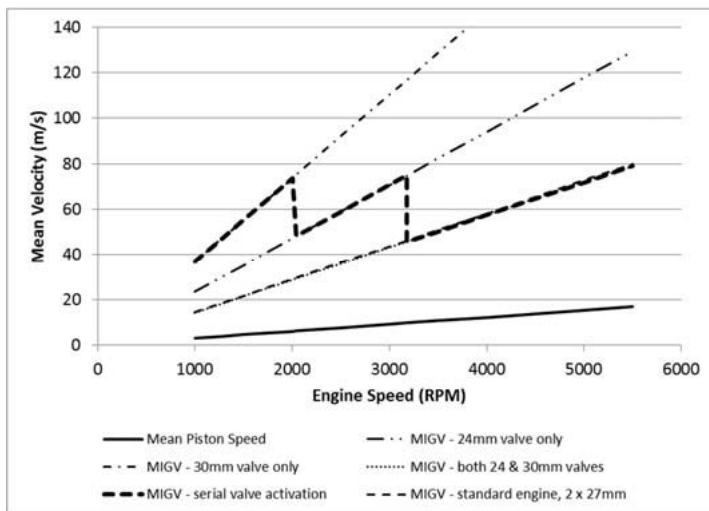


Fig. 11: Effect of using 1 x 30 mm and 1 x 24 mm inner seat dia inlet valves plus a serial valve switching strategy as compared with 2 x 27 mm valves (equivalent total area)

## 7. Conclusions

The flexibility offered by iVT equipped single cylinder research engines offers unprecedented opportunities for extending, improving and accelerating combustion research at a time when the industry most needs it. The wide availability of this technology both in single and multi-cylinder form to aid combustion development is timely. Clearly, engine calibration becomes an ever greater challenge as more control variables are made available. Exploring the effect of these variables in a single cylinder environment will accelerate understanding and therefore our ability to exploit these capabilities in order to meet the challenges of the coming years – and to demonstrate that an optimally engineered hybrid vehicle will, in the

medium term at least, have a lower “Dust to Rust” carbon footprint than is likely using pure BEV technologies.

Whilst this paper has concentrated on the availability and application of Camcon's iVT technology for single cylinder R&D engines, work continues on multi-cylinder applications with a view to eventual production applications. Fig. 12 shows a CAD model of the package for an inlet plus exhaust iVT installation on the Jaguar Land Rover Ingenium 4 cylinder engine. Note that, whilst package width is increased, the height, in comparison with the standard engine, is reduced. Fig. 13 shows a section through the cylinder head assembly showing the package of the iVT actuators and valve train into the cylinder head.



Fig. 12: 16 valve, 4 cylinder in-line iVT package – based on the Jaguar Land Rover Ingenium engine

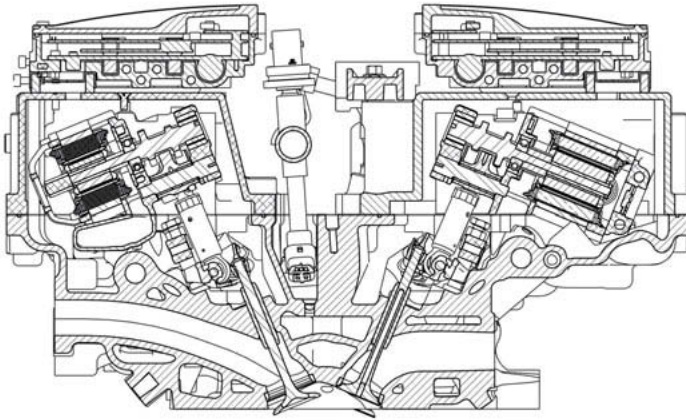


Fig. 13: 16 valve, 4 cylinder in-line iVT package - cross section through the cylinder head

The challenge facing the automotive industry at present is prodigious – whilst it is clear that pure internal combustion engine vehicles will lose market share rapidly over the coming years, there are many reasons why full electrification is decades away regardless of any CO<sub>2</sub> reductions. Therefore, the market for hybrids is likely to be very large – and it will be important that appropriate IC engines are not only available but re-optimised to permit even closer integration into the hybrid powertrain. The author does not believe that these engines will be simple range extenders but will be wide speed/load range engines even more highly developed than those we see today – iVT equipped research engines can contribute to the optimisation of those powertrains.

## References

- [1] Stone, R. D., Kelly, D., Geddes, J., Jenkinson, S.: Intelligent Valve Actuation – A Radical New Electro-Magnetic Poppet Valve Arrangement, Aachen Colloquium, 2017
- [2] Roth, D., Keller, P., Sisson, J.: Valve-Event Modulated Boost System, SAE 2010-01-1222
- [3] Roth, D. Becker, M.: Valve-Event Modulated Boost System: Fuel Consumption and Performance with Scavenge-Sourced EGR, SAE 1012-01-0705

# **Wirkungsgradvorteile beim Ottomotor unter Verwendung einernockenwellenlosen, vollvariablen Ventilsteuerung gegenüber gedrosseltem Betrieb**

## **Funktionsweise und Potenziale eines neuartigen elektrohydraulischen Ventiltriebs**

Dr. **Norbert Zsiga**, M.Sc. **Andyn Omanovic**, Dr. **Patrik Soltic**,  
EMPA Swiss Federal Laboratories for Materials Science and  
Technology, Dübendorf, Schweiz;  
Dipl.-Ing. **W. Schneider**,  
Wolfgang Schneider Ingenieurbüro, Thun, Schweiz

### **Kurzfassung**

Neben der Defossilisierung ist eine kontinuierliche Verbesserung von Verbrennungsmotoren ein Weg die CO<sub>2</sub> Emissionen von Fahrzeugen zu reduzieren. Variabilität im Ventiltrieb zusammen mit der Möglichkeit Zylinder abzuschalten ist dabei unerlässlich. Der „FlexWork“ Ventiltrieb bietet all diese Möglichkeiten trotz eines einfachen Betätigungsprinzips und eines geringen Eigenenergiebedarfs. In diesem Artikel wird zunächst das einlass- und auslassseitige Funktionsprinzip des Ventiltriebs detailliert beschrieben. Danach zeigen stationäre und transiente Messdaten das Potenzial des Ventiltriebs im befeuerten Betrieb auf. Schließlich wird noch die Verbrauchersparnis gegenüber dem gedrosselten Betrieb für ein Fahrzeug mit Stopp/Start System und für ein Hybridfahrzeug simuliert. In allen untersuchten Bereichen ergeben sich deutliche Vorteile bei Verwendung des FlexWork Ventiltriebs.

### **1. Einleitung**

Mit „FlexWork“ wurde an der Eidgenössischen Materialprüfungs- und Forschungsanstalt (Empa) in Zusammenarbeit mit dem Wolfgang Schneider Ingenieurbüro ein neuartiger einfacher, nockenwellenloser, vollvariabler Ventiltrieb entwickelt, dessen Eigenenergiebedarf geringer ist als der eines Nockentriebs. Einlass- und Auslassseitig können der Ventilhub und zylinderindividuell alle Steuerzeiten gewählt werden. Bei Ottomotoren ergeben sich bei variablen Ventiltrieben durch Entdrosselung und Zylinderabschaltung Wirkungsgradvorteile, bei Dieselmotoren kann die Variabilität zur Emissionsreduzierung beitragen. Das FlexWork Kon-

zept wurde an einem befeuerten Ottomotor aufgebaut und erfolgreich getestet. In diesem Artikel wird zunächst ausführlich die Funktion des Ventiltriebs vorgestellt. Im Anschluss wird eine Optimierungsprozedur für den stationären Ottomotorbetrieb vorgestellt und einige mit dem FlexWork Ventiltrieb erreichten Wirkungsgrade im Miller- und Atkinson-Zyklus diskutiert und mit dem gedrosselten Betrieb verglichen. Einige gemessene Lastsprünge zeigen das exzellente transiente Verhalten, die Motorlast kann von einer Verbrennung zur nächsten angehoben oder verringert werden. Schließlich werden noch Simulationsergebnisse gezeigt, wie groß die zu erwartende Verbrauchsreduktion in den Fahrzyklen NEFZ und WLTP durch den Einsatz des FlexWork Konzepts gegenüber dem gedrosselten Betrieb in einer Fahrzeugvariante mit Stopp/Start System und in einem Hybridfahrzeug ist.

## 2. Der FlexWork Ventiltrieb

Variabilität im Ventiltrieb ist seit geraumer Zeit der Wunsch der Motorentwickler um effizientere und emissionsärmere Brennverfahren, Lastregel- und Thermomanagementstrategien zu ermöglichen. In Serie wurden diverse Grade von Variabilität umgesetzt wie beispielsweise Phasenschieber, mechanische oder hydraulische Zwischenglieder oder die Umschaltung von Nockenprofilen. Vollvariable nockenwellenfreie Ventilbetätigungsmechanismen haben sich im Bereich von schnelllaufenden Motoren bislang nicht durchsetzen können [1], beispielsweise aufgrund von hoher Komplexität oder eines hohen Eigenenergiebedarfs. Der hier vorgestellte FlexWork Ventiltrieb ist deshalb mit dem Fokus auf minimale Komplexität, tiefen Eigenenergiebedarf und sicherer Betriebsweise entwickelt worden. Durch die Minimierung der Komplexität können Herstellungskosten verringert werden. Dazu gehören die Auswahl von herkömmlichen Materialien und das Vermeiden von sehr schneller und damit teurer Sensorik und Aktuatorik. Insbesondere bei der Auslegung von hydraulischen Schaltkomponenten ist darauf zu achten, dass diese nicht in Phasen hohen Durchflusses betätigt werden müssen. Damit lassen sich die bei Schaltvorgängen unvermeidlichen hydraulischen Drosselverluste minimieren ohne dafür auf extrem schnelle und teure Aktuatoren zurückgreifen zu müssen. Zudem verringern sich zugleich der Regelaufwand und der damit verbundene elektrische Energiebedarf. Damit das System sich auf dem Markt gegen die etablierten nockenwellen-basierten Ventiltriebe behaupten kann, muss das Gesamtsystem, von der Hydraulikversorgung bis hin zur benötigten Betätigungsenergie, effizient arbeiten.

Der hier vorgestellte Ventiltrieb FlexWork erfüllt die oben beschriebenen Bedingungen, unter anderem dank einer seriellen Anordnung von Rückschlagventilen. Zu- und Abfluss des Betriebsmediums, das Halten in der Endposition sowie auch Rekuperation werden durch den Einsatz dieser Rückschlagventile automatisch gesteuert. Dies hat zur Folge, dass die Anzahl

Aktuatoren gering gehalten werden kann und keine externe Überwachung und Regelung der Fluidströmung oder des Ventilhubes benötigt wird. Des Weiteren wurde eine weggesteuerte hydraulische Bremse umgesetzt, welche durch eine Querschnittverengung auf den letzten Zehntelmillimetern dazu führt, dass die Gaswechselventile automatisch abgebremst werden um schließlich sanft aufzusetzen.

Bei der Auslegung des Systems muss zwischen der Einlass- und der Auslassseite unterschieden werden. Die auslassseitigen Gaswechselventile müssen gegen einen erhöhten Brennraumdruck öffnen, während die einlassseitigen Gaswechselventile im saugmotorischen Betrieb nur gegen atmosphärischen Druck oder im aufgeladenen Betrieb maximal gegen den Differenzdruck zwischen Ladedruck und Abgasgegendruck öffnen müssen. Dieser Umstand führt dazu, dass einlass- und auslassseitig die hydraulischen Komponenten unterschiedlich verschaltet wurden, jedoch in beiden Fällen Lösungen für den automatischen Bewegungsablauf gefunden wurden.

Als Arbeitsmedium kommt im hier beschriebenen Demonstrator eine 50:50 Wasser-Ethylenglykol Mischung (BASF Glysantin G64), also gewöhnliches Motorkühlmittel, zum Einsatz. Dieses Medium bringt den Vorteil eines höheren E-Moduls von 28'000bar, verglichen mit Hydraulikölen, welche ein E-Modul im Bereich von 15'000-20'000bar aufweisen. Durch das weniger kompressible Fluid werden sogenannte kapazitive Verluste verringert, die beispielsweise dort entstehen, wo durch Einströmen von Fluid Drücke zunächst aufgebaut werden müssen, bevor mechanische Arbeit übertragen wird. Das verwendete Fluid hat noch den inhärenten Vorteil einer komplett ölfreien Auslegung des Zylinderkopfs. Dadurch eröffnet sich die Möglichkeit, das Motorenöl weniger stark mit Additiven zu versetzen, da die großen Flächenpressungen an den Nocken ausbleiben. Somit gelangen weniger Katalysatorgifte oder filterblockierende Asche über die Verbrennung ins Abgas, was wiederum die Lebensdauer der Abgasnachbehandlungseinrichtung verlängert.

## 2.1. Auslegung und Aufbau

Das Grundprinzip des Ventiltriebs – für Ein- und Auslassseite gleich – ist ein «asymmetrisches hydraulisches Pendel» wie in [2], welches als Feder-Masse-Schwinger beschrieben werden kann. Folglich hängt die Zeit für das Öffnen (Zeit von geschlossener Position bis Endhub) der Gaswechselventile  $T_{\text{öffnen}}$  von der Steifigkeit  $k$  der Gaswechselventilfedern und der Masse  $M_{\text{System}}$  aller bewegten Komponenten ab,

$$T_{\text{öffnen}} = \pi \cdot \sqrt{\frac{M_{\text{System}}}{k}}. \quad (1)$$

Aus Gleichung (1) folgt, dass diese Zeit (Öffnungszeit) unabhängig vom gewünschten Ventilhub und unabhängig von der Motordrehzahl ist. In diesem Projekt wurden die Gaswechselventilfedern mit einer Steifigkeit von 45N/mm je Feder (gegenüber konventionellen Nockenwellen mit ca. 16-19N/mm) so ausgelegt, dass die Öffnungszeit für die ca. 100g schwere bewegte Masse beider Gaswechselventile inklusive aller erforderlichen bewegten Teile 3.3ms beträgt. Dies entspricht bei einer Drehzahl von 5000U/min einer minimalen Öffnungsdauer (Öffnen und Schließen) von 210°KW, was der Auslegungspunkt für das realisierte System ist. Folglich wird durch die Auslegung von  $T_{\text{öffnen}}$  die Steilheit der Hubflanken im Zeitbereich bestimmt. So ergibt sich, dass bei hohen Drehzahlen (wie beim Auslegungspunkt) das Hubprofil der FlexWork getriebenen Gaswechselventile sich ähnlich zum Hubprofil vonnockengetriebenen Gaswechselventilen verhält. Bei tiefen Drehzahlen hingegen ergeben sich für FlexWork getriebene Gaswechselventile über dem Kurbelwinkel äußerst steile Öffnungs- und Schließflanken. Durch den Einsatz von steiferen Gaswechselventilfedern oder einer Verringerung der bewegten Masse wird  $T_{\text{öffnen}}$  verkürzt und somit die Öffnungs- und Schließflanken steiler. So könnte also bei Bedarf auch ein weiterer Motordrehzahlbereich abgedeckt werden.

In diesem Projekt wurden alle Gaswechselventilfedern mit einer Kraft von 150N vorgespannt. Damit kann gewährleistet werden, dass die einlassseitigen Gaswechselventile bis zu einem Druckunterschied (Saugrohr zu Brennraum) von 1bar nicht unbeabsichtigt öffnen. Da die Auslassventile beim hier verwendeten Motor serienmäßig kleiner als die Einlassventile dimensioniert sind, bleiben diese bei gleicher Vorspannung bis zu einem Druckunterschied (Krümmer zu Brennraum) von 1.3bar geschlossen. Der Durchmesser des Arbeitskolbens von 8mm wurde so gewählt, dass der geforderte maximale Ventilhub von 9mm bei einem moderaten hydraulischen Druck von 150bar erreicht wird.

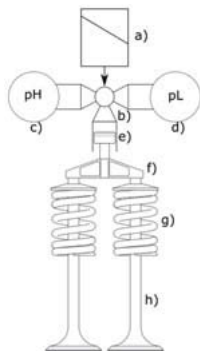


Bild 1: Schematische Darstellung des Ventiltriebs

Um Verschleiß und Geräuschentwicklung zu minimieren, muss das Gaswechselventil sanft aufsetzen. Diese Aufsetzbremse wurde im FlexWork Ventiltrieb so umgesetzt, dass, sobald ein gewisser Gaswechselventilhub unterschritten wird, es zu einer hydraulischen Querschnittsverengung kommt. Dabei verschleißt eine Steuerkante im Arbeitskolben den Hauptablassweg, sodass das verbleibende Fluid nur noch über eine Düse abströmen kann. Dies führt zu einer Druckerhöhung am Arbeitskolben und induziert folglich eine Bremswirkung. Düsengröße und Position der Steuerkante bestimmen Aufsetzgeschwindigkeit und Bremsdauer und können für Einlass und Auslass unabhängig ausgelegt werden und bleiben dann für alle Motordrehzahlen, Ventilhübe und Öffnungsdauern gleich.

Der FlexWork Ventiltrieb besteht im Kern aus den in Bild 1 beschriebenen Komponenten. Die Steuerung der Ventilöffnung erfolgt durch die Bestromung einer Magnetspule a). Dabei wird ein hydraulisches Schaltventil b) betätigt, wodurch Medium aus dem Hochdruckspeicher c) in den Arbeitsraum strömt. Der dort ansteigende Druck wirkt auf den Arbeitskolben e), welcher dadurch in Bewegung versetzt wird. Die Ventile werden in ihrer durch Rückschlagventile blockierten Endlage offen gehalten, solange die Magnetspule bestromt ist. Wird die Spule stromlos geschaltet, so initiieren die Gaswechselventilfedern g) den Schließvorgang. Dabei wird in einem ersten Schritt Medium, welches in der Endlage unter deutlich höherem Druck als der Speisedruck steht, in den Hochdruckspeicher rekuperiert und nach Abschluss der Rekuperation schließlich in den Niederdruckspeicher d) abgelassen um ein vollständiges Schließen der Gaswechselventile zu ermöglichen. Die Eigenheiten des hier allgemein beschriebenen Vorganges unterscheiden sich für den einlass- und auslasseitigen Ventiltrieb und werden in den entsprechenden nachfolgenden Kapiteln erläutert. Es werden folgende Begriffe zur Erklärung der hydraulischen Schaltung verwendet:

- Zuflusskanal: Lässt Medium vom Hochdruckniveau in den Arbeitsraum strömen, die Gegenrichtung wird durch ein Rückschlagventil versperrt.
- Rekuperationskanal: Lässt Medium vom Arbeitsraum in das Hochdruckniveau strömen, die Gegenrichtung wird durch ein Rückschlagventil versperrt.
- Ablasskanal: Lässt Medium vom Arbeitsraum in das Tiefdruckniveau strömen.

Der FlexWork Ventiltrieb wurde so ausgelegt, dass der Arbeitskolben auf eine Ventilbrücke f) drückt und dabei – um die Komplexität gering zu halten – zwei Gaswechselventile h) öffnet.

An dieser Stelle sei angemerkt, dass eine Einzelbetätigung aller Ventile ebenfalls möglich wäre, da aufgrund der hydraulischen Kraftübertragung das System beliebig konstruiert werden kann. Der gesamte Ventiltrieb wurde aus gewöhnlichen korrosionsbeständigen Stählen gefertigt. Lediglich die hydraulischen Steuerkanten in den Drehteilen wurden drahterodiert um die geforderten Toleranzen zu erfüllen. Die Laufbüchsen und Kolben wurden gehärtet, gehont respektive geschliffen und mit  $3\mu\text{m}$  Spiel gepaart. Die Toleranz wurde bewusst klein gehalten, um Leckagen des eingesetzten, dünnflüssigen Hydraulikfluids zu minimieren. Trotz der geringen Schmierfähigkeit der eingesetzten Wasser-Ethylenglykol Mischung konnten nach einer detaillierten Inspektion der Oberflächen nach rund einer Million Arbeitsspielen im befeuerten Betrieb keinerlei Gebrauchsspuren an Kolben oder Laufbüchsen festgestellt werden.

## 2.2. FlexWork Einlass

Im Nachfolgenden wird das Funktionsprinzip des einlassseitigen Ventiltriebs erläutert. Dabei wurden die einzelnen Schritte aufgeteilt in Öffnen, offen halten, Rekuperation und Schließen, und Aufsetzen.

### 2.2.1. Öffnen

Um den Öffnungsvorgang zu initiieren, wird die Magnetspule bestromt, welche wiederum das hydraulische Schaltventil betätigt. Das hydraulische Schaltventil besteht aus drei Komponenten: Ein frei beweglicher Stößel, ein auf dem Stößel gleitender Ablasskolben und ein Hauptventil. Zwischen Hauptventil und Stößel ist ein definierter Abstand vorgesehen, so dass bei der Ventilbetätigung der Stößel vorerst nur den Ablasskolben bewegt. Sobald der Ablasskolben den Ablasskanal verschließt, berührt der Stößel das Hauptventil. Ab diesem Zeitpunkt bewegen sich Stößel, Ablasskolben und Hauptventil gemeinsam weiter auf. Das Hauptventil öffnet den Kanal zwischen Arbeitsraum und Hochdruckspeicher. Dadurch kann Medium über ein zum Hauptventil seriell geschaltetes Rückschlagventil in den Arbeitsraum strömen. Folglich wird der Arbeitskolben mit der Kraft  $F_{hydr}$  beaufschlagt und die Gaswechselventile beginnen zu öffnen. Währenddessen fährt das gesamte Hydraulikventil weiter und verschließt in seiner Endposition angekommen den Rekuperationskanal.

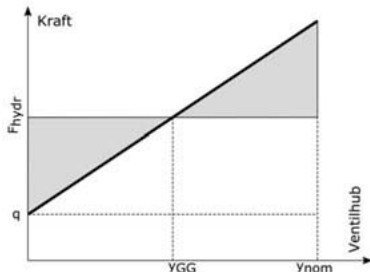


Bild 2: Kraft-Weg Diagramm Einlass

Das Diagramm in Bild 2 stellt die hydraulische Kraft zusammen mit der Federkraft gegenüber dem Gaswechselventilhub für ein idealisiertes System dar. Bei einem unendlich langsamen Bewegungsvorgang würde sich bei der Kraft  $F_{hydr}$  das statische Gleichgewicht mit der Gaswechselventilfederkraft  $F_F$

$$F_{hydr}(y_{GG}) = F_F(y_{GG}) = 2 \cdot (q + y_{GG} \cdot k) \quad (2)$$

einstellen, wobei  $q$  die Vorspannkraft und  $k$  die Federkonstante einer einzelnen Gaswechsel-

ventilfeder sind. Die Kraft  $F_{hydr}$  hängt vom eingestellten Druck im Hochdruckspeicher ab und muss über der Federvorspannung  $q$  liegen. Durch das unter Druck stehende Medium werden die Gaswechselventile stark beschleunigt. Bei  $y_{GG}$  ist sämtliche im Druck gespeicherte Energie (graues Dreieck) in kinetische Energie umgewandelt, was bedeutet, dass die Gaswechselventile in diesem Punkt ihre maximale Geschwindigkeit erreicht haben. Ab  $y_{GG}$  übersteigt die Federkraft  $F_F$  die hydraulische Kraft  $F_{hydr}$ , was zur Folge hat, dass die Gaswechselventile so lange abgebremst werden, bis keine kinetische Energie mehr zur Verfügung steht. Dabei wird die kinetische Energie wieder in potenzielle Energie in den Gaswechselventilfedern umgewandelt. Während dieser Zeit strömt Medium vom Hochdruckspeicher in den Arbeitsraum nach bis der nominelle Hub  $y_{nom}$  erreicht wird. In der idealisierten Betrachtung ist der nominelle Ventilhub aufgrund der Energieerhaltung genau doppelt so gross wie der Hub im Gleichgewichtspunkt  $y_{nom} = 2 \cdot y_{GG}$ . Das bedeutet, dass mit dem Druckniveau im Hochdruckspeicher der zu erreichende Ventilhub  $y_{nom}$  definiert wird. Sobald die Gaswechselventile ihre Endposition erreicht haben, verhindert ein Rückschlagventil das Abfließen des Fluids und hält die Gaswechselventile offen. Dies hat zur Folge, dass sich aufgrund der Gaswechselventilfederkräfte  $F_F$  im Arbeitsraum ein Druck grösser als der Speisedruck einstellt, während die Gaswechselventile offen gehalten werden. Aufgrund von kapazitiven und dissipativen Verlusten stellt sich im realen System dieser nominelle Hub nur näherungsweise ein.

### 2.2.2. Offen halten

Solange die Magnetspule bestromt und dadurch der Rekuperationskanal geschlossen ist, bleibt das System durch die Rückschlagventile gesperrt und kann nicht zum Gleichgewichtspunkt  $y_{GG}$  zurückschwingen. Die Öffnungsdauer der Gaswechselventile wird also durch die Dauer der Magnetbestromung definiert.

### 2.2.3. Rekuperieren und Schließen

Sobald die Magnetspule nicht mehr bestromt wird, bewegen sich, durch eine Feder angetrieben, Stößel und Hauptventil sehr schnell in ihre Ursprungsposition zurück. Durch das Zurückstellen des Hauptventils wird der Rekuperationskanal geöffnet und das Fluid aus dem Arbeitsraum kann aufgrund des durch die Federkraft  $F_F > F_{hydr}$  erhöhten Druckes in den Hochdruckspeicher rekuperiert werden. Analog zum Öffnungsvorgang überwiegt nun beim Schließvorgang die Federkraft  $F_F$  die hydraulische Kraft  $F_{hydr}$ , was dazu führt, dass die Gaswechselventile beschleunigt werden bis zum Gleichgewichtspunkt  $y_{GG}$ . Ab  $y_{GG}$  gilt  $F_F < F_{hydr}$ , was zu einer Abbremsung der Gaswechselventile führt. Bei  $y_{GG}$  ist die kinetische Energie maximal, was dazu führt, dass der Druck im Arbeitsraum immer noch das Hochdruckniveau überwiegt und somit die Rekuperation fortgesetzt wird. Da jedoch in realen Systemen Verluste auftreten, werden die Gaswechselventile zum Stillstand kommen, bevor sie gänzlich geschlossen sind. Ein Zurückschwingen der Gaswechselventile wird durch ein weiteres Rückschlagventil im Rekuperationskanal verhindert. Um einen Stillstand zu vermeiden, muss bei Rekuperationsende der Ablasskanal geöffnet werden, wodurch das verbleibende Fluid aus dem Arbeitsraum in den Niederdruckspeicher strömen kann. Da das System ein Feder-Massen-Schwinger mit gegebener Eigenfrequenz ist, ist die Dauer der möglichen Rekuperation für jeden Betriebspunkt gleich lang. Daher wird der Ablasskolben durch ein Rückschlagventil in seiner Bewegung zeitlich gesteuert. Der Ablasskolben wird in seiner Rückbewegung gebremst und bewegt sich dementsprechend langsamer als Hauptventil und Stößel. Die Bremswirkung wird durch das Rückschlagventil wie folgt erzeugt: Beim Öffnen nimmt der Stößel den Ablasskolben mit und das vom Kolben verdrängte Fluid strömt ungehindert über das Rückschlagventil; beim Schließen wird der Stößel vom Hauptventil zurückgestellt, der Ablasskolben hingegen ist schwimmend auf dem Stößel gelagert und durch das sperrende Rückschlagventil in seiner Rückbewegung gehindert, da das verdrängte Fluid durch eine Düse strömt. Die Größe der Düse und somit das Ausmaß der Bremswirkung ist eine Frage der Auslegung. Einmal ausgelegt, bewegt sich der Ablasskolben immer mit derselben Geschwindigkeit zurück, d.h. es kommt in jedem Betriebspunkt zur maximalen Rekuperation und anschließend zur vollständigen Schließung der Gaswechselventile. Diese zeitliche Steuerung wird also komplett mechanisch umgesetzt und benötigt zur Funktion weder Sensorik noch Aktuatorik.

### 2.2.4. Aufsetzen

Wie eingangs beschrieben, wird durch eine weggesteuerte Querschnittsverengung das Gaswechselventil vor dem Aufsetzen abgebremst. Diese hydraulische Bremse stellt sicher, dass

die Gaswechselventile in jedem Betriebspunkt sanft aufsetzen. Auch hier wird zur Funktion weder Sensorik noch Aktuatorik benötigt.

### 2.3. FlexWork Auslass

Im Gegensatz zur Einlassseite, müssen die auslassseitigen Gaswechselventile so ausgelegt werden, dass sie selbst bei einem Brennraumdruck von 10bar sicher öffnen können. Bei der Auslassseite ist zudem nicht ausgeschlossen, dass beispielsweise aufgrund von Zündaussetzern der Druck bei Auslass öffnet anders als erwartet ist. Auch diese Situation muss sicher abgefangen werden können. Die Problematik besteht darin, dass  $F_{hydr}$  weitaus grösser sein muss als einlassseitig, um gegen den erhöhten Brennraumdruck öffnen zu können. Nach der Öffnung des Auslassventils fällt der Brennraumdruck ab, doch die nun eigentlich unnötig hohe Kraft  $F_{hydr}$  liegt weiter an, da es nicht möglich ist, die Hydraulik in so einem kurzen Zeitrahmen verlustarm nachzuregeln. Folglich würden gemäß der Auslegung des einlassseitigen Ventiltriebs die Gaswechselventile bei jeder Betätigung bis zu einem mechanischen Anschlag, in diesem Fall die Blocklänge der Gaswechselventilfedern, öffnen. Da dies keine akzeptable Lösung ist, wird auf der Auslassseite eine angepasste hydraulische Strategie angewendet.

#### 2.3.1. Öffnen

Analog zum Einlass wird auch beim Auslass die Gaswechselventilöffnung durch die Bestromung der Magnetspule initiiert. Dabei wird ein dreiteiliges hydraulisches Schaltventil betätigt, welches ebenfalls aus einem frei beweglichen Stößel, einem auf dem Stößel gleitenden Ablasskolben und einem Hauptventil besteht. Zwischen Hauptventil und Stößel ist ein definierter Abstand, so dass bei der Ventilbetätigung der Stößel vorerst nur den Ablasskolben bewegt, welcher damit den Ablasskanal verschließt. Danach nimmt der Stößel das Hauptventil mit, welches den Kanal zwischen Hochdruckspeicher und Arbeitsraum frei gibt und Fluid über eine im Arbeitskolben eingebaute Steuerkante einströmen lässt. Der Arbeitskolben wird mit der Kraft  $F_{hydr}$  beaufschlagt und die Gaswechselventile beginnen zu öffnen. Solange die Steuerkante freigegeben ist, kann Medium nachfließen. Sobald aber die Steuerkante durch den grösser werdenden Hub der Gaswechselventile verschlossen wird, wird der Zufluss des Mediums aus dem Hochdruckspeicher unterbrochen. Damit die Gaswechselventile dadurch nicht zum Stillstand kommen, ist ein Rückschlagventil verbaut, welches erlaubt, dass Medium aus dem

Niederdruckspeicher nachgesaugt wird, solange die kinetische Energie nicht vollständig in potenzielle Federenergie umgewandelt wurde. In Bild 3 ist das Kraft-Weg-Diagramm für den

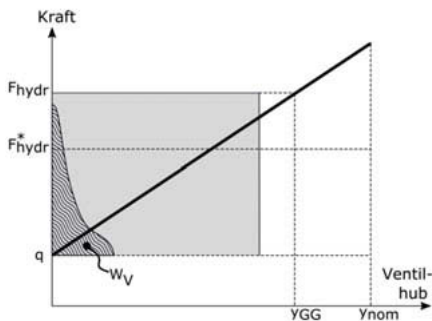


Bild 3: Kraft-Weg Diagramm Auslass

Auslass dargestellt, analog zu Bild 2.

$F_{hydr}^*$  bezeichnet die Kraft, welche im einlassseitigen Ventiltrieb aufgebracht wird, um die Gaswechselventile bis  $y_{nom}$  zu öffnen und ist hier zu vergleichszwecken aufgetragen.  $W_V$  bezeichnet die unvermeidlich dissipative Verlustarbeit (welcher auch Nockenwellensysteme unterworfen sind), welche aufgebracht werden muss, um die Gaswechselventile gegen einen erhöhten Brennraumdruck zu öffnen.

Der Verlauf der Fläche  $W_V$  entspricht dem Druckverlauf im Brennraum. Im Falle von  $W_V = 0$  erreichen beide Systeme, Einlass und Auslass, denselben Ventilhub  $y_{nom}$ , da die ins System eingebrachte Energie in beiden Fällen identisch ist. Für den gezeigten Fall  $W_V > 0$  würde es mit dem Einlasssystem nicht zu einer Öffnung der Gaswechselventile kommen, da mit  $F_{hydr}^*$  der Brennraumdruck nicht überwunden werden kann. Andererseits, würde das Einlasssystem mit der erhöhten Kraft  $F_{hydr}$  betrieben werden, so würden die Gaswechselventile weit über  $y_{nom}$  hinaus fliegen, da sich der Brennraumdruck in relativ kurzer Zeit abbaut und somit schließlich zu viel hydraulische Energie im Arbeitsraum verfügbar wäre.

Anders als im einlassseitigen System wird der Gaswechselventilhub im auslassseitigen System nicht über das Hochdruckniveau sondern über die Position der Steuerkante im Arbeitskolben gesteuert. Dafür wurde der Arbeitskolben mit einer schräg-verlaufenden Steuerkante versehen und drehbar gelagert, so dass durch Verdrehung mit einem Schrittmotor die Steuerkante verstellt werden kann. Durch die Verdrehung des Arbeitskolbens ändert sich der Zeitpunkt der Strömungsunterbrechung und somit der nominale Ventilhub  $y_{nom}$ . Der Druck im Hochdruckspeicher ist so gewählt, dass eine Öffnung der Gaswechselventile in jedem Betriebspunkt, bei jedem Brennraumdruck, möglich ist.

Analog zum Einlasssystem wird die Federkraft die hydraulische Kraft übersteigen  $F_F > F_{hydr}$ , was nach Erreichen des nominellen Ventilhubes  $y_{nom}$  zu einem Druckanstieg im Arbeitsraum führt. Anders als im Einlasssystem, ist der Rekuperationskanal ständig offen. Ein Rückschlagventil erlaubt dabei nur den Fluss vom Arbeitsraum in den Hochdruckspeicher, nicht umge-

kehrt. Folglich wird das Medium direkt in den Hochdruckspeicher rekuperiert, und die Gaswechselventile schwingen zurück in die Gleichgewichtsposition  $F_{hydr}(y_{GG}) = F_F(y_{GG})$ , wo sie stehen bleiben. Es sei angemerkt, dass im Falle des Auslasssystems sich die Gleichgewichtsposition, je nach Position der Steuerrante und des Hochdruckniveaus, viel näher an dem nominalen Ventilhub  $y_{nom}$  befindet als im Einlasssystem, wo  $y_{nom} = 2 \cdot y_{GG}$  gilt. Deswegen wurde darauf verzichtet, das rekuperierende Zurückschwingen zu verhindern.

### 2.3.2. Offen halten

Solange die Magnetspule bestromt ist, bleiben die Gaswechselventile offen.

### 2.3.3. Rekuperieren und Schließen

Sobald die Magnetspule deaktiviert wird, bewegen sich Hauptventil und Stößel, durch eine Feder angetrieben, in ihre Ursprungspositionen zurück und das Hauptventil verschließt den Zuflusskanal. Der Ablasskolben wiederum ist schwimmend auf dem Stößel gelagert und wird in der Rückbewegung durch ein Rückschlagventil behindert, analog zum Einlasssystem. Der Ablasskolben öffnet während eines kurzen Zeitfensters den Ablasskanal, wodurch der Druck im Arbeitsraum abfällt und somit die Gaswechselventile zu Schließen beginnen. Sobald die Gaswechselventile genügend beschleunigt wurden, verschließt der Ablasskolben, immer noch in der Rückbewegung, den Ablasskanal für eine kurze Dauer. Dies führt zu einem Druckanstieg im Arbeitsraum, welcher den Druck im Hochdruckspeicher übersteigt. In Folge davon, werden die Gaswechselventile abgebremst und es kann ein weiteres Mal Medium rekuperiert werden. Anschließend, wenn der Ablasskolben seine Ursprungsposition erreicht hat, ist der Ablasskanal wieder geöffnet und das restliche Medium fließt ab, so dass die Gaswechselventile gänzlich schließen können. Ähnlich wie beim Einlasssystem, wird aufgrund der konstanten Periodizität des Feder-Massen-Schwingers das Bewegungsprofil des Ablasskolbens fix ausgelegt, wobei in allen Betriebspunkten eine maximale Rekuperationsrate erzielt werden kann. Die zeitliche Steuerung konnte auch hier komplett mechanisch umgesetzt werden und benötigt zur Funktion keine Sensorik oder Aktuatorik.

### 2.3.4. Aufsetzen

Die sanfte Abbremsung erfolgt wie auf der Einlassseite. Auch hier wird zur Funktion weder Sensorik noch Aktuatorik benötigt.

## 2.4. Energiebedarf

Der Energiebedarf eines elektrohydraulischen Ventiltriebs lässt sich in mechanische Leistung der Pumpe zur Hydraulikversorgung und in elektrische Leistung zur Speisung der Magnetspulen auftrennen. Die benötigte mechanische Leistung eines Hydraulikmoduls im Betrieb eines 4-Takt Motors berechnet sich zu

$$P_{Hydr} = \Delta p_{Hydr} \cdot \dot{V}_{Hydr} = \Delta p_{Hydr} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_{AK}^2 \cdot y \cdot \frac{1 - \eta_{Rek}}{\eta_{Pump}} \cdot \frac{n_{Mot}}{2 \cdot 60} \quad (3)$$

Dabei ist  $\Delta p_{Hydr}$  die Druckdifferenz zwischen dem hohen und dem tiefen Druckniveau,  $d_{AK}$  der Durchmesser des Arbeitskolbens,  $y$  der maximale Hub während eines Ventilöffnungsvorgangs,  $\eta_{Rek}$  die hydraulische Rekuperationsrate,  $\eta_{Pump}$  der Wirkungsgrad der Hydraulikpumpe und  $n_{Mot}$  die Motordrehzahl. Der Reibmitteldruck kann ausgedrückt werden als

$$p_{mr,Hydr} = \frac{P_{Hydr}}{\frac{n_{Mot}}{2 \cdot 60} \cdot V_h} = \Delta p_{Hydr} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_{AK}^2 \cdot y \cdot \frac{1 - \eta_{Rek}}{\eta_{Pump}} \cdot \frac{1}{V_h} \quad (4)$$

$V_h$  bezeichnet das Hubvolumen des Motors, die Drehzahlabhängigkeit entfällt. Die Druckdifferenz  $\Delta p_{Hydr}$  ist auf der Einlassseite eine Funktion des Gaswechselventilhubes, auf der Auslassseite hingegen ist die Druckdifferenz konstant. Damit folgt, unter der Annahme, dass die Rekuperationsrate und die Pumpeneffizienz konstant sind, dass der Reibmitteldruck lediglich von Gaswechselventilhub abhängt. Aus dem Funktionsprinzip der Einlass- und Auslassseite geht hervor, dass der Energiebedarf einlassseitig quadratisch und auslassseitig linear mit dem Gaswechselventilhub einhergeht.

Der elektrische Teil des Ventiltriebs wurde aus verfügbaren marktüblichen Bauteilen zusammengestellt und ist daher noch nicht auf einen geringen elektrischen Energiebedarf optimiert. Die Versorgungsspannung der Endstufen zur Ansteuerung der Magnetspulen beträgt 24V. Für jede Magnetspule wird in der Öffnungsphase ein Boost-Strom von ca. 20A für eine Dauer von 1.5ms benötigt. In der darauffolgenden Phase ist ein deutlich geringerer Haltestrom von ca. 5.6A für die Magnetspulen der Einlassseite und 3.7A für die Magnetspulen der Auslassseite erforderlich. Dieser Haltestrom fließt entsprechend der Öffnungsdauer der Gaswechselventile. Für den Rest des Zyklus sind die Magnetspulen stromlos.

In Bild 4 ist links der Reibmitteldruck des Ventiltriebs (Einlassseite und Auslassseite zusammen) über dem effektiven Mitteldruck  $p_{me}$  für eine Drehzahl von 2000U/min aufgetragen und rechts beispielhaft einige dazu gehörende, gemessene Ventilhubkurven abgebildet. Ein konservativer Wirkungsgrad von  $\eta_{Pump} = 0.85$  für die Hydraulikpumpe wurde dabei berücksichtigt. Zum Vergleich ist ein Reibmitteldruck von 0.25bar für den konventionellen Nockenwellenrieb aufgetragen, was den Ergebnissen aus [3] im befeuerten Betrieb entspricht. In [3] wurde das

Reibmoment im befeuerten Betrieb an den Nockenwellen gemessen und das Öffnen des Auslassventils gegen Zylinderdruck als relevanter Anteil identifiziert. In der Literatur veröffentlichte Werte sind oft für den geschleppten Betrieb ohne Berücksichtigung dieses Effekts. Es sei an dieser Stelle außerdem darauf hingewiesen, dass in [3] lediglich das direkt an der Nockenwelle aufgewendete Drehmoment analysiert wird. Steuerkette resp. Riementrieb, sowie jegliche heutzutage üblichen Zusatzelemente wie Phasenschieber sind in diesen 0.25bar Reibmitteldruck nicht eingerechnet.

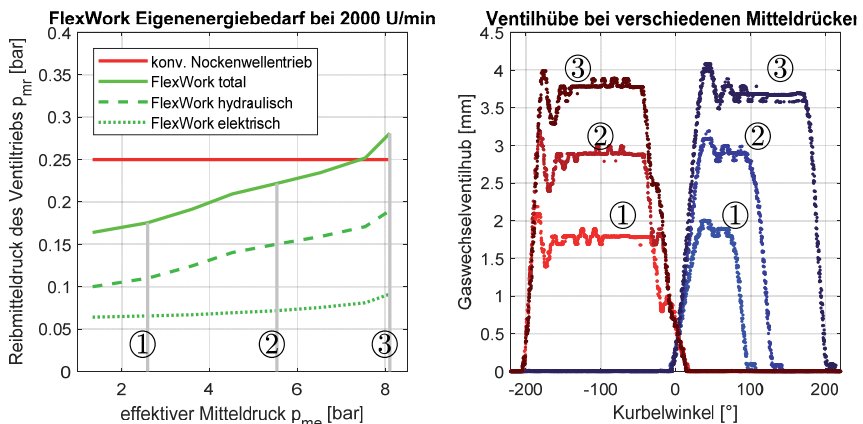


Bild 4: Reibmitteldruck des Ventiltriebs und Ventilhubkurven

Wie eingangs beschrieben, kann der Energiebedarf des hier vorgestellten Ventiltriebs in einen elektrischen und einen hydraulischen Teil aufgeteilt werden. Es ist ersichtlich, dass sowohl der elektrische als auch der hydraulische Energiebedarf des FlexWork Ventiltriebs zusammen mit der Motorlast zunehmen. Auf der elektrischen Seite liegt der Grund dafür darin, dass die Einlassventile länger offen gehalten, respektive die Spulen länger bestromt werden müssen, um eine größere Füllung zu erreichen. Der Energiebedarfsanstieg auf der hydraulischen Seite resultiert aus dem für höhere Lasten grösser gewählten Gaswechselventilhub.

Es ist hervorzuheben, dass der FlexWork Ventiltrieb fast im gesamten saugmotorischen Lastbereich einen ähnlichen oder niedrigeren Eigenenergiebedarf als eine konventionelle Nockenwelle hat. Typischerweise muss bei einer Erhöhung der Variabilität im Ventiltrieb geprüft werden, wie stark die gewonnen Vorteile im Ladungswechsel durch einen höheren Eigenenergiebedarf des Ventiltriebs reduziert werden. Beim FlexWork Ventiltrieb kommt zusätzlich zur Ef-

fizienzsteigerung durch die Entdrosselung noch der geringere Eigenenergiebedarf des Ventiltriebs zum Tragen. Bei tiefen Drehzahlen weist der FlexWork Ventiltrieb äußerst steile Gaswechselventilöffnungs- und –schließflanken auf, was dazu beiträgt, dass ein geringer Ventilhub von 2-4mm ausreicht, um sehr geringe Ladungswechselverluste in der Teillast zu erreichen.

## 2.5. Zusammenfassung des FlexWork Ventiltriebs

Mit FlexWork wurde ein vollvariabler elektrohydraulischer Ventiltrieb entwickelt, dessen Einfluss auf den befeuerten Motorbetrieb untersucht wird. Der Gaswechselventilhub wird auf der Einlassseite über die Wahl eines Hydraulikdruckniveaus, auf der Auslassseite durch eine mittels Schrittmotor verstellbare Zuflusskantensteuerung bestimmt. Öffnungs- und Schließzeitpunkte sind unabhängig vom Gaswechselventilhub frei einstellbar. Das Hubprofil der FlexWork angetriebenen Gaswechselventile entspricht bei hohen Drehzahlen demjenigen eines nockengetriebenen Gaswechselventils, weist jedoch bei tiefen Drehzahlen kurbelwinkelbezogen weit aus steilere Öffnungs- und Schließflanken auf. Das Öffnen, das Halten in der Endlage, das Schließen inklusive Rekuperation und sanftem Aufsetzen funktionieren mechanisch und benötigen keinerlei externe Sensorik oder Aktuatorik. Die Steuerung der Gaswechselventilbetätigung fällt mit der Bestromung einer Magnetspule pro Aktuator äußerst simpel und kostengünstig aus. Zur Regelung der Öffnungs- und Schließzeitpunkte müssen lediglich die Zeitpunkte des Bestromungsstarts und des Bestromungsendes variiert werden. Zudem reicht wenig Sensorik, wie z.B. Drucksensoren für die Hochdruckniveaus der Hydraulik und Hallsensoren zur Bestimmung der Öffnungs- und Schließzeitpunkte, für den motorischen Betrieb aus. Eine Messung des Ventilhubs ist für den Betrieb nicht erforderlich. Darüber hinaus kann die Bauhöhe zukünftiger Zylinderköpfe niedriger gehalten werden, da die hydraulische Kraftübertragung entsprechende Freiheitsgrade in der Konstruktion mit sich bringt. Die Fertigung beschränkt sich auf konventionelle Methoden und es werden keinerlei kostenintensive Materialien benötigt. Bis auf wenige Materialbehandlungen wie Härten oder Honen, wurde alles von der hauseigenen Werkstatt an der Empa gefertigt. Das Potenzial zur Umsetzung zur Serienreife durch einen OEM oder einen Zulieferer ist daher durchaus gegeben.

Nach dieser detaillierten Vorstellung des Funktionsprinzips des Ventiltriebs und seinen wichtigsten Eigenschaften gehen wir im Rest dieses Berichts auf die zahlreichen Vorteile im Verbrennungsmotorischen Betrieb ein. Nicht nur kann der Ottomotor damit entdrosselt betrieben werden, sondern es können ganz neue Betriebsstrategien wie Zylinderabschaltung oder Taktschaltung ohne Mehraufwand implementiert werden. Die große Flexibilität des Ventiltriebs und der geringe Eigenenergiebedarf ermöglichen deutliche Wirkungsgradsteigerungen.

### 3. Experimenteller Aufbau und Ergebnisse

Der Versuchsmotor ist ein Volkswagen 1.4 TSi (EA111) Vierzylinder Ottomotor, welcher im Originalzustand sowohl durch einen Roots- wie auch durch einen Turbolader aufgeladen wird. Der Turbolader wurde nicht aufgebaut, da das Hauptinteresse der Untersuchungen dem Teillastbetrieb gilt. Der Kompressor ist allerdings weiterhin verbaut und kann z.B. für einen möglichen Zweitaktbetrieb ein positives Spülgefälle bereitstellen. Um den Betrieb mit Turbolader emulieren zu können ist auch eine Abgasstauklappe verbaut. Des Weiteren ist zu erwähnen, dass es sich um einen Benzindirekteinspritzmotor handelt. Der einfacheren ersten Inbetriebnahme halber wurden allerdings Gasinjektoren nachgerüstet und der Motor wird zurzeit als Erdgasmotor mit Saugrohreninblasung betrieben.

Das Projekt wird bislang nicht in Kooperation mit OEM Partnern durchgeführt. Der Motor und der Ventiltrieb werden komplett mit einer auf dSpace MicroAutoBox basierenden Rapid-Prototyping-Umgebung gesteuert und geregelt. Dieser Ansatz ermöglicht ein Höchstmaß an Flexibilität um alle notwendigen Funktionalitäten sicherzustellen und alle Sensoren und Aktuatoren auszulesen und anzusteuern. Ein externes Hydraulikaggregat, welches unabhängig vom Motor betrieben werden kann, stellt die Fluidversorgung bereit. Eine serientaugliche Hydraulikversorgung, wie beispielsweise eine vom Motor direkt angetriebene Pumpe, welche die beiden Druckniveaus bereitstellt, stand nicht im Fokus dieses Projekts, wäre aber mit vergleichsweise kleinem Aufwand umsetzbar. Zur Überwachung der Funktion der einzelnen Zylinder sind am Prüfstand Magnetband-Hubsensoren der Firma ELGO Electronic verbaut. Bild 5 zeigt ein Foto des Prüfstandsbaus. Zu sehen sind im Vordergrund die Hydrospeicher zur Dämpfung von Druckwellen und links die Magnetspulen der Einlassseite, welche auf den Hydraulikmodulen montiert sind. Im Hintergrund rechts sind Magnetspulen und Hydraulikmodule der Auslassseite zu sehen. Die Magnetspulen sind auf Polrohre aufgesteckt, deren Ausrichtung so gewählt ist, dass für den Demonstratorbetrieb eine möglichst einfache Montage/Demontage möglich ist. Die Bauhöhe kann durch eine optimierte Anordnung noch deutlich verringert werden.

Zur Bestimmung von Wirkungsgraden ist einerseits die Bestimmung der Zufuhr der chemischen Energie nötig, andererseits die Erfassung von Motorlast, Energiebedarf des Ventiltriebs und Motorreibung. In diesem Projekt wird der Erdgasmassenstrom mittels eines Coriolis Durchflussmessers bestimmt. Der untere Heizwert des verwendeten Erdgases ist durch eine Gasanalyse mittels eines Prozessgaschromatographen stets genau bekannt. Der Motor hat in jedem Zylinder einen wassergekühlten, piezoelektrischen Drucksensor zur Bestimmung der indizierten Mitteldrücke verbaut. Der elektrische Energiebedarf der Magnetspulen für den Ven-

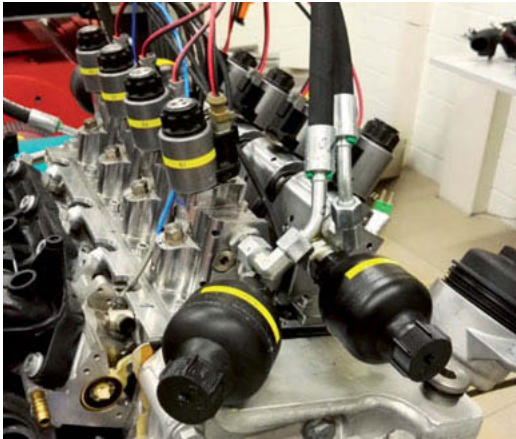


Bild 5: Experimenteller Aufbau des Demonstrators  
dieser beiden Betriebsarten vorgestellt.

tiltrieb hängt lediglich von der Bestromungsdauer ab und wurde mit einer Stromzange einmalig gemessen und als Kennlinie hinterlegt. Der hydraulische Energiebedarf wird über Messung von Drücken und Volumenströmen erfasst.

Mit diesem Aufbau und diesem Ventiltrieb können sowohl stationäre Betriebspunkte als auch der transiente Motorbetrieb getestet und optimiert werden. Im Folgenden werden Ergebnisse

### 3.1. Optimierungsprozedur für stationären Motorbetrieb

Mit dem FlexWork Ventiltrieb stehen sechs Parameter für die Optimierung des Motorbetriebs zur Verfügung. Der Ventilhub kann jeweils für die Einlass- und Auslassseite getrennt gewählt werden, darüber hinaus können Öffnungs- und Schließzeitpunkt der Gaswechselventile (zylinderindividuell) verstellt werden. Diese sechs Parameter sind unabhängig voneinander wählbar. In allen Betriebsarten mit Miller- oder Atkinson-Laststeuerung bleibt die Drosselklappe voll geöffnet und die Last wird lediglich durch Variabilitäten der Ventilsteuerung eingestellt.

Um erste Optimierungen des Wirkungsgrades in einigen Betriebspunkten vornehmen zu können, wurde eine Optimierungsprozedur angewendet, die im Folgenden beschrieben wird. Aus Simulationen ist bekannt, dass ein gewisser, Betriebspunktabhängiger Einlassventilhub nötig ist, um eine bestimmte Motorlast mit geringen Ladungswechselverlusten und möglichst gutem Wirkungsgrad darzustellen. Die Wahl des Zeitpunktes Einlass schließt wirkt sich sehr stark auf

die Motorlast aus und wird verwendet, um den effektiven Mitteldruck auf den gewünschten Wert zu regeln. Dies beiden Parameter Einlassventilhub und Einlass schließt werden also nicht optimiert, sie stellen Randbedingungen dar. Die Optimierungsparameter sind

1. Hub der Auslassventile
2. Zeitpunkt Auslass öffnet
3. Ventilüberschneidung

Vereinfachend werden nur Ventilüberschneidung symmetrisch zum Gaswechsel-OT (GOT) untersucht, d.h. Auslass schließt und Einlass öffnet sind jeweils gleich viele °KW nach/vor GOT. Diese beiden Parameter werden also in einem Schritt optimiert.

Um den Wirkungsgrad direkt vergleichen zu können, ist es absolut notwendig, dass stets die gleiche Motorlast erreicht wird. Der verwendete Regler passt den Zeitpunkt Einlass schließt so an, dass unter Berücksichtigung des Energiebedarfs des Ventiltriebs stets der gewünschte effektive Mitteldruck resultiert. Die Motorlast berechnet sich zu:

$$p_{me} = p_{mi,HD} - p_{mi,GW} - p_{mr,GM} - p_{mr,Hydr} - p_{mr,Elek} \quad (5)$$

Wobei  $p_{me}$  der effektive Mitteldruck des Motors ist,  $p_{mi,HD}$  die Hochdruckschleife und  $p_{mi,GW}$  die Ladungswechselschleife des Zylinderdruckverlaufs darstellen. Die Reibung setzt sich zusammen aus dem Reibmitteldruck des Grundmotors  $p_{mr,GM}$ , sprich der mechanischen Reibung ohne den Ventiltrieb, und den Reibmitteldrücken, die sich aus der hydraulisch und elektrisch benötigten Energie  $p_{mr,Hydr}$  und  $p_{mr,Elek}$  zur Ventilbetätigung ergeben.

Die drei Optimierungsschritte werden nacheinander durchgeführt. Zunächst wird der Auslassventilhub optimiert, danach der Zeitpunkt Auslass öffnet und anschließend die Ventilüberschneidung. Der nachfolgende Optimierungsschritt wird mit den zuvor als optimal befundenen Parametern durchgeführt.

### 3.1.1. Ausführungsbeispiel

Im Betriebspunkt 3000U/min,  $p_{me} = 4.5\text{bar}$  werden Ergebnisse mit Miller Steuerzeiten gezeigt und diskutiert. Alle Messungen werden mit  $\lambda = 1$  und einer wirkungsgradoptimalen Schwerpunkttafel von 8°KW nach Zünd-OT (ZOT) durchgeführt.

#### 3.1.1.1. Optimierung des Auslassventilhubs

Der linke Subplot in Bild 6 zeigt das Ergebnis einer Variation des Optimierungsparameters „Auslassventilhub“. Bis zu einem Hub von 3.2mm steigt der effektive Wirkungsgrad an, danach fällt er wieder ab. Grund hierfür ist der mit dem Hub zunehmende Energiebedarf der Hydraulik der Auslassseite. Zunächst steigt mit einer Huberhöhung der indizierte Wirkungsgrad an, da

die Gaswechselerarbeit abnimmt. Ab einem bestimmten Ventilhub ändert sich dieser aber kaum noch, die hydraulischen Verluste (Einlass und Auslassseite zusammen) hingegen steigen in diesen Messungen linear von 0.10 bar auf 0.14 bar an. Für eine wirkungsgradoptimale Wahl des Auslassventilhubs ist der Energiebedarf des Ventiltriebs also relevant. Das Optimum für diese Drehzahl und Last beträgt 3.2mm Auslassventilhub. Für die weiteren Optimierungen wird dieser Auslassventilhub verwendet.

#### **3.1.1.2. Optimierung des Zeitpunktes Auslass öffnet**

Der Zeitpunkt Auslass öffnet (Gaswechselventilhub grösser als 0.25mm) hat einen sehr großen Einfluss auf den indizierten Wirkungsgrad. Ein zu frühes Öffnen der Auslassventile führt zu großen Verlusten in der erreichbaren Expansionsarbeit (so genannte „blow-down“ Verluste), ein zu spätes Öffnen der Ventile führt zu einer Erhöhung der Ausschiebearbeit. Anders als bei mechanischen Ventiltrieben führt eine Änderung des Zeitpunktes Auslass öffnet nicht zu einer Änderung in der Ventilüberschneidung. Der mittlere Subplot in Bild 6 zeigt, dass das Optimum in diesem Betriebspunkt bei einem Auslass öffnet von  $10^\circ$  vor UT liegt. Grund dafür ist, dass der indizierte Wirkungsgrad bei diesem Öffnungszeitpunkt maximal ist. Gleichzeitig ist der hydraulische Energiebedarf des Ventiltriebs über alle Messungen praktisch unverändert. Die kürzere Bestromungsdauer bei spätem Auslass öffnet verringert den elektrischen Energiebedarf des Ventiltriebs nur um 0.01bar über den gezeigten Bereich. Der indizierte Wirkungsgrad hingegen ändert um bis zu 0.8Prozentpunkte von den Rändern zum Optimum. Für die Optimierung der Auslass öffnet Steuerzeit spielt der Energiebedarf des Ventiltriebs demnach nur eine untergeordnete Rolle.

#### **3.1.1.3. Optimierung der Ventilüberschneidung**

Durch die Wahl der Ventilüberschneidung kann die im Brennraum verbleibende Restgasmenge verändert werden. Dies hat Auswirkungen auf den Ladungswechsel und auf die Verbrennung. Der Zeitpunkt Auslass öffnet bleibt in diesen Untersuchungen konstant auf dem Wert der vorhergehenden Optimierung. Der Zeitpunkt Einlass schließt wird ebenfalls unabhängig der Ventilüberschneidung weiterhin so geregelt, dass der effektive Mitteldruck konstant gehalten wird. Der rechte Subplot in Bild 6 zeigt, dass für negative Ventilüberschneidungen der Wirkungsgrad abnimmt. Grund dafür ist eine hohe Ladungswechselerarbeit. Mit zunehmender Ventilüberschneidung wird der Ladungswechsel besser und der indizierte Wirkungsgrad steigt bis zu einem gewissen Punkt an. Eine weitere Erhöhung der Ventilüberschneidung führt wieder zu einer Abnahme des indizierten Wirkungsgrades, da es zu Spülverlusten kommt.

Obwohl eine längere Ventilüberschneidung zu längeren Öffnungsdauern der Einlass- und Auslassventile führt, steigt der gesamte elektrische Energiebedarf in dieser Messreihe lediglich um 0.012 bar an. Der indizierte Wirkungsgrad steigt um über einen Prozentpunkt an, was hier der dominante Effekt ist.

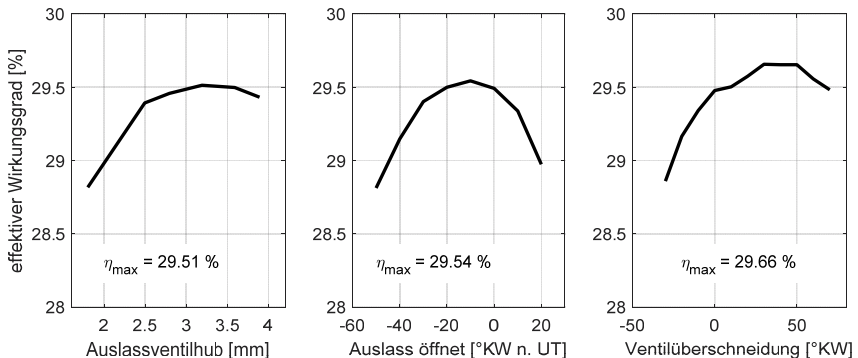


Bild 6: Parametervariationen bei der Optimierungsprozedur

Es kann zusammenfassend festgehalten werden, dass Änderungen im Ventilhub einen relevanten Einfluss auf den Energiebedarf des Ventiltriebs haben, während Änderungen in den Steuerzeiten eine untergeordnete Rolle spielen. Die hier gezeigten Ergebnisse sollen vor allem beispielhaft aufzeigen, welche Optimierungsmöglichkeiten mit diesem Ventiltrieb zur Verfügung stehen.

Anmerkungen: Eine Änderung des Einlassventilhubs führt ebenfalls – wie auch eine Änderung des Auslassventilhubs – zu einer relevanten Änderung des hydraulischen Energiebedarfs. Es ist daher nicht a priori klar, welcher optimale Einlassventilhub für einen bestimmten effektiven Mitteldruck zu wählen ist. Darüber hinaus müssten streng genommen diese Optimierungsschritte mehrmals hintereinander durchgeführt werden, da nicht von Vorneherein klar ist, ob/wie sich eine Änderung eines Parameters auf die Lage des Optimums der anderen Parameter auswirkt. Auf weitere Durchläufe wurde bei diesen Untersuchungen aus Zeitgründen verzichtet.

Mit dieser Optimierungsprozedur wurde der Betrieb mit dem FlexWork Ventiltrieb für die folgenden Betriebspunkte optimiert:

- 3000U/min, 4,5bar  $p_{me}$ , 4-Zylinder Betrieb, Miller Steuerzeiten
- 3000U/min, 4,5bar  $p_{me}$ , 4-Zylinder Betrieb, Atkinson Steuerzeiten
- 2000U/min, 4,5bar  $p_{me}$ , 4-Zylinder Betrieb, Miller Steuerzeiten

- 2000U/min, 4.5bar  $p_{me}$ , 4-Zylinder Betrieb, Atkinson Steuerzeiten
- 2000U/min, 2.0bar  $p_{me}$ , 4-Zylinder Betrieb, Miller Steuerzeiten
- 2000U/min, 2.0bar  $p_{me}$ , 2-Zylinder Betrieb, Miller Steuerzeiten

Die Ergebnisse dieser Optimierungen werden im folgenden Abschnitt gezeigt und untereinander verglichen, außerdem ist auch ein Vergleich zum Motorbetrieb mit Drosselklappe aufgezeigt. Darüber hinaus werden noch weitere Betriebspunkte bei niedriger Last im 2-Zylinder Betrieb, welcher mit dem FlexWork System ohne Mehraufwand umgesetzt werden kann, gezeigt.

### 3.2. Experimentelle Optimierungsergebnisse

Zunächst wird am Betriebspunkt 2000U/min, 4.5bar  $p_{me}$  der Miller- und Atkinson-Betrieb mit dem gedrosselten Betrieb verglichen. Im gedrosselten Betrieb wird der Saugrohrdruck, in den anderen beiden Betriebsarten der Zeitpunkt Einlass schließt geregelt, um genau die gewünschte Last zu erreichen. Bild 7 zeigt die doppellogarithmischen pV-Diagramme dieser drei Betriebsarten.

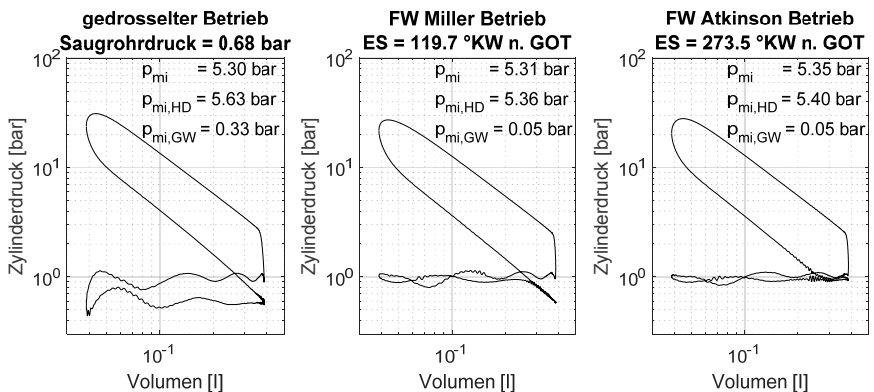


Bild 7: pV-Diagramme verschiedener Betriebsarten

Der linke Subplot zeigt den gedrosselten Betrieb, bei welchem die Ladungswechselschleife klar erkennbar ist. Der Saugrohrdruck für diesen Betriebspunkt beträgt 0.68bar woraus Ladungswechselverluste  $p_{mi,GW}$  von 0.33bar resultieren. Die beiden anderen pV-Diagramme zeigen den Miller-Betrieb und den Atkinson-Betrieb. Bei beiden ist die Drosselklappe komplett geöffnet und die Lastregelung erfolgt über den Zeitpunkt Einlass schließt. In beiden Fällen

betragen die Ladungswechselverluste lediglich 0.05bar. Beim Vergleich von Miller- und Atkinson-Betrieb fällt auf, dass im Atkinson-Fall ein leicht höheres  $p_{mi}$  erforderlich ist für das gleiche  $p_{me}$ . Grund dafür ist, dass hier die Einlassventile deutlich länger offen gehalten werden (mehr als doppelt so lang) und daher einen etwas höheren elektrischen Energiebedarf haben. Der Wirkungsgrad und die Motorreibung für die verschiedenen Betriebsarten und Betriebspunkte sind in Tabelle 1 aufgeführt. Die Motorlast und die Reibungsanteile sind entsprechend Gleichung (5) aufgeteilt. Der von der Nockenwelle/Steuerkette verursachte Reibmitteldruck wird  $p_{mr,VT,NW}$  genannt.

Tabelle 1: Wirkungsgrade und Verluste der verschiedenen Betriebsarten

Betriebspunkt und -art	$p_{me}$ [bar]	$p_{mi,HD}$ [bar]	$p_{mi,GW}$ [bar]	$p_{mr,GM}$ [bar]	$p_{mr,Hydr}$ [bar]	$p_{mr,Elek}$ [bar]	$p_{mr,VT,NW}$ [bar]	$\eta_{eff}$ [%]	CO <sub>2</sub> -Einsparung [%]
3000U/min, 4.5bar $p_{me}$									
Drosselklappe	4.51	5.93	0.43	0.85	-	-	0.25	28.23	0
FlexWork Miller	4.49	-	-	0.84	0.13	0.05	-	29.66	4.82
FlexWork Atkinson	4.51	-	-	0.85	0.16	0.09	-	29.92	5.65
2000U/min, 4.5bar $p_{me}$									
Drosselklappe	4.50	5.63	0.33	0.64	-	-	0.25	28.62	0
FlexWork Miller	4.50	5.36	0.05	0.64	0.16	0.08	-	30.57	6.39
FlexWork Atkinson	4.50	5.40	0.05	0.64	0.15	0.13	-	30.18	5.17
2000U/min, 2bar $p_{me}$									
Drosselklappe	2.01	3.16	0.41	0.56	-	-	0.25	20.90	0
FlexWork Miller	2.02	2.77	0.05	0.56	0.11	0.06	-	24.04	13.06
2000U/min FlexWork 2-Zylinderbetrieb, diverse Lasten									
2bar, Miller	2.01	5.42 (0)	0.09 (0.07)	0.56	0.09	0.04	-	26.37	20.74
1.5bar, Miller	1.50	4.38 (0)	0.09 (0.07)	0.54	0.06	0.04	-	24.07	-
1bar, Miller	1.00	3.29 (0)	0.06 (0.04)	0.53	0.06	0.04	-	19.99	-

Die Verbrauchseinsparungen ergeben sich jeweils im Vergleich zum gedrosselten Vierzylinder Betrieb bei der entsprechenden Motorlast und Drehzahl. Die Zahlen in Klammern in der Spalte FlexWork 2-Zylinderbetrieb beziehen sich auf die deaktivierten Zylinder.

Die hier gezeigten Ergebnisse verdeutlichen, dass mit dem FlexWork Ventiltrieb bei niedrigen bis mittleren Lasten sehr deutliche Verbrauchsvorteile erzielt werden können. Durch Entdrosselung einerseits, durch Zylinderabschaltung andererseits ergeben sich Vorteile von bis zu 20.74% bei 2000 U/min und 2 bar  $p_{me}$ .

Zur Einordnung dieser Wirkungsgrade muss im Hinterkopf behalten werden, dass das Verdichtungsverhältnis mit  $\epsilon=10$  für einen mit Erdgas betriebenen Motor sehr gering ist. Maßnahmen zur Verbesserung der Strömungseigenschaften (z.B. eine Tumbleklappe) wurden ebenfalls nicht verwendet für die gezeigten Messungen. Es besteht also noch Potenzial um die Wirkungsgrade weiter zu verbessern, doch die Maximierung des Wirkungsgrades für den verwendeten Motor stand nicht im Fokus der hier beschriebenen Arbeiten.

Für den stationären Betrieb ergeben sich durch die Variabilität des Ventiltriebs darüber hinaus weitere Optimierungsmöglichkeiten. An der saugmotorischen Volllast können die Steuerzeiten für eine maximale Füllung und damit einen bestmöglichen Volllastmomentenverlauf für jede Drehzahl separat gewählt werden. Im aufgeladenen Betrieb kann eine Erhöhung des Ladedrucks in Verbindung mit einem frühen Einlass schließt die Klopfneigung verringern. Darüber hinaus kann eine Taktänderung erfolgen; der 2-, 6- oder 8-Takt Betrieb sind auch möglich mit diesem Ventiltrieb. Anpassungen in der Zündfolge – beispielsweise aus akustischen Gründen – sind durch Anpassungen in der Software einfach umsetzbar. Mit einer flachen Kurbelwelle könnte beispielsweise zwischen der gewöhnlichen Zündfolge 1-3-4-2 und einer Big-Bang-Zündfolge 14-23-X-X gewechselt werden. Diese Themen sind unter anderem Gegenstand zukünftiger Untersuchungen. Neben diesen deutlichen Vorteilen im stationären Betrieb ergeben sich durch den FlexWork Ventiltrieb auch Vorteile im transienten Betrieb, wie im folgenden Abschnitt gezeigt wird.

### 3.3. Weitere experimentelle Ergebnisse: transienter Motorbetrieb

Die Motorlast wird hauptsächlich durch die beiden Parameter Einlassventilhub (Hydraulikdruck Einlass) und Einlass schließt bestimmt [4]. Jede Motorlast kann durch eine entsprechende Wahl dieser beiden Parameter (sowie optimal gewählter Werte für Auslassventilhub, Auslass öffnet und Ventilüberschneidung) dargestellt werden. Der Farbverlauf in Subplot a) von Bild 8 zeigt welche indizierte Motorlast  $p_{mi}$  sich in Abhängigkeit von Hydraulikdruck Einlass (Einlassventilhub) und Einlass schließt bei einer Motordrehzahl von 2000 U/min einstellt. Gestrichelt ist in diesem Subplot der optimale Lastschnitt (OLS) eingetragen. Mit dieser Kombination an

Hub und Einlass schließt kann die entsprechende Motorlast mit bestem Wirkungsgrad bereitgestellt werden. Im stationären Betrieb werden Hub und Dauer also stets so gewählt, dass der Betriebspunkt auf dieser Linie liegt. Im hochtransienten Betrieb muss, aufgrund der für Druckniveaue Anpassungen benötigten Zeit, diese Betriebslinie für eine schnelle Lastanpassung kurzzeitig verlassen werden.

Subplot a) zeigt in schwarz und in grau zwei verschiedene transiente Vorgänge. In grau dargestellt sind Sprünge in der Solllast von 4.5-8.5 und 8.5-4.5bar  $p_{mi}$ . In schwarz dargestellt sind gefilterte Änderungen der Solllast von 3-7-8-9 und 9-5-4-3bar  $p_{mi}$ . Subplots b) und d) zeigen jeweils Sollwert und gemessenen Istwert für Hydraulikdruck und Einlass schließt Zeitpunkt für die Lastsprünge. Der Hydraulikdruck kann nicht beliebig schnell erhöht werden, vor allem, wenn Hydrospeicher zur Abdämpfung von Druckwellen eingesetzt werden. Die beim Demonstrator verwendeten Hydrospeicher sind mit 75ccm tendenziell zu groß, waren aber die kleinsten kurzzeitig verfügbaren Speicher. Der kurzzeitige Mangel an Ventilhub kann mit einem entsprechend gewählten Einlass schließt Zeitpunkt kompensiert werden (transiente Kompensation). Subplot d) zeigt deutlich, wie der Zeitpunkt Einlass schließt zunächst später ist als stationär erforderlich und dann – während der Hydraulikdruck (Einlassventilhub) ansteigt – entsprechend wieder reduziert wird. Zum besseren Verständnis: Subplots b) und d) zeigen jeweils über der Zeit wie Einlass schließt und Hydraulikdruck sich verändern, in Subplot a) ist lediglich die Änderung von Hydraulikdruck über dem Einlass schließt Zeitpunkt aufgetragen und nicht über der Zeit. Die grauen Marker zeigen jeweils wann eine Verbrennung stattfindet. In diesem Subplot ist deutlich zu sehen, dass für die ungefilterte Laständerung ausschließlich Verbrennungen mit 4.5bar  $p_{mi}$  oder mit 8.5bar  $p_{mi}$  stattfinden, keine dazwischen.

Subplot c) zeigt die Dauer von der Sollwertänderung bis zur erreichten Erhöhung des indizierten Mitteldrucks. Es ist deutlich zu sehen, wie das  $p_{mi}$  jedes einzelnen Zylinders von einer Verbrennung auf die nächste von 4.5bar auf 8.5bar springt. Welcher Zylinder als erster die Last erhöht, ergibt sich zufällig aus dem Zeitpunkt der Sollwertänderung. Die Totzeit zwischen der Änderung des Sollwerts und dem Anstieg im  $p_{mi}$  resultiert aus der diskreten Arbeitsweise des Motors. Eine Umdrehung ist nötig vom Ansaugtakt mit späterem Einlass schließt und Einblasung der erhöhten Kraftstoffmasse bis zum Arbeitstakt. Eine halbe Umdrehung früher muss das neue Signal verarbeitet werden. Die Totzeit der Laständerung beträgt also insgesamt 1.5Umdrehungen (45ms bei 2000U/min). Ein

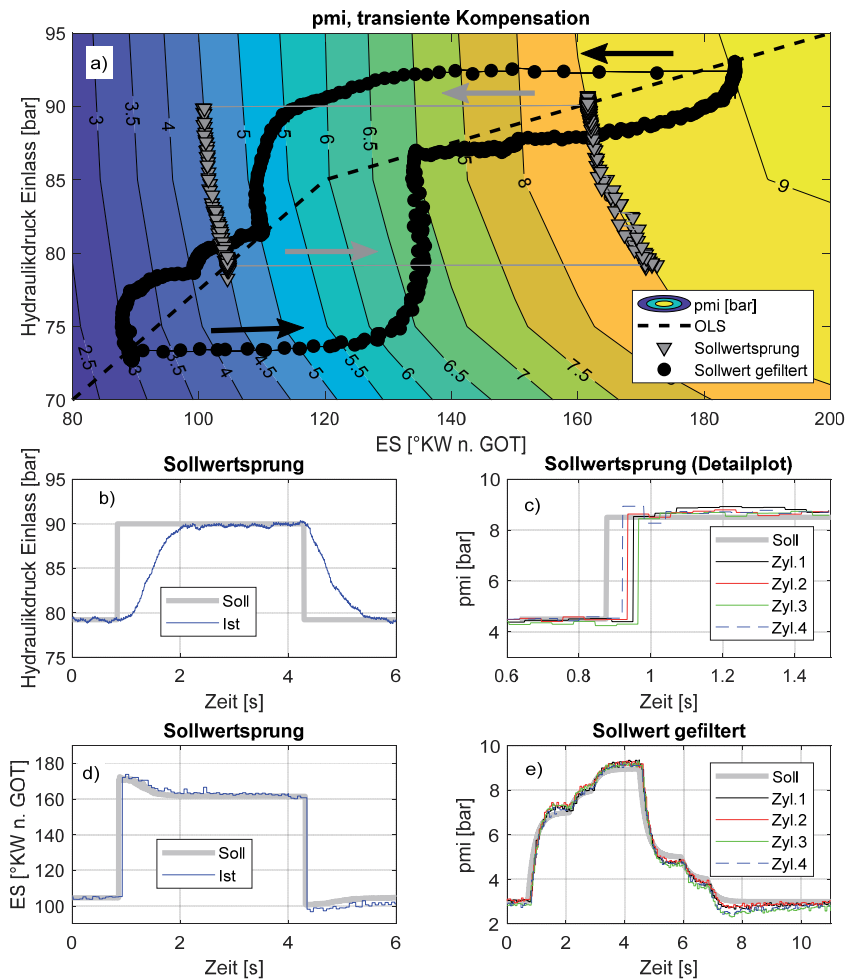


Bild 8: Transienter Motorbetrieb mit dem FlexWork Ventiltrieb

Lastabwurf funktioniert analog dazu. Dieses Vorgehen ist prinzipiell auf gleiche Weise auch für den Atkinson Betrieb möglich.

Mit dem FlexWork Ventiltrieb sind also extrem schnelle Lastwechsel möglich. Falls solche schnelle Änderungen nicht erwünscht sind, kann die Laständerung beliebig verlangsamt werden, was in Subplot e) beispielhaft dargestellt ist. Eine Sollwertänderung wird hier tiefpassgefiltert, die Istwerte folgen dem Sollwert problemlos. In Subplot a) ist dies auch dargestellt, die schwarzen Punkte zeigen jede einzelne Verbrennung während der Laständerung. Es ist deutlich zu sehen, dass hier die Last nicht sprunghaft ändert, sondern einige Verbrennungen geschehen, bis die geforderte Last erreicht ist. Andere Arten der Filterung wie beispielsweise Drehmomentrampen sind ebenfalls möglich, es muss lediglich der Sollwertverlauf softwareseitig angepasst werden, alles Weitere wird automatisch umgesetzt.

Alle erforderlichen Messungen für die Bedatung der Vorsteuerung beschränken sich auf stationär gemessene Kennfelder. Hier gezeigte Messergebnisse wurden ohne weiteren Applikationsaufwand erreicht. Bei den Lastsprüngen blieben trotz einer einfachen Regelstrategie kurzzeitige Abweichungen im  $\lambda$  kleiner als 10%, bei den gefilterten Sollwertänderungen kleiner als 5%.

#### 4. Simulationsergebnisse Hybridisierung

Die sich stetig verschärfenden CO<sub>2</sub> Grenzwerte führen mit großer Wahrscheinlichkeit zu einer deutlichen Ausweitung hybrider Antriebsstränge. So kann beispielsweise die kinetische Energie beim Bremsen zu einem großen Teil zurückgewonnen werden. Durch eine Hybridisierung werden darüber hinaus verbrennungsmotorische Betriebspunkte mit schlechtem Wirkungsgrad durch eine Lastpunktverschiebung gemieden oder phasenweise gänzlich durch den elektrischen Betrieb substituiert. Daher drängt sich die Frage auf, ob die Verwendung eines derartigen Ventiltriebs im Zusammenspiel mit der Hybridisierung überhaupt noch Vorteile bringen kann. Zu diesem Zweck wurde ein Simulationsmodell erstellt, welches mit Messdaten vom Prüfstand parametrisiert wurde.

Das Modell beinhaltet zwei Motormodelle eines Gasmotors mit Saugrohreninblasung und einem Hubraum von 1.4 Litern, eines für den gedrosselten Betrieb und eines für den FlexWork Betrieb. Bei letzterem kann optional bei niedrigen Motorlasten auf den Zweizylinderbetrieb gewechselt werden. Als Fahrzeug wurde das EU-Referenzfahrzeug verwendet mit einem Rollwiderstandsbeiwert von 0.01, einem cw-Wert von 0.3, einer Stirnfläche von 2.2 m<sup>2</sup> und einer Fahrzeugmasse von 1370 kg. Des Weiteren kann mit dieser Fahrzeugkonfiguration die Stopp/Start Funktion erfüllt werden. Die Masse des Hybridfahrzeugs, welches über eine Batteriekapazität von 1.5 kWh und eine elektrische Leistung von 25 kW verfügt ist um 100 kg höher angesetzt. Die Wirkungsgrade von Leistungselektronik und Elektromotor sind in Kennfeldern hinterlegt, die Verluste der Batterie ergeben sich über ihren Innenwiderstand abhängig vom

Strom [5]. Es wird jeweils die mittels Dynamic Programming gefundene, verbrauchsoptimale Betriebsstrategie verwendet [6]. Bild 9 zeigt die simulierte Reduktion der CO<sub>2</sub> Emissionen in den Fahrzyklen NEFZ und WLTP für den gedrosselten Betrieb, den FlexWork Betrieb im Vierzylinder Modus und FlexWork mit Zylinderabschaltung. Ziel dieser Untersuchungen ist es, die Unterschiede zwischen den Betriebsarten zu untersuchen.

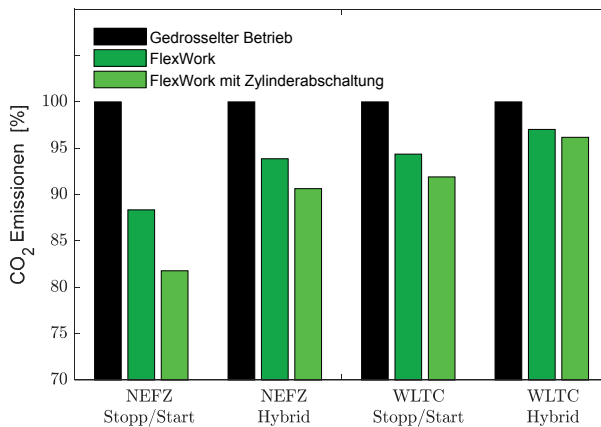


Bild 9: Relative CO<sub>2</sub> Emissionen der verschiedenen Betriebsarten und Fahrzeugkonfigurationen

Diese Ergebnisse zeigen, dass unter Verwendung des FlexWork Ventiltriebs stets deutliche Einsparungen möglich sind. In allen Fällen ist es vorteilhaft, wenn der Zweizylinderbetrieb bei geringen Lasten verwendet wird, was mit dem FlexWork Ventiltrieb ohne zusätzlichen Aufwand realisiert werden kann. Im Betrieb ohne

Hybridisierung werden die die größten relativen Einsparungen erzielt, im NEFZ größere Einsparungen als im WLTP. Das liegt einerseits daran, dass der Wirkungsgrad bei geringen Lasten mit dem FlexWork Ventiltrieb deutlich besser ist als im gedrosselten Betrieb und andererseits, dass im NEFZ Betriebspunkte mit sehr niedriger Last viel öfter vorkommen. Aber selbst im WLTP, wo Betriebspunkte mit derart niedriger Last seltener vorkommen ist noch eine Reduktion der CO<sub>2</sub> Emissionen von 8.1% (5.6%) mit (ohne) Zylinderabschaltung möglich.

Im Hybridfahrzeug hält dieser Trend weiterhin an. Der Vergleich zeigt, dass die CO<sub>2</sub> Emissionen gegenüber dem Hybridfahrzeug mit gedrosselter Lastregelung mit dem FlexWork Hybridfahrzeug im NEFZ zusätzlich um 9.4% (6.1%) verringert werden können. Im WLTP betragen die Einsparungen 3.8% (3.0%). Einerseits liegt das daran, dass beim FlexWork Hybridfahrzeug ein höherer mittlerer Motorwirkungsgrad erreicht wird, da alle Teillastwirkungsgrade höher sind als beim Hybridfahrzeug mit gedrosseltem Motorbetrieb. Andererseits wird in der optimalen Betriebsstrategie des FlexWork Hybridfahrzeugs die Betriebspunktverschiebung weniger häufig eingesetzt, wodurch geringere elektrische Verluste aufgrund niedrigerer Ströme entstehen.

Anmerkung: Wird ein höherer Spitzenwirkungsgrad in der Simulation verwendet, verringern sich zwar sämtliche CO<sub>2</sub> Emissionswerte, die Unterschiede zueinander bleiben jedoch praktisch unverändert. Simulationen eines Mittelklassefahrzeugs mit einer Masse 1500/1600kg und 2Litern Hubraum zeigen, dass sich hier noch größere Ersparnisse mit dem FlexWork Ventiltrieb für alle gezeigten Szenarien erzielen lassen.

## 5. Zusammenfassung

An der Empa wurde in Zusammenarbeit mit dem Wolfgang Schneider Ingenieurbüro ein elektrohydraulischer Ventiltrieb für die Einlass- und Auslassseite entwickelt, der eine sehr große Flexibilität mit einem sehr einfachen, energieeffizienten Prinzip kombiniert. Der Hub ist einlass- und auslassseitig getrennt verstellbar, die Öffnungs- und Schließzeitpunkte der Gaswechselventile sind zylinderindividuell wählbar. Der Ventiltrieb kommt mit einfacher Sensorik und Aktuatorik aus, da die Bewegungsabläufe jeweils automatisch ablaufen. Daraus resultieren eine einfache Herstellung und dennoch eine enorm große Flexibilität zur Optimierung des Motorbetriebs.

Erste Messreihen an einem Ottomotor zeigen, dass unter Verwendung des Miller- oder Atkinson Zyklus eine Wirkungsgradsteigerung gegenüber dem gedrosselten Betrieb erreicht werden kann. Im Betriebspunkt 2000U/min, 2bar  $p_{me}$  kann ein Wirkungsgrad von 24.0% erreicht werden, was eine Verbesserung von 13.1% gegenüber dem gedrosselten Betrieb darstellt. Mit Zylinderabschaltung steigt der Wirkungsgrad in diesem Betriebspunkt sogar auf 26.4% an, was eine Verbesserung von 20.7% gegenüber dem gedrosselten Vierzylinderbetrieb bedeutet. Diese Vorteile werden auch dadurch ermöglicht, dass der Ventiltrieb einen sehr geringen Eigenenergiebedarf hat. Hier ist einerseits durch weitere Verbesserungen in der Optimierungsprozedur und andererseits durch eine Anhebung des Verdichtungsverhältnisses von momentan  $\varepsilon=10$  mit weiteren Wirkungsgraderhöhungen zu rechnen.

Über den stationären Betrieb hinaus konnte gegenüber der Lastregelung mit Drosselklappe ein deutlich verbessertes Ansprechverhalten des Motors gemessen werden. Durch eine Anpassung der Einlass schließt Steuerzeit kann die Motorlast von einer Verbrennung auf die nächste signifikant erhöht werden. Sämtliche gezeigten transienten Messresultate beruhen lediglich auf der Verwendung stationär gemessener Kennfelder. Sowohl hinsichtlich Ansprechverhalten, als auch hinsichtlich Einfachheit in der Applikation übertrifft der Motorbetrieb mit dem FlexWork Ventiltrieb demnach den gedrosselten Betrieb.

Obwohl der größte Vorteil im Wirkungsgrad bei niedrigen bis mittleren Lasten erreicht wird, ergeben sich bei Anwendungen in Hybridfahrzeugen dennoch deutliche Vorteile. Selbst bei

einer sehr geringen Batteriegröße von 1.5kWh ist im Hybridfahrzeug eine Verringerung der CO<sub>2</sub> Emissionen durch Entdrosselung und Zylinderabschaltung von 3.8%-9.4% möglich.

Das System ermöglicht viele weitere Anpassungen in der Betriebsart wie beispielsweise eine Änderung der Zündfolge (Big-Bang Zündfolge) oder 2,-6,-8-Takt Betrieb; alles Möglichkeiten, welche Gegenstand zukünftiger Untersuchungen sein werden.

Darüber hinaus ist die Nutzung am Dieselmotor zur Verringerung von Emissionen, die Umsetzung von HCCI-Brennverfahren, das Verwenden von neuartigen Aufladekonzepten oder eine Motorbremsfunktion für Nutzfahrzeuge mit diesem Ventiltrieb ebenfalls denkbar.

### **5.1. Danksagungen**

Wir möchten uns an dieser Stelle beim Schweizerischen Bundesamt für Energie für die finanzielle Unterstützung im Rahmen des FlexWork Projektes und bei unseren Technologiepartnern Mubea, Elgo Electronic, Hydac, Bieri-Hydraulik, und BASF bedanken. Unser Dank geht auch an Herrn Bernhard Rüst, der die Arbeiten zu variablen Ventiltrieben mit einer Vielzahl guter Ideen angestoßen und mit umfangreichen Recherchen zum Stand der Technik unterstützt hat. Ebenso bedanken wir uns beim Bildungs- und Forschungsfond des Verbandes der Schweizerischen Schmierstoffindustrie, welche erste Vorarbeiten finanziert hatte.

- [1] Kirsten, K., "How much and what kind of variabilities in valvetrains of combustion engines are necessary in times of down-sizing, hybrids and range-extender?" 11. Internationales Stuttgarter Symposium "Automobil- und Motorentechnik", 2011
- [2] Battistoni, M., Foschini, L., Postrioti, L., and Cristiani, M., "Development of an Electro-Hydraulic Camless VVA System," SAE Technical Paper, 2007-24-0088, 2007
- [3] Mufti, R., & Priest, M., "Effect of cylinder pressure on engine valve-train friction under motored and fired conditions". *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 226(4), 306–314, 2012
- [4] Zsiga, N., Soltic, P., Schneider, W., „FlexWork – Lastregelung bei einem Motor mit elektrohydraulischem, vollvariablem Ventiltrieb,“ 11. MTZ-Fachtagung Ladungswechsel und Emissionierung, Stuttgart 2018
- [5] <http://www.idsc.ethz.ch/research-guzzella-onder/downloads.html>, abgerufen am 1.4.2019
- [6] Sundström, O., Ambühl, D. and Guzzella, L., "On implementation of dynamic programming for optimal control problems with final state constraints," *Oil & Gas Science and Technology*, 2009

# Strukturierung von Gleitflächen zur Optimierung von Nockengegenläufer Kontakten

**Jonas Förster**, Schaeffler Technologies AG & Co. KG, Herzogenaurach

## Kurzfassung

Der Trend zur Verwendung von Motorölen niedriger Viskositätsklassen und längeren Wechselintervallen stellt die Komponenten des Ventiltriebs hinsichtlich Reibung und Verschleiß vor Herausforderungen. Ein wesentlicher Faktor zur Auslegung von tribologischen Systemen ist die Gestaltung der Oberflächenrauheit und -struktur. Aufgrund der Variantenvielfalt von Strukturen lässt sich der Einfluss auf die Tribologie durch Versuche alleine nicht erfassen. Deshalb wurde ein EHD-Simulationsmodell entwickelt, um diese Effekte bei der Auslegung zu berücksichtigen.

Am Beispiel des Kontaktes Nocken zum Tassenstößel wird das EHD-Simulationsmodell zur Bewertung von hochbelasteten Kontakten vorgestellt. Damit ist es möglich den Einfluss von Oberflächenstrukturen auf tribologisch relevante Zielgrößen zu untersuchen. Dazu muss das Simulationsmodell die Mischreibung durch Superposition von hydrodynamischen Druck und Festkörperkontaktdruck abbilden, um valide Aussagen zu Reibverlusten zu treffen. Die erforderlichen Kennfelder für die Kontaktdruckkurve werden in einem Preprocessing-Schritt auf Basis gemessener Oberflächen-Rauheiten erstellt. Der Einfluss von Druck und Scherrate auf die Ölviskosität wird berücksichtigt. Ein Vergleich der Simulationsergebnisse mit Schmierfilmmessungen von Tribometer-Versuchen mit strukturierten Oberflächen zeigt eine sehr gute, quantitative Übereinstimmung. Die Verformungen im Kontakt werden korrekt abgebildet.

Die Methode wurde genutzt, um für den Kontakt Nocken-Tassenstößel die Bereiche mit kritischen Schmierbedingungen zu identifizieren. Für diese Bereiche wird der Einfluss von Oberflächenstrukturen auf die Schmierungsbedingungen untersucht und optimale Strukturen abgeleitet.

## Einleitung

Der Trend zur Verwendung von Motorölen niedriger Viskositätsklassen und längeren Wechselintervallen stellt die Komponenten des Ventiltriebs hinsichtlich Reibung und Verschleiß vor Herausforderungen. Ein wesentlicher Faktor zur Auslegung von tribologischen Systemen ist die Gestaltung der Oberflächenrauheit und -struktur. Die Rauheit kann dabei in Höhe und Orientierung zum einen durch das jeweilige Fertigungs- bzw. Nachbearbeitungsverfahren (z.B. schleifen, hohnen, polieren) beeinflusst werden. Zum anderen kann durch den Einsatz von

Kurzimpulslasern eine gezielte Struktur in die Oberfläche eingebracht werden. Aufgrund der Vielzahl von Parametern, wie z.B. Strukturtiefe, -durchmesser, -dichte sowie Form und Anordnung, ist der Einfluss auf die Reibung bzw. den Schmierzustand durch Versuche alleine nicht zu erfassen. Daher ist es notwendig, diese Effekte durch geeignete Simulationenmethoden bei der Auslegung zu berücksichtigen. Am Beispiel Nocken-Tassenstößel Kontakt wird das entwickelte Simulationsmodell im Folgenden vorgestellt.

## Modellbildung

Mit Kontaktpressung von bis zu 700 MPa und Schmierfilmdicken in Größenordnung der Oberflächenrauheit ist der Nocken-Tassenstößel Kontakt in den Bereich Elastohydrodynamik (EHD) unter Mischreibungsbedingungen einzuordnen. Die EHD-Theorie beinhaltet neben der hydrodynamischen Grundgleichung auch die elastische Verformung der Kontaktpartner. Die Druckverteilung im Schmier-spalt kann durch die eindimensionale Reynolds-Differentialgleichung beschrieben werden [1]

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\bar{\rho} \cdot h^3}{\bar{\eta}_x} \cdot \frac{\partial p_h}{\partial x} \right) = 6 \cdot (u_1 + u_2) \cdot \frac{\partial(\bar{\rho} \cdot h)}{\partial x} + 12 \cdot \frac{\partial(\bar{\rho} \cdot h)}{\partial t}.$$

Dabei bezeichnet  $h$  die Spaltfunktion,  $\bar{\rho}$  die Dichte,  $\bar{\eta}_x$  die effektive Viskosität,  $p_h$  den hydrodynamischen Druck und  $u_i$  die Oberflächengeschwindigkeiten. Die Spaltfunktion ist durch [2]

$$h(x, t) = h_0(t) + \frac{x^2}{2 \cdot R_x} + s(x, t) + \frac{2}{\pi \cdot E'} \int \ln|x - x'| \cdot (p_h + p_c) \cdot dx'$$

gegeben. Dabei bezeichnet  $h_0$  die Starrkörperannäherung der beiden Körper,  $R_x$  den äquivalenten Krümmungsradius,  $s$  die Oberflächenstruktur,  $E'$  den äquivalenten E-Modul und  $p_c$  den Festkörperkontaktdruck. Die Starrkörperannäherung wird aus dem Kräftegleichgewicht

$$\int (p_h + p_c) \cdot dx = F$$

bestimmt. Dabei bezeichnet  $F$  die Kontaktnormalkraft.

Die Oberflächenrauheiten werden im Modell nicht direkt berücksichtigt, da die hierfür notwendige feine Diskretisierung zu langen Rechenzeiten führen würde. Stattdessen wird in einem Preprocessing-Schritt ein Spaltweiten-abhängiges, integrales Kontaktdruckkennfeld erzeugt.

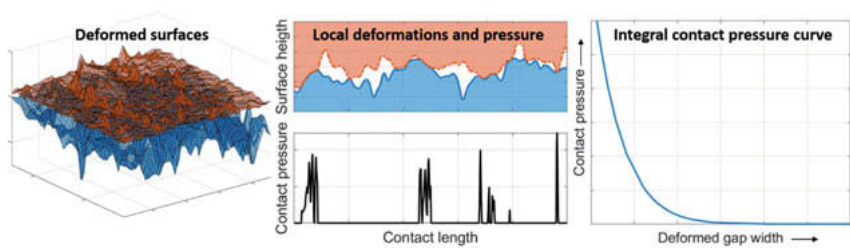


Bild 1: Kontaktdruck-Kennfeld: Lokale Deformationen und Pressungen ergeben die integrale Kontaktdruckkurve

Dazu werden für vermessene Oberflächentopographien lokale Deformationen und Kontaktdrücke berechnet (Bild 1). Die berechneten Verformungen basieren auf der Theorie des elastischen Halbraums unter Annahme eines linear elastisch, ideal plastischen Materialverhaltens [3].

Die tribologischen Eigenschaften des Schmierstoffes ändern sich mit zunehmenden Drücken und Scherraten. Die druckabhängige Dichte wird nach Dowson-Higginson durch

$$\rho(t) = \rho_0 \cdot \frac{c_1 + c_2 \cdot p}{c_1 + p}$$

berücksichtigt. Die dynamische Viskosität wird durch einen Roelands-Ansatz beschrieben

$$\eta(p) = \eta_0 \cdot \exp \left[ (\ln(\eta_0) + 9.67) \cdot \left( -1 + \left( 1 + \frac{p}{p_r} \right)^z \right) \right], z = \frac{p_r \cdot \alpha}{\ln(\eta_0) + 9.67}$$

Dabei bezeichnen  $\rho_0$  und  $\eta_0$  die Dichte bzw. die Viskosität bei Umgebungsdruck und  $\alpha$  den Druck-Viskositätskoeffizienten. Die Parameter für Dichte und Viskosität müssen für jedes Öl durch Regression der Modellfunktion an Messdaten bestimmt werden. Die Ermittlung der Viskosität kann z.B. in einem Quarz-Viskosimeter durchgeführt werden, bei dem Viskositäten bis zu 1000 Pas bei Drücken bis zu 1.4 GPa gemessen werden können [4].

Die Schubspannung  $\tau$ , die ein Fluid übertragen kann, nimmt bis zu einer kritischen Schubspannung nahezu linear mit der Scherrate  $\dot{\gamma}$  zu, darüber hinaus beginnt der nicht-Newtonsche Bereich

$$\eta \cdot \dot{\gamma} = \tau \cdot f(\bar{\tau}).$$

Dieser kann durch verschiedene Ansätze, z.B. nach Ree-Eyring, beschrieben werden [1]

$$f(\bar{\tau}) = \sinh(\bar{\tau})/\bar{\tau}, \bar{\tau} = \tau/\tau_0.$$

Dabei bezeichnet  $\tau_0$  die Eyring-Spannung. Die Modellparameter müssen dabei ebenfalls aus geeigneten Versuchen bestimmt werden.

Unter der Annahme, dass das scherverdünnende Verhalten hauptsächlich durch die Scherströmung bestimmt wird, können nicht-Newtonsche Effekte über die effektive Viskosität in der Reynolds-Gleichung berücksichtigt werden [1]

$$\eta_x = \frac{\eta(p)}{f(\bar{\tau}) + \bar{\tau} \cdot \frac{\partial f}{\partial \bar{\tau}}}$$

Der Vorteil der Methode der effektiven Viskosität gegenüber einer erweiterten Reynolds-Differentialgleichung liegt in der geringeren Rechenzeit, da eine Diskretisierung in Spaltrichtung, die Auswertung der Integralterme sowie zusätzliche Iterationsschleifen entfallen.

## Validierung

In diesem Abschnitt wird gezeigt, dass das Simulationsmodell grundlegende Mischreibungseffekte abbilden kann. Anschließend wird durch Vergleich mit experimentellen Schmierfilmmessungen nachgewiesen, dass die Verformungen in strukturierten Kontakten durch das Modell korrekt beschrieben werden.

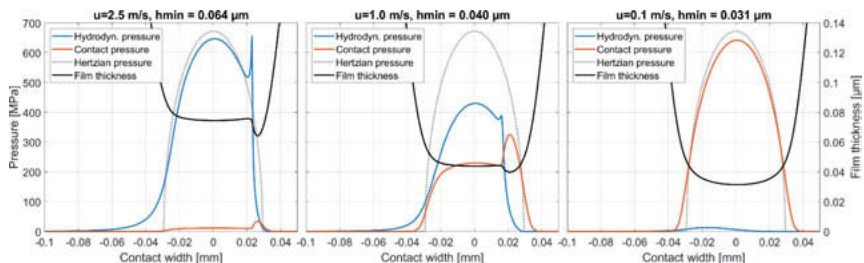


Bild 2: Einfluss hydrodynamische Geschwindigkeit auf Schmierfilmhöhe, hydrodynamischen Druck und Festkörperkontakttdruck

Ob im Kontakt hydrodynamische Reibung oder Mischreibung vorliegt, hängt unter anderem von der Geschwindigkeit ab, mit der das Öl in die Kontaktzone gefördert wird (Bild 2). Bei hohen Geschwindigkeiten ist die resultierende Schmierfilmhöhe (schwarz) so groß, dass kaum Kontakt zwischen den Rauheitsspitzen auftritt. Der hydrodynamische Druck (blau) dominiert und die Reibung wird im Wesentlichen durch die Fluidreibung bestimmt. Bei abnehmender Geschwindigkeit wird der Schmierfilm kleiner, der hydrodynamische Druck nimmt ab und der Festkörperdruck (orange) nimmt zu. Sinkt die Fluidgeschwindigkeit weiter, nähert sich der Festkörperdruck einer Hertz'schen Pressungsverteilung (grau) an, wie es für ungeschmierte Kontakte zu erwarten ist. Die minimale Spaltweite liegt dabei im Bereich der Oberflächenrauheit  $R_q$ .

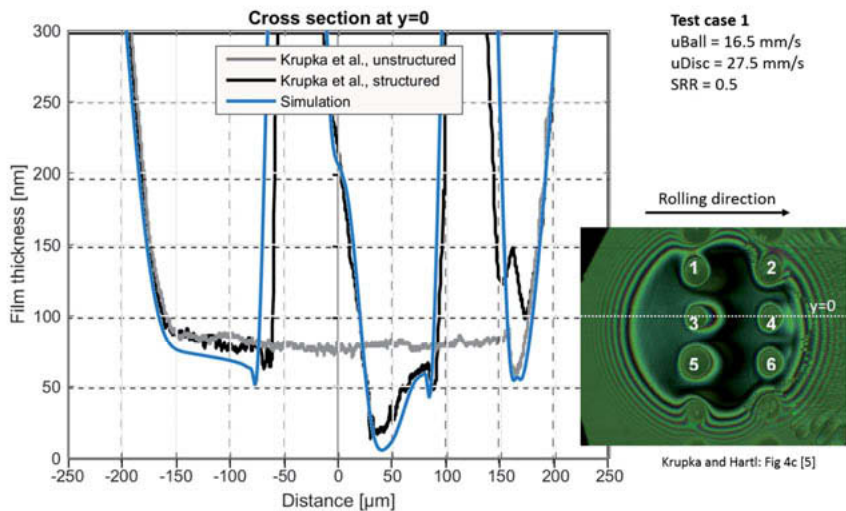


Bild 3: Vergleich Experiment [5] und Simulation

Krupka und Hartl [5] führten am Kugel-Scheibe-Tribometer Messungen durch, bei denen durch Interferometrie die Schmierfilmhöhe im Kontakt bestimmt werden kann. Die Stahlkugel wurde dabei durch einen Rockwell-Indenter mit einer Oberflächenstruktur von 1-2  $\mu\text{m}$  Tiefe und 90-120  $\mu\text{m}$  Durchmesser versehen. Für verschiedene Gleit- und Rollgeschwindigkeiten wurde die Entwicklung des Schmierfilms während der Bewegung der Strukturen durch die Kontaktzone untersucht. In Bild 3 ist der Vergleich zwischen Messung und Simulation für eine Konfiguration beispielhaft dargestellt: in grau die Schmierfilmhöhe für die unstrukturierte Kugel, in schwarz für die strukturierte Kugel und in blau das Simulationsergebnis. Dabei zeigt sich eine gute quantitative sowie qualitative Übereinstimmung zwischen Simulation und Messung. Die Verformungen im Kontakt sowie die Schmierfilmhöhe werden durch die Simulation wiedergegeben. Unter der Annahme, dass sich der Linienkontakt zwischen Nocken und Tassenstößel ähnlich verhält wie der Punktkontakt zwischen Kugel und Scheibe kann das Modell damit zur weiteren Untersuchung von Nocken-Tassenstößel-Kontakten eingesetzt werden.

### Nocken-Tassenstößel Kontakt

Im Kontakt zwischen Nocken und Tassenstößel ändert sich während einer Nockenwellenumdrehung die Richtung sowie der Betrag der wirkenden Geschwindigkeiten, der Krümmungsradius aufgrund der Nockenkontur und damit auch die Pressung zwischen den beiden Kontaktpartnern. Jeder Punkt auf der Tassenoberfläche wird dabei zweimal überstrichen. Aufgrund

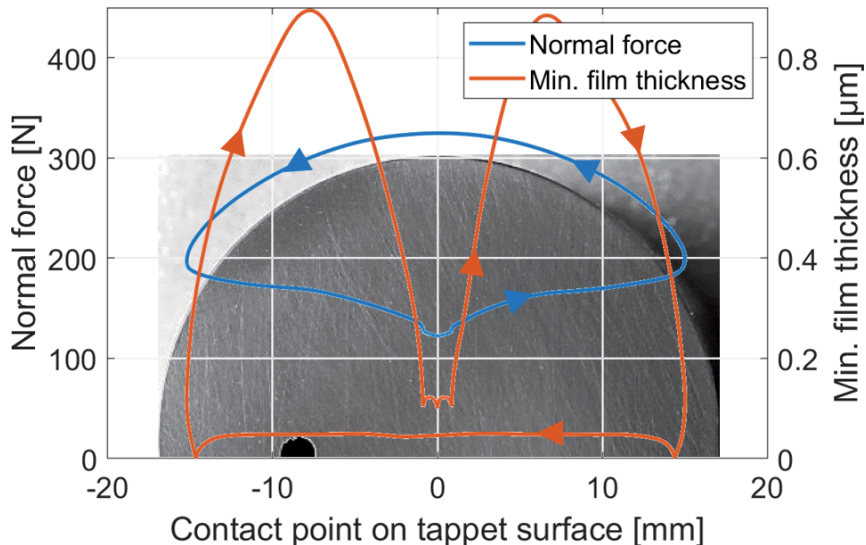


Bild 4: Kontaktkraft und minimale Schmierfilmhöhe auf der Tassenoberfläche

der langen Rechenzeiten für die Simulation einer NW-Umdrehung, werden zunächst Bereiche mit kritischen Schmierungsbedingungen identifiziert, die anschließend mit dem EHD-Simulationsmodell genauer untersucht werden. Dafür wird die minimale Schmierfilmhöhe mit der Näherungsformel nach Dowson-Higginson für Linienkontakte abgeschätzt [6]

$$h_{min} = 2.65 \cdot u^{0.7} \cdot G^{0.54} \cdot w^{-0.13} \cdot R.$$

Dabei bezeichnen  $u$ ,  $G$  und  $w$  die dimensionslosen Größen für Geschwindigkeit, Material und Last,  $R$  ist der Krümmungsradius. In Bild 4 sind die Verläufe von Kontaktkraft (blau) und minimaler Schmierfilmhöhe (orange) auf der Tassenoberfläche bei einer Motordrehzahl von 1200 1/min dargestellt. In der Tassenmitte ist die Kontaktkraft maximal bei gleichzeitig geringer Schmierfilmhöhe. Es ist zu erwarten, dass in diesem Bereich die größte Festkörperreibung vorliegt und damit das größte Potential für Oberflächenstrukturen vorhanden ist.

Zunächst wird der Fall betrachtet, bei dem der Nocken über eine einzelne Struktur streicht bzw. eine Einzelstruktur durch den Kontaktbereich läuft (Bild 5). Das obere Diagramm zeigt den Verlauf von minimaler Schmierfilmhöhe (blau) und den Kontaktkraftanteil (orange), aufgetragen über der Position des Strukturmittelpunkts. In den unteren Bildern ist für drei ausgewählte Zeitpunkte die Kontaktsituation im Detail dargestellt. Der Kontaktkraftanteil (asperity contact force ratio: acfr) ist definiert als Anteil der Festkörperkontaktkraft an der Gesamtnormalkraft

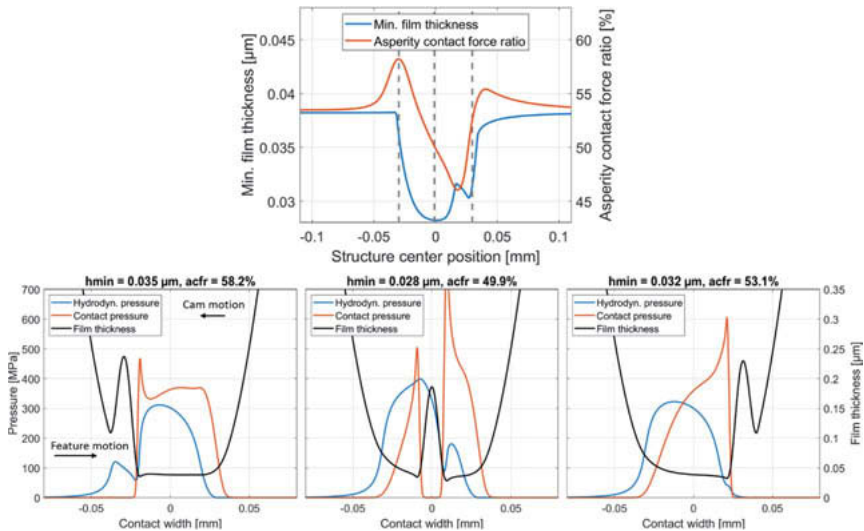


Bild 5: Transienter Verlauf von Schmierfilmhöhe und Kontaktdruckanteil (oben) und Detailsichten der Kontaktsituation (unten)

$$acfr = \frac{F_{con}}{F_N}$$

Reine hydrodynamische Schmierung liegt für  $acfr = 0$ , reine Festkörperreibung für  $acfr = 1$  vor. Mit  $0 < acfr < 1$  wird entsprechend der Mischreibungsbereich beschrieben. Der Kontaktkraftanteil ist damit eine integrale Größe. Im Gegensatz dazu beschreibt die minimale Schmierfilmhöhe nur lokale Änderungen des Schmierzustandes.

Bei Eintritt der Struktur in den Kontaktbereich nimmt an der führenden Kante die Schmierfilmhöhe ab und der Kontaktdruck zu: der Kontaktkraftanteil steigt an. In der Struktur selbst fällt der hydrodynamische Druck ab, da lokal ein divergenter Spalt entstanden ist. Wenn die Struktur die Mitte des Kontaktbereiches erreicht hat, bilden sich an den Rändern der Struktur hohe Festkörperdrücke aus. In der Struktur ist der Kontaktdruck null, da die Strukturtiefe größer als die Rauheit der Oberflächen ist. Mit Verlassen des Kontaktbereiches verschiebt sich die minimale Schmierfilmhöhe von der führenden zur nachlaufenden Kante. Der erste hydrodynamische Druckberg verschwindet und der Kontaktkraftanteil steigt wieder an.

In Bild 6 ist der Einfluss von Strukturtiefe und -durchmesser auf den Kontaktdruckanteil dargestellt. Das linke Diagramm zeigt den transienten Verlauf für die vier Kombination mit minimaler und maximaler Tiefe bzw. Durchmesser sowie der unstrukturierten Referenzlösung. Im rechten Diagramm ist die Änderung des mittleren Kontaktkraftanteils dargestellt. Der Durchmesser

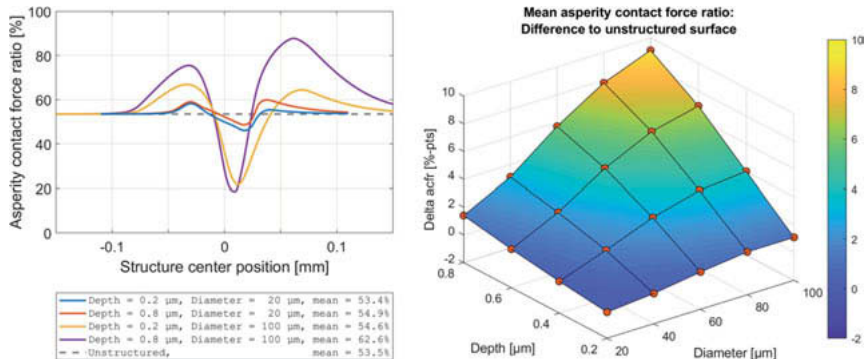


Bild 6: Einfluss von Strukturtiefe und -durchmesser auf den Kontaktdruckanteil: transienter Verlauf (links) und mittlere Änderung (rechts)

wurde im Bereich zwischen 20  $\mu\text{m}$  und 100  $\mu\text{m}$  variiert, die Tiefe im Bereich zwischen 0.2  $\mu\text{m}$  und 0.8  $\mu\text{m}$ . Der prinzipielle Verlauf des Kontaktdruckanteils bleibt für alle Varianten erhalten. Bei Eintritt der Struktur in die Kontaktzone nimmt der Kontaktkraftanteil zu, ist minimal in der Mitte des Kontaktes und steigt anschließend wieder an. Für tiefe Strukturen ist der Effekt an den Strukturrändern stärker ausgeprägt. Im Mittel zeigt allerdings nur die Struktur mit 20  $\mu\text{m}$  Durchmesser bei 0.2  $\mu\text{m}$  Tiefe einen minimalen Vorteil gegenüber der unstrukturierten Variante. Für alle anderen untersuchten Kombinationen nimmt der Kontaktkraftanteil zu.

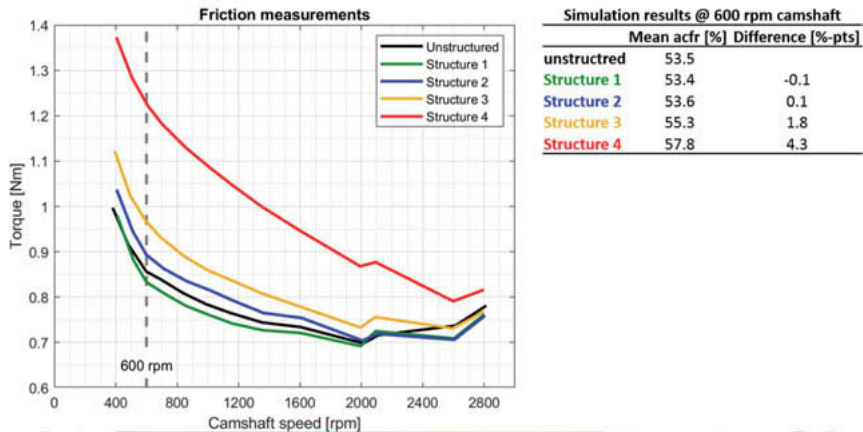


Bild 8: Reibmomentmessungen und Simulationsergebnisse

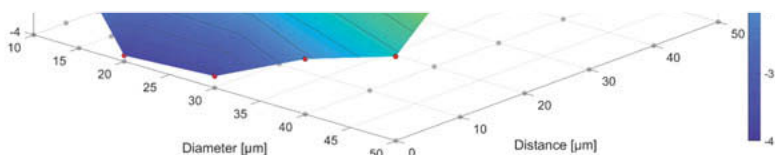


Bild 7: Einfluss von Strukturdurchmesser und -abstand auf den mittleren Kontaktkraftanteil

Für die Strukturen mit Tiefe  $0.2\ \mu\text{m}$  wurde anschließend untersucht, wie sich mehrere hintereinander angeordnete Strukturen verhalten. Dafür wurde der Durchmesser im Bereich  $10\text{--}50\ \mu\text{m}$  sowie die Abstände zwischen den Strukturen im Bereich von  $0\text{--}50\ \mu\text{m}$  variiert. Die mittlere Änderung des Kontaktkraftanteils zur unstrukturierten Referenzlösung ist in Bild 7 dargestellt. Die größte Veränderung mit rund  $3.8\ \%$ -Punkten konnte für die Strukturen mit Durchmessern von  $20\ \mu\text{m}$  bzw.  $30\ \mu\text{m}$  bei einem Abstand von  $0\ \mu\text{m}$  erreicht werden.

Zur weiteren Modellvalidierung wurden für verschieden strukturierte Tassenstößel im Zylinderkopfprüfstand Reibmomente von Nockenwellen gemessen. Die Ergebnisse der vier Strukturvarianten sowie der unstrukturierten Referenzmessung sind in Bild 8 dargestellt. Dabei konnte nur für die Struktur 1 (grün) eine geringfügige Verbesserung gegenüber der unstrukturierten Variante gemessen werden. Die dazugehörigen Simulationsergebnisse für eine Nockenwellendrehzahl von  $600\ 1/\text{min}$  sind in der Tabelle dargestellt. Nur für die Struktur 1 konnte eine

minimale Verbesserung des mittleren Kontaktkraftanteils gegenüber der unstrukturierten Variante erzielt werden. Die Tendenz in Messung und Simulation stimmt damit überein.

## Zusammenfassung

Es wurde ein EHD-Simulationsmodell für hochbelastete Kontakte im Mischreibungsbereich entwickelt und mit Messungen sowie Literaturergebnissen validiert. Mit diesem wurde zunächst der Einfluss von Einzelstrukturen auf den Kontaktkraftanteil im Kontakt zwischen Nocken und Tassenstößel untersucht. Dabei konnte zunächst keine Verbesserung gegenüber der unstrukturierten Variante gefunden werden. Für mehrere hintereinander geschaltete Einzelstrukturen konnte jedoch eine Reduzierung des Kontaktkraftanteils um rund 4%-Punkte erreicht werden. Es ist geplant, die Nockenwellenmomente für diese Struktur im Zylinderkopfprüfstand zu messen, um die Vorhersagefähigkeit des Simulationsmodells zu überprüfen.

## Literaturverzeichnis

- [1] P. Ehret, D. Dowson und C. M. Taylor, „On lubricant transport conditions in elastohydrodynamic conjunctions,“ *Proc. R. Soc. London*, Bd. 454, pp. 763-787, 1998.
- [2] B. Persson und M. Scaraggi, „On the transition from boundary lubrication to hydrodynamic lubrication in soft contacts,“ *Journal of Physics: Condensed Matter*, Bd. 21, Nr. 18, p. 185002, 2009.
- [3] D. Bartel, Simulation von Tribosystemen. Grundlagen und Anwendungen, Vieweg+Teubner, 2010.
- [4] L. Brouwer, N. Bader und R. Beilicke, „Tribologische Fluidmodelle Nebenaggregate. Tribologische Fluidmodelle für Nebenantriebsaggregate in Hybrid- und Elektrofahrzeugen,“ Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e. V., Heft 1092, 2016.
- [5] I. Krupka und M. Hartl, „The effect of surface texturing on thin EHD lubrication films,“ *Tribology International*, Bd. 40, pp. 1100-1110, 2007.
- [6] D. Zhu und Q. J. Wang, „Elastohydrodynamic Lubrication: A Gateway to Interfacial Mechanics - Review and Prospect,“ *Journal of Tribology*, Bd. 133, pp. 041001-1 - 041001-14, 2011.

# Motorventilsysteme für höchste thermische Beanspruchungen

## Anforderungen an Motorventile im $\Lambda = 1$ - Betrieb

Dipl.-Ing **A. Puck**, Dipl.-Ing. (FH) **A. J. Müller**,  
Dipl.-Ing. (FH) **C. Luven**, Dr.-Ing. **C. Beerens**,  
MAHLE GmbH, Stuttgart

### Kurzfassung

Vor dem Hintergrund der RDE Gesetzgebung wird in den kommenden Jahren für Benzinmotoren ein kennfeldweiter, stöchiometrischer Motorbetrieb angestrebt. Für einen Betrieb mit  $\Lambda = 1$  bei höheren Lasten und Drehzahlen ist aber unter anderem die maximal auftretende und ertragbare Temperatur am Auslassventil eine typische Limitierung. Hier wird gegenwärtig noch zum „Bauteilschutz“ bei höheren Lasten und Drehzahlen eine Anfertigung des Gemisches eingesetzt, um die maximale Abgastemperatur zu begrenzen und eine thermische Überbelastung der Auslassventile zu vermeiden. Integrierte, gekühlte Abgaskrümmen senken die thermischen Belastungen des Abgasturboladers und der Abgasnachbehandlung, die Auslassventile werden dabei aber weiterhin hoch belastet. Wechselwirkungen in und außerhalb des Motorventilsystems und Maßnahmen zur Begrenzung der thermischen Belastung werden in diesem Beitrag diskutiert. Dazu werden Komponenten mit verbessertem Wärmetransport vorgestellt und Wege zu einer robusten Systemlösung aufgezeigt.

### Abstract (optional)

In the wake of RDE legislation, stoichiometric engine operation will gradually become necessary over the next few years. A typical limitation for the desired operation with  $\lambda = 1$  is, among other things, the maximum temperature at the exhaust valve. For "component protection" at higher loads and speeds, a mixture enrichment is currently used to limit the maximum exhaust gas temperature and avoid thermal overload of the exhaust valves. Integrated, cooled exhaust manifolds reduce the thermal loads on the exhaust gas turbocharger, but the exhaust valves are still subjected to high thermal loads. Interactions inside and outside the engine valve system and measures to limit the thermal load will be discussed in this article. Components with improved heat transport are presented and ways to a robust system solution are shown.

## 1. Belastungen in der Baugruppe Ventil

Motorventile und ihre Partnerbauteile Ventilsitzringe und -führungen unterliegen im Motorbetrieb komplexen mechanischen, tribologischen, und – insbesondere auf der Auslassseite – thermischen Belastungen. In dieser Baugruppe gilt es, sehr hohe Wärmestromdichten zu beherrschen. Diese sind anwendungsspezifisch primär abhängig von Last und Drehzahl, aber auch von Brennverfahren, Kraftstofftyp und Zylinderkopfarchitektur. Hinsichtlich der thermischen Belastung von Ventilen stellen moderne Downsizing-Benzinmotoren das anspruchsvollste Anwendungsfeld dar, was eine Folge der mit den dort angestrebten spezifischen Leistungen einhergehenden Abgastemperaturen ist. Typischerweise limitiert hier die thermische Einsatzgrenze von Turbolader und Auslassventilen das Erreichen einer wirkungsgradoptimalen Verbrennungsauslegung. Technologien zum Schutz des Turboladers, wie z.B. der integrierte Abgaskrümmer, sind in Downsizing-Benzinmotoren teilweise umgesetzt. Dies erhöht aber durch die damit angestrebte Verbrennungsauslegung tendenziell die Maximaltemperaturen am Auslassventil. In diesem Beitrag sollen die Wege zu einer erhöhten thermischen Robustheit der Baugruppe Auslassventil aufgezeigt werden.

Angesichts strikterer Ziele zur CO<sub>2</sub>-Reduzierung in Verbrennungsmotoren könnte monovalent ausgelegten Gasmotoren eine höhere Bedeutung zukommen. Neben den bekannten Verschleißanforderungen durch den „trockenen“ Kraftstoff sind auch hohe thermische Belastungen zu meistern. Gemischanreicherung kann bei LNG/CNG-Motoren auch keinen Beitrag zum Bauteilschutz liefern. Eine durch die gute Klopffestigkeit des Kraftstoffes mögliche und angestrebte frühe Schwerpunktlage der Verbrennung erhöht signifikant den Wärmeeintrag ins Auslassventil infolge höherer Wandverluste.

Ebenso kann der LNG/CNG-Antrieb für Nutzfahrzeuge ein wichtiger Schritt in Richtung Erfüllung kommender CO<sub>2</sub>-Vorgaben sein. Somit ist auch in diesem Anwendungsfeld, neben den klassischen Anforderungen hinsichtlich hoher Verschleißbeständigkeit, mit höheren thermischen Beanspruchungen zu rechnen. Auch hier könnten in Zukunft natriumgefüllte Hohlventilkonzepte in einem thermisch abgestimmten System das Erreichen hoher Effizienz unterstützen.

Alle Ottomotoren-Typen konvergieren damit jetzt in Richtung höherer Temperaturbelastung, gleich welcher Kraftstofftyp eingesetzt wird.

## 2. Einsatzgrenzen von Auslassventilwerkstoffen

Die Einsatzgrenzen der verfügbaren Auslassventilwerkstoffe sind hinsichtlich ertragbarer Maximaltemperaturen bekannt, Tabelle 1. Für weniger heiße Ventile eignen sich der X50 1.4882 (früher auch der X53 1.4871), für hohe Temperaturen der Nimonic 80A 2.4952. Um auch bei

mittleren Belastungen eine Option unter der Nickelbasislegierung des Nimonic 80A zu haben, wurde der NCF 3015 als Zwischenwerkstoff etabliert [1, 2].

Durch eine zukünftig zu erwartende stöchiometrische Verbrennung werden aber Temperaturerhöhungen von 70 bis 140K zu erwarten sein, für die es in den meisten Anwendungen keinen ausreichenden Werkstoff mehr geben wird. Dort kommt es nun zu aller erst darauf an, die Ventilgruppe in allen Aspekten thermisch robust auszulegen, um mit den vorhandenen Werkstoffen so weit als möglich zu kommen. Der Einfluss weiterer Technologien wie z.B. der Wassereinspritzung wird hier nicht mit in Betracht gezogen, da er noch nicht quantifiziert werden kann.

Tabelle 1: Auszug verfügbarer Auslassventilwerkstoffe und deren maximale dauerhaft ertragbare Einsatztemperatur

Auszug Auslassventilwerkstoffe			
Werkstoff Handelsname	Werkstoffnummer	DIN EN 10090	Temperaturlimit [°C]
-	1.4871	X53CrMnNiN21-9	760
-	1.4882	X50CrMnNiNbN21-9	780
NCF 3015 (NIREVA 3015®)	-	X5NiCrTiAl30-15-2	800
Nimonic 80A	2.4952	NiCr20TiAl	820

### 3. Shakerfunktion von natriumgefüllten Auslass-Hohlventilen

Klassische natriumgefüllte Hohlventile mit gebohrtem Ventilschaft sind bekannt und in aufgeladenen Benzinmotoren weitgehend Standard. Der Wärmetransport weg vom heißen Ventilkopf entlang des Ventilschafts erfolgt durch das geschmolzene und durch die Ventildynamik bewegte Natrium (Schmelzpunkt 97,8°C). Während Vollventile lediglich ca. 20% der aufgenommenen Wärme über den Ventilschaft an die Ventilfehrung abgeben, können mit natriumgefüllten Auslass-Hohlventilen bis über 35% auf diesem Pfad abgeleitet werden.

Dies führt zu einer thermischen Entlastung des Ventils, die sich im mechanisch höchstbeanspruchten Bereich, der sogenannten Hohlkehle, mit einer Temperaturabsenkung um bis zu 140 K zeigen kann. Durch die somit erhaltenen Reserven an Ermüdungsfestigkeit wird die

Robustheit stark erhöht und der Einsatzbereich kostengünstiger, niedriger legierter Ventilkopfmaterialien erweitert. Bild 1 zeigt die Temperaturen für Auslassventile in Ausführungen „voll“ und „hohl“, jeweils 0.5mm unter der Oberfläche über Resthärte gemessen.

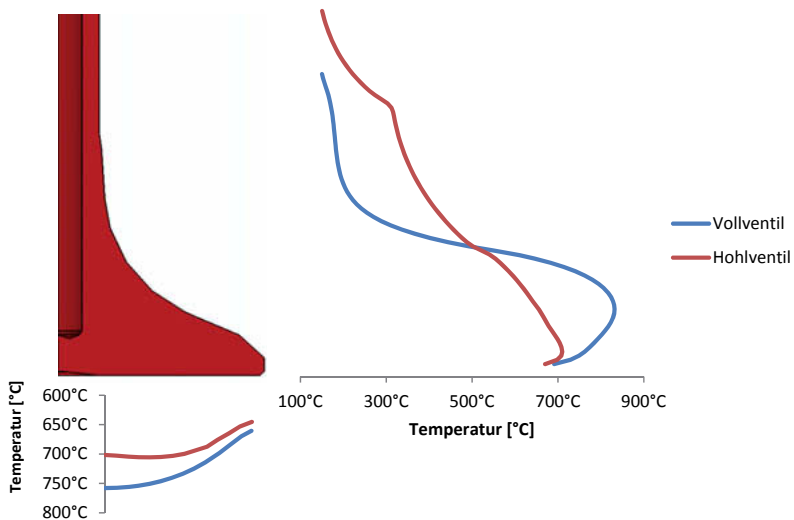


Bild 1: Auslassventil, voll und hohl, gemessene Temperaturverteilung 0.5mm unter der Oberfläche (© MAHLE)

Inkrementelle Verbesserungen zur weiteren Temperaturabsenkung am Ventilkopf wurden in den vergangenen Jahren erreicht und in der Serie umgesetzt. Für eine zuverlässige Shakerwirkung ist neben den bekannten Sauberkeitsanforderungen in der Fertigung auch der Füllgrad des Natriums relevant. Untersuchungen mit thermometrischen Messventilen erlauben über den Härteabfall von speziell wärmebehandelten Ventilen eine Betrachtung des Maximaltemperaturprofils am Bauteil im gefahrenen Last- und Drehzahlpunkt. Messungen mit unterschiedlichen Füllgraden zeigten deutlich unterschiedliche Potenziale zur Temperaturabsenkung, Bild 2. Mit einer nominellen Befüllung des zylindrischen Hohlraums von 55% ist bei industriell darstellbarer Befüllungstoleranz ein bestmöglicher Wärmetransport durch die Shakerwirkung im zylindrischen Hohlraum gewährleistet.

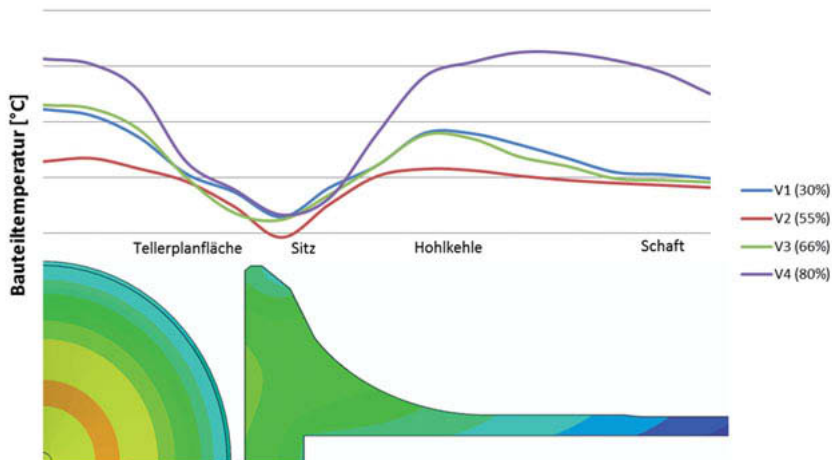


Bild 2: Gemessene Temperaturverteilung am Ventil in Abhängigkeit vom Natrium-Füllgrad  
(© MAHLE)

Eine weitere Möglichkeit besteht darin, bei konstantem Außendurchmesser des Ventilschafts den Wärmestrom im Ventilschaft durch eine Vergrößerung des Bohrungsdurchmessers anzuheben. Übliche Ventilschaftdurchmesser sind heute 6 mm, welche mit Tieflochbohrungen von 3,2 oder 3,6 mm versehen werden. Auslassventile mit 6 mm-Ventilschaft und Bohrungen von 3,2 mm, 3,6 mm und 4,0 mm wurden mit thermometrischen Messventilen in einem Versuchsträger vergleichend untersucht. Hierbei zeigte die 4,0 mm-Variante gegenüber den etablierten 3,6 mm- und 3,2 mm-Varianten ein weiteres Absenkungspotenzial der Maximaltemperaturen von 7 K, bzw. 17 K.

Hohlventile mit 4,0 mm-Bohrung erfahren demnächst ihre Serieneinführung und stellen hinsichtlich beherrschbarer Wandstärken das derzeitige Limit für Ventile mit 6 mm Schaftdurchmesser dar. Der teilweise zu beobachtende Trend zu 5 mm-Ventilschäften, als Hohlventile mit 3 mm-Bohrung darstellbar, ist bezüglich eines optimierten Wärmehaushaltes kontraproduktiv. Die reduzierte Manteloberfläche beschränkt dabei den Wärmepfad über Ventilschaft und Ventiltführung zu Zylinderkopf und Kühlkreislauf.

#### 4. Konzepte mit erweitertem Hohlraum im Ventilkopf

Bereits in Flugzeugmotoren der 1930er-Jahre kamen sogenannte Hohlkopfventile zum Einsatz. Die Motivation zur Temperaturabsenkung war damals durch die unzureichende Verfügbarkeit hochwarmfester Ventilwerkstoffe gegeben. Zusätzlich sollte eine kühlere Ventiltellerfläche die Klopffproblematik damaliger Kraftstoffqualitäten mindern. Auch im Automotive-Bereich gab es immer wieder Ansätze, mittels vergrößerten, natriumgefüllten Hohlräumen weitere Temperaturabsenkungen zu erreichen. Teilweise konnte eine Verschiebung der Klopfgrenze gezeigt werden [3]. Die meisten dieser Konzepte haben jedoch den Nachteil, dass ein Verschließen des Hohlraums mit brennraumseitigen Schweißnähten einhergeht. Letztere stellen hohe Ermüdungsrisiken dar, die insbesondere durch die Notwendigkeit hochwarmfester Werkstoffe nur schwierig zu beherrschen sind.

Eine Alternative ist das MAHLE-Konzept EvoTherm® [4], bei dem auf Basis des klassischen Hohlventils am Grund der Tieflochbohrung im Kurzrohling mittels elektrochemischem Ätzen (electro-chemical machining = ECM) ein sphärischer Hohlraum erzeugt wird. Gegenüber der Ausführung „klassisch hohl“ konnten Temperaturabsenkungen um 30 K am hochbelasteten Übergang Ventilkegel-Ventilschaft, aber auch brennraumseitig im Versuch gezeigt werden, Bild 3. Letzteres kann je nach Brennverfahrensauslegung auch Vorteile aus einer möglichen Verschiebung der Klopfgrenze bieten.

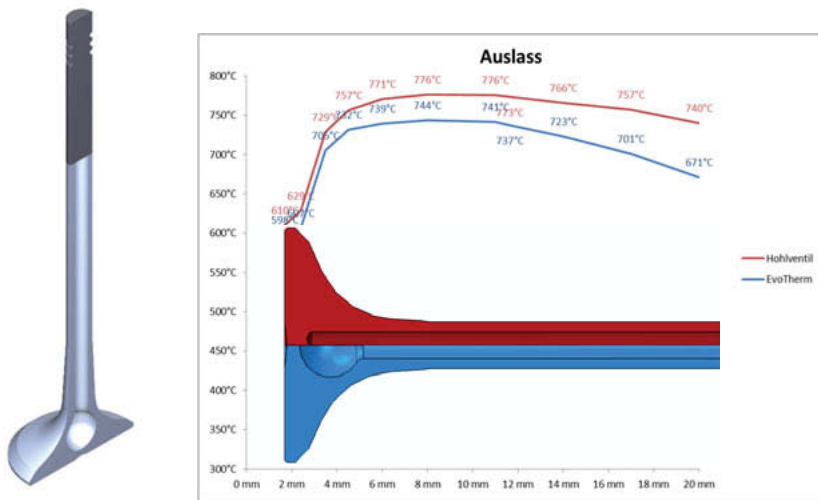


Bild 3: MAHLE EvoTherm® Ventil, gemessenes Potential gegen „klassisch hohl“ (© MAHLE)

## 5. Systemische Betrachtungen

Tieferen Einblick in die Wärmepfade liefert eine analytische Gesamtbetrachtung der Baugruppe. Ziel ist es, durch Beachtung aller Systemaspekte eine bestmögliche thermische Robustheit zu erreichen. Wie geschildert, wird bei Einsatz eines Hohlventilkonzeptes der Anteil der Wärmeabfuhr über die Ventildföhrung von ca. 20% auf bis zu 35% erhöht. [5] zeigt die hohe Bedeutung des Kontaktwärmübergangs auf. Auch die Bedeutung einer für hohe Abgasgegendrücke ausgelegten Ventilschaftdichtung ist nicht zu unterschätzen, da Öl zur Wärmeübergabe vom Ventilschaft an die Ventildföhrung essentiell ist. In diesem System herrscht ohnehin wegen der Bedeutung von Emissions- und Ablagerungsrisiken tendenzielle Mangelschmierung infolge minimaler Leckageraten. Hohe Abgasgegendrücke, wie sie in modernen Turbomotoren mit den angestrebten Leistungsdichten erforderlich sind, überfordern herkömmliche Ventilschaftdichtungen, da die „Lip Opening Pressure“ (LOP) überschritten wird. Dies führt zum Ausblasen des zwischen Ventilschaft und -föhrung benötigten Öls. Wird die minimal erforderliche Ölmenge im Betrieb unterschritten, kommt es zu Überhitzungen am Ventil, die über Wechselwirkungen mit höherem Verschleiß, der wiederum die Wärmeabfuhr weiter reduziert, zu kapitalen Ventilschäden föhren können. Bild 4 zeigt für verschiedene Niveaus von Abgasgegendrücken empfohlene Ventilschaftdichtungs-Technologien. Von der „Step-lip“ wird über die „Low tech gas-lip“ zur „High tech gas-lip“ das Vermögen vergrößert, Schmieröl im System Ventilschaft-Ventildföhrung zu halten. Durch die Typen mit höherer LOP ergibt sich eine positive Synergie aus besserer Tribologie mit einer signifikanten Absenkung der Maximaltemperaturen. Es konnten Absenkungen der Maximaltemperaturen bis ca. 100 K beobachtet werden.

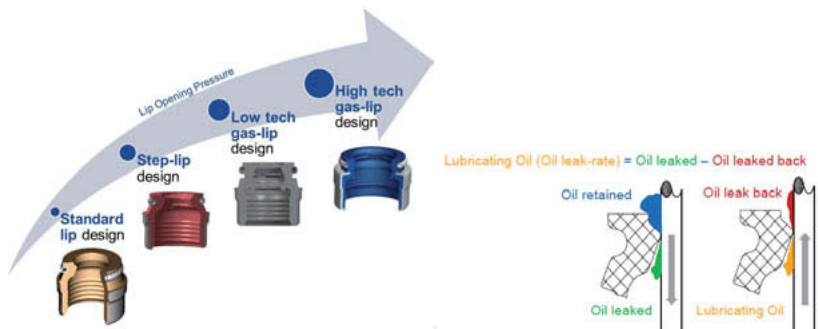


Bild 4: Technologien von Ventilschaftdichtungen für steigende Abgasgegendrücke (links), schematischer Fördermechanismus an Ventilschaftdichtungen für das Schmieröl, (rechts, beide ©FREUDENBERG SEALING TECHNOLOGIES)

## 6. Erweiterte Konzepte am Wärmepfad Ventilsitzring

Da mit ca. 60-65% der größere Teil des Wärmeeintrages in das Ventil über den Ventilsitzring an den Zylinderkopf und den Kühlkreislauf abgeführt wird, werden immer wieder Konzepte zur Intensivierung der Wärmeabfuhr vorgeschlagen, beispielsweise Auslass-Ventilsitzringwerkstoffe mit höheren Wärmeleitfähigkeiten von 80 W/m\*K oder mehr. Solche Konzepte werden in [5] kritisch hinterfragt. Es zeigt sich, dass der Kontaktwärmeübergang eine dominante Rolle spielt, und Ventilsitzringe mit höherer Wärmeleitfähigkeit relativ wenig Einfluss auf die maximale Temperatur des Auslassventils haben. Sind die Kontaktwärmeübergänge optimal und stimmt die Anbindung an den Wassermantel, können mit höher wärmeleitenden Ventilsitzringen Reduzierungen der Maximaltemperaturen am Auslassventil lediglich im Bereich von 5 bis 10 K erzielt werden. Bild 5 zeigt Ventil- und Ventilsitzringtemperaturen aufgetragen über der Wärmeleitfähigkeit des Ventilsitzringes und die im Bereich relevanter Wärmeleitfähigkeiten zwischen etwa 30 bis 80 W/m\*K geringen Möglichkeiten der Einflussnahme auf die Ventilttemperaturen.

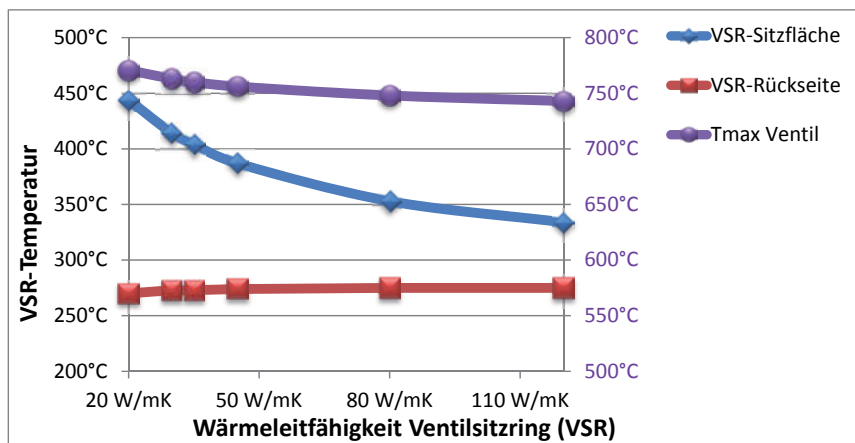


Bild 5: Ventil- und Ventilsitzringtemperaturen über der Wärmeleitfähigkeit des Ventilsitzringes (© MAHLE)

Aufgrund der oft gegenläufigen Anforderungen an Ventilsitzringwerkstoffe hinsichtlich Verschleißbeständigkeit und Wärmeleitfähigkeit sind seit einiger Zeit auch mehrlagige Ventilsitzringe auf dem Markt. Ursprünglich als Maßnahme zur Senkung der Legierungskosten mit kostengünstigem Grundmaterial und höherlegiertem Funktionsmaterial vorgesehen, wird auch hier mit besser wärmeleitendem Grundmaterial versucht, durch Intensivierung der Wärmeabfuhr das Auslassventil thermisch zu entlasten. Ausgehend von einer ursprünglich horizontalen Grenzfläche ist es inzwischen möglich, mehrlagige Ventilsitzringe mit geneigter Grenzfläche zwischen höherwärmeleitendem Grundmaterial und verschleißbeständigem Funktionsmaterial zu sintern. So wird in der Theorie durch den größeren Anteil des Grundmaterials der Wärmepfad erweitert. Auch solche Ansätze zeigen nur ein begrenztes Potenzial der erhöhten Wärmeabfuhr, wie Bild 6 zeigt.

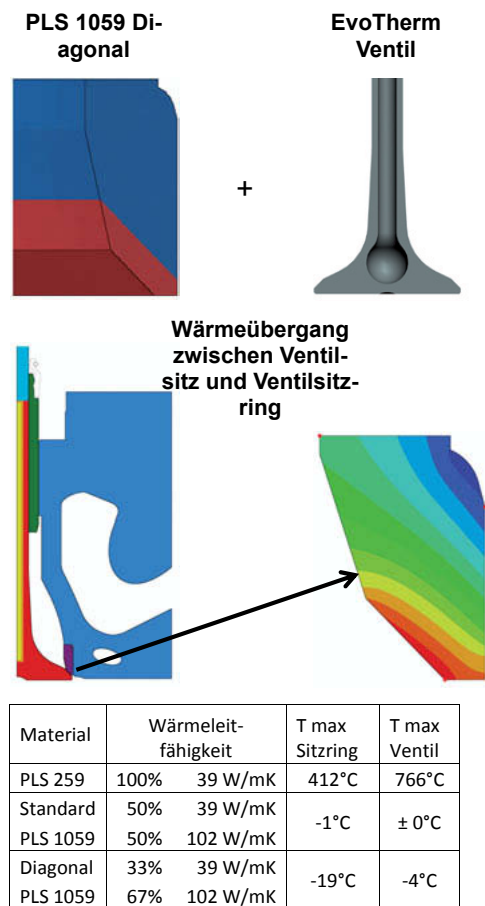


Bild 6: FEM-Temperaturabsenkungspotenziale an Ventil und Ventilsitzring durch mehrlagige Ventilsitzringkonzepte (Standard: horizontale Grenzfläche, Diagonal: geneigte Grenzfläche. © MAHLE)

Weitergehende Konzepte mit kupferbeschichteten Ventilsitzringen sollen den Kontaktwärmübergang zwischen Ventilsitzring und Zylinderkopf verbessern. Da Ventilsitzringe in der Regel nach dem Einpressen in den Zylinderkopf mechanisch bearbeitet werden, um an der Funkti-

onsfläche Dichtsitz und Toleranzkonformität aufzuweisen, verbleibt nur die Kupferbeschichtung auf der Zylinderkopfseite. Vergleichende motorische Messungen mit und ohne kupferbeschichteten Ventilsitzringen wurden mit thermometrischen Messventilen durchgeführt. Bild 7 zeigt die entsprechenden Temperaturverläufe an einem natriumgefüllten Auslassventil, die nahezu deckungsgleich sind. Dies bestätigt, dass der Kontaktwärmeübergang vom Ventil zum Ventilsitzring die dominierende Rolle spielt. Oft beworbene inkrementelle Steigerungen des Wärmetransports an Stellen untergeordneter Priorität können folglich nur sehr begrenzte Verbesserungen zeigen.

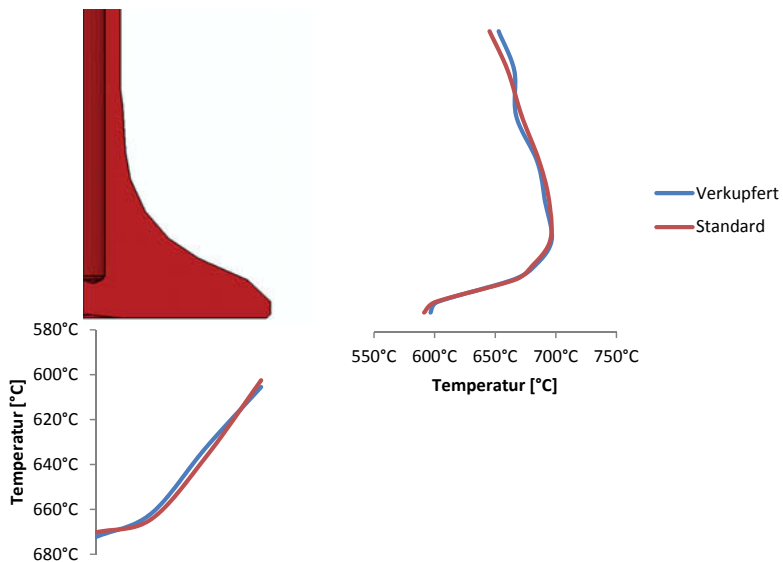


Bild 7: Gemessene Temperaturen am natriumgefüllten Auslassventil mit und ohne Kupferbeschichtung an Außendurchmesser und Stirnfläche des Ventilsitzringes (Mittelwerte von jeweils 4 verkupferten und 4 blanken Auslassventilsitzringen, ein Lauf. © MAHLE)

## 7. Fazit und Ausblick

Kommende Gesetzgebungen wie EURO 7 beinhalten voraussichtlich Beschränkungen zum Bauteilschutz, mit dem bisher in Benzinmotoren durch Anreicherung des Gemisches die thermische Belastung von Auslassventilen reduziert wird. Robuste Lösungen für die Baugruppe Auslassventil in einem konsequent für  $\lambda = 1$  applizierten Motor erfordern weiterhin eine ganzheitliche Betrachtung des gesamten Systems aus Ventil, Ventilsitzring und Ventilfehrung

sowie der Ventilschaftdichtung und seiner Einbausituation im Zylinderkopf. Alle Schnittstellen im System müssen mit dem Ziel einer höchstmöglichen thermischen Belastbarkeit gemeinsam optimiert werden. Wechselwirkungen in- und außerhalb dieses Systems und Maßnahmen zur Begrenzung der thermischen Belastung wurden in diesem Beitrag diskutiert. Es wurden Wege zu Lösungen mit verbessertem Wärmetransport vorgestellt aber auch Grenzen einer solchen Optimierung aufgezeigt. Weiteres Potenzial ist durch eine Optimierung des Füllgrades in einem erweiterten, nichtzylindrischen Hohlraum, wie im Konzept MAHLE EvoTherm® verwirklicht, denkbar.

Damit sind EvoTherm® Ventile in Verbindung mit einem optimal abgestimmten Gesamtsystem bestens für  $\lambda=1$  Konzepte und Konzepte mit gesteigerten Abgastemperaturen ( $T_3 = 980\text{ °C} - 1050\text{ °C}$ ) geeignet.

Die grundsätzliche Wirksamkeit natriumgefüllter Hohlventile konnte auch für typische Dimensionen und Drehzahlen in Nutzfahrzeugmotoren nachgewiesen werden [6]. Da Gasmotoren im Bereich der Nutzfahrzeuganwendungen einen Weg zu wirksamer Reduzierung des CO<sub>2</sub>-Ausstosses ermöglichen [7], können die vorgestellten systemischen Lösungswege auch dort angesichts der hohen thermischen Anforderungen zur Anwendung kommen.

## Literaturverzeichnis

- [1] Puck, A.; Bosch, H., Lerman, P.: Neue leistungsfähige und wirtschaftliche Ventilwerkstoffe für kommende Motorentechnologien, 3. VDI-Fachtagung - Ventiltrieb und Zylinderkopf, 2008
- [2] Diverse Autoren: Ventiltrieb, Systeme und Komponenten, Hrsg. MAHLE, Springer Verlag, 2013
- [3] Baek, H.-K et al.; Hyundai Motor Co.; Hiroshi Aino, H., Nittan Valve Co. Ltd.: Development of Valvetrain System to Improve Knock Characteristics for Gasoline Engine Fuel Economy
- [4] Luven, C; Puck, A.: Optimierte Hohlventil zur verbesserten Kühlung von Einlass- und Auslassventilen, 5. VDI-Fachtagung - Ventiltrieb und Zylinderkopf, 2012
- [5] Beerens, C.; Heckendorn, H; Puck, A.: Wärmehaushalt in der Ventilgruppe, 6. VDI-Fachtagung - Ventiltrieb und Zylinderkopf, 2015
- [6] Zenklusen, F., Coenca, M., and Puck, A.: Sodium Cooling Efficiency in Hollow Valves for Heavy Duty Engines, SAE Technical Paper 2018-01-0368, 2018
- [7] Amberger, Anton et al.: Aufladekonzepte für höchste Motorwirkungsgrade am Nfz-Gasmotor der Zukunft, 8. MTZ-Fachtagung - Ladungswechsel im Verbrennungsmotor, 2015

# **Die Direkte Benzin-Wasser-Einspritzung (DBWE) – Neue Anforderungen an den Zylinderkopf**

## **Gasoline Water Direct Injection (GWDI) – New Requirements for Cylinder Head Design**

Prof. Dr.-Ing. **Christoph Heinrich, Nicolas Schmitt**,  
Dipl.-Ing. (FH) **Heinrich Dörksen** M. Eng.,  
Institut für Fahrzeugtechnik, Hochschule Trier

### **Kurzfassung**

Die direkte Benzin-Wasser-Einspritzung (DBWE) in Ottomotoren verspricht zahlreiche Vorteile in Hinsicht auf Kraftstoffverbrauch und Emissionsreduzierung. Im Gegensatz zu den bereits in Kleinserie produzierten Anwendungen mit einer Wasser-Einspritzung in den Ansaugtrakt (Niederdruckeinspritzung) erfordern die DBWE-Konzepte (Hochdruckeinspritzung) zum Teil erhebliche Modifikationen am Zylinderkopf. Dabei ist zwischen der Einspritzung einer Emulsion aus Wasser und Kraftstoff sowie einer separaten seitlichen Wassereinspritzung zu unterscheiden. Der vorliegende Beitrag beschreibt die Unterschiede beider Verfahren in Bezug auf das notwendige Design des Zylinderkopfs und kommt vor dem Hintergrund des Potentials beider Verfahren zu einer Konstruktionsempfehlung.

### **Abstract**

The gasoline water direct injection (GWDI) offers several gains in regards of fuel consumption and emission reduction. Unlike water injection systems into the air intake part (low pressure injection) GWDI systems (high pressure injection) may require significant modifications regarding the cylinder head. GWDI can be realized either by injecting a fuel-water emulsion or by a separate lateral water injector. The paper presents the requirements in regards of cylinder head design and comes to a design recommendation against the background of the potential of both techniques.

### **1. Einleitung**

Die Idee der Einspritzung von Wasser in die Ansaugluft von Verbrennungsmotoren zur Leistungssteigerung ist zum ersten Mal in der ersten Hälfte des 20. Jahrhunderts in Flugzeugmotoren realisiert worden. Bereits 1945 wird in [1] auch auf die Möglichkeit der Wirkungsgrad-

verbesserung eingegangen. In den 1980er Jahren wurde die Wassereinspritzung auch in der Formel 1 und im Rallye-Sport eingesetzt. Vor dem Hintergrund einer verschärften CO<sub>2</sub>-Emissions-Gesetzgebung sowie neuer Anforderungen an das Emissionsverhalten von Verbrennungsmotoren im Realbetrieb (RDE) gewinnt die Wassereinspritzung in Ottomotoren wieder an Bedeutung. Dies gilt vor allem für Ottomotoren mit einer hohen Leistungsdichte (z.B. Downsizing). Dabei zeigt die direkte Einspritzung von Wasser in den Brennraum ein höheres Potential zur Kraftstoffeinsparung und damit zur CO<sub>2</sub>-Reduktion als die Zugabe von Wasser in die Ansaugluft. Die direkte Benzin-Wasser-Einspritzung (DBWE) erfordert aber je nach Ausführung Modifikationen am Zylinderkopf. Im vorliegenden Beitrag werden die verschiedenen Konzepte vorgestellt, in Hinblick auf ihr Potential und vor allem ihre Auswirkungen in Bezug auf das Design des Zylinderkopfs beurteilt.

## 2. Stand der Technik

Während die Wassereinspritzung in der früheren Vergangenheit vor allem zur Leistungssteigerung von Ottomotoren (z.T. auch mit Methanol als Zumischung) eingesetzt wurde, wird seit kurzem vor allem in Hinblick auf eine Effizienzsteigerung und damit CO<sub>2</sub>-Reduktion entwickelt. In der jüngeren Zeit sind dazu zahlreiche Untersuchungen veröffentlicht worden [2 bis 9, 11, 12].

### 2.1 Thermodynamische Vorteile der Wassereinspritzung

Durch die Einspritzung von Wasser und dessen Verdampfung werden die Ladeluft und der Brennraum gekühlt. Infolgedessen wird die Klopfgrenze positiv beeinflusst und es kann im mittleren und Hochlast-Bereich früher gezündet werden. Das verbesserte Klopfverhalten kann aber auch zu einer Anhebung des Verdichtungsverhältnisses des Gesamtmotors genutzt werden, wodurch sich in allen Kennfeldbereichen Einsparpotentiale ergeben. Diese Strategie erfordert aber einen hohen Wasserdurchsatz [6]. Darüber hinaus wirkt der Wasserdampf als zusätzliches Inertgas ähnlich wie gekühltes Abgas aus einer AGR. Neben einer verringerten Klopfneigung sind auch geringere Spitzentemperaturen und damit geringere Wandwärmeverluste zu erwarten. Durch die kühlende Wirkung kann der Anfettungsbedarf zur Bauteilkühlung reduziert werden und damit in weiteren Kennfeldbereichen stöchiometrisch gefahren werden. Dies ermöglicht neben der reinen Kraftstoffersparnis eine Wirksamkeit des Drei-Wege-Katalysators bis in Hochlastbereiche, was vor allem vor dem Hintergrund der RDE-Gesetzgebung wichtig ist [7]. Wie in [8] demonstriert, führt der Einsatz der Wassereinspritzung auch zur einer signifikanten Reduzierung der Vorentflammungsneigung hochaufgeladener Ottomotoren. Für alle oben genannten Mechanismen gilt, dass der thermody-

namische Vorteil umso größer ist, je näher die Wasser-Einspritzung am Brennraum stattfindet.

## 2.2 Wassereinspritzung in den Ansaugtrakt (Niederdruckeinspritzung)

Frühe Untersuchungen zielten auf eine zentrale Zugabe von Wasser in den Ansaugtrakt. Der Ort dieser Einspritzung liegt in der Regel so weit stromaufwärts, dass eine kurbelwinkelgesteuerte Einspritzung nicht notwendig ist, sondern vielmehr ein konstanter Wassermassenstrom zugeführt wird, siehe Bild 1. Diese Anordnung fand sich vor allem bei Saugmotoren, häufig wurde das Wasser mit Methanol vermischt, um eine Leistungssteigerung zu erzielen. Da bei aufgeladenen Motoren die verdichtete Luft gerade gekühlt aus dem Ladeluftkühler kommt, würde ein Großteil des Wassers tröpfchenförmig mitgenommen und erst im weiteren Verlauf der Ansaugstrecke oder erst im Zylinder verdampft. Dabei kann es zu instationär unterschiedlichen Wassermengen, die den Brennraum erreichen, sowie zu einer Zylinderungleichverteilung kommen. Aus diesem Grund ist diese Anordnung vor allem für aufgeladene Motoren weniger zweckmäßig.

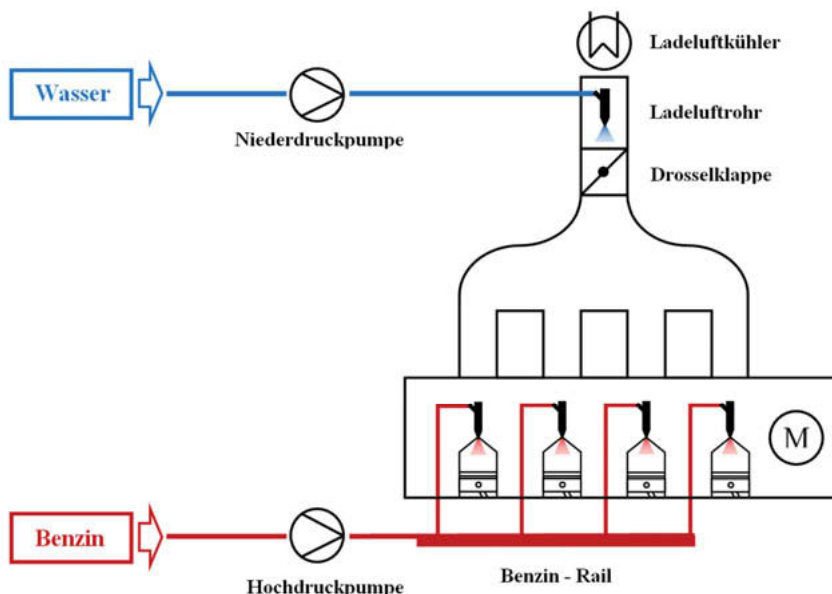


Bild 1: Niederdruckeinspritzung Ansaugstrecke

Eine deutlich exaktere Zumessung gelingt mit der zylinderselektiven Kanaleinspritzung von Wasser (engl. *port water injection*, PWI), siehe Bild 2. Diese kann das Wasser ähnlich einer MPFI-Kraftstoffeinspritzung gezielt durch das geöffnete Einlassventil dosieren. Dies kann kennfeldabhängig gesteuert werden und ist wegen der Niederdruck-Einspritzung vom Produkt- und Applikationsaufwand her moderat. Diese Anordnung wird in [9] als die derzeit günstigste Technologie bewertet.

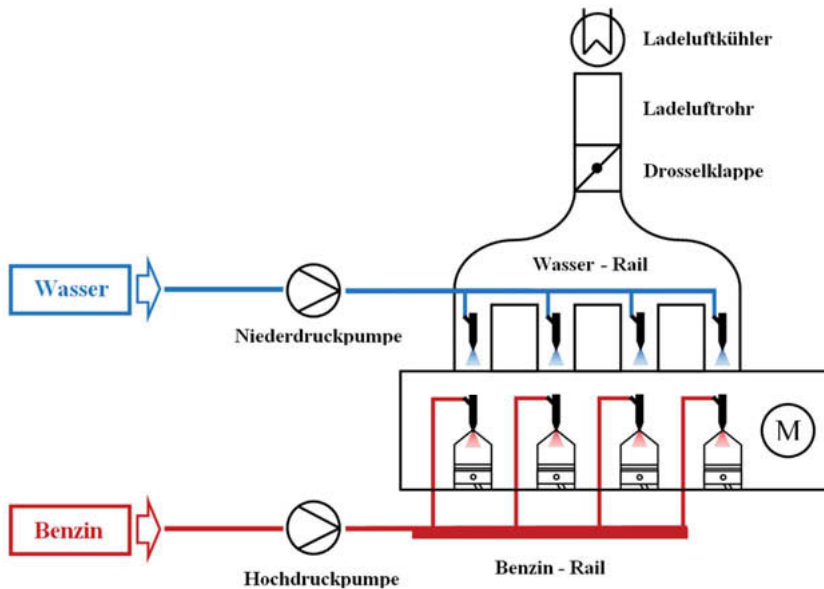


Bild 2: Zylinderselektive Niederdruckeinspritzung

Bei der Niederdruckeinspritzung in die Ansaugstrecke gibt es keine grundsätzlich neuen Anforderungen an den Zylinderkopf. Die zylinderselektive Niederdruckeinspritzung erfordert Bauraum vergleichbar einer konventionellen MPFI-Einspritzung.

### 2.3 Die direkte Wasser-Einspritzung (Hochdruckeinspritzung)

Eine direkte Einspritzung von Wasser in den Brennraum hat laut zahlreichen Autoren das größere thermodynamische Potential bei geringerem Wasserverbrauch [2, 3, 5, 6], da hierbei direkt der Brennraum durch die Verdampfungsenthalpie gekühlt wird. Um die volle Flexibilität zu gewährleisten, wird das gleiche (Hoch-)Druckniveau benötigt, das auch für die direkte Kraftstoffeinspritzung vorgesehen ist. Dabei wird zwischen einer separaten Hochdruckinjek-

tion des Wassers mit Hilfe eines zusätzlichen seitlichen Injektors (engl.: *water direct injection*, WDI) [2, 3] und der Einspritzung einer Kraftstoff-Wasser-Emulsion (engl.: *gasoline water direct injection*, GWDI) [2, 5] unterschieden. Die Verwendung eines zweiten, seitlichen Injektors (siehe Bild 3) stellt sicherlich hinsichtlich der Integration in bestehende Zylinderkopfdesigns die größte Herausforderung dar. Als Vorteile gegenüber der Einspritzung einer Kraftstoff-Wasser-Emulsion gelten die zeitlich entkoppelte Einspritzung sowie die hohe Flexibilität bei schnellen Lastwechseln

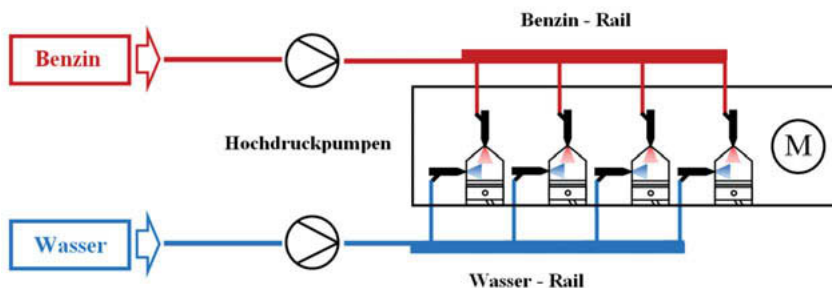


Bild 3: Direkte Wasser-Einspritzung durch separaten Injektor (WDI)

Verschiedene Untersuchungen haben aber gezeigt [2, 5], dass der größte thermodynamische Vorteil mit der gemeinsamen Einspritzung von Kraftstoff und Wasser als Emulsion erzielt werden, die sogenannte direkte Benzin-Wasser-Einspritzung (DBWE, engl.: *gasoline water direct injection*, GWDI). Als Ursache wird die bessere Kraftstoffzerstäubung durch die zusätzlichen Dampfexplosionen vermutet (engl.: *micro explosions*), siehe [10]. Die Erzeugung einer hinreichend homogenen und einspritzfähigen Emulsion erfordert aber erheblichen zusätzlichen Aufwand. Lediglich für erste Prinzipversuche wurde die Herstellung einer zeitstabilen, sogenannten Mikro-Emulsion mit Hilfe von Tensiden untersucht [7], siehe Bild 4. Schon aus Kostengründen scheidet diese Methode als Serienlösung aus. Weiterhin stellte sich heraus, dass die verwendeten Tenside aus Kohlenwasserstoffen mit einer erhöhten Klopffneigung bestanden und für weitergehende Untersuchungen daher nicht geeignet sind.

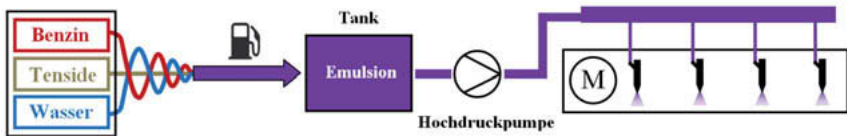


Bild 4: Verwendung von Tensiden zur Herstellung einer zeitstabilen Mikro-Emulsion

Benzin-Wasser-Emulsionen werden daher auf rein mechanischem Wege unter hohem Druck und hohen Scherkräften hergestellt. Dabei ist zu beachten, dass die Domänengröße der dispersen Phase größer als die Wellenlänge des sichtbaren Lichts ist. Diese sogenannten Makro-Emulsionen erscheinen daher als milchig-trübe Flüssigkeit, die sich in kurzer Zeit (Größenordnung Sekunden bis Minuten) wieder in kohärente Phasen entmischt. Diese Emulsionen werden daher erst kurz vor der Einspritzung erzeugt. Bild 5 zeigt einen Systemansatz, der aus Kostengründen mit nur einer Hochdruckpumpe auskommt.

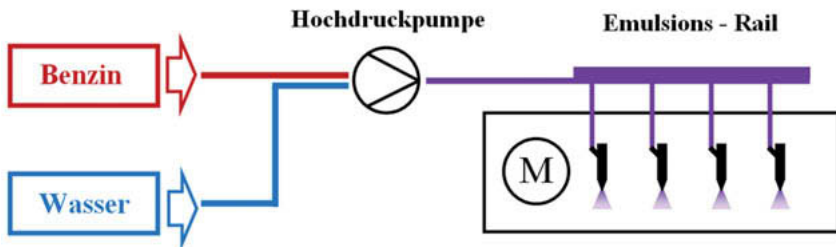


Bild 5: Makro-Emulsion mit einer Hochdruckpumpe

Nachteilig bei dieser Lösung ist das relativ große Volumen zwischen Pumpe und Injektoren, so dass bei einem Lastwechsel mit einer anderen Anforderung an das Wasser-Kraftstoff-Verhältnis dieser Übergang applikationsseitig aufgefangen werden muss. Daher sind auch Systeme in der Entwicklung, die Kraftstoff und Wasser erst möglichst am (Bild 6) oder sogar im Injektor (Bild 7) zu einer Emulsion mischen. Diese Systeme ermöglichen schnelle Lastwechsel, haben aber einen höheren Systemaufwand. Dabei werden jeweils pro Zylinder zusätzliche Hochdruck-Dosiereinheiten für die Wasserzugabe notwendig.

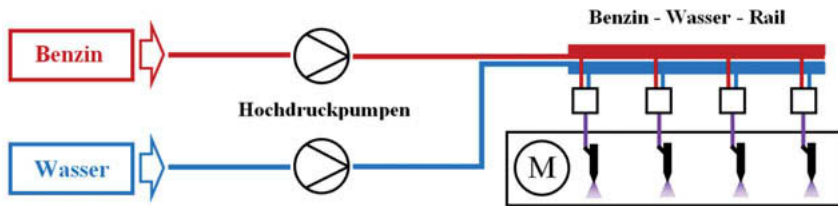


Bild 6: On-Injector-System

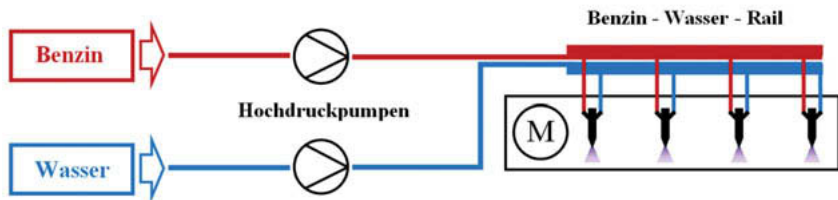


Bild 7: In-Injector-System

Im nächsten Kapitel werden die vorgestellten Designs in Hinblick auf den Änderungsaufwand im Vergleich zu herkömmlichen Zylinderkopf-Designs untersucht.

## 2.4 Wasserversorgung und Peripherie

Der Vollständigkeit halber sei erwähnt, dass bei solchen Systemen Vorkehrungen gegen Frost sowohl im Vorratsbehälter als auch in wasserführenden Leitungen notwendig sind, siehe z.B. [11]. Weiterhin ist zu klären, ob der Kunde Wasser als weiteres Betriebsmittel selbst zuführen muss oder ob die entsprechende Menge aus dem Abgas oder ggf. aus der Klimaanlage kondensiert und zur Verfügung gestellt wird, siehe z.B. [6]. Da dies aber nicht in unmittelbarem Zusammenhang mit dem Zylinderkopf steht, werden diese Betrachtungen hier außer Acht gelassen.

## 3. Konzeptbeurteilung

Die oben vorgestellten Systeme werden im Folgenden mit Hilfe bekannter Konstruktionswerkzeuge analysiert und vor allem in Hinblick auf ihre spezifischen Anforderungen an den Zylinderkopf beurteilt. Eine Übersicht der oben beschriebenen Varianten ist in Tabelle 1 dargestellt:

Tabelle 1: Konzeptvarianten der Wassereinspritzung

Nr.	Variante der Wassereinspritzung	Wasserdruck	Bild-Nr.
1	Ansaugstrecke	Niederdruck	1
2	Zylinderselektive Kanaleinspritzung	Niederdruck	2
3	Direkte Einspritzung separater Injektor	Hochdruck	3
4	Mikro-Emulsion (Tenside)	Hochdruck	4
5	Makro-Emulsion mit einer Hochdruckpumpe	Hochdruck	5
6	On-Injektor (Makro-Emulsion)	Hochdruck	6
7	In-Injektor (Makro-Emulsion)	Hochdruck	7

### 3.1 Entwicklungsprozess nach VDI 2221

Im Folgenden wird gemäß dem Entwicklungsprozess nach VDI (VDI 2221) eine Konzeptauswahl vor allem in Hinblick auf den Zylinderkopf getroffen.

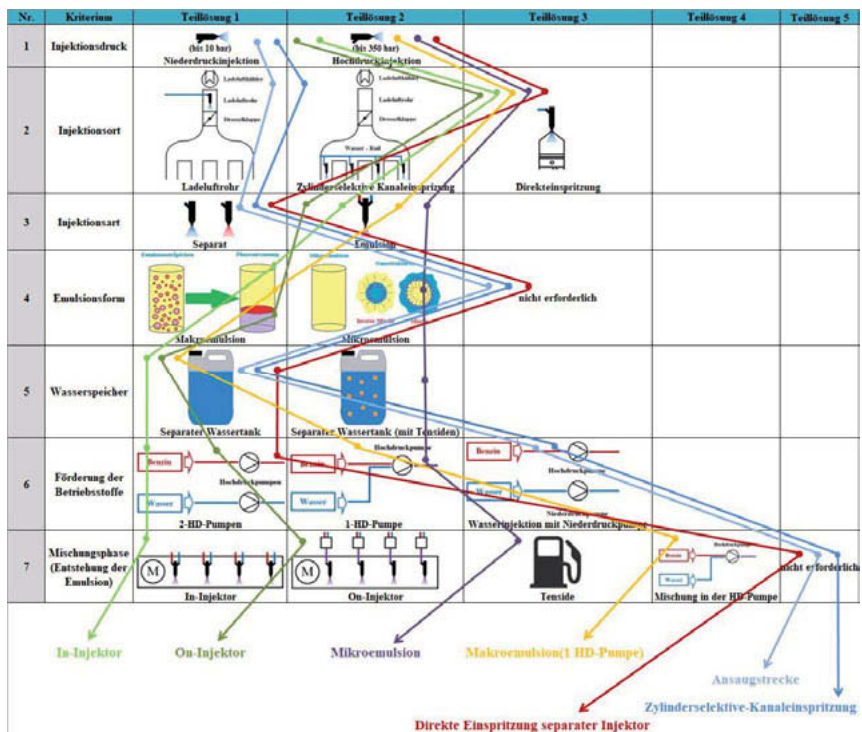


Bild 8: Morphologischer Kasten

Der vollständige Entwicklungsprozess nach VDI erfordert eine Anforderungsliste, eine Funktionsstruktur, einen morphologischen Kasten (Bild 8), eine Konzeptbeschreibung mit Vor- und Nachteilen sowie dann das Auswahlverfahren, meist unterteilt in ein K.O.-Verfahren und eine gewichtete Punktebewertung. Der gesamte durchgeführte Entwicklungsprozess kann aus Platzgründen hier nur in Auszügen dargestellt werden. Im Bild 8 ist beispielhaft der morphologische Kasten dargestellt, der anhand der Kriterien Injektionsdruck, Injektionsort, Injektionsart, Emulsionsform, Art des Wasserspeichers, Förderung der Betriebsstoffe und Mischungsphase (Entstehung der Emulsion) mögliche Lösungen miteinander verbindet.

Die daraus abgeleitete Konzeptbeschreibung mit den jeweiligen Vor- und Nachteilen ist im Wesentlichen in den Abschnitten 2.2 und 2.3 erfolgt.

### 3.2 Bewertungsmatrix

Mit den nun vorliegenden Informationen erfolgt das Auswahlverfahren. Zuerst ist zu prüfen, ob es Varianten gibt, die bereits bei einem K.O.-Verfahren aussortiert werden würden. Dies ist bei der Variante 4 „Mikro-Emulsion (Tenside)“ der Fall. Unabhängig davon, dass die Kosten für die Tenside die Einsparungen durch den Kraftstoffverbrauchsvorteil übersteigen, sind die Tenside auch kontraproduktiv, da diese die Klopfneigung in der Regel erhöhen [7]. Aus den verbliebenen sechs Varianten ist nun anhand einer Bewertungsmatrix die geeignetste Variante auszuwählen. Das Ergebnis ist in Tabelle 2 aufgelistet:

Tabelle 2: Bewertungsmatrix

Kriterium	Ansaugstrecke	Zylinderselektive-Kanaleinspritzung	Direkte Einspritzung separater Injektor	Makroemulsion (1 HD-Pumpe)	On-Injektor	In-Injektor
Kraftstoffeinsparung (CO <sub>2</sub> Reduktion)	-	0	+	++	++	++
Reduktion Rohemission (NO <sub>x</sub> , Ruß)	-	0	0	++	++	++
Wasserverbrauch	0	0	+	++	++	++
Robustheit im Feld	+	++	+	0	0	-
Flexibilität bei Lastwechseln	+	++	++	--	+	++
Fertigungsaufwand Zylinderkopf	++	0	-	+	+	0
Integration in bisherige Zylinderkopfkonstruktionen möglich	++	++	--	++	++	+
Kosten	++	+	--	0	--	--
<b>Summe</b>	<b>+6</b>	<b>+7</b>	<b>0</b>	<b>+7</b>	<b>+8</b>	<b>+6</b>

Die größte CO<sub>2</sub>-Ersparnis ist laut [2] von einer direkten Emulsionseinspritzung zu erwarten. Die Niederdruckeinspritzungen kühlen dagegen nicht so effektiv den Brennraum. Am geringsten dürfte der Vorteil bei der Niederdruckeinspritzung in die Ansaugstrecke sein, da es hier auch zu Ungleichverteilungen der Wassermenge auf die einzelnen Zylinder kommen kann. Ähnlich verhält es sich mit der Reduktion der Rohemissionen NO<sub>x</sub> und Partikel. Auch

hier sind die besten Ergebnisse mit einer direkten Emulsionseinspritzung zu erwarten. Die direkte Wassereinspritzung mit Hilfe eines zweiten Injektors dagegen führt bei einem hohen Wasser-Kraftstoff-Verhältnis wieder zu einem Ansteigen der Partikelemissionen [2]. Auch in Hinsicht auf den Wasserverbrauch liegen die direkten Emulsionsverfahren vorne, da die Kühlung direkt im Zylinder stattfindet und daraus ein geringerer Wasserverbrauch resultiert. Anders verhält es sich in Bezug auf die Robustheit im Kundenbetrieb. Auch wenn noch keine belastbaren Daten veröffentlicht sind, ist zu erwarten, dass die Niederdrucksysteme erheblich leichter zu implementieren, zu applizieren und zu validieren sind. Für alle Emulsionsvarianten sind zudem Vorkehrungen zu treffen, dass beim Ausschalten des Motors keine Emulsion im Injektor und den Zuleitungen verbleibt. Die Emulsionen sind nur kurzzeitstabil und würden sich bei längerer Standzeit entmischen, was zu Problemen beim nächsten Start führen kann. Auch sind Vorkehrungen gegen Frost leichter zu treffen, wenn beide Betriebsmittel grundsätzlich getrennt sind. Ein weiteres Kriterium ist die Flexibilität bei Lastwechseln. In der Regel steigt der Wasseranteil mit zunehmender Last an, so dass bei einem Lastsprung der Wasseranteil möglichst schnell an die neue Lastanforderung angepasst werden sollte. Vor diesem Hintergrund ist das Konzept mit nur einer Hochdruckpumpe und Emulsionseinspritzung am schlechtesten zu bewerten, da hier das Totvolumen am größten ist.

### 3.3 Auswirkungen auf den Zylinderkopf

Die Auswirkungen aller Konzepte auf das Zylinderkopfdesign sind ebenfalls in Tabelle 2 bewertet, jeweils unterteilt in die beiden Kriterien Fertigungsaufwand und Integrationsfähigkeit in bisherige Designs. Am geringsten ist der Einfluss auf den Zylinderkopf bei der Niederdruckeinspritzung in die Ansaugstrecke. Hier ist der Zylinderkopf gar nicht betroffen, außer dass das Material korrosionsbeständig sein muss, was aber aufgrund des Wassermantels sowieso gegeben ist. Die selektive Kanaleinspritzung benötigt den Zugang für die Niederdruckwasserinjektoren. Diese können analog zu bestehenden Standard-MPFI-Systemen (*Multi Point Fuel Injection*) konstruiert werden. Von den Varianten, die eine Kraftstoff-Wasser-Emulsion direkt einspritzen, stellen die Varianten Makroemulsion mit einer Hochdruck-Pumpe und On-Injektor bauraumseitig keine sehr hohen Anforderungen an das Zylinderkopfdesign, für das On-Injektor-System muss eine zusätzliche Hochdruckpumpe und –rails sowie die Hochdruck-Dosiereinheit für das Wasser in die injektornahe Mischkammer (Bild 6) aufgenommen werden. Beim In-Injektor-Konzept beansprucht der eigentliche Kraftstoff-Injektor zusammen mit der notwendigen Hochdruck-Dosiereinheit einen vergrößerten Bauraum im Zylinderkopf.

Einen großen Eingriff in bestehende Zylinderkopf-Konzepte sowie einen erhöhten Fertigungsaufwand erfordert dagegen das Konzept einer direkten Einspritzung mit einem separaten, vermutlich seitlich angeordneten Injektor. Dieser würde wohl analog zu den seitlichen Benzin-Direkteinspritzungsverfahren auf der Einlassseite zwischen den Einlassventilen untergebracht werden (Bild 9). Der Wassermantel sollte den Injektor gut kühlen, da eine Innenkühlung durch das eingespritzte Wasser nicht in allen Betriebspunkten erfolgt.

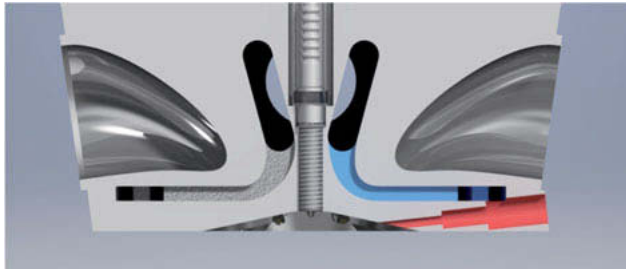


Bild 9: Lage seitlicher Wassereinjektor und Wassermantel

Weiterhin dürften die Ventildurchmesser kleiner ausfallen, wenn man zwei Injektoren, einen seitlichen Wasser- und einen zentralen Kraftstoff-Injektor im Brennraumdach unterbringen muss (Bild 10). Neben einer zweiten Hochdruckpumpe werden auch noch jeweils für jeden Zylinder zusätzliche Hochdruckventile für die Wasserzufuhr notwendig werden.

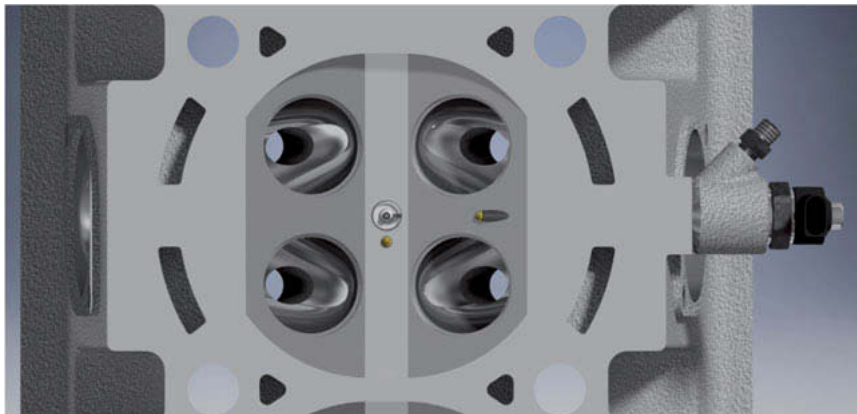


Bild 10: Brennraumdach mit Zündkerze, Kraftstoffinjektor (zentral) und Wassereinjektor

Abschließend lässt sich sagen, dass das On-Injector-Konzept nach dem Entwicklungsprozess VDI 2221 und der Bewertungsmatrix (Tabelle 2) aufgrund seiner sehr guten thermodynamischen Eigenschaften knapp als das beste Konzept erscheint.

#### 4. Zusammenfassung und Ausblick

In diesem Beitrag wurden alle relevanten Konzepte zur Wassereinspritzung in Ottomotoren zusammengetragen und anhand des Entwicklungsprozesses VDI 2221 sowie in Hinsicht auf ihren Einfluss auf künftige Zylinderkopf-Designs bewertet. Festzuhalten ist, dass das Konzept einer direkten Wassereinspritzung mit einem separaten Injektor, das in Hinsicht auf eine Implementierung in gängige Zylinderkopf-Designs die größte Herausforderung darstellt, aufgrund kleinerer Nachteile in Bezug auf Emissionen vermutlich nicht für eine Serienentwicklung ausgewählt werden wird. Wie oben erwähnt hat sich das On-Injector-Konzept nach dem Entwicklungsprozess VDI 2221 und der Bewertungsmatrix (Tabelle 2) aufgrund seiner sehr guten thermodynamischen Eigenschaften knapp als das beste Konzept durchgesetzt. Als Entscheider in der Automobilindustrie könnte man derzeit aber auch letztendlich die Robustheit im Kundenfeld als wichtigstes Kriterium bewerten und sich daher für das Konzept der zylinderselektiven Kanaleinspritzung entscheiden, siehe auch [12].

In zukünftigen aufgeladenen Ottomotoren ist mit einer zunehmenden Anwendung der Wassereinspritzung zu rechnen, der Vorteil solcher Systeme steigt mit der Leistungsdichte des Motors an. Ob sich dabei die Konzepte einer direkten Benzin-Wassereinspritzung langfristig durchsetzen werden, hängt vor allem davon ab, inwieweit es konzept- und applikationsseitig gelingt, auf plötzliche Lastwechsel mit einer schnellen Anpassung des Wasser-Kraftstoff-Verhältnisses zu reagieren.

## 5. Literaturangaben

- [1] Vandeman, J.; Heinicke, O.: Effect of water alcohol injection and maximum-economy spark advance on knock limited performance and fuel economy of a large air-cooled cylinder. NACA (National Advisory Committee for Aeronautics), 1945
- [2] Durst, B.; Unterweger, G.; Rubbert, S.; Witt, A.; Böhm, M.: Thermodynamische Wirkung der Wassereinspritzung beim Ottomotor – ein Konzeptvergleich. 15. Konferenz „The Working Process of the Internal Combustion Engine“, 24./25. September 2015
- [3] Hoppe, F.; Thewes, M.; Baumgarten, H.; Dohmen, J.: Water injection for gasoline engines: Potentials, challenges, and solutions, International Journal of Engine Research, 2016, Vol. 17(1) 86–96
- [4] Rohi, A.; Satpathy, S.; Choi, J.; Hoard, J.; Surnilla, G.; Hakeem, M.: Literature Survey of Water Injection benefits on boosted Spark Ignited engines. SAE Technical Paper, 2017-01-0658, 2017
- [5] Heinrich, Ch.; Dörksen, H.; Esch, A.; Krämer, K.: Gasoline Water Direct Injection (GWDI) as a Key Feature for Future Gasoline Engines. in Knocking in Gasoline Engines, 5th International Conference, Berlin 2017, Springer Verlag
- [6] Franzke, B.; Voßhall, T.; Adomeit, P.; Müller, A.: Wassereinspritzung zur Erfüllung zukünftiger RDE-Anforderungen für Turbo-Ottomotoren, Motortechnische Zeitschrift (MTZ) 03/2019
- [7] Heinrich, Ch.; Dörksen, H.; Tölkes, E.; Esch, A.: Direkte Benzin-Wasser-Einspritzung: CO<sub>2</sub>-Potentiale und technische Anforderungen. In „10. Tagung Diesel- und Benzindirekteinspritzung“, Springer Vieweg Verlag, (2016), S. 363-379
- [8] Heinrich, Ch.; Dörksen, H.; Krämer, K.; Carls, M.: Einfluss der direkten Benzin-Wasser-Einspritzung auf die stochastischen Vorentflammungen eines Ottomotors, in 28. Deutscher Flammentag Verbrennung und Feuerung, Darmstadt, 2017
- [9] Hermann, I.; Glahn, C.; Kluin, M.; Paroll, M.; Gumprich, W.: Water Injection for Gasoline Engines - Quo Vadis? in Knocking in Gasoline Engines, 5th International Conference, Berlin 2017, Springer Verlag

- [10] Brown, K.F.; Chadderton, J.; Daly D.T.; Langer D.A.; Duncan, D.: Opportunity for Diesel Emission Reductions Using Advanced Catalysts and Water Blend Fuel. SAE 2000-0182
- [11] Pauer, T.; Frohniauer, W.; Walther, J.; Schenk, P.; Hettinger, A.; Kampmann, S.: Optimization of Gasoline Engines by Water Injection, 37th International Vienna Motor Symposium 2016
- [12] Hermann, I.; Glahn, C.; Paroll, M.; Gumprich, W.: Water injection for gasoline engines – potentials and challenges. 6ht International Engine Congress 2019, Baden-Baden

# Cylinder Head Solutions for 300bar and beyond

## Next generation commercial and large engines' advanced design and simulation

Dr. **Christopher O. Huber, Andreas Zurk**,  
AVL List GmbH, Graz, Österreich

### Abstract

High-speed natural gas engines have been spread significantly in the last few decades for stationary applications such as power generation or gas compression. A part of their attractiveness is the growing attention to reduce CO<sub>2</sub> emission as well as upcoming, very stringent regulations for NO<sub>x</sub> emission. Very similar arguments can be made for commercial or large diesel engines.

The aforementioned engines today have already reached competitive power density and thermal efficiency levels. For gas engines or -operation (for DF engines) these accomplishments were achieved via numerous and continuous efforts to push the knock limits. On the diesel side the efficiency is in focus, driven by either competition or regulation. High efficient charging technology combined with aggressive Miller timing gives rise to further increasing the power density which, however, calls for a higher peak firing pressure capability of 300bar and beyond - independent from engine fuel or size (large or commercial).

The increased peak firing pressure and power density rise demands on the whole power unit. Major challenges of the strength and cooling of cylinder head and piston unit need to be solved. AVL solves these challenges employing new concepts for valve pattern and cylinder head bolt arrangement, allowing for a new load transfer path which offers an optimized load distribution with minimized deflection targeting a very high PFP.

Furthermore, AVL combines its unique top down cooling concept also with new gas pre-chamber technologies. The concept allows a significant increase of heat input to the fire deck setting new limits for future combustion concepts, independent of diesel or gas operation.

The respective boundaries in terms of thermal and mechanical loads require extensive use of advanced simulation tools in a virtual validation phase combined with the broad engineering background of the AVL powertrain database.

In this paper AVL is addressing the key challenges and new engineering approaches from design and simulation perspective.

## Design of a 300+bar Cylinder Head (challenges and AVL solutions)

### Challenges

Engine efficiency improvement and increased power density are the main challenges for future truck and large engines. Combustion systems employing advanced injection timing combined with adjusted compression ratio and excess air ratio result in peak firing pressures (PFPs) of 300bar and beyond. These thermodynamic requirements lead to significant increased thermo-mechanical loads in the cylinder head. If considering an engine family concept, note that the heat impact to the components of the quiescent combustion systems is both qualitatively and quantitatively different for the diesel and the gas version.

Flat and wide piston bowls of the diesel piston typically shift the thermal load towards the fire deck of the cylinder head, whereas the gas combustion system with its pre-chamber and open combustion chamber increases the heat impact on the piston top surface, cp. Fig. 1.

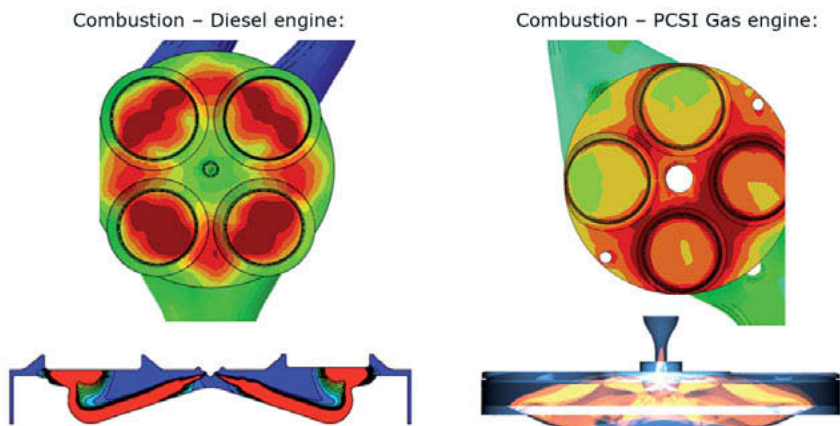


Fig. 1: Thermal boundaries cylinder head fire deck for Diesel and PCSI Gas engine (HD/LE)

These boundaries require a significantly improved cylinder head structure as well as cooling performance, tailored to the respective heat input.

Concept studies show that traditional concepts are limited as the load transfer path causes deformations in the valve guide boss as well as unacceptable deformations of the fire deck, see also the simulation chapter later in this manuscript for examples Fig. 8, demonstrating the effect on the valve system.

A rotated cylinder head bolt pattern with six bolts and a skewed valve pattern has been combined with a new load transfer path concept. This turns out to be the best compromise in terms of overall structural stiffness, head gasket pressure distribution, cooling arrangement and the minimum achievable cylinder distance. The port concept combines a symmetric structural course together with reduced area on the exhaust gas side surface to minimize heat rejection to coolant.

The lower deflection of the cylinder head under gas load and the new structural concept reduce the risk of valve guide and valve-seat wear. In view of liner distortion, six cylinder head bolts are beneficial in cold assembly conditions as well as in warm conditions, cp. Fig. 2.

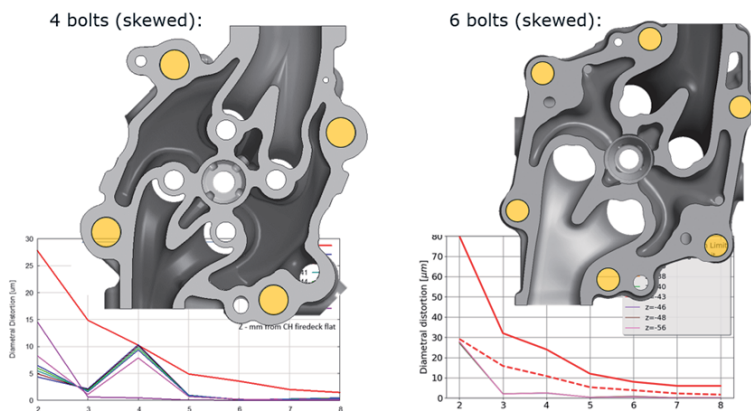


Fig. 2: Cylinder head bolt pattern / Liner distortion (4 bolts vs. 6 bolts)

AVL's patented Top-Down-Cooling System (TDC) was successfully applied to several diesel engines for heavy duty commercial as well as for large engine applications. The basic idea, to first enter the upper water -jacket with water from the coolant pump at lowest temperature and then guide the flow down towards the highest loaded area on fire deck from top, reduces up to 15°C to 20°C of component temperature in the exhaust-exhaust valve bridge compared to conventional cooling concepts, cp. Fig. 3.

The TDC allows to use a cast lower water jacket with a relatively thin fire deck thickness especially in the critical locations between the valves. Thereby the plastic deformation due to the temperature gradients in the highly loaded areas are lowered, which leads to better thermo-mechanical fatigue behavior.

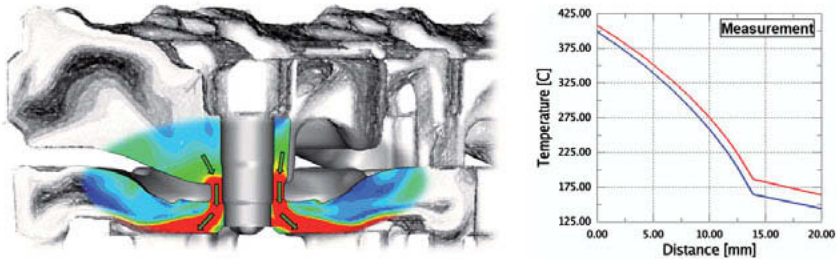


Fig. 3: Top-Down Cooling System (TDC) – Fire deck temperature reduction

While the fuel injector cooling is essential against injector sticking, the cooling of the gas-scavenged pre-chamber is the key feature for a highly efficient engine concept without limitation for future combustion systems. The system works exceptionally well for both gas and diesel engine cylinder head design.

For gas engines the Top-Down Cooling System was further developed and combined with a very effective pre-chamber cooling, as shown in Fig. 4.

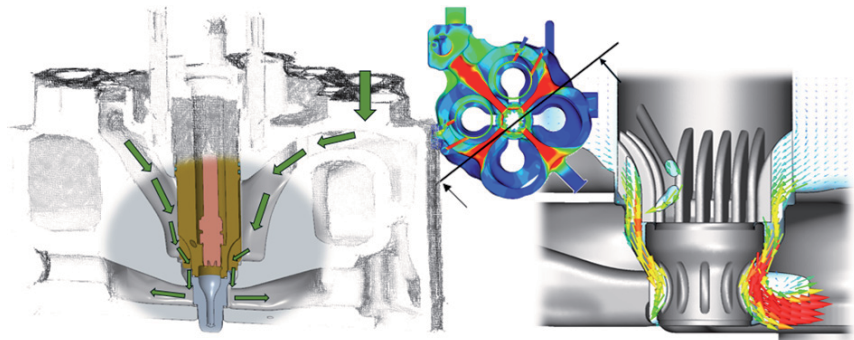


Fig. 4: Top-Down Cooling system (TDC) in combination with gas pre-chamber

For high power application engines with larger bore sizes, the cooling system can be combined with a dedicated exhaust valve seat cooling. AVL holds several patents for high effective seat cooling solutions which are using the pressure difference between the upper and

lower water jacket. This drives the coolant through the narrow passages of the valve seat channel, cp. Fig. 5.

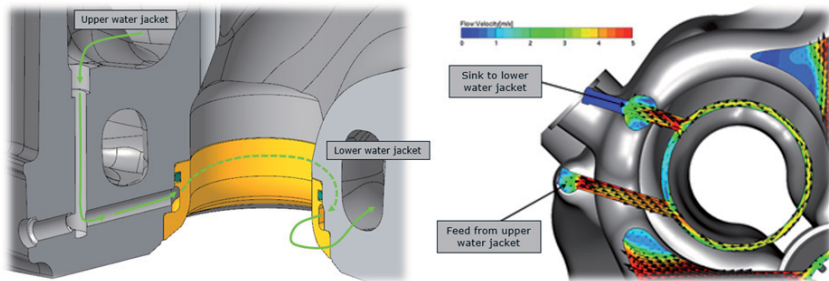


Fig. 5: Optional exhaust valve seat cooling in combination with Top-Down Cooling

AVL's Top-Down Cooling System allows a very precise control of the flow through the individual passages and thus achieves the required heat transfer coefficient. The volume flow can be adjusted depending on different demands within an engine family without compromising critical regions.

With an optimized design and its verification simulations optimization it is possible to keep all component temperature levels in an acceptable range despite of the challenging BMEP and PFP levels. This is the prerequisite for future combustion development without component limitation, cp. Fig. 6.

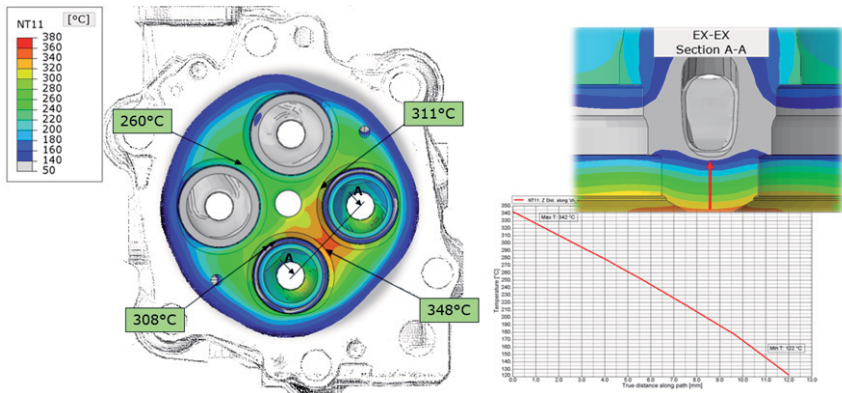


Fig. 6: Example fire deck wall temperatures at critical areas achievable

## Advanced Simulation

Verification of the design via simulation methods is of course state of the art and is reflected in AVL's standard cylinder head–gasket–block simulation task, which uses the thermal boundary conditions from a 3D combustion simulation as the heat input as well as the 3D coolant simulation as the heat sink for the heat transfer simulation. Assessments with respect to deformation, stresses, static strength as well as durability with respect to low cycle (thermomechanical fatigue in case of a cylinder head), and high cycle fatigue are performed and assessed against respective criteria. Since AVL is performing a lot of design and simulations, in particular cylinder heads, each of the assessed parameters (performance attributes) can then be benchmarked against similar engines. However, with the increased heat input, particularly into the cylinder head, new or formerly less intriguing challenges arise, which often require refined or advanced simulation techniques to model the underlying physics, understand the driving parameters, and finally draw respective conclusions. For this manuscript, exemplarily the thermal distortion of the valve system shall be in focus.

## Valve system thermal distortion

Valve guide and seat fretting (or wear) have always been a challenge or nuisance in the engine industry, often attributed to the choice of material pairing with respect to associated tribology, insufficient oil film, or failing shaft sealing (among other possible contributors). However, due to the increasing specific powers and therefore heat input into the cylinder head a

significant fraction to the challenge is presented by the thermal distortion of the valve system, driven mainly by the cylinder head deformation itself, which comprises the thermal expansion but also the deformation induced by assembly forces (bolting, press fits, etc...). Because of the inherently inhomogeneous temperature distribution from the cool water touched regions to the hot regions directly touched by gas or far away from the water jacket, the resulting thermal expansion can lead to guide-seat axis misalignment, which in turn can result in either pressing of the valve against the guide on one side either up to clamping. In worst case, if the resulting constraining is severe, three-point contact is established and the resulting contact pressure (and the resulting wear) is then only limited by the compliance of the components.

AVL has therefore developed a simulation methodology to address, in particular, the thermal distortion of the system valve-guide-seat ring and cylinder head. The big advantage is that this can be evaluated early in development in the virtual phases, even after the first concept head-block simulation - consistent with AVL's frontloading principles. The associated findings and specific results give valuable insight about the thermal expansion and constraining of the entire system, thus - once the driving parameters are understood - providing the chance to counteract timely in design and verify the refinement.

Possible design improvements can be as simple as to define a tailored nominal clearance or a machining on the cylinder head in the lower guide region to allow for more free deformation, or the design update can be as sophisticated as optimizing the water jacket to tailor the deformation of the individual components or their relative position to each other.

## Driving parameters

There are many parameters that influence the structural behavior of the valve guide-seat system, and more than a dozen are tracked throughout simulations and projects in a respective database. For the examples in this manuscript, the parameters offset cone top, harmonic order deformation and the axis misalignment shall be noted, cp. Fig. 7.

The cone top is defined by the geometric distortion of the seat ring – its importance lying in the fact that the valve axis must pass it in the moment of contact between valve to ring. The cone top offset is consequently a measure of the global, but also local rotation of the ring or the contact surfaces. The second order distortion and the associated out-of-plane deformation of the seat ring influences the start of valve contact location and development of the contact pressure (and slipping) over time. On the guide, because of the structural connection of the cylinder head to the exhaust port as well as the vicinity of the water jacket, the second order distortion will always be dominant, leaving a larger clearance in one but decreased residual clearance in the other direction, cp. Fig. 8. This presents a principle challenge for the valve during its movement into the guide and can be largely influenced and possibly mitigated by the measures mentioned above.

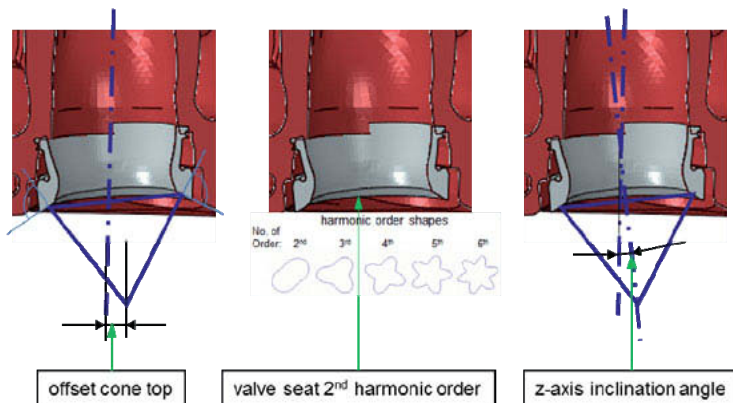


Fig. 7: Some of the many geometric parameters influencing the structural results, offset cone top, second order distortion of the valve seat or guide, and the axis misalignment between seat and guide

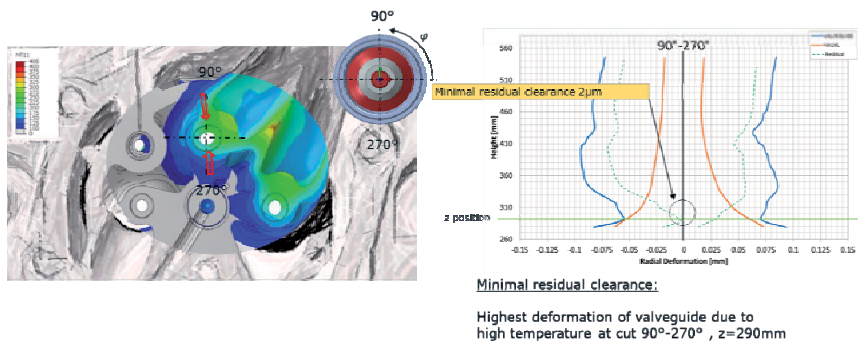


Fig. 8: The reason for decreased clearance in one direction of the lower part of the valve guide (temperature distribution is depicted) and an example for the residual clearance becoming low because of this effect.

### Failure mode: guide wear and/or seat wear - evaluation of the residual clearance of the valve – guide contact

The evaluation of the residual clearance is inherently a multidimensional problem. It is not as easy as to check if the hot valve still fits into the distorted guide, since at a certain point in time – when the valve hits the seat, it is constrained in motion and effectively guided. In extreme case the valve can become pre-strained like a bow (in two-point contact) or endure massive constraining (and likely, associated wear) by a three-point contact (or four if you count the valve seat in).

### Evaluation method and tool capability

An evaluation method was developed to understand the possible positions of the valve in the system and document it in terms of a 3D shape of so called “Zslices”, a slice in each vertical position, Z, of the guide, compare Fig. 9. A detailed evaluation of each Zslice is done by employing the radius of the valve, known from the nominal clearance and its thermal expansion. A new curve, the locus, can be found which is made by an offset equal to the valve radius going inwards normal to the valve guide surface. Points that are inside this locus represent the feasible range of valve centerline positions in this Zslice. When the stem radius approaches the guide radius, then the region within which the valve centerline can move becomes very small (in the range of micrometers). The right-hand side of the Fig. shows a more realistic case where the valve stem radius is larger, it cannot touch some points on the

guide because the local radius of curvature of the guide is smaller than that of the stem. In this case the locus of valve center line positions now crosses itself. The crossing point is found where the stem becomes tangent to the guide at two points. Valve positions on or inside the upper loop are feasible, whereas valve positions on the lower loop do not represent feasible valve positions. Although the stem and guide are tangent if the centerline is on the lower loop, the position is not feasible due to interference that would occur elsewhere, cp. Fig. 9 lower right-hand side.

For documentation purposes, this evaluation is summarized in plots like in Fig. 10, where the right-hand side picture shows the Zslices over the guide length (from bottom=blue to top=red). Additionally, since it is often not easy to interpret with the naked, unsupported eye, and for a multi-cylinder engine lots of evaluation plots have to be assessed, a warning is issued if interference is predicted. In the latest version of the tool, also the exact position (the circumferential cut position) as well as the amount of interference is noted, cp. actual project documentation in Fig. 12.

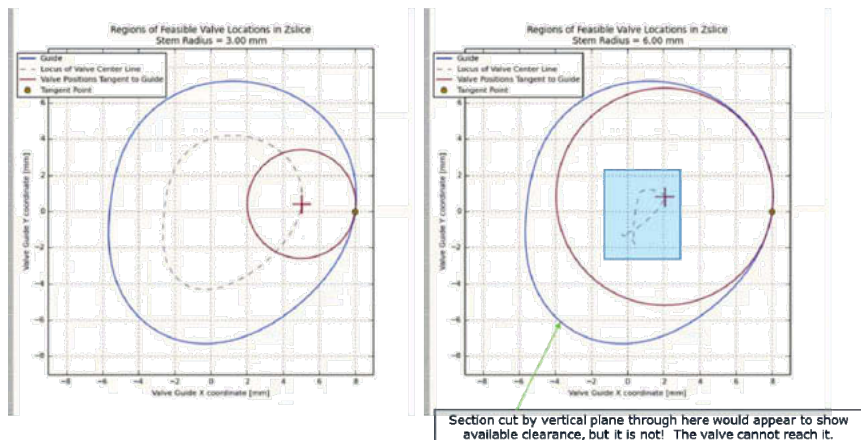


Fig. 9: left: Zslice creation principle; right: feasible and unfeasible locations of the valve in a respective Zslice

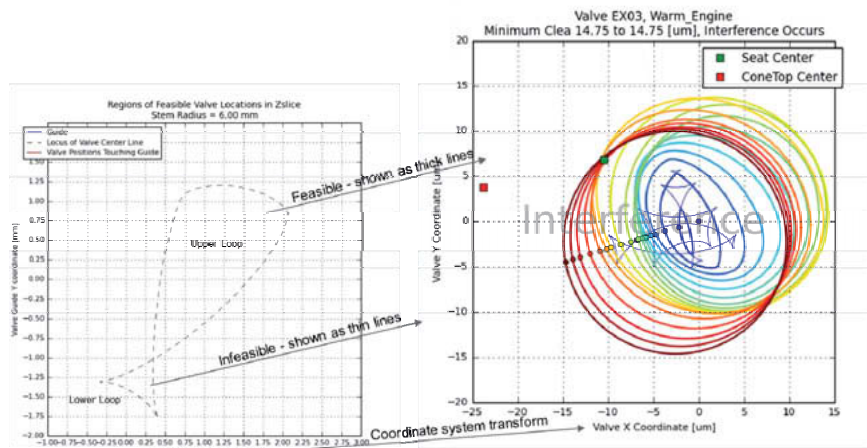


Fig. 10: Feasible and infeasible positions of the valve in the guide

The actual algorithm is largely independent from the meshing used in the FE model and employs its own discretization. Principally, an array of points is created for candidate positions of the valve stem in the upper most plane of the guide (128x20 array = 2560 points, two degrees of freedom for position). The minimum radial clearance to the guide is then found for each candidate valve position and the most critical of those is then employed to set the camera perspective in the documentation.

As an additional visual guide, a new contour plot showing minimum radial clearance as a function of the position of the valve axis at the top of the guide is now created, cp. Fig. 11 right hand side. It has several isolines, and everything inside the isoline with a value of zero is a viable position for the valve. Assessment can be to judge the narrowest distance to traverse this area from one side to the other.

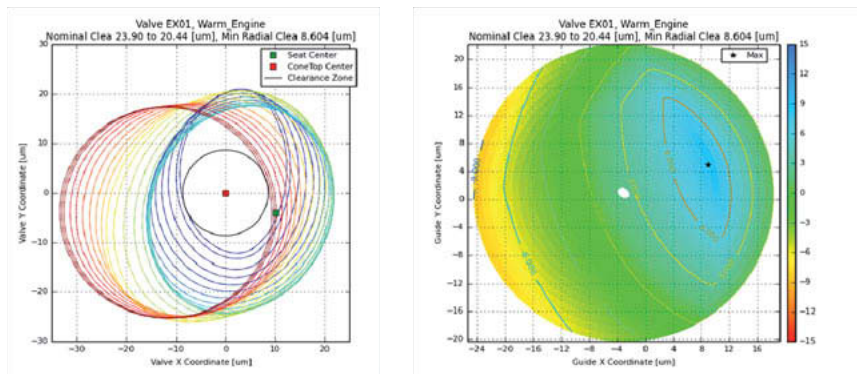


Fig. 11: LHS: An example for good residual clearance on the exhaust valve guide #1 of the first cylinder of an inline 6-cylinder engine. RHS: Contour plot showing minimum radial clearance as a function of the position of the valve axis at the top of the guide. Everything inside the isoline with a value of zero is a viable position for the valve with the min. residual clearance the narrowest distance/diameter.

### Tool process

The valve system tool is compatible with the standardized head-block compound simulation task and is employed as an add-on to those simulations. It allows the valve seat and bore machining and can consider arbitrary nominal clearance definitions by user defined formulae. Typical however are constant clearances over guide length, step-functions, or tapered configurations.

The typical process workflow is:

1. Valve seat and guide bores are machined.
2. Guide inserted into guide bore (press fit).
3. Seat inserted into seat bore (press fit).
4. Valve seat surface and valve guide are machined.
5. Assembly of cylinder head bolts, injector, spark plug mounting, etc.
6. Thermal loads added.
7. Gas Loads added.

Fig. 12 as well as Fig. 13 show example from an actual project where guide wear is predicted for the exhaust but also the intake side. The mechanism is intrinsically complex since the

guide deformation is in principle acceptable meaning the valve can freely move in the guide without constraints. However, the valve is pressed towards one side of the guide in the moment the valve was hitting the seat as the seat deformation forces the valve in an unfavorable position. The cylinder head fire deck expands and rotates the seat relative to the guide axis (see *driving parameters* above, one of the reasons we track this as axis misalignment).

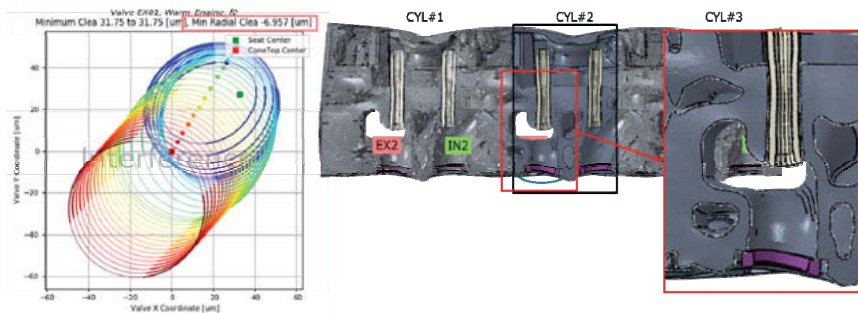


Fig. 12: An actual example from a project with guide wear. There is enough room to move for the valve in the distorted guide (Step 1 was fulfilled), but as soon as the valve was guided by the seat (in our algorithm – when the valve axis passes the cone top) the valve is pressed towards one side of the guide.

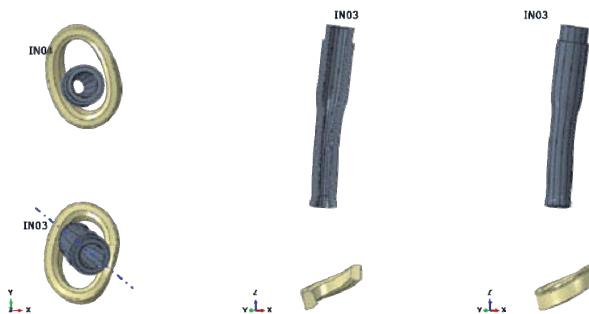


Fig. 13: The interaction between seat and guide deformation is a delicate interplay. Deformation is exaggerated to support visual conclusions. Significant axis misalignment, second order seat deformation as well as seat rotation/shear deformation is predicted.

Consequently, the valve tool evaluates the remaining clearance in two steps. After the Zslices have been generated, the valve guide remaining clearance because of assembly and thermal deformation is evaluated in two steps, cp. Fig. 14. The first step assesses if the valve fits freely into the deformed guide in the first place. If this is not given, then there is an inherent structural or cooling problem (often on the lower region of the guide). Step 2 considers the constraining the valve must oblige when it hits the seat. In this case the valve axis must be coincident with the cone top. This is the most critical phase of the valve movement into the seat and guide as the constraining may come from both seat and guide. A visual aid is plotted showing (abstract) representations of the guide and the valve in the exact cut position with the minimum radial clearance. Note that for step 2 the valve axis is now projected through the cone top.

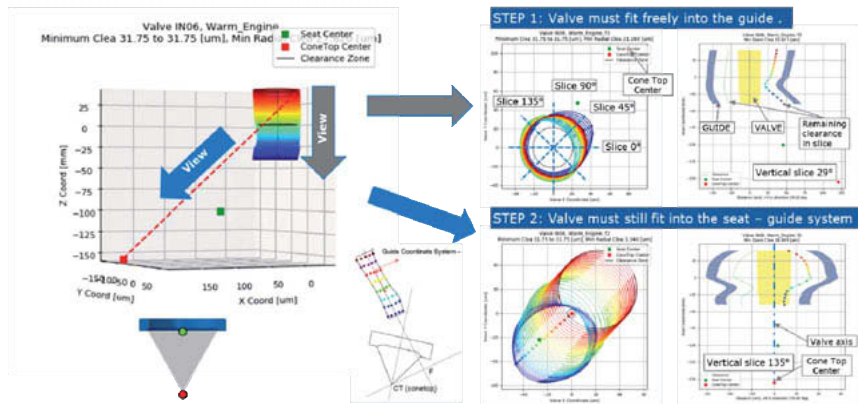


Fig. 14: After the Zslices have been generated, two steps are taken to assess the clamping risk because of thermal deformation. Step 1 is to determine if the valve fits principally into the guide. Step 2 considers the constraining the valve must oblige when it hits the seat. In this case the valve axis must be coincident with the cone top.

Through combinations of the various design counteractions mentioned above, namely optimizing the water jacket to tailor the deformation of the individual components and their relative position to each other as well as defining a tailored nominal clearance over the guide length, an acceptable result is achieved, cp. Fig. 15.

## VALVE MISALIGNMENT WARM ENGINE CONDITIONS, EXHAUST-02

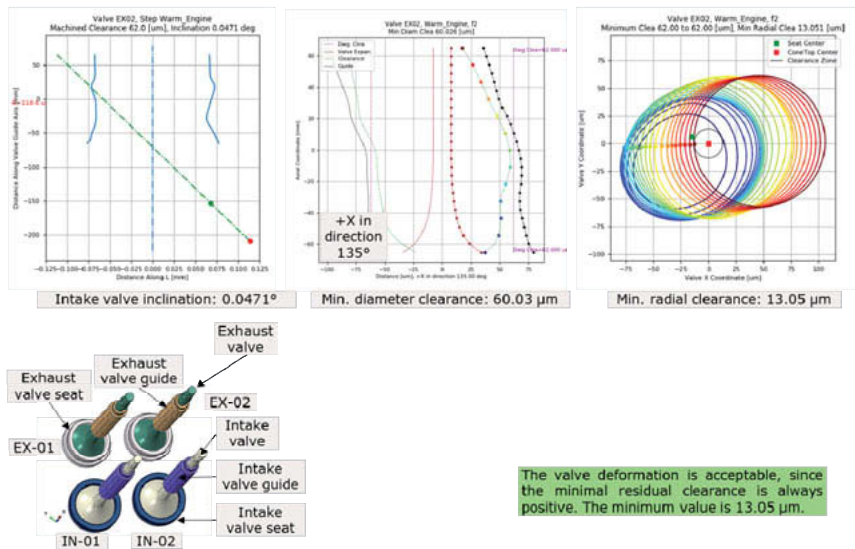


Fig. 15: An acceptable result is achieved by combining several design measures.

### What are the limits for remaining clearance?

Looking at the valve – guide system, one would naturally be inclined to stipulate a target for the remaining clearance which is in the larger one-digit range in micrometers. However, investigation on several engines which have respective failures in the field and comparison with systems which have very good testbed results or field responses showed that the thermal distortion is only one part of the drivers for wear. As already mentioned in the introduction, material pairing with respect to associated tribology, insufficient oil film, or failing shaft sealing are at least equally important. Interestingly, not all investigated engines with “good” behavior with respect to valve guide wear have large remaining clearances – some even have slightly negative values, indicating a couple of micrometer interference. An astonishing result but showing the importance of the interaction of the entire system. Obviously, a robust system can overcome a slightly negative remaining clearance by accommodating with oil film, elasticity, and/or correct choice of material pairing (and some other parameters). In reverse conclusion, AVL’s borderline target for the single parameter remaining clearance is to

be at least positive (indicating possible risk in a less robust system). Targets and limits are constantly evolving, as methodologies and insights develop, therefore in particular investigation of failures most certainly will narrow those down further in the future.

### Failure mode valve seat wear

The valve tool is also employed to evaluate the contact conditions between valve and valve seat. Possible objects of interest are the development of the contact pressure over time as well as the relative movement between valve and seat once contact has been established. Fig. 16 show the aforementioned contact pressure development with two different valve differential angles. Ideally the contact starts at the outer diameter and works its way concentrically towards the inner diameter. However, because of the second order deformation of the seat ring and the out-of-plane distortion (lateral contraction) the reality can be quite far away from the ideal. In worst case, contact starts at a single position and it takes quite some time until it develops over the entire circumference. In this case a bending moment is transferred into the valve, which can introduce associated stresses.

While a zero differential angle is typically the preferred solution, sometimes a different angle can mitigate a unfavorable contact development, but this often presents only an emergency in-the-field solution until a proper design revision can be realized. In Fig. 16, the nominal angle clearly shows better results.

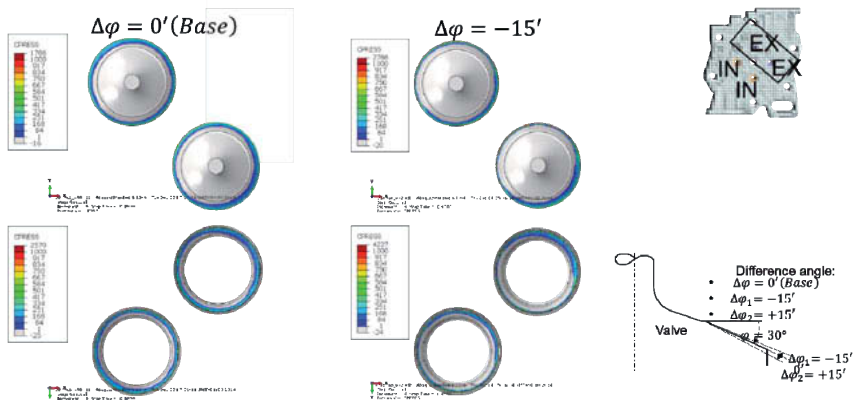


Fig. 16: Development of contact pressure over time/combustion pressure.

In case of low valve head stiffness or longer-term single side contact induces by thermal distortion of the system also the relative slip between valve and seat should be evaluated. Note that the usual fretting evaluation methods (slip, fretting damage parameter, fretting initiation parameter) work, but the respective limits might strongly depend on the material pairing and the standard values might only give a general direction.

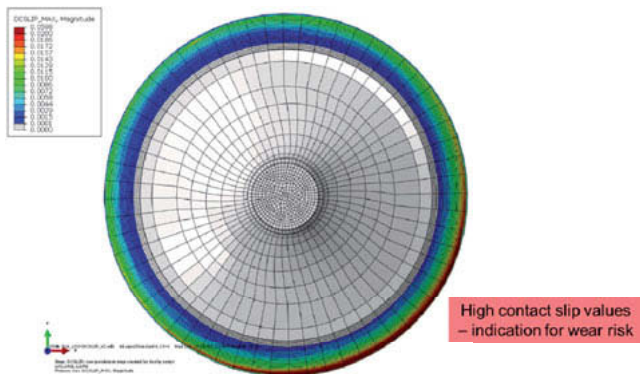


Fig. 17: Relative slip evaluation between valve and seat ring during pressing in with the firing pressure. High values may indicate a longer-term single side contact and/or a valve head stiffness issue.

Note that for the evaluation of the contact, also transient models using ABAQUS EXPLICIT have been investigated. Generally, the contact pressure development from static considerations compared to the transient approach match very well. Consequently, it is not always necessary to invest into the more complex transient-dynamic approach, unless there is a specific detail that becomes the object of interest.

## Drawbacks

A typical wear situation, either on guide or seat, show a run-in phase with initial wear. After that the rate of wear determines if the situation is acceptable or not. If the wear rate is constant or declining at a low level or even towards zero, the situation is acceptable even in the case that the initial wear was significant. On the other hand, even if the initial wear is small,

but the rate of wear increases over time, the result might not be acceptable within the perspective of the given maintenance interval.

The tool currently does not account for initial wear nor determine a wear rate. Since the AVL piston ring tool already implements the technology for such predictions, it is under consideration to implement a respective capability into the valve system tool.

### **Next development steps**

In the last chapter the importance of the oil film was already mentioned. With EXCITE, AVL has the respective program in its toolbox to include the simulation capability in this regard, so why not combine the finite element approach described in this manuscript with the multi-body approach and the respective predictions for the oil conditions in the valve – guide joint? Well, Fig. 18 show exactly this combined approach, which is currently in development. Dynamic deformation, forces asperity contact pressure as well as several other oil film conditions are predicted using the structural deformation coming from a finite element simulation as boundary conditions.

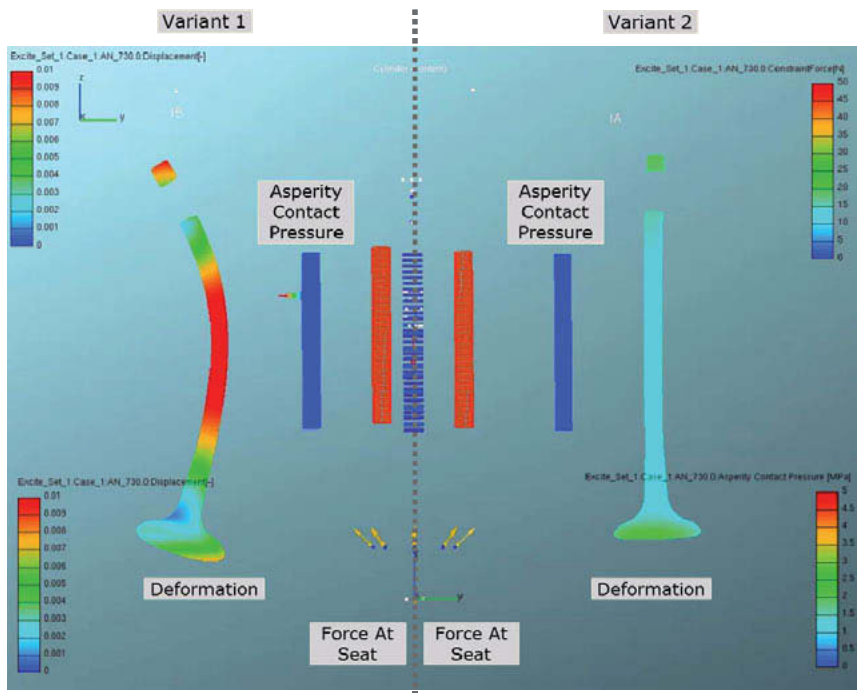


Fig. 18: Investigation of the oil film conditions employing EXCITE. Example shows displacements, forces and asperity contacts pressure.

## Summary and Outlook

Numerous challenges lie down the road when designing and developing engines for increased power density in combination with higher or highest peak firing pressure levels. A significant focus for the base engine components cylinder head and piston unit is on cooling capability as well as stiffness/durability. To manage this challenges AVL has a broad portfolio on design solutions for truck and large engine cylinder heads, which, together with a synchronized tool chain of simulation methods, allows to shift the limits in view of heat input as well as PFP to a next level.



## Entwicklung eines Zylinderkopfs unter den Möglichkeiten der additiven Fertigung

### Cylinderhead Development with the opportunities of Additive Manufacturing

**Nils Büchau**, M.Sc.,

Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen der RWTH Aachen University, Aachen;

Dr.-Ing. **Werner Bick**, Dipl.-Ing. **Ralf Bey**, Dipl.-Ing. **Ralf Rauschen**, FEV Europe GmbH, Aachen

#### Kurzfassung

Die immer weiter voranschreitenden Entwicklungen im Bereich der additiven Fertigung machen diese zunehmend für den Automotive Bereich unter dem Aspekt der Entwicklung von größeren Bauteilen und höheren Stückzahlen interessant. Bei größeren Bauteilen, wie z.B. einem Zylinderkopf, lassen sich somit die Grenzen im Hinblick auf das erreichbare Leichtbaupotenzial weiter verschieben.

Um diese Leichtbaupotenziale zu untersuchen und erschließen, wurde das vom Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (BMWi) geförderte „LeiMot“-Projekt initiiert. Dabei steht LeiMot für Leichtbau-Motor. Hauptziel des Projekts ist die Gewichtsreduktion von Zylinderkopf und Kurbelgehäuse durch den Einsatz der additiven Fertigung. Hierbei steht der intelligente Leichtbau im Fokus, in dem neben der Funktionsintegration auch eine bedarfsgerechte Auswahl von Leichtbaustrukturen berücksichtigt wird. In dem hier vorgestellten Projekt wird unter Einbezug des sogenannten Laser Powder Bed Fusion (LPBF) Prozesses die Fertigung des Zylinderkopfs realisiert.

#### Abstract

The advancements in the field of additive manufacturing increased the interest in 3D-printed parts for automotive applications furthermore, because of the capabilities to produce larger or higher quantity parts. These developments lead to a shift of boundaries for lightweight when it comes to bigger parts, e.g. a cylinder head.

For detailed research and analysis on this topic, the “LeiMot” project, funded by the Federal Ministry for Economic Affairs and Energy (BMWi) was initiated. LeiMot means Leichtbau-Motor (Lightweight Engine). The projects target is the weight reduction of cylinder head and Crankcase by utilizing Additive Manufacturing. Main focus of this project is the intelligent lightweight

design, which means an adequate use of lightweight structures alongside with a high integration of functions. Within this project the cylinder head will be manufactured by the so called Laser Powder Bed Fusion process.

### **1. Leichtbaupotenziale durch additive Fertigung**

Als intelligenter Leichtbau wird im Rahmen des Projekts das Reduzieren auf wesentliche Funktionselemente verstanden, die hinsichtlich Steifigkeit, aber auch thermischer und fluiddynamischer Aspekte, analysiert werden. Um eine möglichst hohe, auf die Belastungen angepasste, Gesamtsteifigkeit zu erreichen wird unter anderem auf Tools zur Topologieoptimierung zurückgegriffen. Konventionelle Methoden wie die genaue Kenntnis über das Belastungsprofil sowie die Identifikation von geeigneten Tragstrukturen, die in konventionellen Fertigungsverfahren nicht herstellbar sind, unterstützen die Konzeptentwicklung.

Der Leichtbau hat dabei nicht nur den Vorteil des geringeren Gewichts, sondern ermöglicht auch die Reduktion der thermischen Masse. Diese ist essentiell für das Aufheizverhalten des Motors und bietet ein Optimierungspotential die Emissionen weiter senken zu können. Das wird durch schneller aktivierte Abgasnachbehandlungssysteme und kürzere Warmlaufphasen erreicht. Leichtbau kommt auch dem Fertigungsprozess selbst zugute, da so teure Bauzeit und Material eingespart werden können.

Die additive Fertigung ermöglicht, neben dem Rapid Prototyping, deutlich größere Gestaltungsfreiheiten für Motorenteile, die für diesen Fertigungsprozess konzipiert werden. Das kann z.B. ein hoher Grad an Funktionsintegration sowie das Layout von Kühl- und Schmiersystem sein. Das Material lässt sich in der additiven Fertigung zielgerichtet dort einsetzen, wo es benötigt wird. Besonders die effektivere Nutzung von topologieoptimierten Strukturen<sup>1</sup> und Gitterstrukturen (Bild 1) unterstützen einen kompromissloseren Leichtbau.

---

<sup>1</sup> Topologieoptimierung ist ein computerbasiertes Berechnungsverfahren, um eine belastungsgerechte Struktur für Bauteile zu generieren [2]. Diese kann sowohl aus Vollmaterial, als auch aus regel- und unregelmäßigen Gittern bestehen.

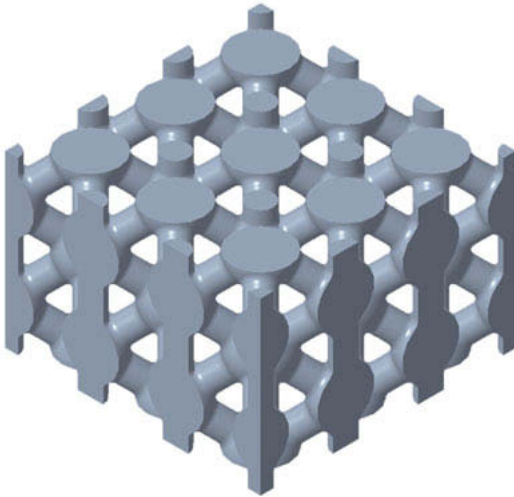


Bild 1: Beispiel einer auf uniformen Zellen basierenden Gitterstruktur

Bild 2 zeigt beispielhaft, wie der Prozess der Topologieoptimierung von einem Bauteilentwurf ausgehend, ablaufen kann. Zwar müssen hierzu auch weiterhin Randbedingungen zur Aufbaufähigkeit eines Bauteils berücksichtigt werden, jedoch müssen die generierten Strukturen nicht derart umkonstruiert werden, dass sie der Formherstellung genügen oder mit akzeptablen Zeiten mechanisch bearbeitbar sind.

Dazu kommt die Möglichkeit, fertigmögliche Hohlstrukturen mittels Einsatz von Gittern zu schaffen, die bei gleicher Geometrieform nur geringfügig weniger Steifigkeit mit deutlich weniger Masse als Vollmaterial bieten.

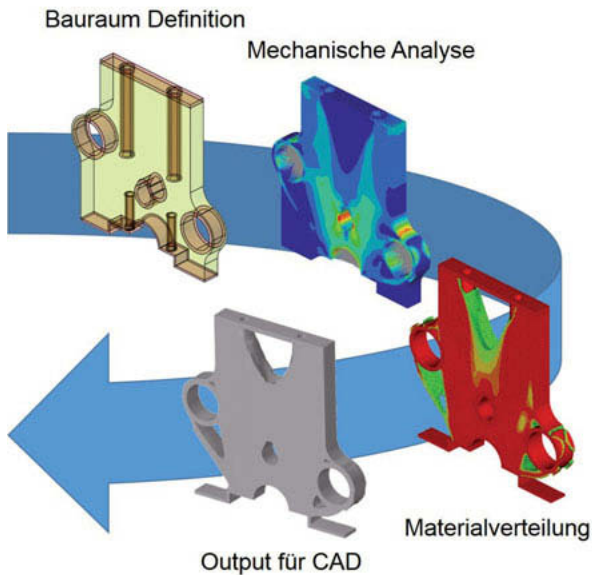


Bild 2: Prozess der Topologieoptimierung am Beispiel einer vereinfachten Schottwand

## 2. Entwicklung eines Steifigkeitskonzepts für einen Zylinderkopf

### 2.1 Grundsätzliches zum strukturellen Aufbau des Zylinderkopfs

Der Zylinderkopf ist eines der Bauteile mit der höchsten Funktionsdichte am Verbrennungsmotor wodurch die Entwicklung von konsequent auf die Belastungen ausgerichteten Konzepten kompliziert ist. Oft wird hier der Kraftfluss durch medienführende Kanäle unterbrochen. Die grundsätzliche Architektur des Zylinderkopfs für obenliegende Nockenwellen hat sich in den vergangenen Jahrzehnten nicht signifikant verändert. Sie ist vor allem durch die Funktionen, wie Verschraubung, Ventiltrieb und Ladungswechselkanälen getrieben. Für eine ausreichende Kühlung aller wichtigen Bereiche ist die Position des Wassermantels ebenfalls weitestgehend vorgegeben. Die Ölversorgung ist in der Regel von dem Aufbau und der Lage des Ventiltriebs vorgeben. Der Ölrücklauf weist insgesamt noch die größte Flexibilität hinsichtlich seiner Position auf. Gesamtheitlich betrachtet führt dies zu einem klar strukturierten Aufbau des Zylinderkopfs. Auch dieses Layout wird für die additive Fertigung grundsätzlich beibehalten. Der konventionelle Aufbau muss jedoch nicht konsequent verfolgt werden, da das Layout

von Öl- und Wasserkanälen deutlich verändert werden kann und zu einer vielschichtigen Struktur führt.

Die dominanten Beanspruchungen des Zylinderkopfs sind die Biegung aus dem Verbrennungsdruck und Schub aus der Torsion des Verbunds aus Zylinderkopf und Kurbelgehäuse.

Anhand dieser Vorgaben, können Geometrien abgeleitet werden, die ideal für die jeweiligen Beanspruchungen sind und den Aspekt des Leichtbaus bedienen.

Im Hinblick auf die Biegung sind vor allem Strukturen zu bevorzugen, die das Material im Randbereich des Bauteils einsetzen, da so der Steiner-Anteil des Flächenträgheitsmoments bei gleichzeitig geringem Materialeinsatz maximiert wird. Das führt wiederum zu einer hohen Steifigkeit mit geringen Verformungen. Hierzu ist das klassische Profil eines Doppel-T-Trägers vermutlich das bekannteste Beispiel.

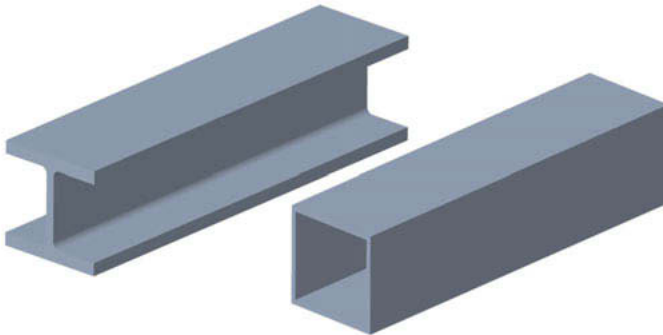


Bild 3: Doppel-T-Träger und Schubkasten

Um der Torsion des Verbunds gerecht zu werden, ist es mit Blick auf Leichtbaupotenzial ideal ein geschlossenes Hohlprofil zu verwenden. Im Fall von Wellen wird gerne auf Kreisringprofile zurückgegriffen, da die Steifigkeit bei auf Torsion belasteten Bauteilen vor allem durch Material in den Randgebieten erreichbar ist. Bei einem Zylinderkopf kann in der Regel nicht auf ein Kreisringprofil gesetzt werden, da die Dichtflächen zum Kurbelgehäuse und zur Peripherie bevorzugt ebene Strukturen aufweisen. Deshalb ergibt sich hier der Wunsch nach einem Kastenprofil, das die Schubbeanspruchungen um das Zentrum leitet und damit eine hohe Torsionssteifigkeit generiert.

Darüber hinaus muss auch am Zylinderkopf an die Anbindung von Schraubenbutzen gedacht werden, die nicht direkt mit Funktionselementen verbunden sind. Hierzu ist eine Kenntnis über die einwirkenden Lasten, speziell deren Vektoren, sehr hilfreich und wichtig. Über die Kenntnis der Kraftvektoren, kann die Anbindung der Schraubenbutzen an das existierende Grundmaterial gemäß dem Lastpfad erfolgen. Damit wird unnötiger Materialeinsatz vermieden, aber trotzdem die Anforderung nach Steifigkeit und Funktionalität bedient.

## 2.2 Umsetzung des Steifigkeitskonzepts

Um die zuvor genannten Aspekte zu erfüllen, wurde das in

Bild 4 dargestellte Konzept entworfen, dass das Prinzip des Doppel-T-Trägers aufgreift. Es zeichnet sich durch das hoch liegende Öldeck aus, das mittels Längs- und Querversteifungen einen möglichst großen Abstand zur Brennraumplatte erhalten soll. Die Versteifungen bewirken eine Segmentierung der Einzelzylinder, die vor allem die Steifigkeit und somit Verformung im Hinblick auf die Biegung aus dem Verbrennungsdruck unterstützen. Durch das hoch liegende Öldeck sind Ventildedertaschen notwendig, die individuelle Öbläufe benötigen.

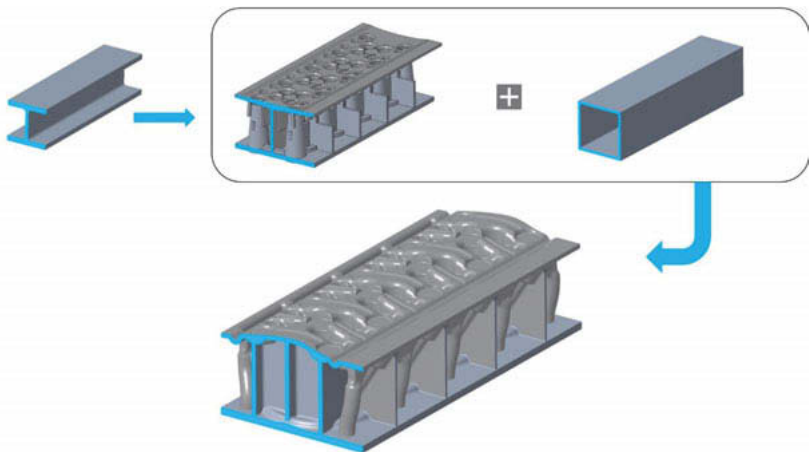


Bild 4: Entwicklung des Steifigkeitskonzepts

Für die Funktionalität dieses Öldecks, ist dieses gewölbt und an die Einbaulage im Fahrzeug angepasst. An den Außenseiten sind Sammelrinnen angebracht, die das Öl in die Rückläufe zum Kurbelgehäuse führen. Dadurch wird das Abfließen des Öls aus dem Ventiltrieb verbessert und einem Ölstau in den Ventildedertaschen entgegen gewirkt. Die geneigte Einbaulage des Motors unterstützt dabei auch die Blow-By-Ventilation zwischen Kurbelraum und Zylinderkopf. Durch die Neigung läuft das Öl primär auf einer Seite des Zylinderkopfs ab. Auf der höheren Seite kann primär das Blow-By-Gas strömen.

Anzumerken ist, dass die Versteifungen oft durch Injektorschacht, Wassermantel und Ladungswechselkanäle unterbrochen werden. Dies ist jedoch wenig problematisch, da eine Unterbrechung durch umliegendes Material abfangbar ist. In Bild 5 ist zu sehen, dass hier der Steg zwischen Öldeck und Brennraumplatte von den Ölrückläufen aus den Ventildedertaschen unterbrochen wird. In der Zylindermitte wird der Steg ebenfalls von der Bearbeitung des Injektorschachts durchbrochen. Selbiges gilt auch für die hier nicht dargestellten Ladungswechselkanäle. Wichtig ist dabei jedoch, dass die einzelnen Versteifungen nicht vollständig weggeschnitten werden, wodurch weiterhin ein Kraftfluss gewährleistet ist. Diese Verschneidungen lassen sich allerdings bei den Anforderungen an Package und der hohen Funktionsdichte des Zylinderkopfs kaum vermeiden.

Im Querschnitt in Bild 6 zeigt sich ebenfalls, dass mehrfach eine Unterbrechung des Stegs vorliegt. Deswegen wird nicht nur ein einzelner Steg genutzt, sondern mehrere, die die Unterbrechungen untereinander kompensieren.

Dazu kommen weitere versteifende Maßnahmen, die in Bild 7 und Bild 8 zu sehen sind.

Wesentlich sind dabei die Kreuzversteifungen über die einzelnen Brennräume, die eine Verbindung der Schraubenpfefen darstellen und somit die Lastenleitung in diese unterstützen. Zusätzlich wurden kreisförmige Verdickungen um die Brennräume integriert, die ebenfalls durch die Position der Schraubenpfefen bestimmt sind. Hierdurch wird die Dichtwirkung der Zylinderkopfdichtung unterstützt.

Bild 8 zeigt die Unterseite des Öldecks mit den Ölrückläufen aus den Ventildedertaschen und hydraulischen Ventilspielausgleichselementen. Durch das hochliegende Öldeck ist diese Art des Ölrücklaufs notwendig, um einen erhöhten Ölverbrauch über die Ventilschäfte zu verhindern.

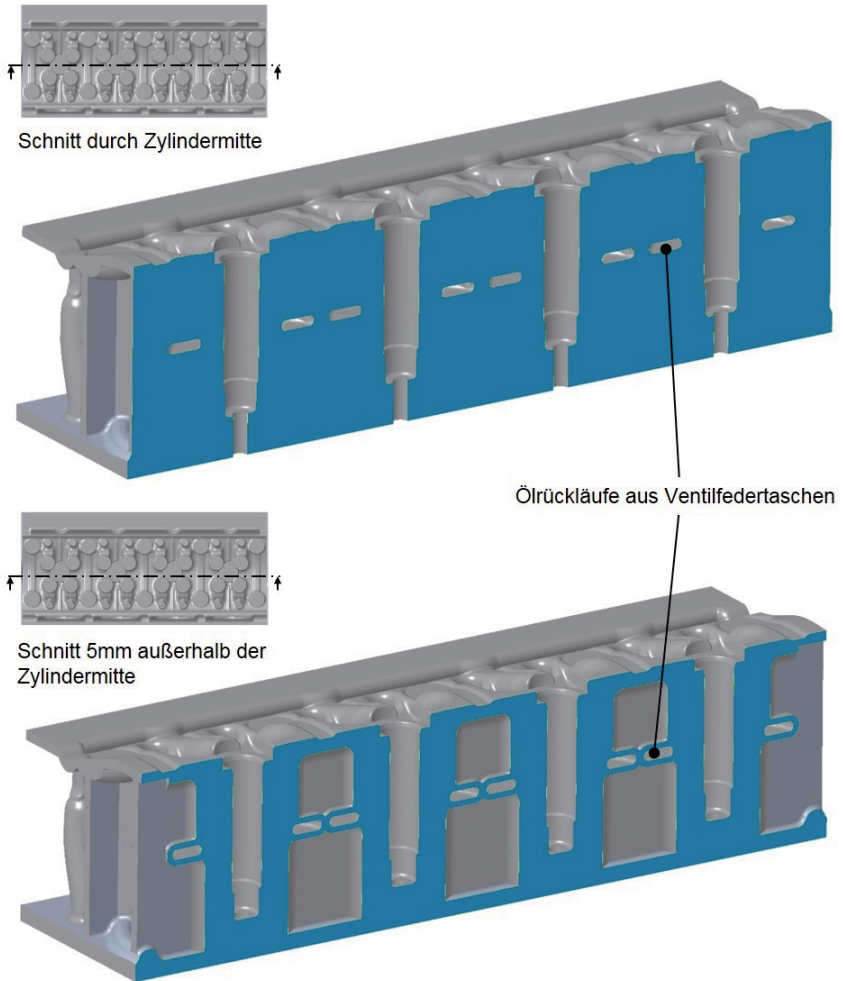


Bild 5: Längsschnitte durch das Steifigkeitsgerüst des Zylinderkopfs

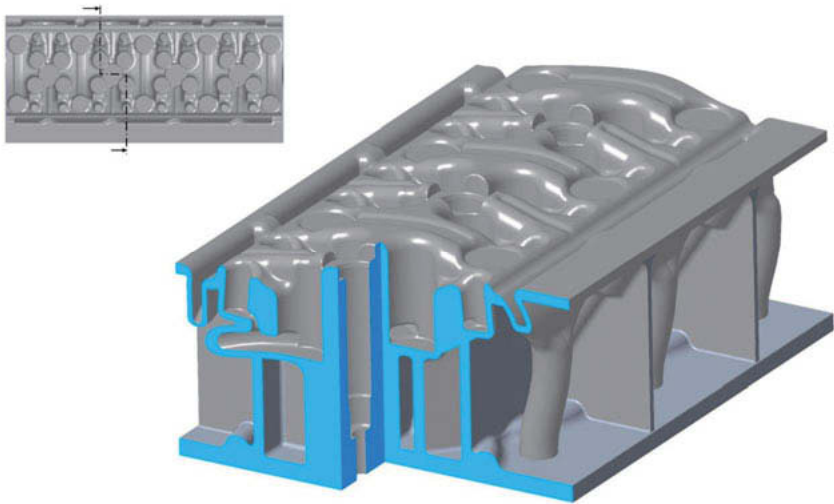


Bild 6: Querschnitt durch das Steifigkeitsgerüst des Zylinderkopfs

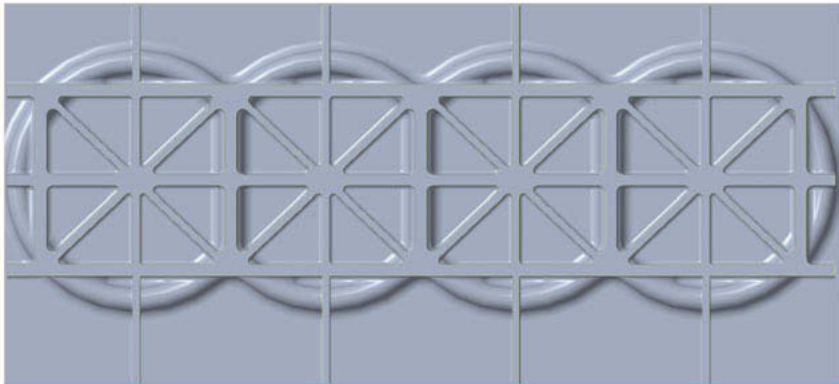


Bild 7: Oberseite der Brennraumplatte

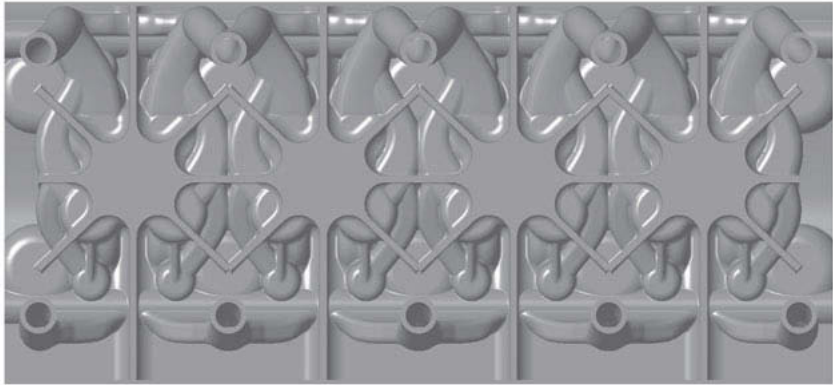


Bild 8: Unterseite des Öldecks

### 2.3 Umsetzung der thermischen Anforderungen

Um den Verformungen und Spannungszuständen aus den thermischen Belastungen gerecht zu werden, sind zunächst noch weitere Berechnungen und Analysen notwendig. Anhand der Analysen können Problemstellen identifiziert werden, denen mit gezieltem Materialeinsatz und Integration von Kühlpassagen begegnet wird.

Grundsätzlich ist neben der Anordnung der kühlmittelführenden Kanäle, die Wandstärke einer der wichtigsten Parameter, der konstruktiv variiert werden kann. Diese hat einen wesentlichen Einfluss auf die Wärmeübertragung. Darüber hinaus lässt sich in Bereichen in denen Wärme abgeführt werden muss, die Kühlung durch freiere Bauteilgestaltung mit geeigneten Strukturen optimieren. Das findet z.B. Anwendung im Bereich des internen Hochdruck-AGR-Kanals, der Ladungswechselkanäle und des Wassermantels zum Brennraum. Die Gestaltungsfreiräume erlauben für den Wassermantel eine gezielt auf die Strömung hin optimierte Formgebung mit gleichmäßigen, hohen Strömungsgeschwindigkeiten. Dies ermöglicht hohe Wärmeübergangszahlen für eine optimale Kühlung. Gleichzeitig finden Überlegungen statt, eine möglichst zielgerichtete Wärmeleitung innerhalb des Zylinderkopfs zu erreichen, bei der nur wenig Wärme in umliegende Strukturen gelangt.

Jedoch ist der Wärmefluss in umliegende Strukturen bei der hohen Funktionsdichte und Kompaktheit des Zylinderkopfs nicht vollständig zu vermeiden. Trotzdem ist die getrennte Betrachtung von mechanischen und thermischen Funktionen hilfreich, um Potentiale zur Funktionsintegration auszumachen und die besten Kompromisse zu erreichen.

Bild 9 zeigt die Anordnung der Kühlkanäle mit präziser Wasserführung auf der Oberseite des Brennraumdachs. Dabei fungiert die Ummantelung der Wasserkanäle gleichzeitig als versteifendes Element über dem Brennraum.

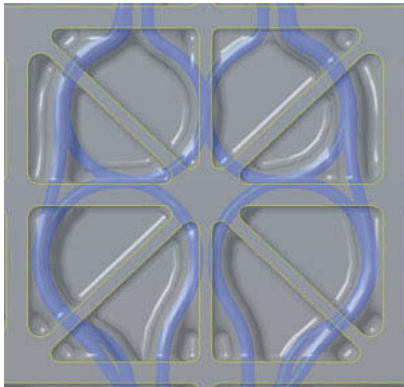


Bild 9: Ansatz zur Unterstützung des Wärmeflusses im Brennraumdach

### 3. Lösungsansätze für den additiv gefertigten Zylinderkopf

#### 3.1 Gewichtsreduktion durch optimierten Kraftfluss

Eine erste Massenreduktion kann bereits durch die zusätzliche Flexibilität der Bauteilgestaltung in der additiven Fertigung erreicht werden. Die Genauigkeit des Verfahrens und die hohe Auflösung des Lasers im LPBF-Verfahren ermöglichen reduzierte Wandstärken gegenüber Gussbauteilen. Die Wandstärken hängen jedoch stark von der verwendeten LPBF-Maschine ab. Deshalb kann hier keine pauschale Aussage über diese getroffen werden. Für diesen Zylinderkopf hat der Fertigungspartner eine minimale Wandstärke von  $1,8\text{ mm}$  vorgegeben. Bereits diese Möglichkeit bietet ein Potenzial von 20-30% Gewichtsersparnis.

Grundsätzlich ermöglicht die additive Fertigung, durch Hohlstrukturen und innenliegende Hohlräume, leichtere Bauteile. Zudem ist die Nutzung und Umsetzung von topologie-optimierten Strukturen einfacher. Um nicht herstellbare Überhänge zu ermöglichen, werden Gitterstrukturen eingesetzt, deren relative Dichte, im Gegensatz zu Vollmaterial, niedriger und einstellbar ist. Die Gitterstrukturen leisten außerdem einen Beitrag zu der Gesamtsteifigkeit von Bauteilen. Jedoch ist es nicht ratsam Gitterstrukturen als alleinstehende, tragende Elemente zu nutzen, da das Versagensverhalten für diese nur sehr schlecht berechnen- und vorhersehbar ist.

Dies ist nach wie vor eine große technologische Herausforderung im Umgang mit additiver Fertigung und ist Gegenstand weiterer Untersuchungen.

### 3.2 Optimierung der Wasserkühlung mit präziser Wasserführung

Es entstehen neue Freiheitsgrade für die Gestaltung des Wassermantels, der nicht den üblichen Restriktionen aus der Kernherstellung folgt. Das eröffnet Möglichkeiten zur präzisen Kühlung der Ventilsitzringe, des Injektors sowie der Auslasskanäle. In Kombination mit der Isolation bestimmter Bereiche der Auslasskanäle, steigt das Potenzial zur schnellen Aufheizung von Abgasnachbehandlungssystemen, die für die Erfüllung zukünftiger Emissionsnormen noch schneller ansprechen müssen. Hierauf wird im Folgenden noch detaillierter eingegangen. Um die Kühlleistung zu maximieren können die folgenden Ansätze verfolgt werden:

- Hohe Strömungsgeschwindigkeit
- Große wärmetauschende Fläche
- Geeignete Oberflächenstruktur zur Erzeugung turbulenter Strömung

Die Strömungsgeschwindigkeit ist dabei ein wesentlicher Faktor. Auch unterstützen Turbulenzen im wandnahen Bereich oder eine vergrößerte Kontaktfläche die Wärmeabfuhr aus dem Material. Vergrößerte Kontaktflächen lassen sich in der additiven Fertigung in sehr vielfältiger Form generieren, um einen guten Mittelweg zwischen Fläche und Strömungswiderstand zu finden. Hier gibt es die Möglichkeit von Strukturen, wie z.B. strömungsführenden Rippen, die dank des Fertigungsverfahrens auch sowohl grob als auch fein ausgeführt werden können. Etwas weniger effektiv hinsichtlich Fläche, dafür aber strömungsgünstiger, sind flache Vertiefungen bzw. Erhebungen, die z.B. die Oberflächenstruktur eines Golfballs haben können. Während die Rauheit in dem Zusammenhang eine Mikrostruktur ist, handelt es sich bei den großflächigen Vertiefungen um eine Makrostruktur. Somit wird der Turbulenzeffekt durch die Makrostruktur ebenfalls erhöht.

Eine gezielte Beeinflussung der Oberflächenrauheit ist, zumindest derzeit, noch nicht in dem Maße möglich, dass eine reproduzierbare, identische Oberfläche bei unterschiedlichen Bauteilen eingestellt werden kann. Hier spielen auch Faktoren, wie die Aufbaurichtung, Überhang und Winkel der Fläche zur Aufbaurichtung eine erhebliche Rolle.

Zur Erreichung einer hohen Strömungsgeschwindigkeit sind kleine Querschnitte notwendig, was in Kombination zu höheren Druckverlusten führt. Deshalb liegt der Fokus bei der Gestaltung der Geometrie auf sanften Übergängen und möglichst großen Biegeradien. Um dieses Ziel zu erreichen wurde der in Bild 10 gezeigte Wassermantel entworfen, der im Wesentlichen aus einzelnen, dünnen Kanälen besteht. Es werden möglichst gleiche Fließweglängen der

einzelnen Kanäle angestrebt um Disbalancen im Druckverlust und Wärmetransport zu vermeiden. Ein weiterer Vorteil dieses Konzepts mit Einzelkanälen ist die Vermeidung von Totwassergebieten direkt über dem Brennraum. Ein wichtiger Aspekt ist die Oberflächenrauheit, die in der additiven Fertigung für gewöhnlich geringer ist als bei Gussbauteilen. Somit ist der Einfluss auf den Druckverlust geringer, weshalb ein Konzept mit kleinen Querschnitten attraktiv ist.

Die ersten CFD-gestützten Untersuchungen haben die Tauglichkeit des gewählten Kühlkonzepts unter Beweis gestellt. Über einige Optimierungsschritte konnte der Druckverlust reduziert und die Strömungsgeschwindigkeiten vergleichmäßigt werden. Im weiteren Projektverlauf erfolgt nun die thermische Finite-Elemente-Untersuchung. Mithilfe dieser Ergebnisse können die Wasserkanäle in ihrer Lage und ihren Dimensionen angepasst werden, um die Temperaturverteilung zu optimieren.

Die Druckverluste entstehen überwiegend im Bereich der Zusammenführungen der Einzelleitungen, weshalb ihnen ebenfalls große Aufmerksamkeit zukommt.



Bild 10: Wassermantelkonzept für die Brennraumkühlung

### 3.3 Optimierung des Ölsystems

Im Hinblick auf das Drucköl-System eröffnen sich mit der additiven Fertigung ebenfalls neue Potentiale zur Reduzierung der Druckverluste, indem sanftere Übergänge und Umlenkungen für das Verteilsystem geschaffen werden, die bei konventionell mittels Bohren gefertigten Kanälen nicht möglich sind. Hierbei wird ein gesamtheitliches Konzept für Zylinderkopf und Kurbelgehäuse erarbeitet, das in Bild 11 dargestellt ist.

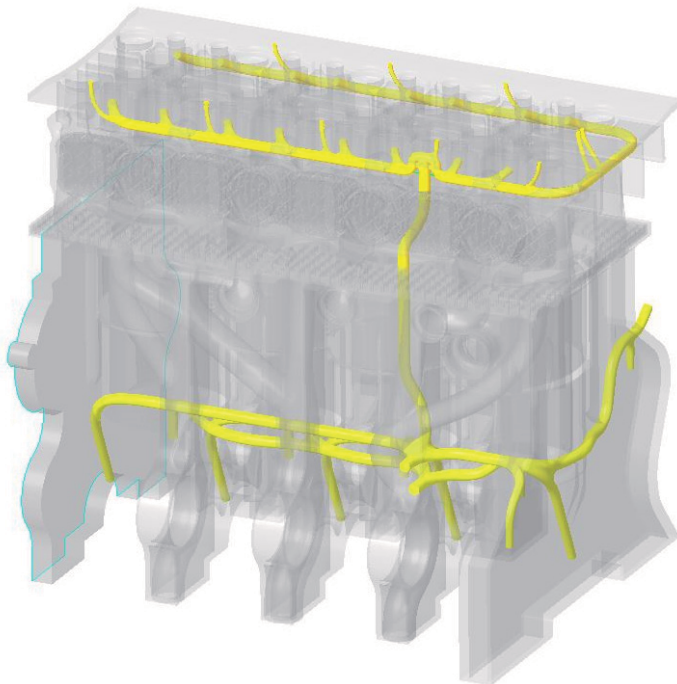


Bild 11: Konzept für die Druckölversorgung des Motors

Durch konstruktive Detaillösungen, wie dem dargestellten Rückflussverhinderer in U-Form kann eine verbesserte Ölversorgung der Ventilspielausgleichselemente gewährleistet werden, was eine verbesserte Akustik im Kaltstart bewirkt und langfristig Vorteile im Verschleißverhalten des Ventiltriebs verspricht. Hierzu sind intensive 1D-Simulationen geplant, um die Druckverluste im Vergleich zum Referenzmotor bewerten zu können. Darüber hinaus werden Sen-

sitivitätsanalysen durchgeführt, um den Einfluss der Oberflächenbeschaffenheit in unterschiedlichen Bearbeitungszuständen sowie die Toleranzeinflüsse der additiven Fertigung zu untersuchen. Die Anforderungen an Restschmutz aus der Fertigung und Oberflächen machen es notwendig, die zur Verfügung stehenden Reinigungsmethoden, wie z.B. mechanische, chemische oder abrasive Verfahren, zu prüfen. Besonders im Bereich der Druckölkanäle ist Bohren der Standard, um eine Kontamination mit Partikeln aus den Wänden zu vermeiden. Für additiv hergestellte Druckölkanäle müssen deshalb neue Prozesse evaluiert werden, die eine Kontamination des Öls mit Partikeln aus der Oberfläche verhindern.

### **3.4 Isolation einzelner Regionen für ein verbessertes Thermomanagement der Prozessgase**

Unter Berücksichtigung der Anforderungen aus der Abgasnachbehandlung moderner Dieselmotoren an die Abgastemperaturen ist es naheliegend Strukturen in die Wandung der Auslasskanäle so zu integrieren, dass der Wärmestrom in das Kühlsystem auf ein Minimum reduziert wird und damit die maximal mögliche Abgastemperatur erhalten bleibt. Ein Beispiel für solch eine Struktur ist in Bild 12 dargestellt. Mittels dieser neu entwickelten Strukturelemente, die nur in der additiven Fertigung realisierbar sind, kann der vom Prozessgas in das Material und umgekehrt fließende Wärmestrom durch Variation der kleinsten Querschnitte eingestellt werden. Das ermöglicht die Einhaltung der zulässigen Bauteiltemperaturen und gleichzeitig bestmögliche Prozessgastemperaturen.

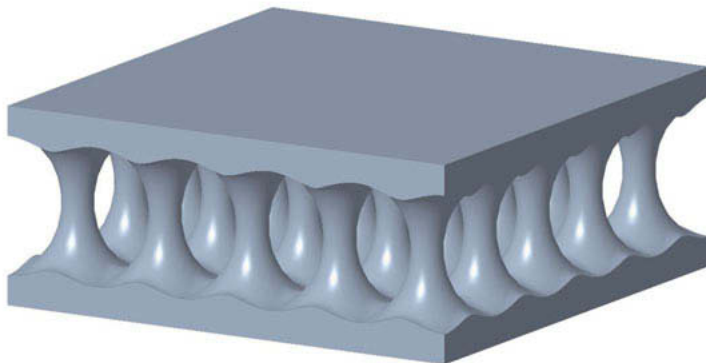


Bild 12: Beispielstruktur für eine Luftspaltisolation mit definiertem Wärmestrom

Dieser Effekt lässt sich natürlich auch in umgekehrter Weise auf die Einlasskanäle anwenden. Bei dieser Maßnahme kann der Wärmeeintrag aus dem Zylinderkopf in die Ladeluft auf ein

Minimum reduziert und somit die Füllung der Zylinder sowie der Wirkungsgrad des Motors verbessert werden.

#### **4. Fertigungsrandbedingungen im Hinblick auf den Zylinderkopf**

##### **4.1 Allgemeine Restriktion für das Laser Powder Bed Fusion Verfahren**

Beim Laser Powder Bed Fusion Prozess es ist erforderlich die Fertigungsrestriktionen, wie z.B. Querschnittsformen, Wandstärken und Überhänge zu beachten um fertigmache Teile herstellen zu können. Das hat einen maßgeblichen Einfluss auf die Umsetzbarkeit neuartiger Konzepte.

Die Hauptrestriktion für die additive Fertigung sind Überhänge. Diese können nur mit einem Winkel von maximal  $45^\circ$  zur Aufbaurichtung hergestellt werden. Sollte dieser Winkel überschritten werden, sind Stützstrukturen nötig, die nach der Herstellung entfernt werden können, aber nicht unbedingt müssen. Diese Stützstrukturen führen jedoch an ihren Anbindungsflächen zu einer schlechteren Oberflächenqualität, die gegebenenfalls eine Nachbearbeitung erforderlich machen.

Um z.B. medienführende Kanäle fertigbar zu gestalten, ist der Einfluss des Durchmessers, der Geometrieform und der Aufbaurichtung zu berücksichtigen. Kreisquerschnitte sind normalerweise im Bereich von  $d = 1\text{ mm} - 8\text{ mm}$  herstellbar. Es gibt auch Konstellationen aus Material und Maschine, die diesen Bereich noch leicht erweitern können. Sollten größere Querschnitte nötig werden, müssen alternative Formen, wie z.B. die Tropfenform geschaffen werden (Bild 13). Hierbei ist der Überhangwinkel und z.B. bei der Tropfenform die Verrundung der Tropfenspitze mit maximal R4 auszuführen. Wenn die Querschnitte mit einem Winkel oder idealerweise normal zur Aufbaurichtung liegen, greifen diese Restriktionen nicht. D.h. eine intelligente Ausrichtung von Kanälen ermöglicht eine große Freiheit hinsichtlich der konstruktiven Ausführung der Querschnitte.

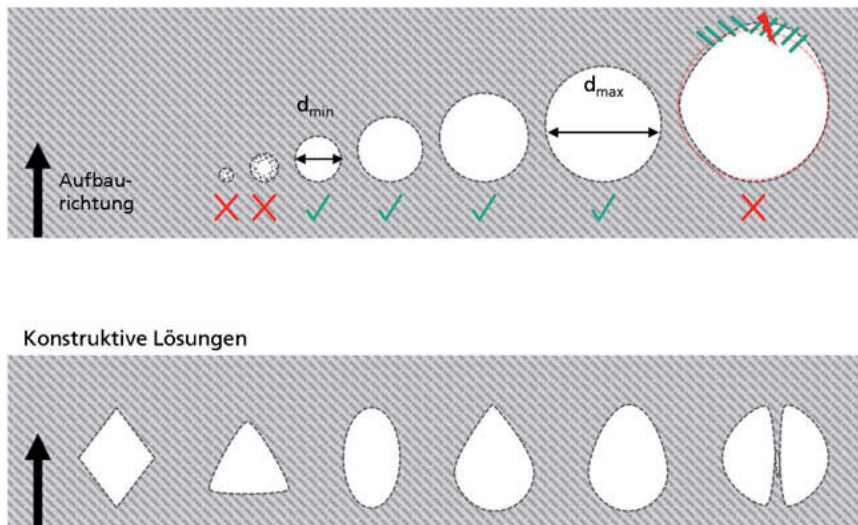


Bild 13: Beschränkung der Querschnittsgröße und alternative Geometrien [1]

Hinsichtlich der Wandstärken ist keine pauschale Aussage möglich, da diese sehr stark von der Maschine, mit ihren verwendeten Lasern, sowie den Pulvereigenschaften und der Aufbau-richtung abhängen. Grundsätzlich kann davon ausgegangen werden, dass ab einer Wandstärke von  $\sim 0,5\text{mm}$  Mediendichtigkeit erreicht wird. Für den im Projekt vorliegenden Anwendungsfall wurde sicherheitshalber eine minimale Wandstärke von  $1,8\text{mm}$  festgelegt.

Darüber hinaus ist die Reinigung des additiv gefertigten Bauteils ein wesentlicher Bestandteil. Nach dem Baujob muss das Pulver entfernt werden, das sich sowohl in Hohlräumen als auch an Außenflächen befindet. Für die Außenreinigung sind normalerweise keine besonderen Prozesse nötig. Diese kann mittels Ausblasen, Absaugen oder Vibration erfolgen. Falls das Pulver eine Verbindung mit dem Bauteil eingegangen ist, kann für manche Fälle anschließend auch Sand- oder Kugelstrahlen angewendet werden. Teilweise treten diese ungewünschten Verbindungen auf, da sich das Pulver ebenfalls erwärmt und mit dem gefertigten Bauteil verbinden kann.

Für die Entpulverung von Hohlräumen müssen jedoch entsprechende Öffnungen oder Bohrungen vorgesehen werden, damit ein Ausblasen oder Absaugen möglich wird.

Um medienführende Geometrie zu reinigen gibt es weitere Verfahren. Die Kanäle können mit Flüssigkeit gespült werden. Dabei gibt es Varianten in denen auch abrasive Zusätze und Vibration genutzt werden, um gleichzeitig eine Oberflächenbearbeitung zu erreichen. Besonders

wichtig ist jedoch, dass reines Wasser nur als Spülmedium bei Aluminium-basierten Pulvern genutzt werden kann, wenn das Pulver bereits weitestgehend entfernt wurde, da andernfalls eine chemische Reaktion zwischen Pulver und Wasser entsteht. Diese Reaktion ist exotherm und kann, je nach Geometrie und Reaktionsintensität zur vollständigen Zerstörung des Bauteils führen.

Eine Möglichkeit zur finalen Nachbearbeitung von Leitungen und Kanälen bietet das Druckfließlappen, auch als Abrasive Flow Machining (AFM) bekannt. Ein mit abrasiven Zusätzen versehenes, hoch-viskoses Medium wird unter Druck durch die Geometrie gepresst und glättet so die Oberflächen. Hier wird aber bereits eine gereinigte Struktur vorausgesetzt, damit Ablagerungen des Schleifmittels vermieden werden.

#### **4.2 Übertragung der allgemeinen Restriktionen auf den Zylinderkopf**

An Aluminium-Zylinderköpfen ist die Nacharbeit zur Entfernung von Stützstrukturen dank der Materialeigenschaften verhältnismäßig einfach zu realisieren. Die Stützen lassen sich bereits manuell ausbrechen und anschließendes Sand- oder Kugelstrahlen entfernt die noch verbliebenen Ansätze. Für nicht direkt zugängliche Bereiche sind auch chemische Verfahren eine Option. Bei Bauteilen aus Eisenlegierungen ist jedoch die Entfernung von Stützen i.d.R. nur durch eine mechanische Bearbeitung realisierbar. Deswegen muss hier bei der Konstruktion mit besonderer Sorgfalt gearbeitet werden, um Überhänge zu vermeiden, da ansonsten schnell mit einer sehr komplexen, aufwändigen und kostenintensiven Nachbearbeitung zu rechnen ist.

Durch die vorgestellten Konzepte für die Kühlung und Schmierung, können die verfahrensbedingten Querschnittsrestriktionen weitestgehend umgangen werden, da mit recht kleinen Leitungsquerschnitten gearbeitet wird.

Aufgrund der großen Querschnitte der Ladungswechselkanäle muss der Zylinderkopf für die Fertigung um mehrere Achsen gekippt werden. Somit kann der Einsatz von Stützstrukturen begrenzt und die Nachbearbeitung verringert werden. Die exakte Ausrichtung ist dabei noch nicht bekannt, da diese erst am finalen Produkt optimiert werden kann. Jedoch lässt sich anhand wichtiger Funktionselemente bereits eine ausreichende Prognose treffen, die als Leitfaden für die Konstruktion dient.

Bei großen Bauteilen sollte der Aufbau von großflächigen Schichten vermieden werden, da andernfalls hohe thermische Eigenspannungen und Verzug im Bauteil auftreten, die durch Nachbehandlung behoben werden müssen. Die Untersuchungen im Projekt haben gezeigt, dass eine Drehung um 45° um die Längsachse, vorteilhaft ist. Durch das zusätzliche Kippen des Zylinderkopfs um die Quer- und Hochachse, kann den genannten Phänomenen entgegen

gewirkt werden. Eine nachträgliche Wärmebehandlung ist jedoch trotzdem nötig, da sich thermische Spannungen und hohe Oberflächenhärten bei dem LPBF-Verfahren nicht vollständig vermeiden lassen. Damit lässt sich die gesamte Qualität und Maßhaltigkeit verbessern.

Im Hinblick auf die Reinigung und das Finish sind Untersuchungen mit Zulieferern geplant, um eine Prozesskette zu entwickeln, die den Anforderungen an Oberflächenqualitäten und Restschmutz genügt. Besonders im Bereich des Ölsystems muss sichergestellt werden, dass keine Reste von Pulver, Schleifmitteln, o.Ä. im Bauteil verbleiben.

## 5. Zusammenfassung und Ausblick

Die hier vorgestellten Konzepte und konstruktiven Ansätze stellen den derzeitigen Arbeitsstand dar. Weiterführende detaillierte Ergebnisse werden in den nächsten Entwicklungsstufen folgen. Hierzu gehören Untersuchungen der Konzepte mithilfe von Simulationen und Versuchen auf dem Prüfstand, die eine möglichst umfangreiche Evaluierung ermöglichen. Im Rahmen des LeiMot-Projekts erfolgt die Fertigung von Zylinderköpfen und Kurbelgehäusen, die sowohl Komponententests als auch dem Prüfstandsbetrieb unterzogen werden. Anhand der gewonnenen Erkenntnisse ist eine Wirtschaftlichkeitsanalyse geplant, die als Basis für weitere Prognosen über die additive Fertigung im Motorenbau dient.

Im Hinblick auf die additive Fertigung gibt es nach wie vor große Aufgaben und Hürden, die dem Serieneinsatz im Weg stehen. Besonders die Produktion von großen Stückzahlen erfordert eine Weiterentwicklung der Fertigungsverfahren, um den Einsatz in der Serie zu ermöglichen. Aktuelle Herstellungszeiten von mehreren Tagen sind für einen Zylinderkopf noch sehr weit von einer akzeptablen Produktivität entfernt. Dazu kommt, dass für große Stückzahlen entweder sehr viele oder sehr große Maschinen notwendig sind. Erste Serienanwendungen finden sich bei gedruckten Kernen für Gussbauteile, die sowohl aus Kunststoff als auch aus Sand hergestellt werden. Dazu kommen inzwischen neuere Verfahren wie das Binder Jetting zum Einsatz, die hinsichtlich der Produktivität deutliche Fortschritte aufweisen. Weitere Anwendungen in exklusiven Sportfahrzeugen oder für Individualisierungsangebote verschiedener Automobilhersteller stellen interessante Entwicklungsansätze dar. Die sehr agile und dynamische Entwicklung im Bereich der additiven Fertigung wird hier eine weitere Steigerung der Produktivität sicherstellen. Durch die bisherigen Entwicklungen mit Sicht auf die Zeitspanne kann zuversichtlich auf die nächsten zehn bis 15 Jahre geblickt werden.

## Danksagung

An dieser Stelle geht ein großer Dank an das Bundesministerium für Wirtschaft und Energie, das durch seine Förderung das LeiMot-Projekt und somit diese Forschungsarbeiten ermöglicht, sowie an den TÜV Rheinland als Projektträger.

Weiterhin wird den Projektpartnern von Volkswagen AG, INPECA, Fraunhofer ICT/NAS und ILT, FH Aachen sowie Imperia für die bisherige und zukünftige, gute Zusammenarbeit gedankt.

## Literaturhinweise

[1] Aachen: Fraunhofer Institut für Lasertechnik, 2018.

[2] M. Bendsoe und O.Sigmund, Topology Optimization, Berlin Heidelberg: Springer, 2004.

# Automatisierte Optimierung von Nockenkonturen im interdisziplinären Spannungsfeld einer Motorentwicklung

Dipl.-Ing. **Pascal Ortlieb**,

Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen,

RWTH Aachen University, Aachen;

Dr.-Ing. **Sebastian Sonnen**, Dr.-Ing. **Tolga Uhlmann**,

FEV Europe GmbH, Aachen

## Kurzfassung

Ein in der Softwareumgebung Virtual Dynamics neu entwickeltes Simulationsverfahren zur automatisierten Gestaltung von Nockenkonturen ermöglicht es, in der Motorentwicklung Variationen anhand direkter und indirekter Einflussfaktoren auf die wechselseitigen mechanischen und thermodynamischen Eigenschaften zu untersuchen. Dazu wird zunächst dargestellt, in welcher Form Grenzwerte einer kinematisch analysierten Ventiltriebauslegung mit den interdisziplinären Grundeigenschaften eines Motors verknüpft sind. An einem Fallbeispiel wird die Konturoptimierung zur Untersuchung der Wechselwirkung zwischen einer aus Kostengründen geometrisch eingeschränkten Formgebung der Nockenkontur und deren Auswirkungen auf den Motorprozess aufgezeigt. Die Formgebung wird im Anwendungsbeispiel durch den zur Fertigung der Nockenprofile erforderlichen Radius der Schleifscheibe begrenzt. Für die dargestellten Untersuchungen werden Varianten für den Einlass- und den Auslassventiltrieb getrennt voneinander ausgewertet. Mittels 3D-CFD-Simulation wird gesondert herausgestellt, dass das Ermöglichen zusätzlichen Ventilhubes, statt der Ausbildung eines Rastprofils mit limitiertem Maximalhub, gewinnbringenden Einfluss auf die Strömungsturbulenz im Brennraum haben kann. Ferner wird aufgezeigt, dass sich für diesen Fall eine günstige Fertigung der Nockenwelle und ein effizientes Motorkonzept nicht gegenseitig ausschließen.

## 1. Numerische Optimierung in der Motorentwicklung

Entwicklungsprojekte zur Auslegung moderner Verbrennungsmotoren unterliegen zunehmendem Zeit- und Kostendruck. Gleichzeitig wird über gesetzliche Vorgaben eine Qualitätsverbesserung des Endprodukts Verbrennungsmotor gefordert. Die computergestützte Simulation hat sich im Rahmen dieser Prozessevolution als zielführendes Mittel zur gleichzeitigen Effizienz- und Qualitätserhöhung bei der Entwicklung von Verbrennungsmotoren herausgestellt. Im Folgenden wird beschrieben, wie ein neu entwickeltes Simulationswerkzeug den Prozess einer

lastenheftorientierten Auslegung von Nockenkonturen in der Konzeptphase einer Motorentwicklung unterstützt. Üblicherweise ist eine Konzeptphase geprägt von der Suche nach optimalen Lösungen für interdisziplinäre Zielkonflikte bei der Auslegung von Komponenten. Die Nockenkonturgestaltung unterliegt gegenläufigen Anforderungen für die Bewertung der Robustheit, motorischer Effizienz, Fertigungskosten und Geräuschentwicklung. Nur unter hohem Ressourceneinsatz können die Zielkonflikte quantifiziert und entsprechend den Vorgaben eines Lastenhefts aufgewogen werden. Für eine Parameterstudie stellt der Prozess der Nockenkonturerstellung aufgrund zahlreicher Variablen zur vollständigen Konturbeschreibung eine besondere Herausforderung dar. Im Rahmen dieser Veröffentlichung wird gezeigt, wie dieser Prozess mittels numerischer Optimierung und analytischer Berechnung automatisiert werden kann. Anhand einer im Wesentlichen kostenmotivierten Begrenzung des Nockenkrümmungsradius wird gezeigt, wie die neue Methode zur Nockenprofilerstellung das Aufwiegen von Zielkonflikten in frühen Phasen einer Motorentwicklung ermöglicht.

## **2. Automatisierung der Nockenkonturerstellung**

Die Suche nach einer optimalen Lösung zur Nockenkonturerstellung erfolgte unter anderem bereits in [2]-[9]. In diesem Fall wird ein metaheuristischer Ansatz angestrebt. In diesem Sinne soll das Problem der Nockenkonturerstellung als mathematisches Optimierungsproblem so formuliert werden, dass es auf beliebige Ventiltriebtypen anpassbar ist. Die Formulierung setzt den Umgang mit Nebenbedingungen voraus, deren numerisches Verhalten bei Variablenänderungen ähnlich ist. Die Entwicklungsumgebung für das vorgestellte Werkzeug bildet das Ventiltriebsmodul Valve-Train Suite der Mehrkörpersimulationssoftware Virtual Dynamics. Zur analytischen Ventiltriebsberechnung wurde eine Berechnungsbibliothek mit den Vorschriften aus [1] und der erweiterten Kontaktpressungsberechnung aus [10] in die Software integriert. Es können Standardventiltriebe mit oben- und untenliegender Nockenwelle berechnet werden. Eine weitere wesentliche Grundlage für den Optimierungsprozess bildet der in Abbildung 1 dargestellte integrierte Valve Lift Designer, ein auf der Open-Source Bibliothek PyQt aufbauender Editor zum Erstellen von Ventilhubkurven.

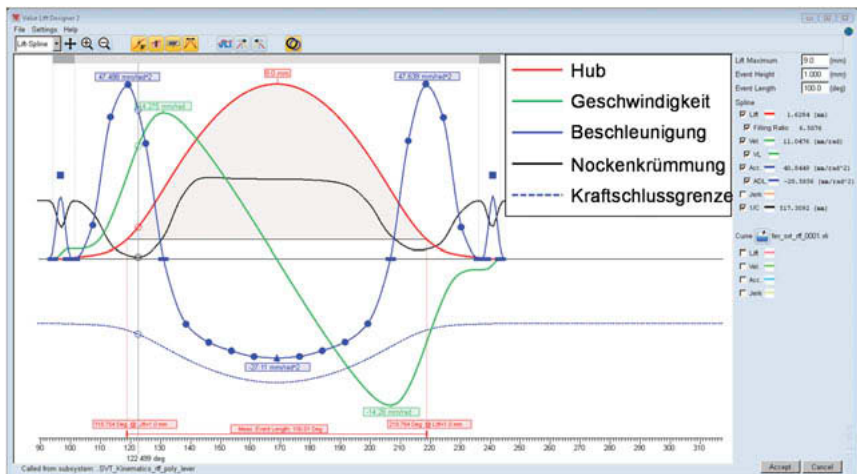


Bild 1: Editor „Valve Lift Designer“ zur Ventilhubkurvenerstellung

In der grafischen Benutzeroberfläche des Editors sind Ventilhub-, -geschwindigkeit und -beschleunigung dargestellt. Zur Definition des Ventilhubverlaufs kann der Beschleunigungsverlauf über die dargestellten Stützstellen interaktiv manipuliert werden. Der Verlauf selbst ist ein aus kubischen Teilfunktionen über die Stützstellen zusammengesetztes Multipolynom. Über eine Verknüpfung des Editors mit der analytischen Berechnungsbibliothek werden Berechnungsergebnisse bereits während der Bearbeitung des Beschleunigungsverlaufs erzeugt. Die aus der Berechnung und Rückgabe der Ergebnisse entstehende Verzögerung bemisst mit moderner Computerhardware einige Millisekunden. So ist es möglich, ausgewählte Ergebniskanäle, wie hier die Kraftschlussgrenze und die Nockenkrümmung während der Bearbeitung des Beschleunigungsverlaufs online zu verfolgen. Die performante Kopplung ist eine der Grundvoraussetzungen für einen zeitlich engen Optimierungsablauf nach Abbildung 2.

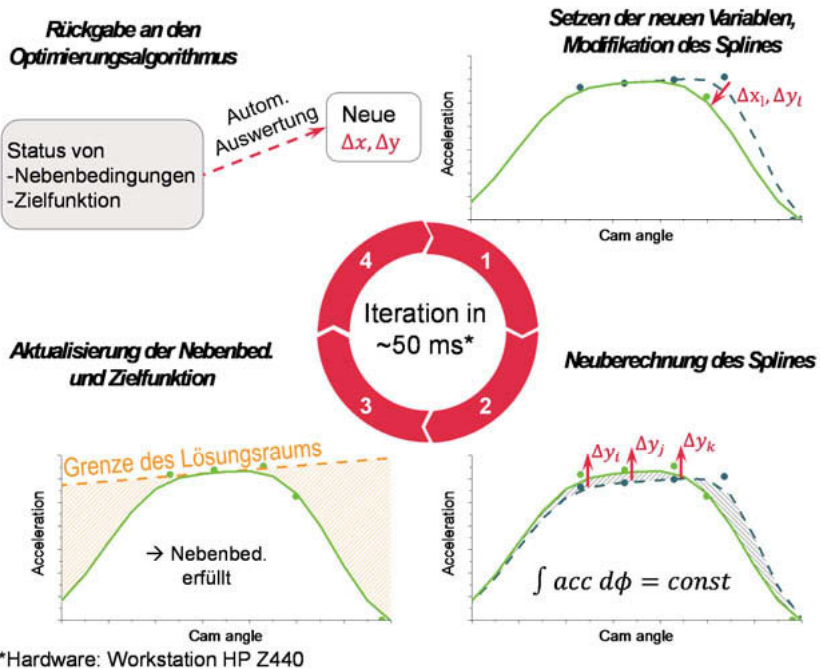


Bild 2: Optimierungsablauf

Lage und Betrag der Stützstellen des Beschleunigungsverlaufs bilden die Variablen der Optimierung, die durch einen ausgewählten Algorithmus manipuliert werden (Schritt 1). Für einen automatisierten Vorgang wird die Erstellung offensichtlich unsinniger Ventilhubverläufe durch die Formulierung sogenannter Gleichheitsnebenbedingungen unterdrückt. Eine jener Bedingungen lautet, dass der Ventilhub bei 0 mm beginnt und bei 0 mm enden muss. Folgerichtig wird der Beschleunigungsverlauf automatisch im Sinne der Erfüllung der Bedingungen korrigiert (Schritt 2). Der Ventiltrieb wird nun analytisch berechnet (Schritt 3). Bewertungsgrößen, wie etwa der kleinste konkave Nockenkrümmungsradius, werden durch Vergleichen mit einem zuvor definierten Grenzwert als Ungleichheitsnebenbedingungen interpretiert. Die Zielfunktion der Optimierung bildet die Maximierung des Integrals des Ventilhubverlaufs als Indikator für die Ladungswechselarbeit. Der durch jene Größen zu beschreibende Zustand wird in normierter Form an den Optimierungsalgorithmus zurückgegeben, welcher den Folgeschritt der

nächsten Variablenänderung initiiert (Schritt 4). Eine solche Iteration benötigt auf einer Workstation Typ Z440 von HP etwa 50 ms.

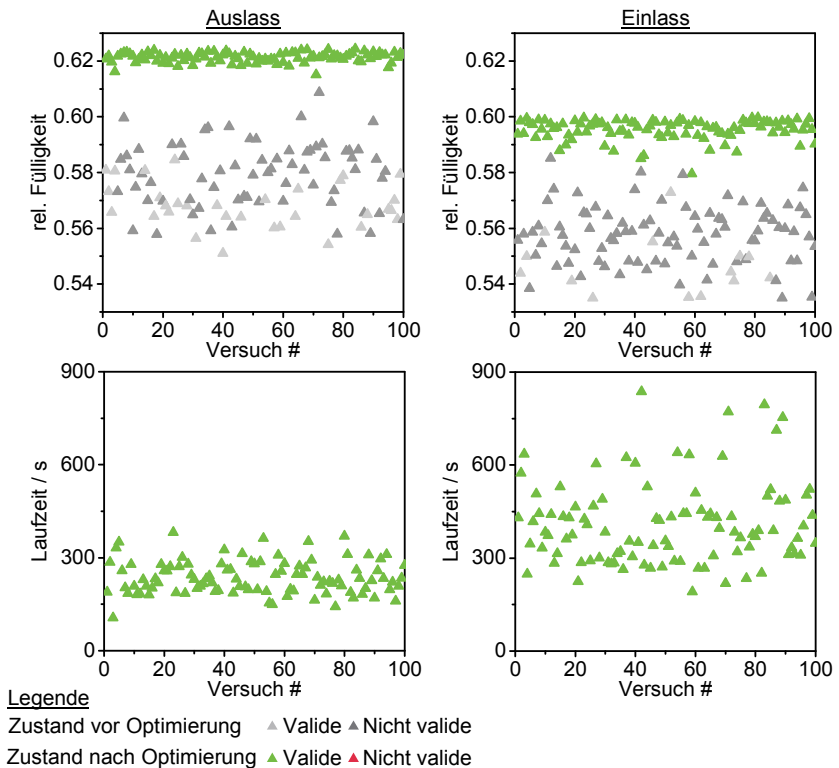


Bild 3: Auswertung eines statistischen Versuchs zur Fülligkeitsmaximierung für Einlass- und Auslasshubkurve mit dem entwickelten Optimierungswerkzeug [11]

Abbildung 3 zeigt die Auswertung eines statischen Versuchs zum Beleg der Funktionalität des entwickelten Optimierungswerkzeugs. Ein- und Auslasshubkurve wurden jeweils ausgehend von 100 zufallsgenerierten, unterschiedlichen Ausgangshubkurven optimiert. Die Ausgangshubkurven durften dabei außerhalb des Lösungsraums liegen und somit Ungleichheitsnebenbedingungen verletzen. Die Auswertung zeigt, dass alle mit dem Werkzeug optimierten Hubverläufe ungeachtet des Startpunkts in die Nähe eines als globales Optimum vermuteten Werts für die relative Fülligkeit konvergieren. Im Rahmen der Untersuchungen wurden Opti-

mierungszeiten von durchschnittlich 3-7 Minuten pro Einzelversuch gemessen, was einer deutlichen Zeitersparnis gegenüber einer manuellen Bearbeitungszeit für die gleiche Aufgabe entspricht. Zudem zeigte sich in gleicher Gegenüberstellung eine Verbesserung im Erreichen des Werts für relative Fülligkeit für Ein- und Auslasshubverlauf. [11]

### 3. Wirkung der Begrenzung des Nockenkrümmungsradius auf das Drosselungsvermögen von Ventilhubkurven

Wie im Vorfeld beschrieben, werden in der analytischen Berechnung von Ventiltrieben Ventilhubkurven als Vorgabe der Systembewegung verwendet. Primäres Optimierungsziel ist das Erreichen einer maximalen relativen Fülligkeit der Ventilhubkurve unter Einhaltung mechanischer und geometrischer Randbedingungen. Jene sichern die Dauerfestigkeit, die Begrenzung der Herstellungskosten, eine unauffällige Akustik und die Herstellbarkeit der Ventiltriebkomponenten ab. Die relative Fülligkeit  $\Phi_r$  ist nach Abbildung 4 als das Verhältnis des Hubintegrals  $A_y$  und einer idealen Rechteckfläche  $A_{th}$  im Bereich zwischen (1)Öffnen- und (2)Schließenrampe einer Ventilhubkurve  $y(\theta)$  definiert.

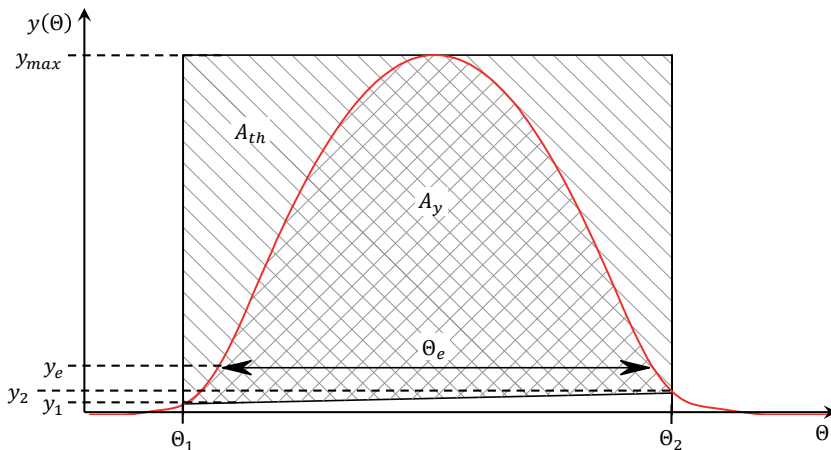


Bild 4: Eckdaten zur Bestimmung der relativen Fülligkeit einer Ventilhubkurve

Die verwendete Berechnungsvorschrift lautet:

$$\Phi_r = \frac{A_y}{A_{th}} = \frac{\int_{\theta_1}^{\theta_2} y(\theta) d\theta - (\theta_2 - \theta_1) \cdot \frac{y_1 + y_2}{2}}{(\theta_2 - \theta_1) \cdot (y_{max} - \frac{y_1 + y_2}{2})}$$

Mit einer festgelegten Ventiltriebskinematik ergibt sich aus der Vorgabe der Systembewegung nach Abbildung 5 eine Nockenkontur.

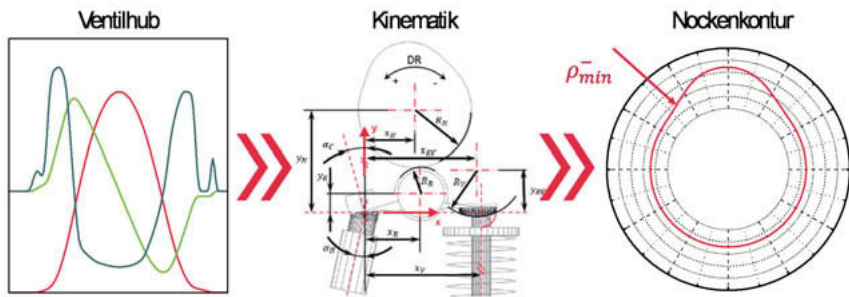


Bild 5: Berechnungsweg von Ventilhub zur Nockenkontur mit kleinstem konkavem Krümmungsradius  $\rho_{min}^{\bar{}}$

Hohe Beschleunigungen des Ventils setzen im Falle stark gekrümmter Nockenfolger eine konkave Geometrie des Nockens voraus. Im Folgenden wird veranschaulicht, in welcher Weise sich die Begrenzung des zulässigen minimalen konkaven Nockenkrümmungsradius  $\rho_{min}^{\bar{}}$  auf die Formgestalt erzeugter Ventilhubkurven am Beispiel eines Rollenschlepphebelventiltriebs mit hydraulischem Ventilspielausgleich auswirkt, wenn diese auf das Erreichen maximaler relativer Fülligkeit mit den beschriebenen Mitteln optimiert werden.

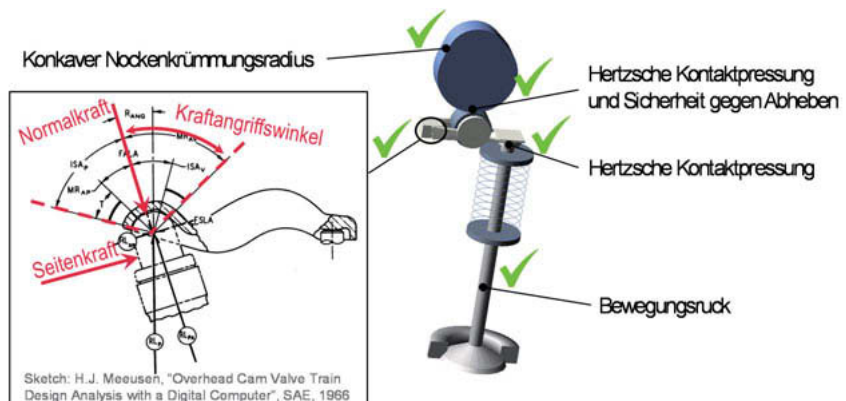


Bild 6: In Ungleichheitsnebenbedingungen übersetzte Grenzen der Ventiltriebskinetik eines Rollenschlepphebelventiltriebs

Ferner wird die Formgestalt der Ventilhubkurven begrenzt durch die in Abbildung 6 in Ungleichheitsnebenbedingungen übersetzten Grenzen für die Ventiltriebskinetik. Es werden für die in Tabelle 1 gelisteten Abstufungen Ventilhubverläufe erstellt. Für die Versuchsreihe wird angenommen, dass die Fertigung von (E)inlass- und (A)uslassnockenwelle derselben Begrenzung unterliegt.

Tabelle 1: Abstufungen der Begrenzung des kleinsten zulässigen Nockenkrümmungsradius

ID	1	2	3	4	5	6	7
$\rho_{min}^- / \text{mm}$	$\infty$ (konvex)	-200	-100	-70	-50	-30	-70*

\*Maximalhub für Einlass um 25% erhöht

Die ausgewählten Abstufungen entsprechen dabei marktüblichen Begrenzungen. Die Variante mit der ID 1 dient als Referenz für alle folgenden Auswertungen. Abbildung 7 zeigt die mittels automatischer Optimierung gestalteten Hubverläufe.

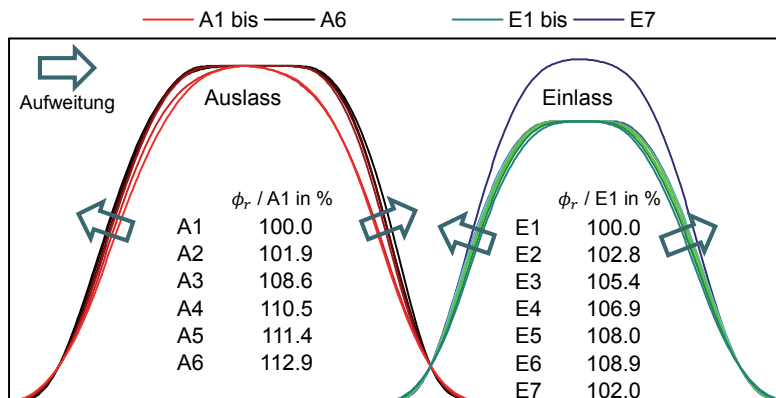


Bild 7: Anhand unterschiedlicher Begrenzung der Nockenkrümmung automatisiert erstellte Ventilhubkurven und deren relative Fülligkeit

An den Verläufen ist deutlich zu erkennen, dass die Begrenzung der Nockenkrümmung wie erwartet stark mit der maximal zu erreichenden Krümmung der Ventilhubkurven korreliert. So ist es möglich, dass im Bereich unter 1 mm Hub höhere Öffnen- und Schließengeschwindig-

keiten gegenüber der rein konvexen Nockenkontur erreicht werden. Ferner wirkt sich das Erreichen höherer Geschwindigkeiten positiv auf die relative Fülligkeit der Hubkurven aus. Im Wesentlichen ist hier der Bereich bei sehr großem Hub betroffen, bei dem das Hubintegral für betragslich kleinere Grenzwerte deutlich anwächst. Üblicherweise bestimmt im Wesentlichen der verfügbare Strömungsquerschnitt des Kanals die Drosselung des aus Kanal und Ventilsplatt bestehenden Strömungssystems. Es ist daher fraglich, ob die relative Fülligkeit als Maß für die thermodynamische Bewertung der Unterschiede der Ventilhubkurven geeignet ist, zumal sie ohne Kenntnis des maximalen Hubs irreführend sein kann (s. E7). Mit der Einführung des relativen Flussvolumens  $\Psi_k$ , welches den Ventilhub mit den ventilhubabhängigen Durchflusskoeffizienten  $\alpha_k(y)$  des jeweiligen Kanals verrechnet, ist mit einfachen Mitteln eine zur Entdrosselung proportionale Größe zu errechnen:

$$\Psi_k = \oint \alpha_k dy$$

Abbildung 8 zeigt die Auswertung des relativen Flussvolumens für die erstellten Ventilhubverläufe.

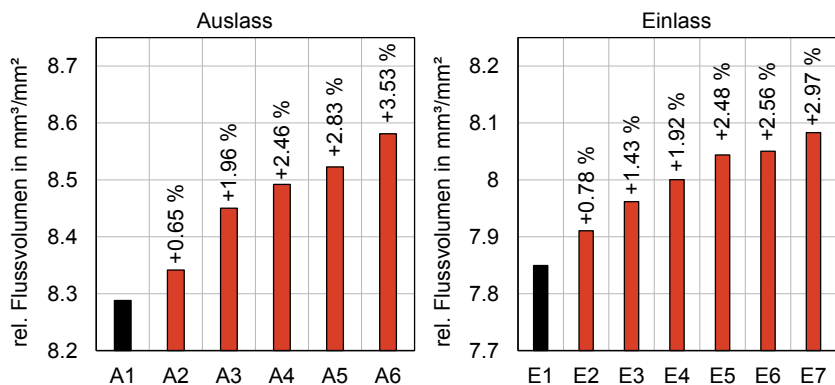


Bild 8: Auswertung des relativen Flussvolumens für die erzeugten Ventilhubkurven

Die in der Darstellung ersichtliche Charakteristik in Abhängigkeit der Begrenzung der Nockenkrümmung soll mit den folgenden thermodynamischen Analysen zur Ladungswechselarbeit in Korrelation gebracht werden.

#### 4. Thermodynamische Bewertung der Ventilhubkurvenvarianten

Die Bewertung erfolgt anhand von 1D-Simulation mit der Software GT-Power und im Fall der Einlassventilhubkurve mit erhöhtem Maximalhub mittels transients 3D-CFD-Simulation in der

Software Star-CD. Es wird das Modell eines direkteinspritzenden, turboaufgeladenen 3-Zylinder-Ottomotors mit 1,4 l Hubraum und einer spezifischen Nennleistung von 70 kW/l verwendet. Der Motor ist Teil eines hybriden Antriebsstrangkonzpts und wird daher im Wesentlichen nur in zwei Lastpunkten betrieben, die für die thermodynamische Bewertung herangezogen werden:

-A Drehzahl: 4400 1/min, eff. Mitteldruck: 19 bar

-B Drehzahl: 2500 1/min, eff. Mitteldruck: 14 bar

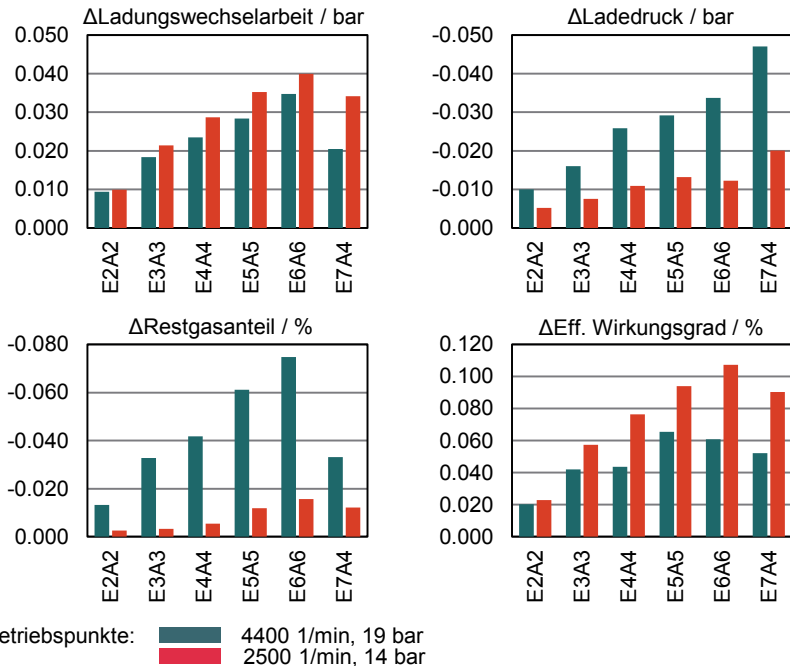


Bild 9: Auswertung der 1D-Simulation der Motorthermodynamik unter Austausch der Ventilhubkurven für zwei Lastfälle

In Abbildung 9 sind die Ergebnisse der 1D-Simulation für alle Ventilhubkurvenpaarungen in Form einer Auswertung der Ladungswechselarbeit, des Ladedrucks, des Restgasanteils und des effektiven Wirkungsgrads in Gegenüberstellung mit der Basiskonfiguration E1A1 dargestellt. Die Charakteristik der Veränderung der Ladungswechselarbeit ist unverwechselbar anhand der Steigerung des relativen Flussvolumens der Auslasshubkurven wiederzuerkennen.

Da die Variante E7A4 mit dem größten einlassseitigen Flussvolumen nicht aus der Reihe hervorsteicht, besteht die Vermutung, dass die Veränderung in der Ladungswechselarbeit im Wesentlichen durch die Auslassventilhubkurve bestimmt ist. Zur Interpretation des Verhaltens des Ladedrucks ist zu erläutern, dass das Simulationsmodell den Mitteldruck des Lastpunkts als Regelgröße verwendet und zur Herstellung einer identischen Zylinderfüllung bei stärkerer Entdrosselung des Einlasses ein geringerer Ladedruck nachgeregelt wird. Hier wird deutlich, dass die Anforderung an den nötigen Ladedruck im Wesentlichen mit der Gestalt der Einlasshubkurve korreliert, da die größte Senkung mit der Variante E7A4 erzielt wird. Zur Bestätigung zeigt die Auswertung des Restgasanteils nur eine Abhängigkeit von der Gestaltung der Ventilhubkurven in vernachlässigbarer Größenordnung. Resultierend wird ermittelt, dass durch Wahl einer kostspieligeren Fertigung Wirkungsgradvorteile von bis zu 0,1 % absolut für dieses Motorkonzept erreicht werden können. Es besteht ferner der Verdacht, dass der Zugewinn maximalen Ventilhub am Einlassventil einen wesentlichen Einfluss auf die Ladungsbewegung hat. Dazu werden im Folgenden die Ergebnisse einer dreidimensionalen Strömungssimulation vorgestellt.

## **5. Einfluss der Erhöhung des einlassseitigen Maximalhubs auf die Ladungsbewegung**

Bisher wurde die Betrachtung der Ladungsbewegung bei der Auswertung thermodynamischer Zielgrößen vernachlässigt. Es besteht die Vermutung, dass die Freigabe größeren Öffnungsquerschnitts bei der Zylinderbefüllung eine Umlenkung der in den Brennraum eintretenden Strömung verursacht, die eine Veränderung der Ladungsbewegung bewirkt. Letztere Größe bestimmt im Wesentlichen die Durchmischung und den Brennverzug und kann unter Korrektur der Zündwinkellage die Verschiebung des Verbrennungsschwerpunkts in Richtung des wirkungsgradbezogenen Optimums bei 8° nach ZOT ermöglichen. Die Auswirkung der Ladungsbewegungsänderung auf den Zündverzug wird im Folgenden mittels 3D-CFD-Simulation in Gegenüberstellung der Ventilhubkurvenpaarungen E1A1 mit E7A4 für den Lastfall B ausgewertet.

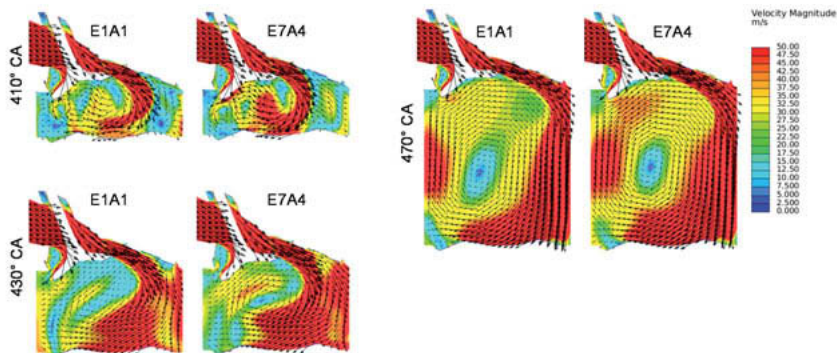


Bild 10: Momentaufnahmen der transienten 3D-CFD-Strömungssimulation unter Gegenüberstellung der Ventilhubkurvenpaarungen E1A1 und E7A4 im Lastfall B

Abbildung 10 zeigt das innerzylindrische Strömungsbild für die Kurbelwinkellagen 410°, 430° und 470° während der Ansaugphase. Erst bei Erreichen eines wesentlichen Querschnittgewinns von E7 gegenüber E1 bei 430° werden die Veränderungen der Ladungsbewegung sichtbar. Durch die Umlenkung der Strömung entsteht eine stärkere Fallbewegung der Ladung, die weniger gegen die gegenüberliegende Zylinderwand gerichtet ist. Eine Auswertung der durchschnittlichen turbulenten kinetischen Energie in Abbildung 11 zeigt ferner die quantitative Auswirkung dieser Umlenkung.

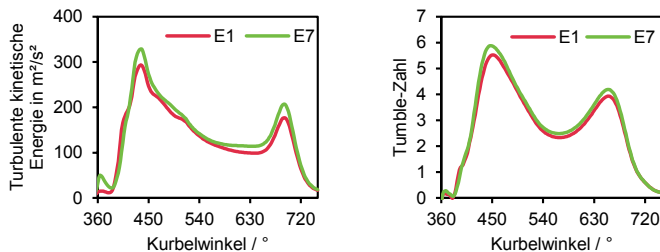


Bild 11: Auswertung der durchschnittlichen turbulenten kinetischen Energie im Brennraum

Grundsätzlich ist eine Erhöhung der Ladungsbewegung in Folge des Einsatzes der Ventilhubkurvenpaarung E7A4 gegenüber E1A1 erkennbar. Es sind die charakteristischen Peaks des Verlaufs der turbulenten kinetischen Energie während der Ansaugphase zu erkennen. Der erste Peak entscheidet maßgeblich über die Qualität der Durchmischung der Zylinderfüllung,

der zweite Peak ist ein Indikator für die Ladungsbewegung bei Zündung. Die Wirkung gesteigerter Ladungsbewegung bedingt die Abnahme des Brennverzugs bis zum Erreichen des Verbrennungsschwerpunkts bei 50% umgesetzter Brennstoffmasse. Durch die Erhöhung der turbulenten kinetischen Energie bei Kompression kann die Lage des Verbrennungsschwerpunkts bei diesem Konzept lediglich um  $0,4^\circ$  KW näher an die optimale Lage verlegt werden. Eine Nachsimulation der Motorthermodynamik mittels 1D-Analyse und einem entsprechend korrigierten Brennverlauf ergibt für diesen Fall weitere geringfügige Effizienzvorteile von  $+0,015\%$  effektivem Wirkungsgrad. Die Wirkung der vermutlich verbesserten Durchmischung ist in diesem Ergebnis nicht enthalten.

## 6. Zusammenfassung

In dieser Veröffentlichung wird vorgestellt, wie eine neue Methode zur automatisierten Generierung von Nockenprofilen genutzt wird, um den Zielkonflikt zwischen einer mechanisch dauerhaftesten Ventilbetätigung, einer kostengünstigen Fertigung und effizientem Motorbetrieb mit verfügbaren Simulationsmitteln aufzulösen. Die Methode und deren Integration in die Softwareumgebung Virtual Dynamics werden beschrieben und die Funktionalität des Werkzeugs statistisch dargelegt. Ferner befasst sich diese Veröffentlichung mit der Analyse der Auswirkung unterschiedlich füllig gestalteter Ventilhubkurven am Beispiel eines turboaufgeladenen Ottomotors. In Abbildung 12 wird der Zusammenhang zwischen Fertigungskosten und erzielbaren thermodynamischen Vorteilen zusammengefasst.

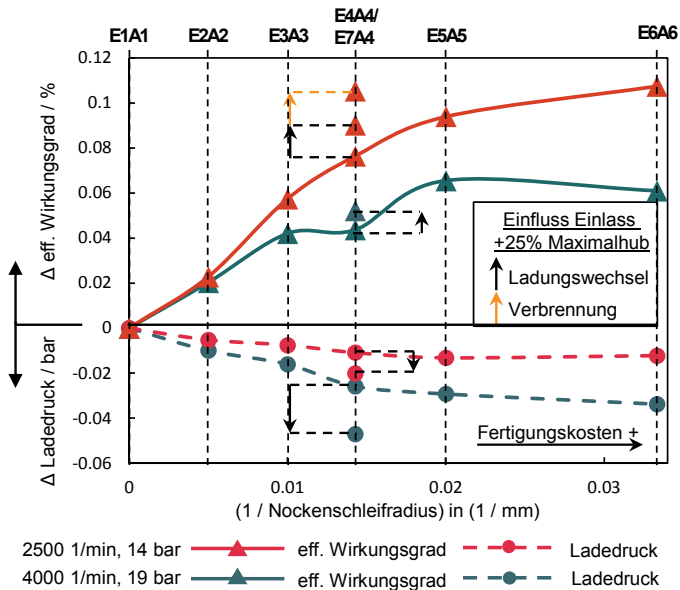


Bild 12: Zusammenhang zwischen Fertigungskosten und thermodynamischen Vorteilen

Die thermodynamische Analyse mittels 1D-Simulation offenbart Potenziale von bis zu 0,107% Verbesserung des effektiven Wirkungsgrads durch Wahl einer kostenintensiven Fertigung der Nockenwellen. Wird durch den Gestaltungsfreiraum unter Annahme einer kostenintensiveren Fertigung die Freigabe zusätzlichen Maximalhubs auf Einlassseite ermöglicht, können zusätzliche Potenziale durch Verbesserung der Ladungsbewegung gewonnen werden.

Wir bedanken uns bei den Herren Dr. Philipp Adomeit, Christopher Kupiek und Jörg Kortmann, alle FEV Europe GmbH, die uns im Prozess der thermodynamischen Analysen tatkräftig unterstützt haben.

## Literatur

- [1] H. J. Meeusen. Overhead cam valve train design analysis with a digital computer. In Mid-Year Meeting. SAE International, 1966.
- [2] S. Seidlitz. An Optimization Approach to Valve Train Design. Technischer Bericht, SAE Technical Paper, 1990.
- [3] F. Montazersadgh. Development of an Automated Cam Profile Designer and Optimizer. Technischer Bericht, SAE Technical Paper, 2010.
- [4] R. P. Rubens Goncalves Salsa Junior. Local optimization of parametrized cam profiles applied to the dynamics of valvetrains. Technischer Bericht, SAE Technical Paper, 2014.
- [5] H. Kaplan. Mathematical modeling and simulation of high-speed cam mechanisms to minimize residual vibrations. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 228(13):2402–2415, 2014.
- [6] MunSung Kim u. JunWook Jeong. Development of automated valve train analysis and optimization process. In SIMULIA Customer Conference, 2011.
- [7] H. H. Hendrik Große-Löscher. Entwicklung von optimalen Nockenkonturen. Haus der Technik - 7.Tagung Diesel- und Benzindirekteinspritzung, 2010.
- [8] R. Ernst, A. R. Schamel und J. Meyer. Advanced optimization techniques in valve-train design. In International Pacific Conference On Automotive Engineering. SAE International, 1993
- [9] R. Scheucher und W. Hellinger. Using bezier-splines for design optimization of cams regarding valve train dynamics. Design Engineering, Parts A and B of ASME proceedings, 2005.
- [10] S. Lauer. Entwicklung eines mechanisch vollvariablen Ventiltriebs. Dissertation, RWTH Aachen, 12. Okt. 2005.
- [11] P. Orlieb, A. Schloßhauer, Dr. M. Plettenberg, Dr. S. Sonnen. Rapid creation of filling-ratio optimized valve lift profiles. FEV STS Simulation & Calibration Symposium, 2018



# Einsatz neuer Materialmodelle in der Simulation von Fertigung und Betrieb von Zylinderköpfen

## Wie kann die Auslegung von Zylinderköpfen durch eine genauere Beschreibung des Werkstoffverhaltens verbessert werden

Dipl.-Ing. **Alejandro Guirao Blank**, Volkswagen AG, Wolfsburg

### Kurzfassung

Die betriebsfeste Auslegung von Zylinderköpfen gegen die dynamischen und thermischen Lasten erfordert, bei stetig wachsenden Anforderungen an das Bauteil, immer genauere Beschreibungen des Werkstoffverhaltens. Fortschrittliche Material- und Versagensmodelle in Kombination mit neuen Arbeitsabläufen in der Simulationskette erlauben dem Konstrukteur eine deutlich genauere Prognose des Bauteilverhaltens. Dies betrifft sowohl die Fertigung als auch den Betrieb des Zylinderkopfes.

### 1. Einleitung

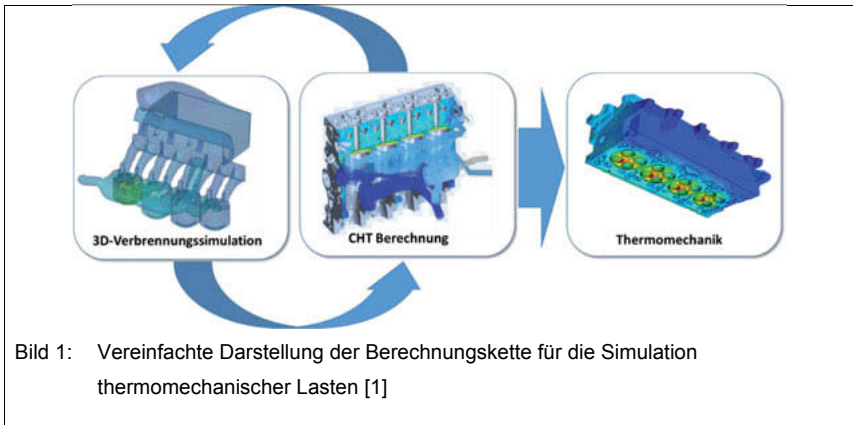
Stetig strengere gesetzliche Abgasnormen stellen kontinuierlich steigende Anforderungen an den Antrieb von PKW und Nutzfahrzeugen. Neue Antriebskonzepte, wie Plug-in-Hybride oder Range Extender, stellen neue Ansprüche an das Aggregat. Die zusätzlichen elektrischen Komponenten erfordern weitere Optimierungen des Verbrenners bezüglich Gewicht und Größe. Durch eine kompaktere Bauweise und größeren Belastungen infolge höherer Temperaturen und Zünddrücke steigt die Notwendigkeit, das gesamte Potential des eingesetzten Werkstoffs zu heben. Um dennoch eine betriebssichere Auslegung der Komponenten zu gewährleisten, sind Simulationsmethoden notwendig, welche das Werkstoffverhalten mit großer Genauigkeit modellieren. Gleichzeitig müssen die Lasten wie die Temperatur aus der Verbrennung bzw. der Verbrennungsdruck ebenfalls mit einem hohen Detaillierungsgrad abgebildet werden. In diesem Aufsatz sollen einige, wichtige Aspekte dieser Berechnungsmethoden genauer betrachtet werden:

- Die Temperaturfeldsimulation: instationäre und inhomogene Temperaturfelder sind die treibende Kraft der Thermomechanical Fatigue (TMF) Schädigung. Es ist daher essenziell, diese Temperaturen mit großer Genauigkeit berechnen zu können.

- Thermomechanik: TMF-Schädigung entsteht bei zyklischer, plastischer Verformung. Aufgrund des komplexen Werkstoffverhaltens sind hier andere Werkstoff- und Schädigungsmodelle notwendig als bei einer rein linearen Schadensakkumulation.
- Alterung: Infolge der Temperatureinwirkung verändert sich der Werkstoff und seine Eigenschaften, so dass, für eine genauere TMF-Lebensdauerprognose, die Modelle angepasst werden müssen.
- Eigenspannungen aus der Fertigung: Die Wärmebehandlung von Zylinderköpfen erzeugt Eigenspannungen im Bauteil, welche sich schädigend auswirken können.

## 2. Temperaturfeld

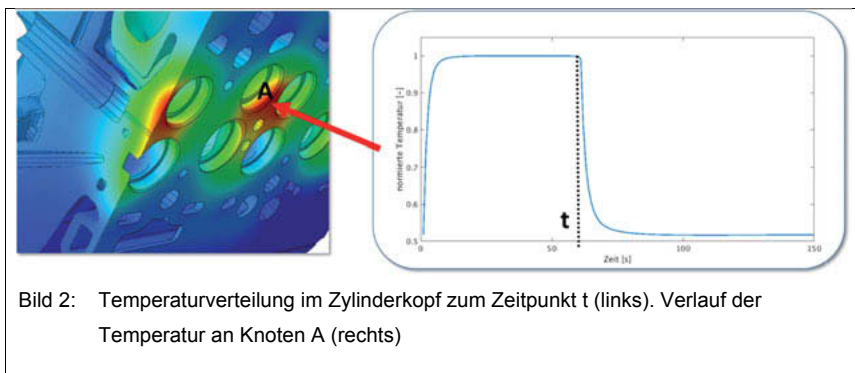
Zylinderköpfe werden nicht nur zyklisch mechanisch sondern auch zyklisch thermisch belastet. Grundvoraussetzung für die Auslegung solcher thermischen Lasten ist eine möglichst genau Simulation. Diese thermischen Lasten dienen als Eingangsgröße für die nachfolgenden Berechnungsschritte.



Beginnend mit der Verbrennungssimulation wird der Ladungswechsel und der Verbrennungsvorgang in einer mehrphasigen Strömungssimulation (CFD) berechnet. Hieraus werden Gas-temperaturen und Wärmeübergangskoeffizienten zu den Bauteilen Kolben und Zylinderkopf sowie in das Abgas abgeleitet. Diese dienen als Eingangsgröße für die gekoppelte Temperaturfeldberechnung (conjugate heat transfer: CHT) in welcher die Wärmeabfuhr aus dem Verbrennungsraum hin zu den Aggregatekomponenten berechnet werden. Gleichzeitig wird der

Wärmetransport vom Zylinderkopf und dem Zylinderkurbelgehäuse in das Kühlwasser und in den Ölkreislauf simuliert.

Als Ergebnis der CHT-Berechnung erhält man das Temperaturfeld in den einzelnen Bauteilen, dem Kühlwasser und dem Öl. Beide Schritte (Verbrennungssimulation und CHT) werden sequentiell durchgeführt. Die zentrale Größe bei der Kopplung der Berechnungen sind die Wärmeübergangskoeffizienten. Da diese sowohl von den Gas- als auch von den Wandtemperaturen abhängig sind, müssen beide Berechnungen mehrmals durchgeführt werden, bis die Wärmeübergangskoeffizienten einen stationären Zustand erreichen. Dieser Prozess wird für jeden Arbeitspunkt wiederholt. Eine detaillierte Übersicht über den Prozess findet sich in [1]



Anschließend können die Temperaturfelder auf ein Finite Elemente Netz (FEM) übertragen werden und aus mehreren dieser Arbeitspunkte kann ein instationäres Temperaturfeld errechnet werden. In Bild 2 ist das Ergebnis einer solchen Berechnung und die anschließende Übertragung auf ein FEM Netz für zwei Betriebspunkte abgebildet.

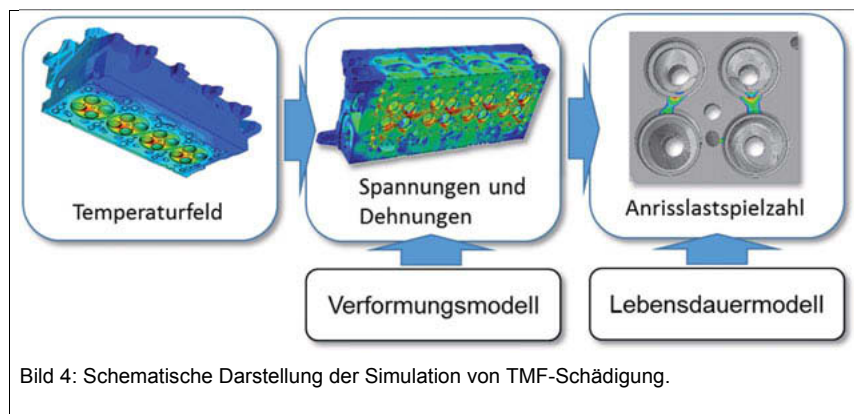
### 3 Thermomechanik

Temperaturzyklen treten im Motorbetrieb bei Lastwechsel auf z.B. vom Vollast- in den Schubetrieb oder bspw. bei „Start-Stop“. Die Temperaturgradienten führen, getrieben durch die Wärmedehnung des Werkstoffe, zu inhomogenen Spannungsverteilungen. Dort, wo die Spannungsgradienten hoch sind z.B. im Bereich des Flammdecks, können diese Spannungen ggf. die Dehngrenze überschreiten und damit zu plastischen Verformungen führen. Im Betrieb treten solche Zustände zyklisch auf. Die damit verbundenen, ebenfalls zyklischen plastischen Dehnungen führen zu Anrissen (Bild 3).



Diese Risse führen nicht zwangsläufig zum Ausfall des Motors, können aber durch den sogenannten 1% Fahrer zu entsprechenden Schadensbildern führen [3], was aus Sicht der Entwicklung und Absicherung auszuschließen ist.

In Bild 4 ist die Simulation der TMF-Schädigung vereinfacht dargestellt. Obwohl im Flammdeck ebenfalls hochfrequente Belastungen aufgrund des Zünddruckes auftreten, ist bekannt, dass diese einen geringen Anteil an der Schädigung haben [4] [5].



Daher wird für diese Belastungsart nur das Temperaturfeld, wie in Abschnitt 2 beschrieben, als Last berücksichtigt. Weitere statische Lasten wie z.B. die Schraubenvorspannungen werden hier ebenfalls vernachlässigt, da diese infolge der hohen Temperaturen nach wenigen

Zyklen durch Spannungsrelaxation verschwinden. Letzteres gilt jedoch nur für die heißen Bereiche. Da TMF-Schädigung nur hier stattfindet ist diese Annahme zulässig.

Aus dem transienten Temperaturfeld folgen, als treibende Kraft, die Wärmedehnungen. Der Einsatz eines geeigneten Verformungsmodells erlaubt die Beschreibung der daraus folgenden Spannungs-Dehnungshysteresen. Diese werden in einem letzten Schritt mit Hilfe des Lebensdauermodells ausgewertet und geben Auskunft über die lokale Anrisslastspielzahl. In [3] wird der Einsatz eines Chaboche-Modells für die Beschreibung des Werkstoffverhaltens und des  $D_{TMF}$ -Modells für die Lebensdauerabschätzung gezeigt.

Das Verformungsmodell von Chaboche bildet das inelastische und zeitabhängige Werkstoffverhalten ab. Dabei wird berücksichtigt, dass Metalle wie Aluminium oder Eisenguss bei hohen Temperaturen ein dehnratenabhängiges Verhalten zeigen, ebenso wie eine z.T. sehr ausgeprägte Spannungsrelaxation.

Das Modell beschreibt die viskoplastische Dehnrate:

$$\dot{\varepsilon}^{vp} = \dot{p} \cdot \operatorname{sgn}(\sigma - \alpha) \quad (1)$$

$$\dot{p} = \left( \frac{|\sigma - \Sigma \alpha| - \sigma_Y - \sigma_{Y0}}{K} \right)^n \quad (2)$$

Dabei stellen  $\Sigma \alpha$  und  $\sigma_Y$  jeweils die Summe der kinematischen Rückspannungen und der isotropen Verfestigung dar. Die Parameter  $K$ ,  $n$  und  $\sigma_{Y0}$  sind anpassbare Werkstoffparameter. Die kinematische Verfestigung wird wiederum beschrieben durch:

$$\dot{\alpha}_i = C_i \dot{\varepsilon}^{vp} - \gamma_i \alpha_i \dot{p} - R_{kin,i} \alpha_i \quad (3)$$

Sie enthält einen Verfestigungs- und sowohl einen dynamischen als auch einen statischen Entfestigungsterm. Letzterer wird erst bei hohen Temperaturen  $T > 0.5 T_s$  ( $T_s$  ist die Schmelztemperatur in Kelvin) wirksam. Üblicherweise werden Werkstoffe mit zwei kinematischen Rückspannungen ( $i=1,2$ ) modelliert. Die Größen  $C$ ,  $\gamma$  und  $R_{kin}$  sind wiederum die anpassbaren Werkstoffparameter. Die isotrope Verfestigung

$$\dot{\sigma}_Y = b(Q_\infty - \sigma_Y) \dot{p} - R_{iso} \sigma_Y \quad (4)$$

besteht ebenfalls aus einem Ver- und einem Entfestigungsterm allerdings hier nur mit einem statischen Anteil. Anpassungsparameter sind  $b$ ,  $Q_\infty$  und  $R_{iso}$ .

Für die Anpassung der Werkstoffparameter werden spezielle, sog. CLCF (complex low cycle fatigue) Versuche durchgeführt. Diese werden isotherm und dehnungsgeregelt durchgeführt und beinhalten mehrere Zyklen im Zug- und Druckbereich bei mehreren Dehnraten sowie einen Relaxationsteil. Dadurch sollen die dehnraten- und die zeitabhängigen Effekte erfasst werden. In Bild 5 sind das Dehnungs- und das Spannungssignal eines solchen Versuches sowie die Modellanpassung für eine Temperatur abgebildet.

Die Modellparameter sind temperaturabhängig. Deren Wert muss jeweils an

CLCF-Versuche mit unterschiedlichen Temperaturen angepasst werden.

Das Schädigungsmodell  $D_{TMF}$  bietet gegenüber Modellen wie Ostergren und Smith-Watson-Topper den entscheidenden Vorteil, dass es eine einheitliche Beschreibung sowohl isothermer als auch anisothermer Vorgänge erlaubt.

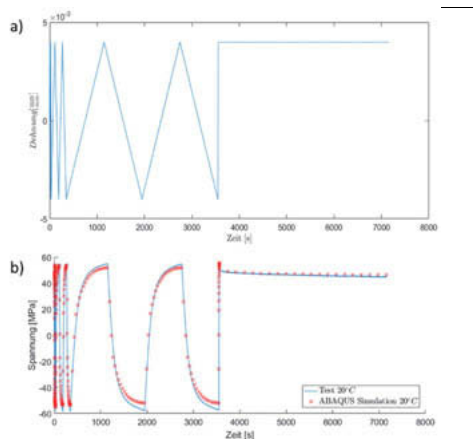


Bild 5: a) Dehnungsverlauf und b) Spannungsverlauf eines realen und eines simulierten CLCF-Versuches.

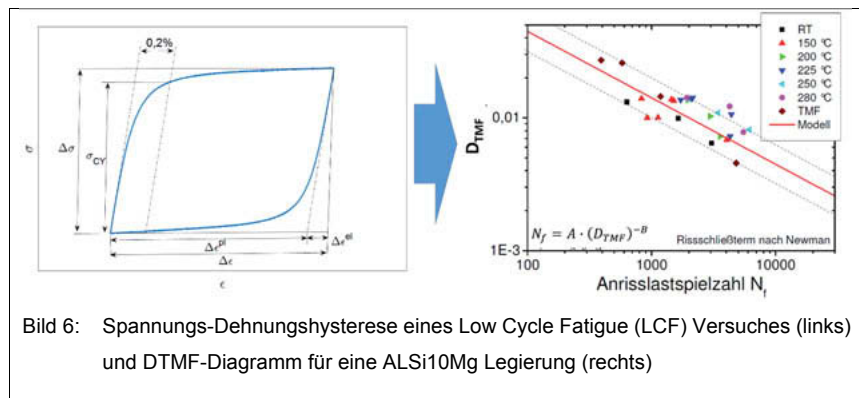


Bild 6: Spannungs-Dehnungshysterese eines Low Cycle Fatigue (LCF) Versuches (links) und DTMF-Diagramm für eine ALSi10Mg Legierung (rechts)

Der Parameter  $D_{TMF}$  [6] ist dabei ein Maß für die Schädigung eines Belastungszyklus. Ein solcher Zyklus ist in Bild 6 links zu sehen. Anhand der Messgrößen einer Hystereseschleife kann die Schädigung analytisch bestimmt werden:

$$D_{TMF} = \left( 1.45 \cdot \frac{\Delta\sigma_{CP,eff}^2}{\sigma_{CY} \cdot E} + \frac{2.4}{\sqrt{1 + 3 \cdot n}} \cdot \frac{\Delta\sigma_{CP}^2 \cdot \Delta\epsilon_{eq}^p}{\sigma_{CY} \cdot \Delta\sigma_{eq}} \right) \cdot F \quad (5)$$

Der Schädigungsparameter ist mechanismusbasiert und beruht auf bruchmechanischen Kenngrößen [7] [8]. Um nichtproportionale Belastungen zu berücksichtigen, bezieht sich  $D_{TMF}$  auf die Spannungsamplitude  $\sigma_{CP,eff}$  in der kritischen Ebene (CP). Um Reißschließeffekte zu berücksichtigen wird der Effektivwert der Spannung angewandt. Dieser wird nach Newman berechnet [9].

Die Korrelation zur Anrisslastspielzahl erfolgt durch:

$$N_f = A \cdot (D_{TMF})^{-B} \quad (2)$$

Die Parameter A und B sind Materialkennwerte. Diese werden anhand von isothermen Low Cycle Fatigue (LCF) und anisothermen Thermomechanical Fatigue-Versuchen (TMF) ermittelt. Aus der doppellogarithmischen Auftragung von  $D_{TMF}$  gegen  $N_f$ , können die Parameter dann abgelesen werden (Bild 6 rechts)

In der FEM Simulation wird die Belastung durch das Wärmedehnungen berechnet. Dadurch ergibt sich für jeden Knoten eine Belastungshysteresese. Aus dieser lässt sich dann, ebenfalls für jeden Knoten, der Schädigungsparameter  $D_{TMF}$  ermitteln. Aus der Korrelation in (5) wird die örtlich aufgelöste Anrisslastspielzahl bestimmt (Bild 7).

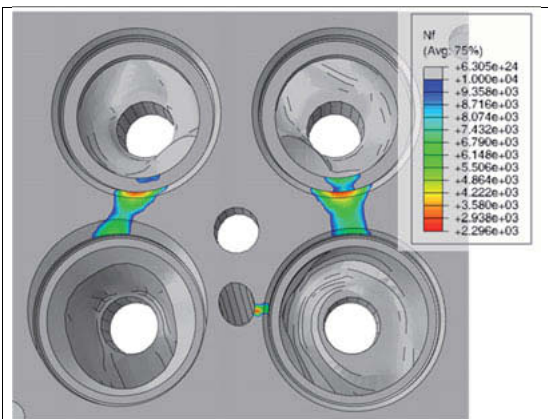


Bild 7: Anrisslastspielzahl  $N_f$  eines simulierten TMF-Zyklus

#### 4 Alterung

Zylinderköpfe werden häufig aus einer ausscheidungshärtenden Legierung (z.B. AlSi10Mg) gegossen und anschließend einer T6 Wärmebehandlung unterzogen. Bei hohen Einsatztemperaturen führen Diffusionsvorgänge dazu, dass die Ausscheidungen vergrößern [10] und dadurch die mechanische Festigkeit abnimmt.

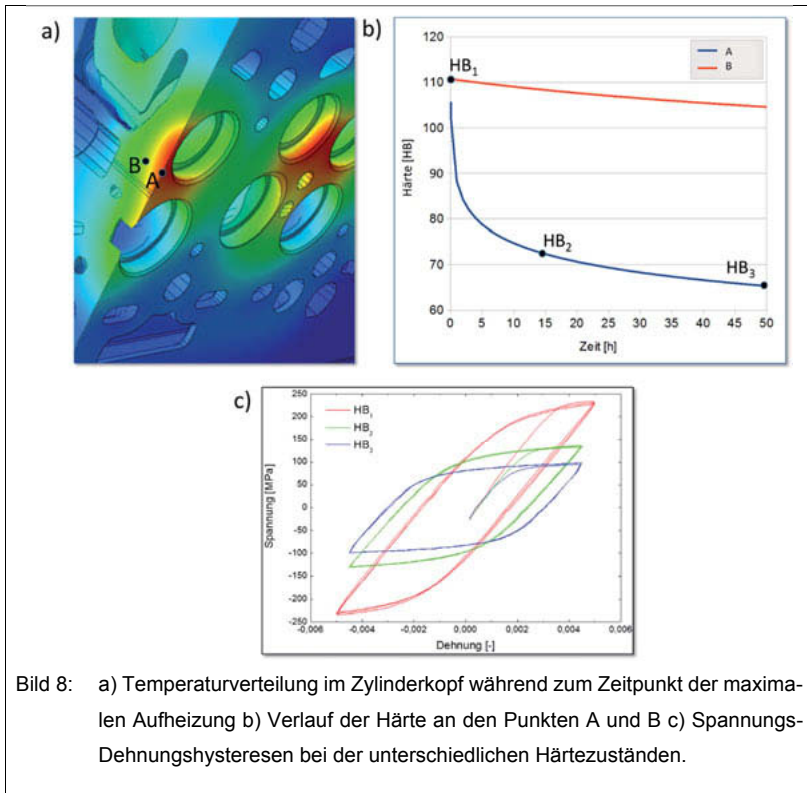


Bild 8: a) Temperaturverteilung im Zylinderkopf während zum Zeitpunkt der maximalen Aufheizung b) Verlauf der Härte an den Punkten A und B c) Spannungs-Dehnungshysteresen bei der unterschiedlichen Härtezuständen.

In Bild 8a) ist die simulierte Temperaturverteilung in einem Zylinderkopf bei Nennlast abgebildet. Erkennbar sind sowohl die hohe Temperaturen im Bereich des „Ventilsterns“ als auch der starke Temperaturgradient hin zum Wassermantel. Im Bereich der höchsten Temperaturen hat dies eine Entfestigung des Werkstoffes zur Folge. Der Temperaturgradient hat auch zur Folge, dass die Entfestigung lokal inhomogen verläuft. Betrachtet man in Bild 8b) den Verlauf der Härte an den Punkten A und B so erkennt man, dass die Entfestigung in B deutlich ausgeprägter und schneller erfolgt. In Bild 8c) sind Spannungs-Dehnungshysteresen bei drei unterschiedlichen Härtezuständen abgebildet. Es ist erkennbar, dass die Entfestigung nicht nur mit einer Absenkung der Dehngrenze einhergeht. Sie beeinflusst ebenso die plastische Verfestigung. Im Zustand HB<sub>3</sub> liegt bereits ein annähernd ideal plastischer Zustand vor.

Die Berücksichtigung dieser Alterungseffekte in viskoplastischen Materialmodellen wurde erst in den vergangenen Jahren realisiert. In [11] wird die Ausscheidungskinetik mit dem physikalisch begründeten Modell von Robson beschrieben. Das Modell besteht im Grundsatz aus zwei Termen. Im ersten wird die Rate der Ausscheidungsbildung beschrieben:

$$J = N_0 \frac{kT}{h} e^{-\frac{G^*+Q}{kT}} \quad (6)$$

Diese hängt von der Temperatur, der Anzahl der Fehlstellen im Metallgitter  $N_0$ , der Aktivierungsenergie neuer Partikel  $G^*$  und der Aktivierungsenergie für Diffusion  $Q$ .

Im zweiten Term wird das Wachstum der Ausscheidungen beschrieben

$$\dot{r} = \frac{D}{r} \cdot \frac{c - c_r^\alpha}{c^{\alpha'} - c_r^\alpha} \quad (7)$$

wobei  $D$  der Diffusionskoeffizient ist. Der zweite Term beschreibt das Konzentrationsgefälle zwischen Ausscheidung und Mischkristall. Dieses Modell hat den Vorteil, dass es kaum Anpassungsparameter besitzt. Die meisten der Modellparameter sind physikalische und technische Größen, bzw. können aus diesen berechnet werden. Weiterhin ist dieses Modell in der Lage sowohl isotherme als auch anisotherme Vorgänge abzubilden. Es ist jedoch noch sehr rechenintensiv und daher noch nicht für den Einsatz bei komplexen Bauteilen geeignet.

Ein ähnlicher Ansatz wird in [12] verfolgt. Hier wird jedoch ein Modell von Shercliff und Ashby für die Beschreibung des Alterungseinflusses auf die Dehngrenze verwendet. Da dieser Ansatz nur isotherme Vorgänge abbildet, muss hier eine Temperaturkorrektur für die Zeit eingeführt werden. Dazu muss das Modell an Alterungskurven kalibriert werden. Um die Alterung im Materialmodell abzubilden werden die Modellparameter entsprechend des Alterungszustandes skaliert.

Bild 9 zeigt die Ergebnisse von TMF-Simulationen unter Berücksichtigung des Werkstoffzustandes. Verwendet man für die Simulation den Werkstoffzustand T6, unterschätzt man die tatsächlich auftretenden plastischen Verformungen. Im überalterten Zustand dagegen überschätzt man die plastischen Verformungen. Dadurch legt man das Bauteil zwar konservativ aus, verschenkt aber Optimierungspotenzial.

Bezieht man hingegen die Alterung in die Materialmodelle ein, erhält man ein deutlich genaueres Bild der Schädigung im Bauteil.

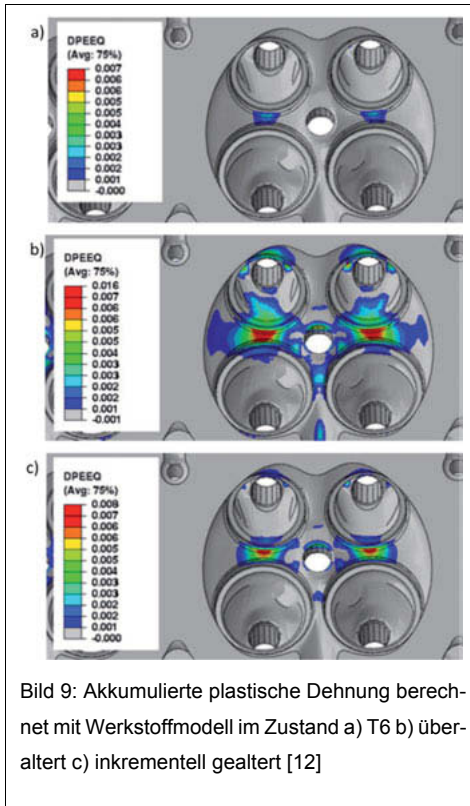


Bild 9: Akkumulierte plastische Dehnung berechnet mit Werkstoffmodell im Zustand a) T6 b) überaltert c) inkrementell gealtert [12]

## 6 Eigenspannungssimulation

Die, im vorigen Abschnitt erwähnte, T6 Wärmebehandlung besteht aus zwei Temperaturschritten. Im ersten dem Lösungsglühen, wird das Bauteil bis knapp unter die Solidustemperatur gebracht. Während dieses Prozessschrittes werden die Legierungselemente, welche für die Ausscheidungshärtung verantwortlich sind, im Metallgitter gelöst. Durch ein anschließendes Abschrecken durch Wasser oder Luft (gelegentlich auch Öl) wird ein übersättigtes Mischkristall eingestellt. Anschließend werden, durch das Warmauslagern bei einer niedrigeren Temperatur, die Ausscheidungen erzeugt und kontrolliert zum Wachsen gebracht, bis die erforderliche Härte erreicht ist.

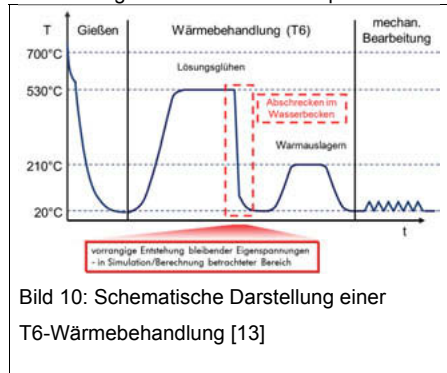


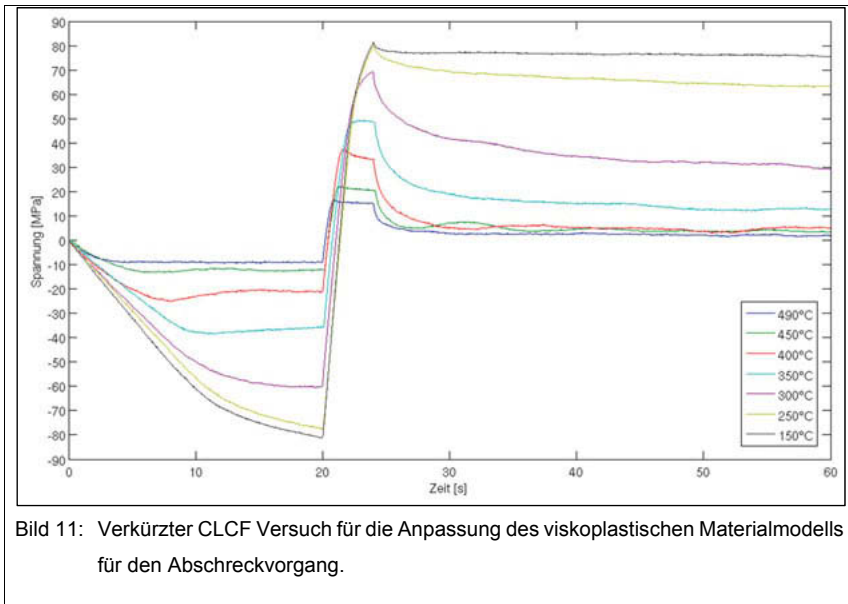
Bild 10: Schematische Darstellung einer T6-Wärmebehandlung [13]

Die hohe Abkühlrate beim Abschrecken ist dabei von zentraler Bedeutung. Die Größe des Zylinderkopfes und die begrenzten Wärmeleitung führen zu inhomogenen Abkühlbedingungen und damit zu inhomogenen Wärmedehnungen. Dadurch kommt es an einigen Stellen zu plastischen Verformungen die im fertigen Bauteil Eigenspannungen zur Folge haben. An besonders kritischen Stellen kann die Überlagerung dieser Eigenspannungen mit den Betriebslasten zu Bauteilausfällen führen.

Die Simulation dieser Eigenspannungen erfolgt in zwei Schritten. Im ersten Schritt wird in einer mehrphasigen Strömungssimulation das Eintauchen in das Wasser simuliert. Dabei müssen die komplexen Vorgänge beim Wassersieden abgebildet werden. Berücksichtigt wird weiterhin die Dampfbildung und deren Einfluss auf die Abkühlung des Bauteils.

Anschließend wird das transiente Temperaturfeld in gleicher Weise wie in Abschnitt 2 auf ein FEM-Netz übertragen.

Wie bei der Simulation der Thermomechanik muss auch hier ein viskoplastisches Materialmodell zur Anwendung kommen. Bedingt durch die sehr hohen Temperaturen beim Eintritt ins Wasserbad sind besonders Spannungsrelaxationseffekte sehr ausgeprägt.



In Bild 11 sind abgekürzte CLCF Versuche dargestellt, die zur Anpassung des Modells speziell an den Abschreckvorgang verwendet werden. Hier werden diese Effekte, bei Temperaturen über 350°C, deutlich sichtbar.

In [13] konnte detailliert belegt werden, dass dieser Ansatz zu recht genauen Vorhersagen der Eigenspannungen führen. Diese Vorhersagen können dann in die Betriebsfestigkeitsauslegung als Mittelspannungsanteil bei schwingender Beanspruchung übernommen werden.

## 7 Zusammenfassung

Obwohl einige der hier vorgestellten Modelle schon seit langem bekannt sind (Chaboche 1977), haben sie sich erst im letzten Jahrzehnt durchsetzen können. Dies liegt nicht zuletzt an den großen Fortschritten in der Leistung großer Rechnercluster. Erst die Verwendung mehrerer hunderter Hochleistungs-CPU's ermöglicht den komplexen Workflow, der für die hier vorgestellten Simulationen notwendig ist. Für einige Modelle wie das von Robson, welche den Werkstoff auf der Ebene der Mikrostruktur abbilden, ist diese Rechenleistung immer noch nicht ausreichend, um sie für ein gesamtes Bauteil einzusetzen. Um auch in Zukunft weitere Potenziale zu heben, ist es weiterhin wichtig, die Genauigkeit der Simulationsmodelle

zu steigern. Dazu müssen die Werkstoffmodelle weiterentwickelt werden, um z.B. Fertigungseinflüsse genauer abzubilden oder um die Streuung im Fertigungsprozess zu beschreiben. Gleichmaßen muss jedoch auch die Rechengeschwindigkeit steigen, um die Simulationsprozesse in praxistauglichen Zeiträumen durchführen zu können.

## Literaturverzeichnis

- [1] M. Abad Lozano, R. Thygesen, G. Oberle und E. Pott, „Multidisziplinäre Simulation der Wärmeübertragung am Dieselmotor,“ in *AVL German Simulation Conference*, Ulm, 2018.
- [2] M. Hamerschmidt und A. Guirao Blank, „Belastungsanalyse am Aluminium-Zylinderkopf - Bewertung von Betriebszuständen und Abgleich mit der Simulation,“ in *DVM Betriebsfestigkeit - Bauteile und Systeme unter komplexer Belastung*, Dresden, 2015.
- [3] S. Hollunder und A. Guirao Blank, „Lebensdauerabschätzung von Zylinderköpfen. Verbesserte Werkstoffmodelle und Schädigungsansätze zur Beurteilung der Ermüdung unter Thermo-Mechanischer Beanspruchung (TMF),“ in *DVM-Arbeitskreis Betriebsfestigkeit*, München, 2010.
- [4] I. Henne, Schädigung von Aluminiumgusslegierungen bei TMF und TMF/HCF-Beanspruchung, Dissertation, Universität Karlsruhe (TH) , 2006.
- [5] M. Metzger, M. Leidenfrost, E. Werner, H. Riedel und T. Seifert, „Lifetime Prediction of EN-GJV 450 Cast Iron Cylinder Heads under Combined Thermo-Mechanical and High Cycle Fatigue Loading,“ *SAE International Journal of Engines*; doi: <https://doi.org/10.4271/2014-01-9047>, pp. 1073-1083, 2014.
- [6] R. Hazime, T. Seifert, J. Kessens und F. Ju, „Lifetime Assessment of Cylinder Heads for Efficient Heavy Duty Engines Part II,“ *SAE International Journal*, pp. 350-358, 2017.
- [7] T. Seifert und H. Riedel, „Mechanism-based thermomechanical fatigue life prediction of cast iron. Part I: Models,“ *International Journal of Fatigue* 32, pp. 1358-1367, 2010.
- [8] T. Seifert, P. von Hartrott und K. a. W. P. Boss, „Lifetime Assessment of Cylinder Heads for Efficient Heavy Duty Engines Part I,“ *SAE International Journal of Materials and Manufacturing* 10(2);, pp. 359-365, 2017.
- [9] J. Newman, „A crack opening stress equation for fatigue crack growth,“ *International Journal of Fracture* 24, pp. 131-135, doi:10.1007/BF00020751, 1984.

- [10] X. Larráyoiz Izcara, A. Guirao Blank, F. Pyczak, P. Staron, S. Schumann und N. Huber, „Characterization and modeling of the influence of artificial aging on the microstructural evolution of age-hardenable AlSi10Mg(Cu) aluminum alloys,“ *Materials Science & Engineering A* 610, pp. 46-53, 2014.
- [11] X. Larráyoiz Izcara, Characterization and Modeling of the Influence of the Ageing Treatment on the Precipitation Process and the Mechanical Behavior of the AlSi10Mg(Cu) Aluminum Alloy, Dissertation, 2015.
- [12] T. Seifert, R. Hazime, C. Chang und C. Hu, „Constitutive Modeling and Thermomechanical Fatigue Life Predictions of A356-T6 Aluminum Cylinder Heads Considering Ageing Effects,“ WCX SAE World Congress Experience, 2019.
- [13] A. Guirao Blank, „Ein neues Materialmodell für die numerische Vorhersage von Eigenspannungen im Zylinderkopf aus der Wärmebehandlung,“ in *Gießtechnik im Motorenbau*, Magdeburg, 2015.

# Motorische Potentiale durch aktive Kurbelgehäuseentlüftung

## Blue.tron – Tellerseparatoren der Hengst SE

Dr.-Ing. **Eike Stitterich**, Dipl.-Ing. **Martin Rölver**,  
Dipl.-Ing. **Daniel Baumhöve**, Hengst SE, Münster

### Kurzfassung

Die aktualisierte Emissionsgesetzgebung, welche auch das Klimagas CO<sub>2</sub> einschließt, begründet die Notwendigkeit Verbrennungsmotoren in Zukunft deutlich hinsichtlich ihres Wirkungsgrades zu optimieren. Aktuell sind hier verschiedene Technologienansätze von alternativen Kraftstoffen bis hin zu Wassereinspritzung und super mageren Brennverfahren in der Entwicklung. Diese Technologiepakete bedingen einzeln oder in der Kombination deutlich steigende Anforderungen an die Kurbelgehäuseentlüftung, sei es bezogen auf eine verbesserte Abscheideleistung feinsten Partikel, der Einhaltung eines niedrigen Kurbelgehäusedrucks oder die Resistenz gegen aggressive Blowby-Bestandteile. Der elektrisch angetriebene Tellerseparator Blue.tron der Hengst SE wurde dafür entwickelt all diesen zukünftigen Anforderungen gewachsen zu sein. Zudem ist der Blue.tron nicht nur als kundenindividuelle Lösung, sondern auch als universell einsetzbares System für Motoren bis 240 l/min Blowby-Volumenstrom respektive 4 Litern Hubraum verfügbar.

### 1. Aktuelle Randbedingungen

Seit dem 18.02.2019 ist es offiziell. Nach der Vorgabe durch die Europäische Union, dass Pkw bis 2030 auf Basis der Werte von 2021 eine Reduzierung der CO<sub>2</sub>-Emissionen von 37,5% aufweisen sollen, gibt es nun solche Ziele auch für Nutzfahrzeuge und Busse. Mit der Referenz 2019 sollen die CO<sub>2</sub>-Emissionen in diesem Segment um 30% sinken, wobei es eine besondere Berücksichtigung vollständig emissionsfrei fahrender Fahrzeuge geben soll.

Neben dieser Debatte um das Klimagas Kohlendioxid ist spätestens seit der Offenlegung von Betrugsfällen bei der Abgasreinigung von Dieselfahrzeugen in 2015 auch die Emissionsgesetzgebung bzgl. der Schadstoffe NO<sub>x</sub> und Partikel wieder in das Licht der Öffentlichkeit gerückt. In extrem kurzer Zeit wurde zunächst die Methode zur Ermittlung der Emissionen für die Abgasnorm Euro-6 überarbeitet, so dass heute realitätsnähere Fahrprofile vorliegen (WLTC -

Worldwide Harmonized Light Vehicles Test Cycle) und diese mit Messungen im realen Fahrbetrieb auf der Straße korreliert werden (RDE – Real Driving Emissions), wobei sich die vorgeschriebenen Vergleichsfaktoren mehr und mehr dem Wert Eins nähern werden. Aktuell steht zur Debatte, dass die kommende Abgasnorm Euro-7 weitere Verschärfungen in der Limitierung der bekannten Schadstoffe bringen wird und zudem neue Parameter in die Bewertung aufgenommen werden. So könnte die Limitierung des  $\text{NO}_x$ -Ausstoßes auf einen Grenzwert von bis zu 20 mg/km respektive 200 mg/kWh für Otto- als auch Dieselmotoren reduziert werden und der  $\text{NO}_2$ -Ausstoß als gesonderte Größe mit einer Limitierung auf 110 mg/kWh in die Bewertung aufgenommen werden. Zudem kann damit gerechnet werden, dass bei der Ermittlung der Partikelanzahl zukünftig nicht nur ultrafeine Partikel bis zu einer Größe von 23 nm sondern von 10 nm in die Bewertung einfließen [1].

Auf der einen Seite führen diese Randbedingungen zu dem Schluss, dass eine zumindest teilweise Elektrifizierung von Fahrzeugen unumgänglich erscheint, zum anderen zeigt sich die Notwendigkeit, die bisherigen Antriebsformen in den nächsten 10 Jahren einer deutlichen Optimierung zu unterziehen.

## 2. Technische Lösungswege für zukünftige Motoren

Schon die  $\text{CO}_2$ -Ziele der EU bis 2021 im Flottendurchschnitt auf 95 g/km zu kommen haben dazu geführt, dass Technologien wie Aufladung, Start-Stopp-Systeme und verbrauchseffiziente Brennverfahren wie Atkinson- und Miller-Zyklus großflächig Einzug in die Motoren von heute gehalten haben. Für die weitere Reduzierung auf 60 g $\text{CO}_2$ /km für Pkw in 2030 sind aber weitere technische Lösungen gefragt. Dass der Aufwand für eine Optimierung des Verbrennungsmotors trotz der voranschreitenden Hybridisierung der Antriebsstränge notwendig ist, ist bereits ausgeführt worden [2].

Die nächsten Schritte - unabhängig von der Elektrifizierung der Antriebsstränge - hin zu geringeren  $\text{CO}_2$ -Emissionen lassen sich zunächst in 2 Gruppen einteilen: Wirkungsgradoptimierung des Verbrennungsmotors und Nutzung alternativer Kraftstoffe.

Im Bereich alternativer Kraftstoffe wird in der Fachwelt eine Vielzahl an Konzepten diskutiert, die flüssige und gasförmige Kraftstoffe einschließen, wobei als Alternative zu den fossilen Quellen zunehmend biogene und synthetische Herstellungsmethoden attraktiv erscheinen. Insbesondere die Verwendung von Erdgas zeigt sich als relativ einfache und damit schnell umsetzbare Möglichkeit, um bei guter Kraftstoffverfügbarkeit sowie bekannter Verbrennungs- und Abgasnachbehandlungstechnologie die  $\text{CO}_2$ -Emissionen signifikant im Vergleich zum Dieselmotor zu reduzieren. Zwei Herausforderungen bei der Umsetzung auf Gasbetrieb sind dennoch zu lösen. Die Umsetzung eines monovalenten Erdgasantriebs in Serie ist bisher

ebenso wenig gelöst, wie die Bereitstellung großer Mengen an Erdgas zum und im Fahrzeug. Während die Verwendung von komprimiertem Erdgas (CNG – Compressed Natural Gas) Nachteile bzgl. der Speichermenge im Fahrzeug aufweist, zeigt sich für die Verwendung von verflüssigtem Erdgas (LNG – Liquid Natural Gas) unter anderem ein Infrastrukturproblem. Grundsätzlich bleibt zu erwähnen, dass bei Verwendung von reinem Biogas eine vollständige CO<sub>2</sub>-Neutralität des Antriebs zumindest bei einer WTW Bilanzierung (Well-to Wheel) in den Bereich des Möglichen rückt.

Im Bereich der Wirkungsgradoptimierung des Verbrennungsmotors zeigen sich aktuell mehrere interessante Forschungsansätze. Neben den Anstrengungen zu Thermomanagement und Reibungsreduzierung reichen diese Ansätze von Hochaufladung über Vollast-AGR, Magerbrennverfahren und variabler Verdichtung bis hin zu Wassereinspritzung. Aktuelle Vorhaben in nationalen und internationalen Forschungsvereinigungen setzen hier Ziele im Bereich von 45 % bis 50 % Gesamtwirkungsgrad bei Ottomotoren (z.B. FVV-Projekt 1307: ICE2025+: Ultimate System Efficiency). Eine der größten Schwierigkeiten bei der Entwicklung dieser Technologien ist der zweigleedrige Fokus in der Aufgabenstellung, da bei aller Effizienzsteigerung auch die künftige Abgasgesetzgebung beachtet werden muss. Magerbrennverfahren mit Nutzung von Vorkammerzündkerzen (siehe Bild 1) bieten erhebliche Potentiale für die Wirkungsgradoptimierung des Verbrennungsmotors, gehen aber im Regelfall mit einer deutlichen Verschlechterung der Stickoxid-Rohemissionen einher.

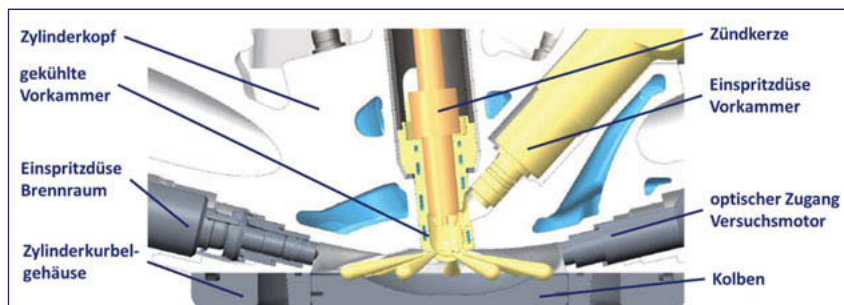


Bild 1: Schnittbild durch einen Ottomotor mit Vorkammerzündkerze, nach [3]

Die Verwendung einer gekühlten Niederdruck-AGR birgt ein CO<sub>2</sub>-Einsparpotential von 7 % [4], bedingt aber eine stärkere Belastung der Aufladegruppe des Motors, da bei gleicher Leistungsabgabe neben der sauerstoffhaltigen Frischluft auch eine große Menge an inertem Abgas ver-

ichtet werden muss. Die Verwendung einer zweistufigen Aufladung zur Lösung dieses Problems scheidet aber wegen der im Verhältnis zur einstufigen Aufladung größeren thermischen Masse der Turbolader und damit einhergehend höheren Schadstoffemissionen während des Motorwarmlaufs häufig aus. Die Kombination von Magerbrennverfahren mittels Vorkammerzündkerze und gekühlter Niederdruck-AGR hat im Versuchsbetrieb bereits ein CO<sub>2</sub>-Reduktionspotential von bis zu 11 % gezeigt [3]. Die Nutzung von Wassereinspritzung zur Reduzierung der Volllastanreicherung bei Ottomotoren ( $\lambda = 1$  - Betrieb in der Volllast) ist nach der Nutzung im Rennsport inzwischen bei speziellen Straßenfahrzeugen angekommen. Eine Einführung in die Großserienproduktion ist bisher allerdings nicht erfolgt, da die mitzuführenden Wassermengen nicht unerheblich sind, die Integrität des Systems auch bei Umgebungstemperaturen unter 0 °C sichergestellt werden muss und aktuell keine Infrastruktur zum einfachen Nachfüllen des möglicherweise destillierten/demineralisierten Wassers vorhanden ist. Wirkungsgradsteigerungen von bis zu 4,5 %-Punkten durch die Verwendung von Wassereinspritzung konnten in Versuchen bestätigt werden [5]. Die vorgenannten Technologietrends können als Komplementär- bzw. teils als Brückentechnologie zur Nutzung hoher geometrischer Verdichtungsverhältnisse bzw. von variablen Verdichtungsverhältnissen gesehen werden [3].

All diese technologischen Ansätze werden Ihre Tauglichkeit nicht nur in einzelnen Betriebspunkten zeigen müssen, sondern sich zum einen in neuen Fahrzyklen, zum anderen aber auch im realen Straßenbetrieb als wirksam erweisen müssen. Eine Übersicht zu den entsprechenden Motorbetriebspunkten und den zugehörigen Herausforderungen für die Motorenentwicklung zeigt Bild 2.

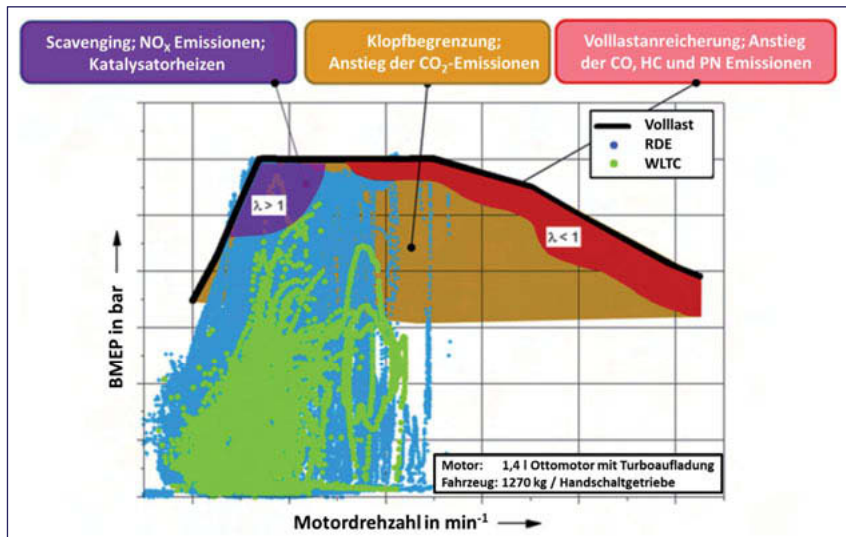


Bild 2: Motorbetriebskennfeld und aktuelle Herausforderungen für die Motorenentwicklung, nach [4]

### 3. Abgeleitete Anforderungen an die Kurbelgehäuseentlüftung

Für die Kurbelgehäuseentlüftung zukünftiger Verbrennungsmotoren ergeben sich auf Basis dieser Technologietrends folgende Herausforderungen. Steigende mittlere und maximale Zylinderdrücke - wie sie mit Hochaufladung, Miller-Brennverfahren und Wassereinspritzung einhergehen - bewirken zum einen zunehmende Blowby-Mengen und zum anderen ein feineres Partikelspektrum im Blowby. Diese Tendenz lässt sich im Vergleich der Motoren von 2004 zu 2018 in Bild 3 erkennen.

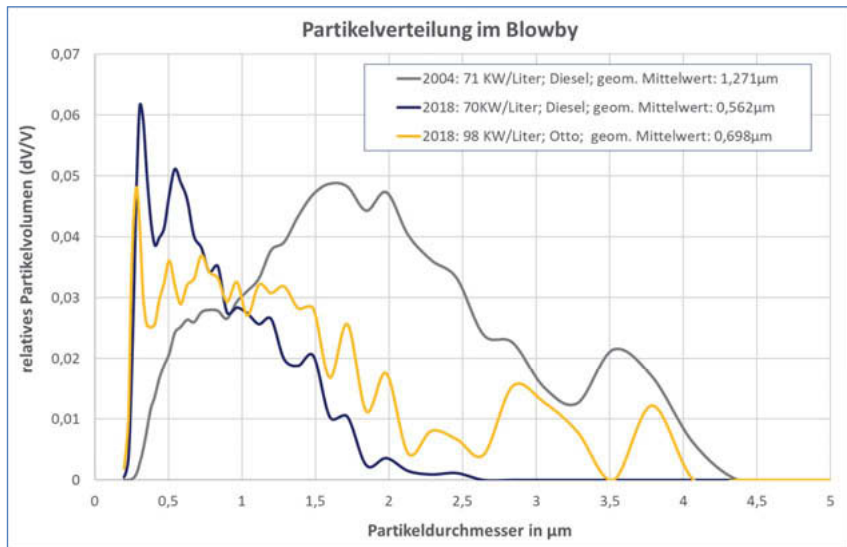


Bild 3: Ölpartikelspektren verschiedener Motoren nach Baujahr und Brennverfahren

Folglich nimmt der Massenanteil feiner Partikel deutlich zu und Abscheidesysteme von Morgen müssen auch Ölpartikel kleiner  $0,5\ \mu\text{m}$  effektiv abscheiden, um die Anforderungen an die Ölkontamination im Ansaugtrakt des Motors zu erfüllen. Übliche Grenzwerte, wie sie vor allem von Turboladerherstellern definiert werden, lagen in der Vergangenheit bei  $1\ \text{g/h}$ . Auf Grund der ansteigenden Anforderungen an den Aufladegrad und die damit einhergehenden hohen Ladelufttemperaturen liegen aktuelle Grenzwerte eher im Bereich von  $0,1\ \text{g/h}$  bis  $0,5\ \text{g/h}$  im gesamten Motorkennfeld und bei allen Betriebszuständen des Fahrzeugs. Die Auswirkungen eines zu hohen Ölübertrags aus der Kurbelgehäuseentlüftung in den Ansaugtrakt des Motors sind in [6] ausführlich beschrieben. Der Zusammenhang zwischen dem Ölübertrag aus Kurbelgehäuseentlüftung und Verdichter des Turboladers und der Vorentflammungsneigung von hochaufgeladenen Ottomotoren wird im laufenden FVV-Projekt 1283 mit dem Titel Öleintrag in Verbrennung grundsätzlich untersucht.

Neben der direkten Wirkung des Kurbelgehäuseentlüftungssystems auf den Ölübertrag in den Ansaugtrakt des Motors über die Abscheideleistung, ergibt sich über die Beeinflussung des Kurbelgehäusedrucks noch eine indirekte Wirkung. Bei zu hohen Kurbelgehäusedrücken kann der Rücklauf des Schmieröls vom Turbolader gestört sein und über erhöhtes Reverse-Blowby

mehr Öl in den Brennraum eingetragen werden. Zur Sicherstellung eines gleichbleibend niedrigen Kurbelgehäusedrucks, wie er auch von der Zulassungsvorschrift ECE R83 / Anhang 6 gefordert wird, sind künftig Kurbelgehäuseentlüftungssysteme gefragt, die nicht ausschließlich auf Basis des in der Ansauganlage des Motors vorherrschenden Unterdrucks funktionieren. Ursächlich hierfür ist, dass durch die wirkungsgradinduzierte Entdrosselung des Ansaugtrakts und die Anwendung von Niederdruck-AGR das nutzbare Unterdruckangebot deutlich reduziert wird. Wenn wie bei konventionellen passiven Kurbelgehäuseentlüftungssystemen die relative Abscheideleistung proportional zum Unterdruckangebot in der Sauganlage und zur Blowby-Menge ist, kann keine optimale Funktion in allen Betriebspunkten gewährleistet werden. Die Nutzung von Erdgas als Treibstoff und Wassereinspritzung zur Reduzierung der Volllastanreicherung bewirkt zudem eine starke Erhöhung des Wassereintrags in das Kurbelgehäuse. Dieses Wasser reagiert zum einen mit gasförmigen Bestandteilen des Blowby zu sauren Lösungen, zum anderen reagiert es mit dem im Kurbelgehäuse befindlichen Motoröl und wirkt sich auf dessen Additivierung und Basenhaushalt aus. Den Einfluss von Leistungssteigerungen bei Gasmotoren auf die Öllebensdauer im Allgemeinen ist in Bild 4 zu erkennen.

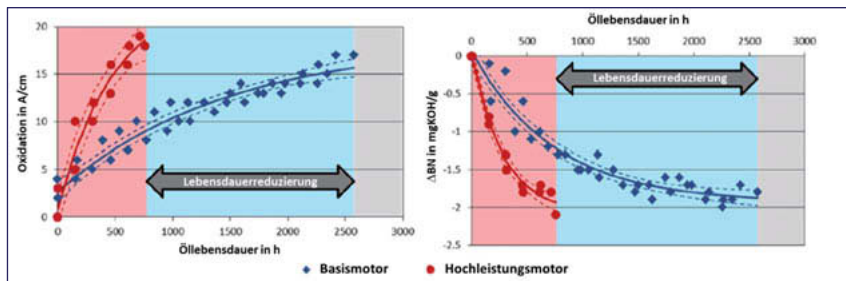


Bild 4: Vergleich der Öllebensdauern von Motoren mit unterschiedlichen spezifischen Leistungen, nach [7]

Die Kombination aus Niederdruck-AGR und SCR-Technologie (SCR - Selective Catalytic Reaction) verursacht eine weitere Zusatzkomponente im Blowby. Überschüssiges Ammoniak aus der Abgasnachbehandlung kann über die Niederdruck-AGR in den Brennraum und im Kompressionstakt als Blowby in das Kurbelgehäuse gelangen. Dieses Ammoniak wirkt sich nicht zwangsläufig negativ auf das Motoröl aus, da es dessen basische Reserve eher sogar erhält, allerdings kann die Stabilität üblicher Thermoplaste und Elastomere durch die Anwesenheit von Ammoniak in Mitleidenschaft gezogen werden. Die Anwendung von Magerbrennverfahren wirkt sich in zweierlei Hinsicht negativ auf die Blowby-Zusammensetzung aus. Zum

einen entstehen bei magerer und heißerer Verbrennung mehr Stickoxide, welche zusammen mit Wasser zu salpetriger Säure reagieren können, zum anderen befindet sich im Blowby deutlich mehr Sauerstoff, welcher die oxidative Alterung des Motoröls beschleunigt. Beide Phänomene führen zu einer stärkeren Versauerung des Motoröls und somit stärkerer chemischer Belastung von Bauteilen der Kurbelgehäuseentlüftung.

Gefragt sind folglich solche Kurbelgehäuseentlüftungssysteme, die nahezu unabhängig von den Einleitbedingungen für das gereinigte Blowby eine gleichbleibend hohe Abscheideleistung über einen weiten Bereich an Volumenströmen liefern, einen gleichbleibend niedrigen Kurbelgehäusedruck gewährleisten und dabei resistent gegen aggressive Blowby-Bestandteile sind.

#### **4. Aktive Kurbelgehäuseentlüftung - Hengst Blue.tron**

Um diesem Anforderungsprofil zukünftiger Verbrennungsmotoren gerecht zu werden hat die Hengst SE in den letzten Jahren den elektrischen Tellerseparator Blue.tron für PKW- und kleinere Nutzfahrzeugmotoren bis ca. 240 l/min Blowby und 4 Litern Hubraum entwickelt und zur Serienreife gebracht. Der Blue.tron vereinigt hohe Abscheideleistungen auch für Partikelgrößen  $< 0,5 \mu\text{m}$  mit der Fähigkeit das Blowby aktiv aus dem Verbrennungsmotor zu fördern und damit für ein gleichbleibend niedriges Unterdruckniveau im Kurbelgehäuse zu sorgen.

Kernkomponente des Blue.tron ist ein Stapel konischer Kunststoffteller, die auf einer Welle je nach Baugröße des Abscheiders zu Paketen von 30, 40 oder 60 Tellern aufgestapelt sind und von einem bürstenlosen Elektromotor auf Drehzahlen von bis zu  $16.000 \text{ min}^{-1}$  beschleunigt werden. Die einzelnen Teller sind untereinander über Distanz- und Strömungsleitrippen auf einen definierten Spalt beabstandet und bilden dadurch einen in der Höhe limitierten Strömungsraum für das Blowby im Fliehkraftfeld des Rotors. Feinste Ölpartikel im Blowby-Gasstrom werden durch diese Fliehkkräfte an die Unterseite der Teller getrieben und agglomerieren dort zu Ölfilmen, die anschließend als große Tropfen von der Rotoraußenkante gegen die Gehäuseinnenwand geschleudert werden. Spezielle Leitgeometrien sorgen hier dafür, dass das Öl nach unten zu dem mit einem Sicherheits-Rückschlagventil abgesicherten Ölrücklauf gelangt, während das gereinigte Blowby nach oben zum Druckregelventil geleitet wird. Zur Limitierung des Unterdrucks im Kurbelgehäuse ist der Blue.tron, wie auch bei passiven Abscheidern üblich, mit einem reinseitig angeordneten Membran-Druckregelventil ausgestattet. Der funktionale Aufbau des Systems ist in Bild 5 dargestellt.

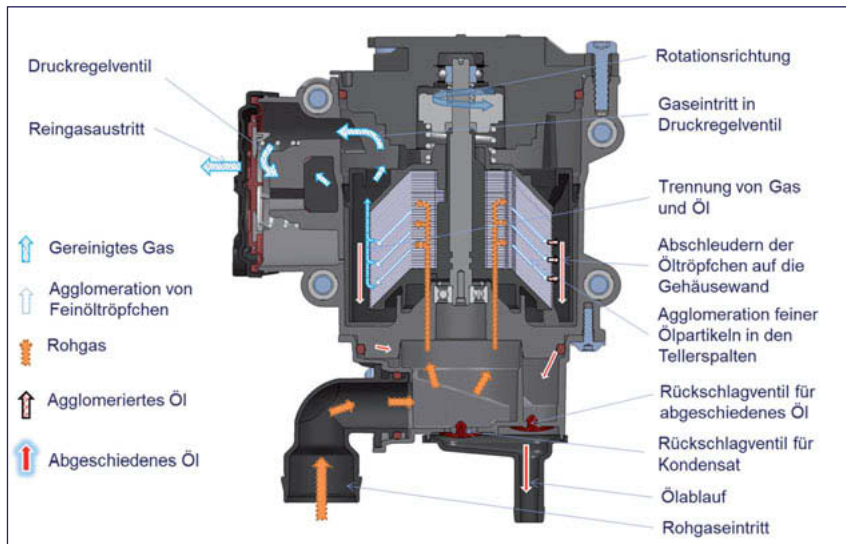


Bild 5: Funktionaler Aufbau des Hengst Blue.tron

Die Drehzahlen des Blue.tron von bis zu  $16.000 \text{ min}^{-1}$  ermöglichen in Kombination mit den effizienzoptimierten Tellerspalt konstant hohe Abscheidegrade auch in Betriebspunkten, in denen passive Abscheider aufgrund von hohen Blowby-Volumenströmen bei gleichzeitig geringen Ansaugunterdrücken an ihre physikalischen Grenzen stoßen. Bild 6 zeigt für die Baugrößen Blue.tron M (40 Teller, Nennvolumenstrom  $160 \text{ l/min}$ ) und Blue.tron L (60 Teller, Nennvolumenstrom  $240 \text{ l/min}$ ) die Retention X90 und den zugehörigen Differenzdruck über dem Volumenstrom bei einer Rotorgeschwindigkeit von  $16.000 \text{ min}^{-1}$ . In ihren jeweiligen Arbeitsbereichen scheiden die Tellerseparatoren Partikel  $< 0,5 \mu\text{m}$  zu mindestens 90 % ab. Vorteilhaft für Motorenkonzepte, in denen eine starke Spreizung des Blowby-Volumenstroms auftritt (Hochaufladung, Wassereinspritzung), ist, dass sich die Abscheidegrade über einen weiten Bereich des Volumenstroms auf hohem Niveau befinden.

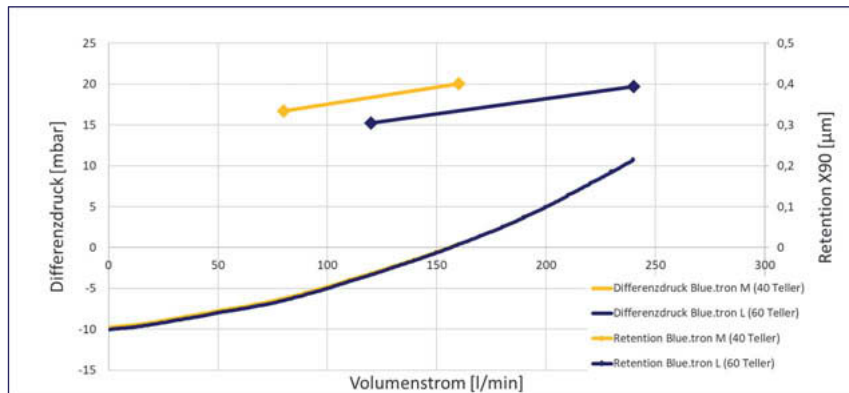


Bild 6: Differenzdruck und Retention X90 in Abhängigkeit vom Volumenstroms für Blue.tron M und L bei  $16.000 \text{ min}^{-1}$

Dabei bleibt der Differenzdruck des Systems in großen Bereichen unter 0 mbar, d.h. der Tellerseparator fördert das Blowby aktiv aus dem Kurbelgehäuse und sorgt auch bei geringen Ansaugunterdrücken für negative Druckniveaus im Motor. In Bild 7 ist dieser Vorteil durch den Vergleich von Kurbelgehäusedruckkennfeldern eines aufgeladenen 4-Zylinder Dieselmotors beim Betrieb mit einem passiven Abscheider und mit einem Blue.tron dargestellt. Der kontinuierliche Unterdruck hilft durch Verringerung des Reverse-Blowby und durch die Sicherstellung eines ungehinderten Ablaufs des Turboladerschmieröls aktiv den Ölverbrauch des Motors zu reduzieren.

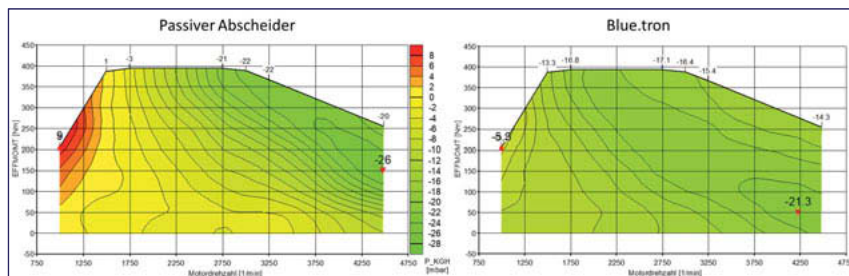


Bild 7: Verschiebung des Kurbelgehäusedruckniveaus durch Einsatz des elektrischen Tellerseparators Blue.tron bei einem aufgeladenen 4-Zylinder Dieselmotor

Ein positiver Nebeneffekt des aktiven Druckaufbaus im Tellerpaket ist, dass dadurch auch das abgeschiedene Öl aktiv in den Motor zurückgefördert wird. Die Konstruktion aufwändiger Siphons entfällt dadurch und eine flexiblere Positionierung des Abscheidesystems am Motor wird möglich.

Besondere Entwicklungsarbeit wurde in die Medienbeständigkeit der verwendeten Komponenten des elektrischen Tellerseparators gesteckt. Um über Motorlebensdauer auch den chemisch und thermisch anspruchsvolleren Bedingungen moderner Motoren, wie sauren Lösungen aufgrund höheren Wassereintrags bei Wassereinspritzung und Gasbetrieb, Ammoniak eintrag aufgrund von Niederdruck AGR und SCR-Technologie sowie salpetrigen Säuren aufgrund magerer und heißer Verbrennung gerecht zu werden, galt es, besondere Lösungen zu finden. Insbesondere bei den Kunststoffellern, bei denen aufgrund der extrem dünnen Wandstärke die chemische Alterung der Randzonen einen signifikanten Einfluss auf die Gesamtfestigkeit hat, war es notwendig, zusammen mit diversen Rohstoffherstellern einen Werkstoff zu erarbeiten, der ein Optimum an chemischer Beständigkeit bei gleichzeitig guter Herstellbarkeit der sehr dünnen Geometrien darstellt. Auch der Werkstoffauswahl des elektrischen Antriebs, bei dem insbesondere die empfindlichen Elektronikkomponenten und Leiterbahnen vor den aggressiven Medien geschützt werden müssen, kam eine besondere Bedeutung zu.

Durch den Aufbau eines Universalbaukastens ermöglicht die Firma Hengst den *Blue.tron* mit minimalem Aufwand an die jeweiligen Bedürfnisse des Motors anzupassen. Die kostenintensiven Kernkomponenten wie elektrischer Antrieb, Rotor, Magnet und Lagerung sind bei allen Baukastenausführungen Gleichteile. Lediglich in der Anzahl der Teller und damit der Rotorlänge unterscheiden sich die Ausführungen um über die Abstufungen 30, 40 und 60 Teller den verschiedenen Volumenströmen gerecht zu werden. Beim Gehäuse besteht die Möglichkeit zwischen individuell an den Bauraum angepassten Konstruktionen, die ein Optimum der Integration in den Bauraum sowie individuelle Befestigungsmöglichkeiten und Schlauchroutings zulassen und sich aus kommerziellen Gründen eher für höhere Stückzahlen anbieten oder zwischen Standardgehäusen für kleinere Stückzahlen zu wählen. Für die optimale Anpassung an den zur Verfügung stehenden Bauraum ist sowohl die vertikale als auch die horizontale Rotoranordnung möglich.

Aktuell sind diese Standardgehäuse für die Baugrößen *Blue.tron* M bis 160 l/min und *Blue.tron* L bis 240 l/min Blowby in vertikaler Ausrichtung verfügbar. Bild 8 zeigt, dass aufgrund des modularen Aufbaus selbst diese Universalgehäuse flexibel an den Bauraum angepasst werden können. So gibt es verschiedene Arten von Roh- und Reingasstutzen (gerade, gewinkelt, verschiedene Konnektoren), die jeweils in beliebigen Winkellagen montiert werden können. Ebenso kann die Richtung des Rohgasstutzens zusammen mit dem Öl Ablaufstutzen in

einer beliebigen Orientierung zur Gehäuseachse ausgerichtet werden. Die symmetrische Anordnung der Antriebsverschraubung ermöglicht für den elektrischen Stecker eine Orientierung in 120°-Schritten. Schließlich lässt sich durch Einsatz verschiedener Hülsen sowie die Variabilität in deren Ausrichtung wählen, mit welcher Seite der Tellerseparator an den Motor geschraubt wird. Wenngleich die Geometrie des Druckregelventils fest an das Gehäuse angespritzt ist, kann dennoch entschieden werden, ob die Funktionalität enthalten ist, oder nicht.

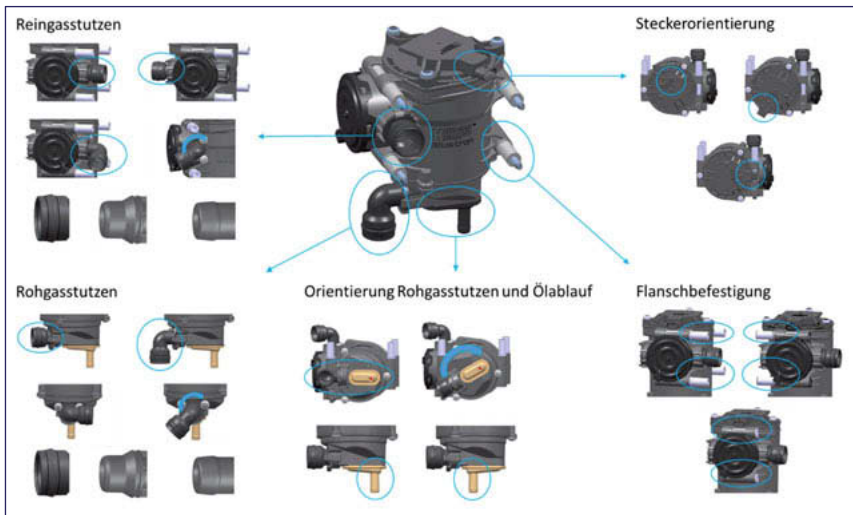


Bild 8: Anschlussvariationen des Hengst Blue.tron M und L

## 5. Ausblick

Die Konzepte zukünftiger Verbrennungsmotoren stellen besondere Anforderungen an die Kurbelgehäuseentlüftungssysteme und Ölnebelabscheider der Zukunft. Insbesondere dem Abscheidegrad für feinste Ölpartikel und der Einhaltung eines negativen Kurbelgehäusedrucks kommen besondere Bedeutung zu. Aktive Abscheidesysteme wie Tellerseparatoren sind daher eine wichtige Komplementärtechnologie für künftige Motorengenerationen.

Durch die Kombination des bereits im Nutzfahrzeugsegment bewährten Prinzips des Tellersparators mit einem frei ansteuerbaren Elektromotor als Antrieb werden beim Blue.tron die Vorteile einer hohen Abscheide-Performance mit der Möglichkeit einen aktiven Beitrag an einem konstant niedrigen Kurbelgehäusedruckniveau zu leisten vereint. Damit trägt dieses neue

Hengst-Produkt den oben beschriebenen Anforderungen an einen modernen Abscheider für zukünftige Motortrends auf ideale Weise Rechnung.

Durch seinen variabel ansteuerbaren Elektromotor ist der Blue.*tron* in der Lage abhängig vom Motorbetriebspunkt des Verbrennungsmotors immer sowohl den optimalen Abscheidegrad einzustellen als auch für einen Unterdruck im Kurbelgehäuse zu sorgen, wobei stets nicht mehr elektrische Energie als nötig verbraucht wird. Auf den jeweiligen Verbrennungsmotor zugeschnittene Ansteuerstrategien berücksichtigen zudem, dass das System in akustisch sensiblen Betriebspunkten wie z.B. dem Motorleerlauf keine unzulässig hohen Schallabstrahlungen erzeugt. Dies wird unterstützt durch eine aktive elektrische Bremse, die bei schnellen Betriebspunktveränderungen wie der Start-Stop-Funktion die Tellerseparator-Drehzahl in kürzester Zeit der Drehzahlvorgabe aus dem Motorsteuergerät folgen lässt.

Die Baukastenstrategie des Blue.*tron* ermöglicht die Bereitstellung von elektrischen Tellerseparatoren in verschiedenen Volumenstromabstufungen sowohl für die Großserie als auch für Klein- und Kleinstserien von Verbrennungsmotoren bis ca. 240 l/min Blowby bzw. einem Hubraum von bis zu 4 Litern. Musterteile zur Erprobung sind ebenfalls kurzfristig verfügbar.

- [1] Tingham, B.: NEXT generation engines. Transport Engineer, März 2016, S. 10-14.
- [2] Vögler, M.; Königstein, A. Tauscher, C.: Combustion Engines for Electrified Powertrains – Systems Engineering between Efficiency, Emission and Cost. 27th Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology 2018, S. 855-856.
- [3] Sens, M. et al; Pre-Chamber Ignition and Promising Complementary Technologies. 27th Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology 2018, S.957-998.
- [4] Fischer, M. et al: Suppressing Knocking by Using CleanEGR – Better Fuel Economy and Lower Raw Emissions Simultaneously. Knocking in Gasoline Engines by M. Günther & M. Sens, Springer International Publishing AG, 2018.
- [5] Sun, Y., Fischer, M., Bradford, M., Kotrba, A. et al.: Water Recovery from Gasoline Engine Exhaust for Water Injection, SAE Technical Paper 2018-01-0369, 2018.
- [6] Stitterich, E. et al: Vorteile der aktiven Kurbelgehäuseentlüftung auf den Gesamtmotorbetrieb. 9. MTZ-Fachtagung Ladungswechsel im Verbrennungsmotor, Stuttgart, 2016.
- [7] Hughes, J.M.: Formulating to meet the lubrication challenges of modern gas engines to prolong oil life and maximize engine protection. 13th International MTZ Conference on Heavy-Duty Engines, 2018.

## RDE-Konformität durch Kanaltrennung und Isolierung des Abgaskrümmers am Ottomotor

Prof. Dr.-Ing. **F. J. Feikus**, Dipl.-Ing. **D. Ragus**, Dr. **B. Stauder**,  
Nemak Europe, Frankfurt/Linz;  
Dipl.-Ing. **M. Günther**, Dr.-Ing. **U. Walther**, Dipl.-Ing. **T. Günther**,  
IAV GmbH, Chemnitz

### Kurzfassung

Die künftige Abgasgesetzgebung erfordert nicht nur eine drastische Reduzierung der CO<sub>2</sub>-Emission im WLTC, sondern umfasst auch die Reglementierung der Abgasemission unter realen Fahrbedingungen. Daraus ergibt sich die Notwendigkeit, den gesamten Betriebsbereich des Verbrennungsmotors inkl. der Warmlaufphase nach Kaltstart zu optimieren. Durch diese Anforderung wird der prinzipielle thermodynamische Zielkonflikt im Wärmemanagement integrierter Abgaskrümmers von Ottomotoren weiter verschärft: während unmittelbar nach Kaltstart und im Low-End-Torque der Wärmeentzug aus dem Abgas minimal sein soll, erfordert der Betrieb im Warmlauf bzw. in der Nennleistung maximale Kühlwirkung im Abgaskrümmers.

In diesem Beitrag wird dargelegt, wie dieser Zielkonflikt durch innovative Gestaltung und Fertigung des integrierten Krümmers gelöst werden kann. Den Ausgangspunkt stellt die Trennung der Auslasskanäle dar, die in Kombination mit schaltbaren Auslassventilen eine variable Krümmergeometrie in Bezug auf Volumen und Oberfläche ermöglicht. Die sich dabei im Kaltstart / Kat-Heizen, Warmlauf, Low-End-Torque und in der Nennleistung ergebenden thermodynamischen Potenziale werden durch asymmetrisches Kanaldesign und thermisch isolierende Beschichtung noch weiter erhöht. Als Ergebnis liegt ein Motorkonzept vor, das den künftigen Anforderungen hinsichtlich Real Driving Emissions / RDE, Zyklusverbrauch und Fahrleistung gerecht wird. Der Lösungsweg in der technischen Umsetzung der komplexen Kanalführung und selektiven Isolierung wird aufgezeigt.

## 1. Motivation

Die Vorgabe der Europäischen Kommission, im Jahr 2020 die durchschnittliche CO<sub>2</sub>-Emission der Fahrzeugflotte auf 95 gCO<sub>2</sub>/km zu senken, lässt sich nur mit einer deutlichen Effizienzsteigerung des Verbrennungsmotors realisieren. Dies gilt sowohl für dessen Anwendung in rein verbrennungsmotorischen als auch in hybriden Antriebssträngen. Die stetige Verschärfung der Abgasgesetzgebung hin zu EURO 7 zielt jedoch nicht nur auf die drastische Verringerung der CO<sub>2</sub>-, sondern auch der Schadstoffemission, die eine schnelle Konvertierungsbereitschaft des 3-Wege-Katalysators nach Motorkaltstart erfordert. Eine zusätzliche Herausforderung stellt die Erfüllung der RDE-Gesetzgebung dar, die letzten Endes im gesamten Kennfeldbereich des Ottomotors eine konvertierungsfähige Abgaszusammensetzung ( $\lambda = 1$ ) vor Eintritt in den 3-Wege-Katalysator erfordert. Hieraus ergeben sich besondere Anforderungen für den Low-End-Torque-Bereich (spülender Ladungswechsel) und den Kennfeldbereich hoher Motorleistung (Gemischanfeuerung zum Bauteilschutz).

Wassergekühlte Abgaskrümmern und Turbinengehäuse stellen eine Möglichkeit dar, den Anfeuchtungsbedarf zu reduzieren. Soll darüber hinaus die geometrische Verdichtung und die Klopfneigung verringert werden, bieten sich Maßnahmen wie Miller-Zyklus oder gekühlte Abgasrückführung an. Beide Technologien erhöhen jedoch den Ladedruckbedarf und damit die Anforderungen an das Aufladesystem, was beispielsweise durch die Vergrößerung des Abgasturboladers lösbar wäre. Demgegenüber verlangt jedoch der Low-End-Torque-Bereich nach einer Verkleinerung des Abgasturboladers: einerseits um bei geringerem Frischluftmassstrom (reduzierter Spülluftanteil) den Abstand zur Pumpgrenze des Verdichters zu wahren, andererseits um mit geringerem Abgasmassenstrom über die Turbine ein hohes Ladedruckangebot bereitzustellen.

Der prinzipielle Zielkonflikt in der Turboladerauslegung wird also durch die Anforderungen der RDE-Gesetzgebung weiter verschärft, was sich nicht zuletzt an der Serieneinführung variabler Aufladesysteme feststellen lässt. [1]

In diesem Beitrag soll untersucht werden, inwiefern sich die Erfüllung der künftigen Abgasgesetzgebung mit nur einem konventionellen Wastegate-Turbolader und entsprechender Gestaltung des Abgaskrümmers erreichen lässt, ohne dafür den maximalen Mitteldruck reduzieren zu müssen.

Die Untersuchungen hierfür wurden mittels Motorprozessrechnung an einem aufgeladenen 4-Zylinder-Ottomotor mit 2,0 l Hubraum durchgeführt. Der Motor verfügt in der Basisversion über einen integrierten Abgaskrümmern und einen Wastegate-Turbolader mit einflutigen Turbinengehäuse. Sowohl Einlass- als auch Auslassnockenwelle sind mit Phasenstellern ausgestattet. Das Simulationsmodell des Motors wurde mit GT-Power auf Basis seiner Bauteilgeometrie

und der Strömungsvermessung des Zylinderkopfes erstellt. Der Abgasturbolader ist über die an einem Heißgasprüfstand gemessenen Kennfelder von Verdichter und Turbine abgebildet. Das Modell verfügt über ein quasi-dimensionales, prädiktives Verbrennungsmodell sowie über ein Klopffmodell, das auf einem reaktionskinetischen Ansatz basiert. Der Modellabgleich erfolgte anhand von Motorprüfstandsmessungen.

## 2. Thermodynamische Grundlagen und Konzeptansatz

Die im Abgasstrang eines abgasturboaufgeladenen Verbrennungsmotors verbaute Turbine wird aufgrund der intermittierenden Arbeitsweise der Hubkolbenmaschine nicht gleichmäßig, sondern pulsierend mit Abgas beaufschlagt. Dies ist für den Prozess der Turboaufladung insofern relevant, als dass die Turbinenleistung und damit letztendlich der Ladedruck eine Funktion des Turbinendruckverhältnisses  $p_3/p_4$  darstellen. Die Turbinenleistung  $P_T$  ergibt sich als Produkt aus Turbinenwirkungsgrad  $\eta_T$  und isentroper Enthalpiestromdifferenz über der Turbine  $\Delta\dot{H}_{T,is}$ , wobei beide Faktoren maßgeblich vom Druck vor Turbine abhängig sind.

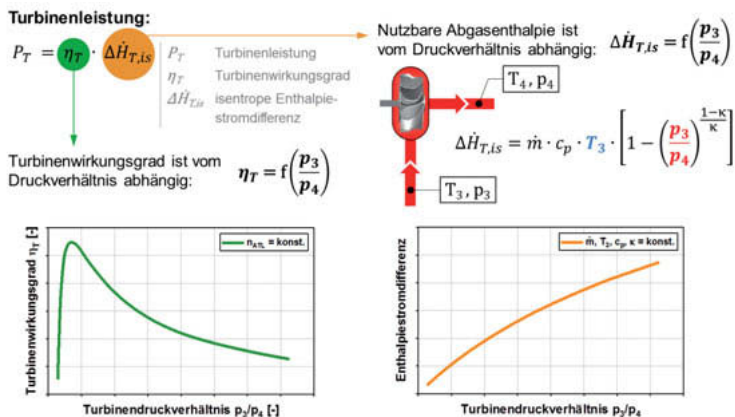


Bild 1: Abhängigkeiten der Turbinenleistung

In Bild 1 links ist der typische Verlauf des Turbinenwirkungsgrades in Abhängigkeit des Turbinendruckverhältnisses für eine konstante Turbinendrehzahl dargestellt, wie er sich beispielsweise aus der Kennfeldvermessung der Turbine auf einem Turboladerprüfstand ergibt. Ausgehend von niedrigem Druckverhältnis erreicht der Wirkungsgrad zunächst sein Maximum und

fällt dann in Richtung hohen Druckverhältnisses wieder ab. Die von der Turbine nutzbare Abgasenthalpie entspricht der Enthalpie, die sich bei isentroper Entspannung des Abgases vom Zustand 3 ( $T_3$ ,  $p_3$ ) auf den Zustand 4 ( $T_4$ ,  $p_4$ ) ergäbe.

In *Bild 1* rechts ist der Zusammenhang zwischen Enthalpiestromdifferenz und Druckverhältnis sowohl funktional als auch grafisch dargestellt. Prinzipiell ist also festzustellen, dass hin zu hohem Druckverhältnis der Turbinenwirkungsgrad sinkt, die zur Verfügung stehende Abgasenthalpie jedoch steigt. Bezogen auf die pulsierende Beaufschlagung der Turbine mit Motorabgas heißt das: Die Verringerung des Turbinenwirkungsgrads infolge einer Druckamplitude kann durch die damit verbundene Erhöhung des Enthalpiestroms überkompensiert werden, sodass insgesamt eine höhere Turbinenleistung erzielbar ist. Der Forderung nach einer Steigerung des Ladedrucks kann also prinzipiell durch Erhöhung des Drucks bzw. der Druckamplitude vor Turbine begegnet werden, wobei jedoch immer auch die Rückwirkung der Druckstöße im Abgaskrümmer auf den motorischen Prozess hinsichtlich Ladungswechsel und Verbrennung zu berücksichtigen ist. Prinzipiell hat ein höherer Abgasgegendruck neben höherer Ladungswechselarbeit auch einen größeren Restgasanteil im Zylinder zur Folge. Verstärkt wird dieser Effekt beim 4-Zylinder-Ottomotor durch die gegenseitige Beeinflussung der Zylinder im Ladungswechsel, der dazu führen kann, dass der Auslassstoß des in der Zündfolge nachfolgenden Zylinders Abgas in den noch im Ladungswechsel befindlichen Zylinder zurückschiebt. Dadurch wird dessen Restgasanteil erhöht und ggf. die Frischluftfüllung reduziert, was sich negativ auf den ottomotorischen Hochdruckprozess auswirkt. Maßnahmen wie schmale Auslassnocken oder Zündfolgetrennung der Auslassfluten bis hin zu einer zweiflutigen Turbine können diesen Effekt verringern oder verhindern.

Eine Möglichkeit, die Druckamplitude der Auslassstöße zu erhöhen, besteht in der Verringerung des Volumens zwischen Motorauslass und Turbineneintritt (*Bild 2*).

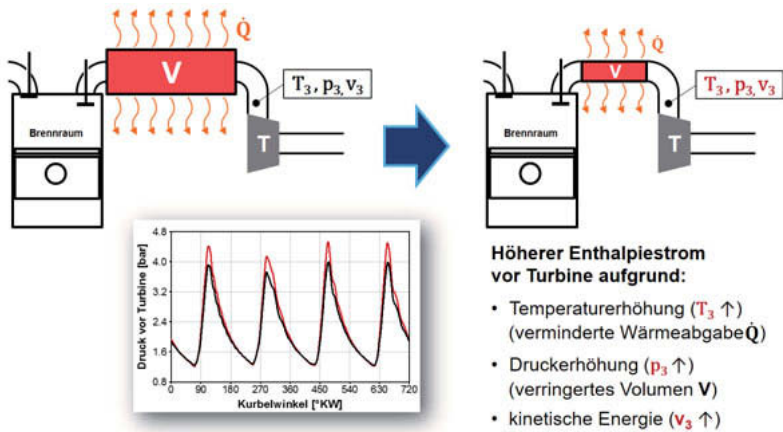


Bild 2: Einfluss des Krümmervolumens auf Enthalpiestrom vor Turbine

Abgesehen vom Einfluss auf die Druckamplitude geht mit der Verkleinerung des Krümmervolumens eine Verringerung der Krümmeroberfläche einher, was eine verminderte Wärmeabgabe aus dem Abgas bewirkt und somit die Turbineneintrittstemperatur  $T_3$  und die Enthalpie vor Turbine zusätzlich erhöht (vgl. Gleichung in Bild 1).

Wie bereits in [2] und [3] nachgewiesen, stellt also die Minimierung des Volumens zwischen Motorauslass und Turbineneintritt eine wirksame Maßnahme dar, einen möglichst hohen Ladedruck zu erreichen. Für die Nennleistung stellt sich allerdings aus Gründen des Ladungswechsels ein großes Volumen und aus Gründen des Bauteilschutzes eine hohe Kühlwirkung als zweckmäßig dar. Die Anforderungen sind also konträr zu denen im Low-End-Torque und können unter der Zielsetzung RDE-Erfüllung bei gleichem Mitteldruckniveau und einstufige Aufladung mit Wastegate-Turbolader nur durch die Variabilität des Krümmervolumens gelöst werden.

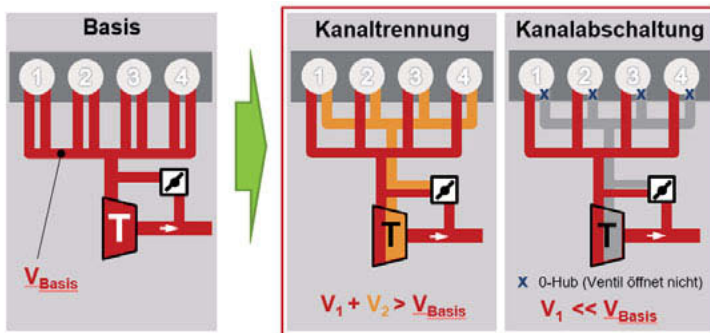


Bild 3: Prinzip eines kanalgetrennten Krümmers

Die in *Bild 3* schematisch dargestellte Kanaltrennung des Abgaskrümmers stellt eine relativ einfache Möglichkeit dar, das mit Abgas beaufschlagte Volumen zwischen Motorauslass und Turbineneintritt betriebspunktabhängig zu schalten. Die Zu- oder Abschaltung einzelner Auslasskanäle wird über Variabilitäten im Auslassventiltrieb realisiert. Aus der zweiflutigen Ausführung des Abgaskrümmers resultiert aufgrund konstruktiver Zwänge zunächst eine Volumen- und Oberflächenvergrößerung ( $V_1 + V_2 > V_{\text{Basis}}$ ), was den thermodynamischen Ansprüchen bei Nennleistung prinzipiell entgegenkommt. Im Low-End-Torque wird eine Krümmerhälfte über den Auslassventiltrieb abgeschaltet, also nicht mit Abgas beaufschlagt, sodass sich ein im Vergleich zur Basis deutlich verringertes effektives Krümmervolumen mit entsprechend verringerter innerer Oberfläche ergibt. Diese Betriebsart erhöht nicht nur das Ladedruckangebot im Low-End-Torque-Bereich, sondern vermindert auch im Kat-Heiz-Betrieb nach Kaltstart die Wärmeabgabe aus dem Abgas in den Krümmer und führt infolgedessen zu einem früheren Erreichen der Light-Off-Temperatur des Katalysators.

Um die beschriebenen Effekte zu verstärken und das thermodynamische Potenzial weiter zu erhöhen, wurde im Rahmen der Untersuchungen auch eine asymmetrische Gestaltung des kanalgetrennten Abgaskrümmers verfolgt. Einerseits wurde die Krümmerhälfte, welche im Low-End-Torque und im Kat-Heizen aktiv ist, so gestaltet, dass der Auslassstoß maximiert und möglichst verlustfrei zur Turbine geführt wird (Erhöhung des Stoßanteils) und die Wärmeabgabe über eine thermische Isolierung der inneren Krümmeroberfläche noch weiter verringert wird. Hingegen erfolgt die Auslegung der zweiten Krümmerhälfte, die erst bei einer Motordrehzahl  $> 2000 \text{ min}^{-1}$  zugeschaltet wird, auf Maximierung des Volumens und der Oberfläche, um Abgasgegendruck und Ladungswechselarbeit zu reduzieren und den Wärmeartrag aus dem Abgas zu erhöhen.

### 3. Ergebnisse der Konzeptstudie

Die Basis der Konzeptstudie stellt ein aufgeladener 4-Zylinder-Ottomotor mit 2,0 l Hubraum und 185 kW Nennleistung dar. Der Motor verfügt über einen integrierten Abgaskrümmmer und einen wastegate-geregelten Abgasturbolader mit MonoScroll-Turbine. Die damit erzielbare Volllastkurve ist in *Bild 4* dargestellt. Im Nennleistungspunkt ist eine Gemischanreicherung auf  $\lambda = 0.93$  notwendig, um die maximal zulässige Abgastemperatur von 950 °C nicht zu überschreiten.

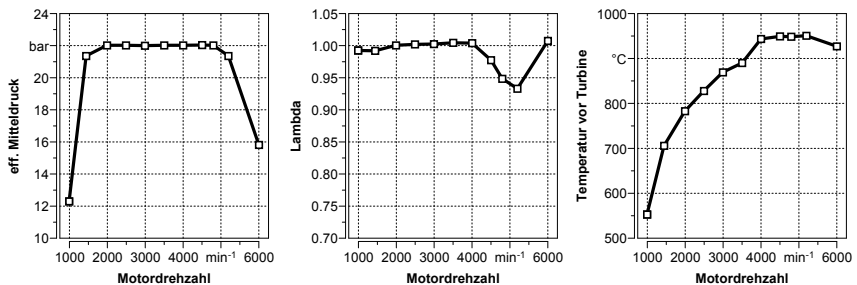


Bild 4: Volllast-Verhalten des Basiskonzepts mit konventionellem integriertem Abgaskrümmmer

Im ersten Schritt wurde der integrierte Abgaskrümmmer mit einer Kanaltrennung ausgeführt, sodass jeweils ein Auslasskanal eines jeden Zylinders in eine Krümmerhälfte, der jeweils andere Auslasskanal in die andere Krümmerhälfte mündet. Wie

Tabelle 1 zu entnehmen ist, ergibt sich durch diese konstruktive Maßnahme ein um ca. 10 % größeres Gesamtvolumen und eine um ca. 10 % größere innere Oberfläche des Abgaskrümmers.

Tabelle 1: Krümmervarianten

Variante	Skizze	Volumen	Innere Oberfläche
Basis		1066 cm³	1513 cm²
Kanalgetrennter Krümmer (gesamt)		1179 cm³	1730 cm²
Kanalgetrennter Krümmer (1. Krümmerhälfte)		718 cm³	1028 cm²
Kanalgetrennter Krümmer (2. Krümmerhälfte)		778 cm³	1139 cm²
Kanalgetrennter Krümmer (2. Krümmerhälfte optimiert)		930 cm³	1415 cm²

Durch Nicht-Öffnen der entsprechenden Auslassventile kann das mit Abgas beaufschlagte Krümmervolumen und die mit Abgas beaufschlagte innere Krümmeroberfläche um ca. 30 % im Vergleich zum Basiskrümmer reduziert werden. Im Bereich niedriger Motordrehzahl (< 2000 min<sup>-1</sup>) ergibt sich aufgrund der verminderten Wärmeabgabe aus dem Abgas eine deutliche Steigerung der Turbineneintrittstemperatur, die eine Anhebung des Low-End-Torques bei 1500 min<sup>-1</sup> von 21,3 bar auf 22,0 bar bei gleichzeitig um 10% vergrößerter Turbine ermöglicht (siehe Bild 5).

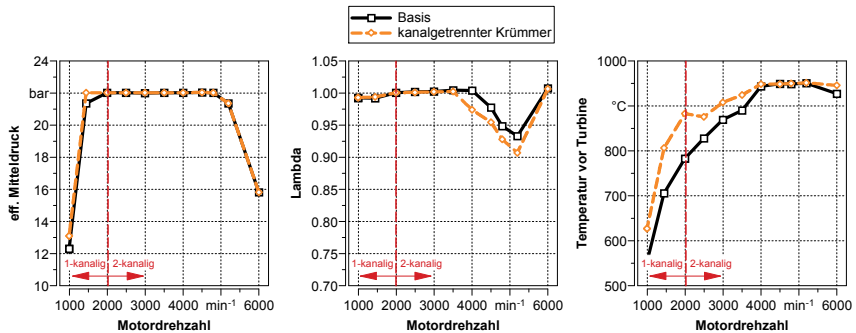


Bild 5: Volllast-Verhalten mit kanalgetrenntem Abgaskrümmer im Vergleich zur Basis

Jedoch ergibt sich im Bereich der Nennleistung trotz der größeren Turbine und der Nutzung des gesamten Krümmervolumens keine Verringerung des Anfettungsbedarfs. Ursächlich hierfür ist der durch die geänderte Krümmergeometrie negativ beeinflusste Ladungswechsel, der zu einem Anstieg des Restgasgehalts und damit der Klopfneigung führt. Erst durch die gezielte gasdynamische Auslegung der zweiten Krümmerhälfte (Verlängerung der Abgasfluten) lässt sich die Vollastkurve über den gesamten Drehzahlbereich mit  $\lambda = 1$  darstellen (Bild 6).

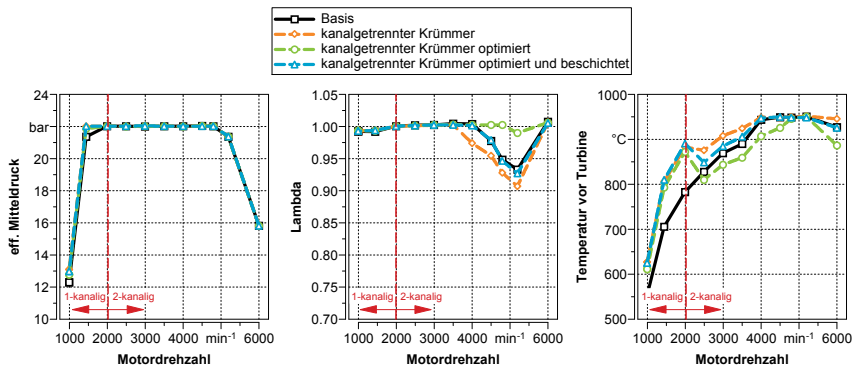


Bild 6: Vollast-Verhalten mit optimiertem kanalgetrennten und beschichteten Abgaskrümmern

Die Untersuchungen zur Wirkung einer thermisch isolierenden Beschichtung auf der Innenoberfläche einer Krümmerhälfte haben zum Ergebnis, dass sich dadurch im Low-End-Torque-Bereich die Turbineneintrittstemperatur durchaus noch weiter steigern lässt. Im Vergleich zur Wirkung der Kanaltrennung fällt diese Temperaturanhebung durch Beschichtung deutlich geringer aus, sodass daraus kein signifikanter Effekt hinsichtlich Drehmomentsteigerung oder Turboladervergrößerung erzielbar ist. In der Nennleistung führt selbst die Beschichtung nur einer Krümmerhälfte zur Erhöhung des Anfettungsbedarfs, sodass sich für die Anwendung dieser Technologie insgesamt kein thermodynamischer Vorteil entlang der Vollast ergibt.

Um das thermodynamische Potenzial eines kanalgetrennten Krümmers beim Kat-Heizen zu bestimmen, wurde das Simulationsmodell um die thermischen Randbedingungen während des Kaltstarts (Wandtemperaturen, Reibung) sowie um die thermischen Massen der Abgasstrecke erweitert und auf Basis von Kaltstartmessungen kalibriert. In Bild 7 sind links die Abgastemperatur vor Turbine und vor Katalysator und rechts der kumulierte Abgaswärmestrom im Katalysator über der Zeit nach Kaltstart aufgetragen.

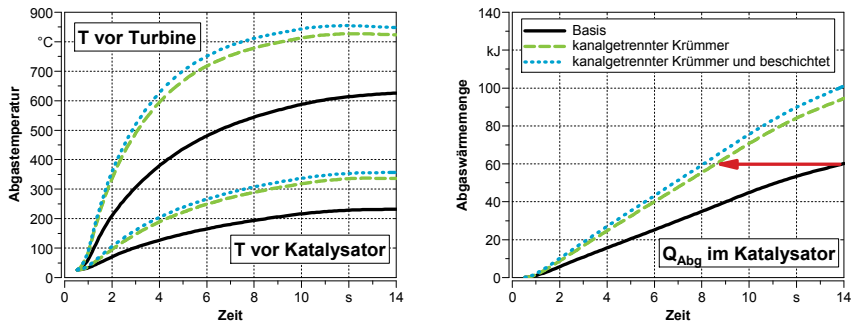


Bild 7: Abgastemperatur und Abgaswärmemenge während des Kat-Heizens

Der Motor wurde dabei in einem repräsentativen stationären Kat-Heiz-Betriebspunkt ( $1200 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{\text{mi}} \approx 3 \text{ bar}$ ) simuliert. Die Deaktivierung einer Krümmerhälfte durch Nicht-Öffnen der entsprechenden Auslassventile führt infolge verminderter Wärmeabgabe aus dem Abgas in den Krümmer zu einer um ca. 200 K höheren Abgastemperatur vor Turbine im Vergleich zur Beaufschlagung des gesamten Krümmers. Das höhere Abgastemperaturniveau kann bis zum Eintritt in den Katalysator gehalten werden, verringert sich jedoch um ca. 100 K, da die höhere Temperatur des Abgases einen größeren Wärmeverlust in und nach der Turbine zur Folge hat. Unter der Annahme, dass der Katalysator eine Wärmemenge von 60 kJ zum Erreichen des Light-Offs benötigt, ergibt sich mit Kanalabschaltung eine Verkürzung der Light-Off-Dauer um ca. 5 s, was im Vergleich zur Basis einer Reduzierung um 35 % entspricht. Die thermische Isolierung der Innenoberfläche der während des Kat-Heizens beaufschlagten Krümmerhälfte bringt zwar eine weitere Anhebung der Abgastemperatur vor Turbine mit sich, kann jedoch nicht in eine weitere signifikante Verkürzung der Light-Off-Dauer umgesetzt werden, da das höhere Temperaturniveau vor Turbine zu einem höheren Wärmeverlust in und nach der Turbine führt, der letztendlich im Katalysator nicht zu einem nennenswert schnelleren Aufheizen führt.

#### 4. Fertigungstechnische Umsetzbarkeit

##### Machbarkeit flutengetrennter Abgaskanäle

Die Sandkerne zum Formen der Abgaskanäle sind im Vergleich zu bisherigen, nicht flutengetrennten Lösungen wesentlich schlanker geformt. Zudem müssen die Kanäle zur Umsetzung

der Flutentrennung als Stapel-Kernpaket eingesetzt werden. Derartige Konzepte finden sich bereits in Serie.

Entsprechend der komplexen Abgaskanalgeometrie sind geteilte Wasserräume erforderlich, wobei die technische Möglichkeit besteht, auch dreiteilige Wasserräume umzusetzen.

Dazu ist stets zu beachten, dass die Wasserräume ausreichend abgestützt sind, was auch der Entsandbarkeit dient. Zudem ist in der Fertigungskette auch die Prüfbarkeit der Wasserräume zu bedenken, insbesondere für besonders funktionskritische Kühlkanäle.

Um die Auslasskanalkerne und Wassermäntel zueinander maßlich stabil zu positionieren, sind definierte Spannkonzpte in den Kernmarken nötig. Derartige Erfahrungen liegen aus zahlreichen Projekten vor. Über die Wahl einer geeigneten Gießlage kann eine übermäßige und zeitlich frühe Überhitzung der generell dünnwandigen Wasserräume und der schlanken Auslasskanäle minimiert werden. Dieser Tatsache muss bei weiter steigender Komplexität und Mehrteiligkeit der Kernpakete zunehmend Aufmerksamkeit geschenkt werden.

Betreffend die Maßhaltigkeit der Auslasskanäle im Bereich der Ventilsitze sind auch im Bereich der Brennraumauftände Zentrierungen der Kerne nötig. Eine zeitlich genau abgestimmte Regelung der Brennraumkühlung ermöglicht einerseits das Erzielen feiner und besonders porenarmer Gefüge unter Vermeidung von Kondensatablagerungen aus den Kernen.

Durch das geometrisch bedingte geringere Widerstandsmoment und die langen Kanalarme kommen höhere mechanische Belastungen durch die Spannkkräfte aus der Kernfixierung und die angreifenden Kräfte beim Gießen (Strömung und Auftrieb) zustande. Die Erzielung geringer Biege- und Torsionsspannungen bei sind für eine Dimensionierung flutengetrennter Abgaskanäle zu beachten, um die Fertigung zu ermöglichen. Die mechanische Festigkeit der Kerne und deren zeitlich limitierte thermische Beständigkeit kann über Optimierungen des Formstoffes zwar noch beeinflusst werden, jedoch müssen dabei Limitierungen durch die Restfestigkeit (Entkernbarkeit), die chemische Zusammensetzung und zuletzt über die Gefahr von Kerngasfehlern berücksichtigt werden.

Die entsprechend anspruchsvoll geformten Kerne werden neben den Lagerungskräften in der Kokille anschließend durch den Gießvorgang erheblich belastet, sobald sie mit etwa 700 °C heißer Schmelze in Kontakt kommen. Es kommt zu einem erheblichen Thermoschock der Kerne, gefolgt von deren Erhitzung und thermischer Ausdehnung, was zeitgleich zu Veränderungen der Granulat-Binderbrücken auftritt. Im Zuge einer Prozessentwicklung ist danach zu trachten, den Wärmeeintrag so gering wie möglich zu halten, wie in [4] erläutert wurde. Bild 8 zeigt eine Untersuchung an einem Zylinderkopf mit geteilten Auslasskanälen und Wassermänteln.

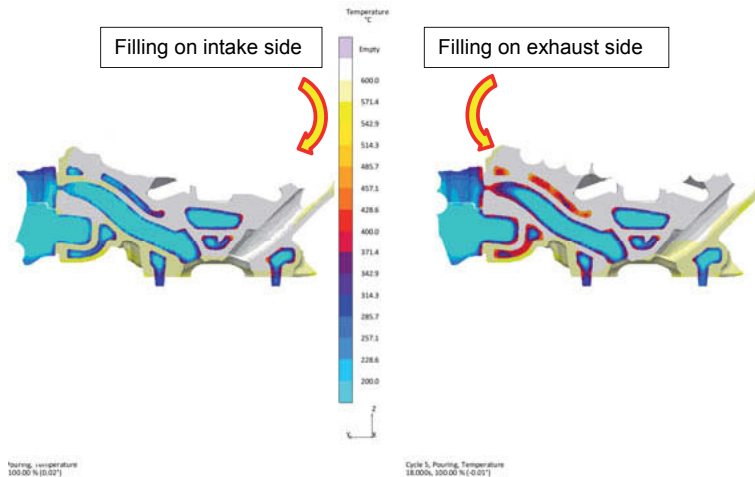


Bild 8: Ausschnitt aus einem Zylinderkopf im Kokillenguss am Ende der Formfüllung, Beginn der Erstarrungszeit, mittels Rotacast® unter Darstellung der Temperaturen

Das Rotacast®-Verfahren bietet durch die äußerst laminar verlaufende Formfüllung und der Möglichkeit, die Erstarrung der Schmelze vom Brennraumbereich schon während des Eingießens einzuleiten, eine sehr gute Voraussetzung für eine minimale thermisch-mechanische Belastung der Kerne beim Gießen. Im Zuge einer gießtechnischen Entwicklung kommt den Werkzeugen Kernschießsimulation und der Kernverzugssimulation zur Abbildung dieser komplexen Vorgänge während des Gießvorganges eine zunehmende Bedeutung zu.

### Machbarkeit thermischer Beschichtung

Die in der Tagung von 2015 vorgestellte isolierende Beschichtung [5], NemaCoat® wurde für Isolationszwecke komplex geführter Abgaskanäle entwickelt. Diese erfüllt hohe Anforderungen hinsichtlich der thermischen Stabilität. Der entscheidende Entwicklungsschritt bestand darin, die Zusammensetzung maßgeschneidert auf die Aluminium-Gusslegierung anzupassen unter Berücksichtigung einer hohen Isolierwirkung sowie der geforderten thermischen (Wechsel-)Beständigkeit. NemaCoat® ist folgendermaßen aufgebaut: Mittels einer Grundschicht wird eine perfekte Anbindung zum Grundwerkstoff, was eine exzellente Haftung der Schicht bedingt. Die Deckschicht bildet dann die „Funktionalschicht“ zum Strömungskanal, die gesondert auf die Bedürfnisse hin eingestellt werden kann. An einem Heißgasprüfstand ist eine Isolierwirkung in Höhe von 16% gemessen worden. Ähnliche Reduktion des Wärmeeintrages in

das Kühlmittelsystem wurde über Prüfstandsversuche, 2D- und 3D-Simulationen ermittelt. Die Anwendung der thermischen Isolationsbeschichtung kann ein sinnvoller Baustein für die Verbesserung der thermischen motorischen Verhältnisse sein. Entsprechende physikalische Kennwerte für Berechnungen als auch Industrialisierungskonzepte für Bauteilbeschichtungen liegen vor.

## 5. Zusammenfassung

In dem vorliegenden Beitrag wurde das Potenzial zur Verbesserung des motorischen Verhaltens von Zylinderköpfen durch die Möglichkeit, kanalgetrennte Abgaskrümmen einzusetzen, untersucht.

Die Konzeptstudie wurde mittels Motorprozesssimulation an einem aufgeladenen 2.0l-185kW-Ottomotor mit integriertem Abgaskrümmen durchgeführt. Mittels Auskanaltrennung und -abschaltung konnte das Low-End-Torque um 12 Nm gesteigert, die Turbine des Turboladers um 10 % vergrößert und über Optimierung der Krümmergeometrie die Nennleistung mit  $\lambda = 1$  (Basis:  $\lambda = 0.93$ ) dargestellt werden. Im Kat-Heiz-Betrieb des Motors führt die Verringerung der Krümmeroberfläche infolge Auslasskanalabschaltung zu einer Verkürzung der Zeit bis zum Erreichen der Light-Off-Temperatur um 35 %. Die thermisch isolierende Beschichtung der Innenoberfläche einer Krümmerhälfte bringt hingegen keinen signifikanten zusätzlichen Vorteil – weder in der Volllast noch im Kat-Heizen. Ungeachtet dessen stellt die Auslasskanaltrennung und -abschaltung einen effektiven Technologiebaustein dar, die Ziele der EURO7-Abgasgesetzgebung zu erreichen.

Bezüglich der fertigungstechnischen Machbarkeit wurde insbesondere auf die Herausforderungen während des Gieß- und Nachbearbeitungsprozesses eingegangen, bedingt durch die geänderte Kerngeometrie. Darüber hinaus wurde die Möglichkeit vorgestellt, das thermische Verhalten in Abgaskanälen über die Isolationsbeschichtung NemaCoat® zu beeinflussen, was auch für einzelne Kanalstränge anwendbar wäre und somit insbesondere für den Kaltstart- und Teillastbereich vorteilhaft sein könnte.

## 6. Literatur

- [1] Görke, M. et. al.:  
Der neue 1,5l TSlevo Ottomotor von Volkswagen – Miller Brennverfahren und Abgas-turboaufladung mit variabler Turbinengeometrie.  
Aufladetechnische Konferenz, Dresden, 2017.
- [2] Günther, M.; Müller, S.; Walther, U.; Brands, C.:  
Integration des Turbinengehäuses in den Zylinderkopf unter konstruktiven und thermo-dynamischen Gesichtspunkten.  
VDI Tagung Ventiltrieb und Zylinderkopf, Würzburg, 2015.
- [3] Günther, M.; Walther, U.; Köhler, C.; Scheidt, M.; Brands, C.; Kuhl, J.:  
Ventiltriebstrategien für künftige Aufladesysteme am Ottomotor.  
MTZ Fachtagung Ladungswechsel im Verbrennungsmotor, Stuttgart, 2015.
- [4] Oberschelp, C.; Kirchmeir, H.; Huber, G.; Wagner, A.; Huber, J.; Stika, P. (2011). Ein-satz dynamischer Gießverfahren bei der Herstellung hoch belasteter Zylinderköpfe, *Giesserei*, Vol. 98, No. 12, 26–35
- [5] Gosch, R., et. al. (2015). Thermisch isolierte Gaskanäle in Zylinderköpfen zur Verbes-  
serung des Motorverhaltens. *VDI Tagung Ventiltrieb und Zylinderkopf*, Würzburg, 2015.

# Cam-less valve train opportunities

## Implementing a Freevalve valve train in an automotive application

**Andreas A. Möller**, Freevalve AB, Ängelholm, Sweden

### Abstract

Freevalve has developed cam-less valvetrains since early 2000's and applied different versions of the technology on various engines and vehicles for over ten years. Two rolling demonstrators were presented in public in 2016. Since then Freevalve has been working on the commercialization of its technology with key customers in several market segments.

The significant fuel savings achieved with the demonstrators presented 2016 is what has caught the interest from motor media and generated most of the publicity around Freevalve's pneumatic valve-train. It is however the conceptual change of engine design freedom as well as operational freedom that makes most of the difference for the engine design departments and makes the biggest contribution at the bottom line.

A Freevalve valve-train system can replace several auxiliary functions such as throttle, EGR and wastegate. It can also support functions and operational modes which are more complex to realize; such as seamless cycle switch to various degree of Miller, or Atkinson, do other stroking than 4-stroke, operate realistic Divided Exhaust Period (DEP) and provide full freedom for any cylinder deactivation scheme. Continuous adjustment of the intake stroke does also allow higher geometric compression ratio, which has been successfully applied in existing projects. This in turn paves the way for efficient multi-fuel operation on various renewables.

With a complete solid mechanical de-coupling of the valvetrain to both the engine block and any mechanical driver, the design freedom increases substantially, which is even further enhanced by the compact measures of the valve actuators. Examples of this freedom will be demonstrated with its implications on the engine's auxiliary component design while the Freevalve valve-train operates several of the mentioned functions.

## 1. General comments

Freevalve is currently active with customer engine development projects within a wide range of ICE powered sectors. Two generations of in-vehicle installations have been made, the SAAB 9-5 2.3t in 2008 and the Qoros 3 in 2016. Pictures shown and specific data presented in this paper do only origin from the more recent Qoros 3 engine, which has been shown in public jointly by Freevalve and the customer. The Freevalve technology has however evolved substantially since 2016, but this more recent installation related information can only be referred to in general terms, where applied to multiple not yet public customer projects.

## 2. Enable fuel efficient concepts by introducing a cam-less valvetrain

The main improvements in fuel efficiency (14 %) demonstrated on the 4-cylinder Qoros 3 engine were achieved on part load by increased compression ratio (9,0:1 → 10,5:1) and by throttle-less operation. The latter was achieved by a combination of valve lift modulation and late intake valve closing (LIVC/Atkinson cycle), or timing-controlled duration in more general terms. Timing control of the valve duration is the main instrument for regulation of the engine output with a Freevalve cam-less valve train, while lift is a secondary control parameter, mainly used for optimization of the parasitic losses.



Fig. 1: Divided Exhaust Period manifold

Divided Exhaust Period, DEP, has been investigated several times in history, but not made it to the market for several reasons. The potential is said to be great [1]; such as up to 4 % lowered BSFC from improved scavenging efficiency and around 5 % lower BSFC from lowered back pressure, both at part load, while WOT BSFC can improve over 10 %. In case

of the Qoros 3 engine, the most significant isolated benefit from the DEP concept was better low-end torque; 184 vs. 141 Nm (+30%) at 1250 rpm. One part of the improvement in low end torque is a different turbine matching, enabled by the reduced maximum exhaust gas flow. As a secondary effect, DEP was the enabler for the increase in compression ratio, which required efficient scavenging to avoid a severe knock limitation.

### 3. Multi fuel adaptation with variable dynamic compression

Outlined since the early days of engine prototyping and implemented just lately in ongoing development projects, the geometric compression ratio has been elevated even further for optimal thermodynamic efficiency with alcohol fuels, such as E85. In numbers, we are talking around 13-14:1 for boosted vs. naturally aspirated applications. This can be compared to ~9:1 for the PFI TC multi-fuel engines we saw about 10 years ago and 10:1 for the more recent DI TC engines, while the naturally aspirated has had a compression ratio of around 11:1.

By applying throttle-less EIVC, or LIVC, strategies for shortened intake stroke, the effective compression ratio can be reduced to levels compatible with regular gasoline knock limitations on lower engine speeds. The benefit is full power and efficiency potential from the more knock resistant renewable alcohol fuel, while the drawback is reduced power output during gasoline fuel operation.

Besides the implications on normal engine operation, the Freevalve cam-less valve train do also play an important role in cold start conditions, where the high vaporization energy and high mixture threshold for alcohol fuels is a challenge that traditionally calls for higher mixture of fossil gasoline and unnecessary rich mixture during start up. A special valve event pre-heating mode was back in 2010 demonstrated to generate 20 °C rise in the intake air temperature in 3,5 seconds, within the ALK100 project with SAAB and Finnveden Powertrain.

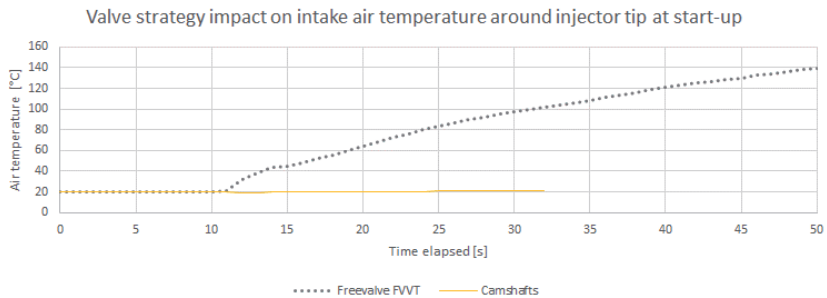


Fig. 2: Effect of valve-event based pre-heating mode

#### 4. Replacing auxiliaries with a multi-functional valvetrain

Several auxiliary functions have been demonstrated possible to achieve with the Freevalve cam-less valve train for a turbo charged SI engine.

##### Throttle

The Qoros 3 engine was operated throttle-less, even though the throttle was present as a safety device on prototype level. Two concerns need to be addressed to finally exclude the throttle in serial production, that is idle speed stability and providing vacuum for other auxiliaries, such as fuel vapour recovery.

##### EGR

EGR was handled completely internally by the valve events.

##### Wastegate

Wastegate is a non-issue with Divided Exhaust Period, where the ratio of turbine to by-pass exhaust gas flow is adjusted by the individual exhaust valve events, leading to larger operating range of the flow routing.

##### VGT

Another built in feature in a seamlessly variable turbine to by-pass ratio is that the exhaust gas flow is adopted to the turbine, instead of the opposite. In a variable geometry turbine, the turbine geometry is adopted to the exhaust gas flow. This feature has the potential of achieving higher turbine efficiency [2].

## Switching cams

Even though they are not clear auxiliary components, dedicated fixed cam-lobes and actuators for cylinder deactivation and/or Miller/Atkinson cycle operation are completely replaced by the core functionality of the Freevalve cam-less valve train. As referred to above, Atkinson cycle type has been applied during part load, which happened to be a better match for that specific engine design than the Miller cycle.

Cylinder deactivation was not implemented in the control system at that time. Today it is available as an arbitrary de-activation on demand for a rolling scheme such as 8-, or 16-stroke operation, for example.

## Implications for the drive train

A function outside the engine which the Freevalve cam-less valve train has been promoted to support in the past is the Koenigsegg Direct Drive, where a throttle-less system brings big savings in part load operation at higher than usual engine speeds. A more modest support for the drive train is for gear matching with an automated manual transmission. The Qoros 3 engine was connected to a DCT, which basically could be simplified to a single clutch automated transmission with some calibration, since the cam-less and throttle less system has such a fast-transient response in both acceleration and deceleration of the engine.

## 5. Increasing design freedom by de-coupling head and block

Based on the Qoros/Chery 1600 cm<sup>3</sup> 4-cylinder turbocharged dual-VVT SI engine, a new cylinder head was developed. The complete engine was presented in public in 2016 together with the installation in the Qoros 3 car. Within this engine project, Freevalve has demonstrated a range of possible design changes to the cylinder head architecture, when only the cooling jacket interface remained unchanged among the shared functions with the bottom end.

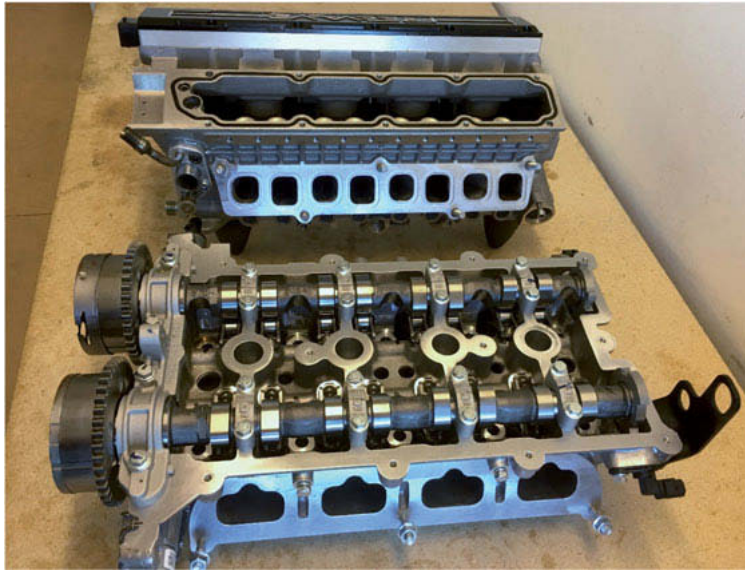


Fig. 3: Original (front), respectively Freevalve (rear), cylinder heads

Below are the design changes listed with implemented, or possible next step design changes, mentioned:

- Camshafts replaced by valve actuators enables:
  - Upright and splayed valves, which in turn enables:
    - Increased compression ratio
    - Larger design freedom for combustion chamber design
    - Larger design freedom for intake and exhaust port design (more upright intake ports were applied)
  - Lower total height by ~50 mm
    - Increased vehicle exterior design freedom under pedestrian collision constraints
    - Or reduced engine compartment size, for commercial vehicles
- Removed cam shaft transmission means:
  - Shortened engine block by ~70 mm (for an assembled engine)
  - Elimination of chest cover with fasteners and eventual sealings
  - Shortened crank shaft

- Elimination of oil consumers in the cylinder head lead to:
  - No upper oil gallery, supply or return lines, required
  - Reduced oil pump capacity
    - Reduced oil pump size

## 6. Reducing engine size and weight by introducing a cam-less valvetrain

For the Qoros 3 engine, the total engine weight savings came out at over 20 kg, while in case studies on other turbo charged 4-cylinder SI engines, we normally see a weight reduction in the range of 10 kg, or more.

Replacing mechanical cam-shafts with pneumatic valve actuators does however require additional auxiliary components, which needs to be incorporated in the packaging. The main components are:

- Top End Control System
  - The valvetrain control unit executing the ECU's valve opening/closing requests
  - Sensor data processing
  - Auxiliary system control
- Air compressor [Fig. 4]
  - Creating the pressure difference over the valve actuators
  - Pressure source for adjustment of pneumatic spring stiffness
- Oil pump
  - Providing oil for passive hydraulic valve latch and valve seating damping
  - Providing oil for thermal management in the compressor at peak loads
- Oil cooler
  - Necessary when the oil serves the compressor thermal management

As mentioned initially, even though a number major components have been added, a substantial weight saving can still be achieved. The packaging on the other side is not a given. Here is how we deal with it:

### Top End Control System

Currently the Top End Control System is of the size of an ECU. As with all signal processing devices, short cables are preferred, but a remote location installation is possible, if packaging is a constraint. At the time for the Qoros 3 engine installation, the current level of automotive standard electronics was not developed and could hence not be installed near the engine.

### Air compressor

In the case of the Qoros 3 engine, the air compressor was incorporated in the belt circuit in a low position which did not add to the overall effective engine footprint. A similar installation has been applied to both earlier and later projects. Electric driven compressors, projected for HEV's, may be installed slightly remote from the engine, but as a general preference for energy efficiency and installation simplicity, the air compressor should be installed as close as possible to the cylinder head where the air consumers are located.

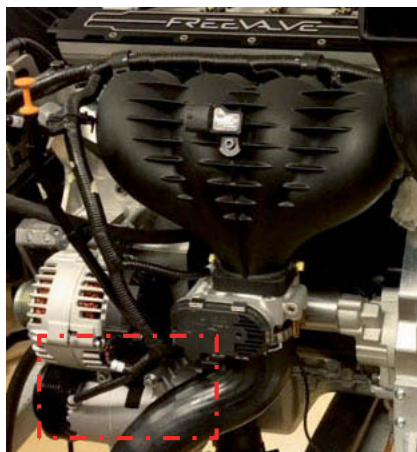


Fig. 5: Air compressor

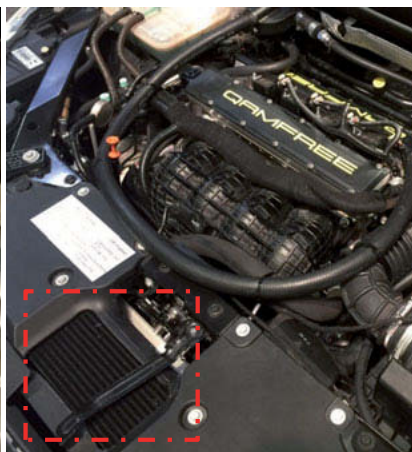


Fig. 5: Return air cooler

### Oil cooler

An oil cooler has not been implemented in previous vehicle installations but is generally designed in along the engine block on the cold side, as an oil-to-water heat exchanger, for new engine designs. In the Qoros 3 car, a return air cooler [Fig. 5] provided sufficient cooling for the auxiliary system and the unit was located horizontally above the regular radiator package.

### Oil pump

The electric oil pump, including a receiving volume of  $\frac{1}{2}$ -1 litre, was in the Qoros 3 vehicle mounted partly below the engine oil sump, but may as well be installed remotely in the engine compartment if that is more favourable from a packaging point of view.

## 7. References

### Conference proceedings:

- [1] Roth, D. and Becker, M.: Valve-Event Modulated Boost System: Fuel Consumption and Performance with Scavenge-Sourced EGR. SAE Int. J. Engines 5(2):2012

### Theses and dissertations:

- [2] Grundmalm, S.: Divided Exhaust Period on Heavy-Duty Diesel Engines. Licentiate thesis. KTH 2013





