Neue Konzepte zur Optimierung des transienten Drehmomentaufbaus und zur Verbrauchsoptimierung von aufgeladenen Ottomotoren

New Concepts for Optimising Transient Torque Response and Fuel Economy of Turbocharged Gasoline Engines

Dr.-Ing. Peter **Wieske**, Bernhardt **Lüddecke**, Sebastian **Ewert**,
Dr.-Ing. Alfred **Elsäßer**, Hermann **Hoffmann**, Jörg **Rückauf**
MAHLE International GmbH, Stuttgart, Germany

James **Taylor**, Neil **Fraser**
MAHLE Powertrain Ltd., Northampton, Great Britain

Zusammenfassung

MAHLE zeigt in diesem Beitrag auf, inwieweit sich durch eine auslassseitig kontinuierlich variable Ventilsteuerung in Kombination mit einstufiger Turboaufladung die Drehmomentcharakteristik optimieren lässt. Die variable Auslasssteuerzeitbreite wird dabei mit einer einfachen und kostengünstigen CamInCam (CIC) Auslassnockenwelle in einer DOHC Anwendung erreicht. Gegenüber dem Stand der Technik beim aufgeladenen Ottomotor, d.h. Direkteinspritzung sowie ein- und auslassseitige Phasensteller, ermöglicht die CIC-Funktionalität darüber hinaus signifikante stationäre wie auch instationäre Drehmomentsteigerungen. Trotz dieser Drehmomentsteigerung kann mithilfe der CIC die spezifische Leistung von 90 kW/l annähernd verbrauchsneutral beibehalten werden.

Summary

In this paper MAHLE shows the torque characteristic benefits from the combination of a continuously variable exhaust valve train with single stage turbo-charging. The variable exhaust cam duration is realised by a simple and cost effective CamInCam (CiC) exhaust camshaft in a DOHC application. In comparison to the state of the art technology for turbocharged gasoline engines, i.e. direct-injection and dual independent cam phasing, the CIC-functionality allows for significant stationary torque as well as transient torque response improvements. Despite this torque improvement by using the CIC technology the specific output of 90 kW/l can be maintained at a similar fuel consumption.

1 Einführung

Aufgeladene Ottomotoren, insbesondere solche hoher spezifischer Leistung, befinden sich im Spannungsfeld zwischen günstigem Verbrauch an der Nennleistung und erreichbarem Drehmoment im unteren Drehzahlbereich. Die Turboladerauslegung spielt dabei eine zentrale Rolle: Eine klein ausgelegte Turbine eines Abgasturboladers führt i.d.R. zu einem bereits bei niedrigen Drehzahlen darstellbaren Nennmoment. Die Nennleistung wird jedoch aufgrund der vergleichsweise geringen Turbinenwirkungsgrade und den damit verbundenen hohen Ladungswechselverlusten bei einem hohen Verbrauch dargestellt. Eine Erhöhung des Abgasgegendruckes wirkt sich dabei nicht nur primär durch eine Erhöhung der Ladungswechselverluste aus, sondern auch sekundär über die Erhöhung der internen AGR-Rate. Letztere reduziert nicht nur den Liefergrad, sondern erhöht auch die Klopfproblematik. Eine groß ausgelegte Turbine eines Abgasturboladers hat einen gegenteiligen Effekt: Die Nennleistung wird bei günstigem Verbrauch dargestellt, allerdings beginnt das stationäre Drehmomentplateau erst bei höheren Drehzahlen.

Der instationäre Drehmomentverlauf unterscheidet sich jedoch signifikant vom stationären: Während für das Erreichen der saugmotorischen Volllast meistens nur wenige Arbeitsspiele vergehen, dauert der Hochlauf des Turboladerlaufzeugs deutlich länger. Je höher das Massenträgheitsmoment des Laufzeugs ist, umso größer ist die Differenz zwischen stationärem und instationärem Drehmomentverlauf und erhöht den Nachteil großer Lader. Zwar lässt sich das Ansprechverhalten durch Kombination der Abgasturboaufladung mit einem mechanischen Lader signifikant verbessern [1], dieses bedeutet jedoch einen entsprechenden technologischen und monetären Mehraufwand.

2 Auslassseitige CamInCam® Nockenwelle in einer DOHC Anwendung

2.1 Versuchsträger

Als Versuchsmotor wird ein 1,4l Vierzylinder Serienaggregat mit zweistufiger Aufladung (ATL und mechanischer Lader) und Direkteinspritzung verwendet. Der Motor wird mit und ohne mechanischen Lader betrieben (Supercharger, SC), als Turbolader (T/C) wird in allen Fällen der Serienlader verwendet. Anstelle der Serienauslassnockenwelle wird der Versuchsträger um eine CamInCam Nockenwelle (CIC) mit verkürzter Steuerzeit (s.u.) und einen auslassseitigen Phasensteller erweitert (MAHLE $CIC_{172°CA}$). Letzterer erfordert Ventiltaschen im Kolben, welche verdichtungsverhältnisneutral durch Anpassung des Kolbenbodens dargestellt werden. Auslassseitig kommen hydraulische Phasensteller zum Einsatz, deren Verstellgeschwindigkeit beträgt 100°KW/s. Der verwendete Kraftstoff hat 98 Oktan. Die Ansauglufttemperatur nach Ladeluftkühler beträgt 30°C, die maximale Turbineneintrittstemperatur liegt bei 980°C. Das Seriensteuergerät wird durch ein offenes Steuergerät ersetzt.

Eine Übersicht der untersuchten Varianten ist in Tabelle 1 gegeben:

Variante / Bauteil	Basis (TC+SC)	Basis w/o SC	Basis w/o SC + Dual VCT	MAHLE CIC$_{172°CA}$
Einlass NW	Serie			
Einlass Phasensteller	Serie, 40°KW Verstellbereich			
Turbolader	Serie			
Mechanischer Lader	Serie	Betrieb ohne mech. Lader		
Auslass Phasensteller	-		60°KW Verstellbereich	
Auslass NW	Serie			CIC, 172°KW
Auslass Eventsteller	-			60°KW
Kolben	Serie			Modifiziert, ε konstant

Tab. 1: Übersicht über die untersuchten Varianten

2.2 Funktionsprinzip und mechanische Auslegung der Auslass-CIC

In Abb. 1 ist der prinzipielle Aufbau einer CIC-Nockenwelle dargestellt. Diese besteht aus einem äußeren Nockenwellenrohr und einer Innenwelle. Die verstellbaren Nocken sind mit der Innenwelle verstiftet, die fixen Nocken sind fest auf der Außenwelle gefügt. Eine detaillierte Beschreibung der CIC-Nockenwelle wird in [2] gegeben.

Abb. 1: Aufbau MAHLE CamInCam®
Setup MAHLE CamInCam®

Mit einem konventionellen Phasensteller - im Folgenden Eventsteller genannt, da dieser die Gesamtöffnungsdauer, definiert vom Öffnen des ersten bis zum Schließen des zweiten Ventils, variiert (s.u.) - kann die Innenwelle relativ zur Außenwelle verdreht werden. Durch Kombination mit einem weiteren Phasensteller können beide Auslassventilhübe synchron zur Kurbelwelle in ihrer Steuerzeit verstellt werden.

In Abb. 2 ist ein exemplarisches Einbaubeispiel für eine CIC-Nockenwelle auf der Auslassseite eines DOHC-Zylinderkopfes dargestellt, der gegenüber einer klassischen Auslassnockenwelle ohne Phasen- bzw. Eventsteller zusätzlich benötigte Bauraumbedarf ist dunkelgrau hervorgehoben. Das auslassseitige Kettenrad wird durch einen Phasensteller ersetzt, der Eventsteller ist in diesem Versuchsaufbau stirnseitig angeordnet. Falls der stirnseitige (Eventsteller-) Platzbedarf nicht zur Verfügung steht, kann diese Funktion auch von einem doppelt wirkenden, steuertriebsseitigen Phasensteller erfüllt werden.

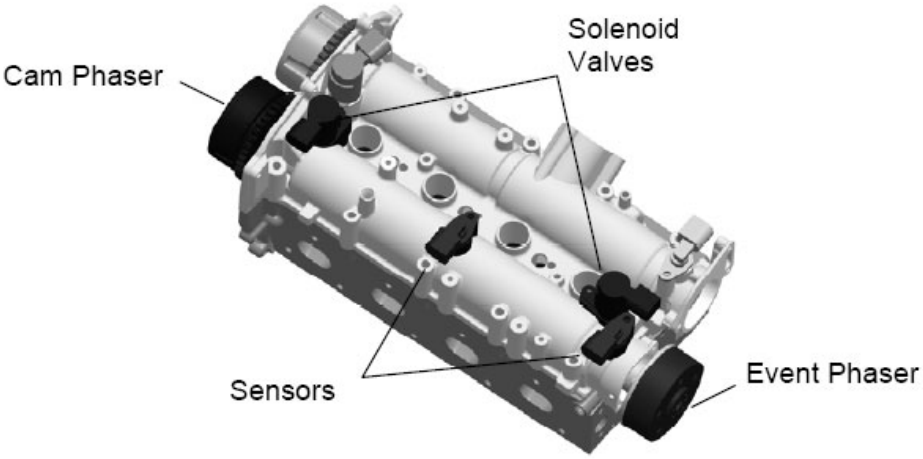

Abb. 2: Exemplarischer Bauraumbedarf für eine Auslass-CIC mit Phasen- und Eventsteller
Typical package requirement for an exhaust CIC with cam phaser and event phaser

In Abb. 3 sind exemplarische Volllast-Ventilhubverläufe für einen abgasturboaufgeladenen 4-Zylinder Ottomotor mit Direkteinspritzung unter Berücksichtigung einer auslassseitigen CIC-Funktionalität und eines ein- und auslassseitigen Phasenstellers für niedrige und hohe Drehzahlen dargestellt. Bei niedrigen Drehzahlen wird die Spülphase durch den Ventilüberschnitt und die gegenüber der Serienauslegung verkürzte Auslasssteuerzeit verbessert. Zu hohen Drehzahlen hin wird die Auslassnockenwelle aufgrund des dann vorliegenden negativen Spüldruckgefälles (Druck nach Verdichter ist niedriger als vor Turbine) nach früh verstellt und die Gesamtöffnungsdauer zur Reduktion der Ausschiebearbeit mittels der CIC-Funktionalität verlängert.

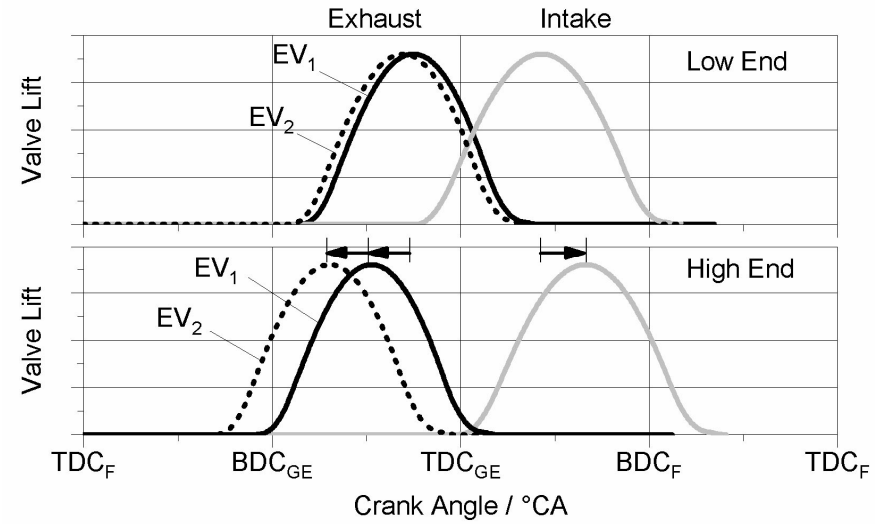

Abb. 3: Exemplarische Ventilhubverläufe für niedrige (oben) und hohe Drehzahlen (unten) unter Berücksichtigung einer auslassseitigen CamInCam Funktionalität
Valve lifts for low (top) and high engine speeds (bottom) taking exhaust CamInCam functionality into account

Gegenüber der Serienauslegung wird die Auslasssteuerzeitbreite der einzelnen Ventilerhebungen unter Beibehaltung des Maximalhubes auf 172°KW bei 1 mm Ventilhub reduziert. Dadurch erhöhen sich die Beschleunigungen und Flächenpressungen der Ventiltriebsbauteile. Die limitierenden Größen sind die Ventilfedersteifigkeit der verwendeten Serienventilfeder und die zulässige Flächenpressung im Rollen/Nockenkontakt zwischen Originalrollenschlepphebel und Nocken. Die darstellbare Nenndrehzahl reduziert sich unter Beibehaltung der Serienventilfedern auf 6000 U/min, eine höhere Grenzdrehzahl bedarf einer angepassten Ventilfederauslegung. Die maximale Flächenpressung im Rollkontakt liegt ohne Geometrieanpassung und unter Verwendung der Serienschlepphebel im zulässigen Bereich der Belastungswerte für die gegebene Materialpaarung.

Zur Validierung der Ventiltriebsauslegung der Auslass-CIC mit 172°KW Öffnungsdauer ist der Ventilhub und die Ventilgeschwindigkeit an einem stationär geschleppten Zylinderkopfmessprüfstand mit einem Laservibrometer vermessen worden. Wie aus Abb. 4 ersichtlich ist, zeigt der Ventilhub- und Geschwindigkeitsverlauf keine Auffälligkeiten bis zur Auslegungsdrehzahl von 6000 U/min auf, die Aufsetzgeschwindigkeit liegt bis zur Nenndrehzahl deutlich unterhalb von 1 m/s.

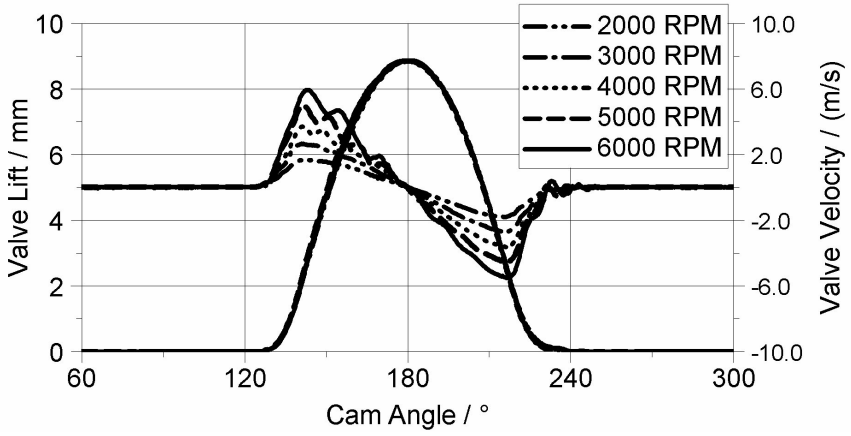

Abb. 4: Ventilhub- und Geschwindigkeitsmessungen der verwendeten Auslass-CIC mit einer Öffnungsdauer von 172°KW$_{@1\ mm}$
Valve lift and velocity measurement of the exhaust CIC with 172°CA@1 mm opening duration

In Abb. 5 sind Ventilhubverläufe (1. Auslassventil: durchgezogene Linie, 2. Auslassventil: gepunktete Linie) und der auf den Maximalwert normierte Strömungsquerschnitt über dem Kurbelwinkel für verschiedene Relativverstellungen zwischen beiden Auslassventilhüben eines Zylinders aufgetragen.

Deutlich sichtbar ist die Verlängerung der Gesamtöffnungsdauer - definiert vom Öffnen des ersten bis zum Schließen des zweiten Ventils - durch Vergrößerung der relativen Phasenverschiebung der beiden Auslassventile. Je größer diese ist, umso stärker kommt jedoch der Effekt zu tragen, dass Anfang und Ende der Öffnungsdauer nur durch ein Ventil dargestellt werden, wie aus dem Verlauf des freigegebenen Strömungsquerschnitts deutlich wird.

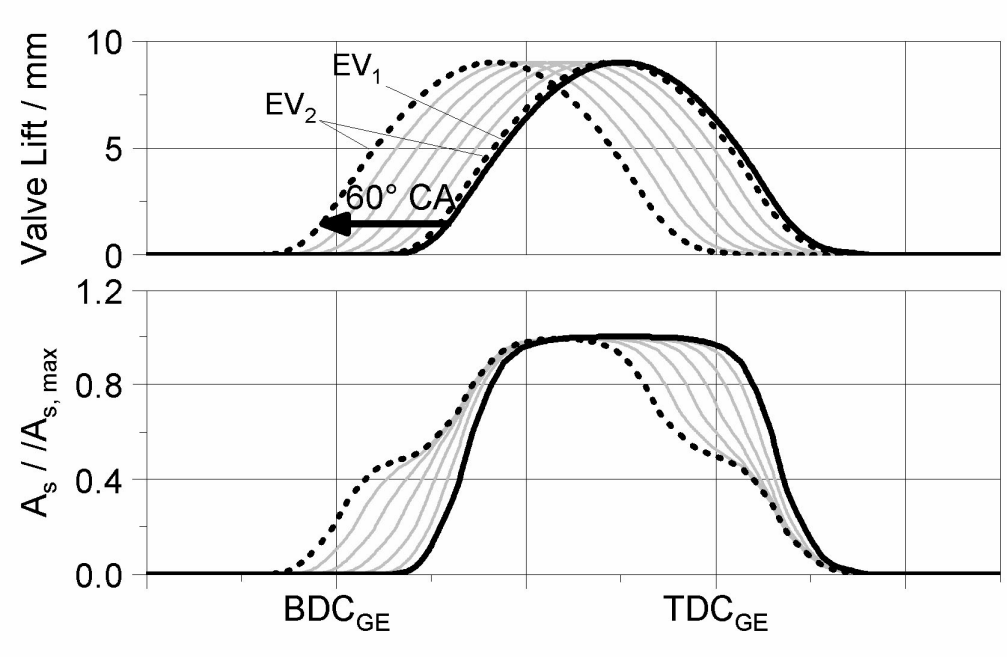

Abb. 5: Ventilerhebung (oben) und normierter Strömungsquerschnitt (unten) als Funktion der relativen Phasenverschiebung zwischen dem ersten (EV_1) und dem zweiten (EV_2) Auslassventil eines Zylinders
Valve lift (top) and normalized flow area (bottom) for different event phasing angles of the first (EV1) and the second (EV2) exhaust valve of one cylinder

2.3 Motorische Ergebnisse

In Abb. 6 sind für den Motorbetriebspunkt 1500 U/min, Volllast, für zwei unterschiedliche Relativverdrehwinkel der verschiebbaren Auslassventilerhebung die Drücke (unteres Diagramm) nach Verdichter (gestrichelte Linie) und vor Turbine (durchgezogene Linie) dargestellt, die obere Reihe zeigt die zugehörigen Ventilerhebungskurven. Die Auslassnockenwelle befindet sich in maximaler Spätposition, die Einlassnockenwelle ist im Frühanschlag (d.h. maximaler Ventilüberschnitt). Mittels CIC-Funktionalität wird eine Auslassventilerhebung von früh (graue gepunktete Ventilerhebungskurve) nach spät (schwarze gepunktete Ventilerhebungskurve) verstellt (Pfeil), sodass sich die Gesamtöffnungsdauer verkürzt.

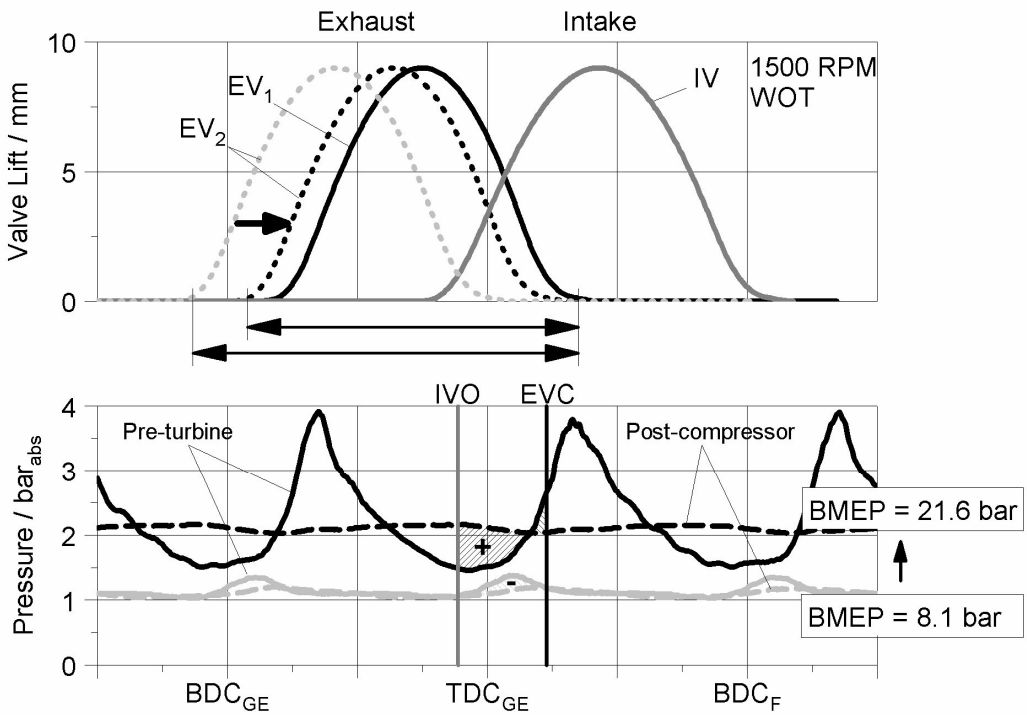

Abb. 6: Unten: Druck nach Verdichter (gestrichelt) und vor Turbine (durchgezogen) für zwei unterschiedliche Auslassöffnungszeitpunkte des verstellbaren Auslassventils (EV_2, „früh“ grau, „spät“ schwarz), 1500 U/min, Volllast, Oben: zugehörige Ventilerhebungskurven
Lower row: Pressure post-compressor (dashed) and pre-turbine (solid) for two different exhaust valve opening timings of the movable exhaust valve (EV2, grey: advanced, black: retarded), 1500 RPM, WOT
Upper row: related valve lift curves

Bei dem gezeigten Betriebspunkt wird durch das spätere Auslassventilöffnen (in Abb. 6 unten schwarz dargestellt) der zugehörige Vorauslassstoß des Abgases nach spät verschoben. Das negative Spüldruckgefälle (Druck vor Turbine ist größer als nach Verdichter, grau schraffierte Fläche in Abb. 6) wird in ein positives (schwarz schraffierte Fläche in Abb. 6) gewandelt.

Der Vorauslassstoß des in der Zündfolge nächsten Zylinders gelangt aufgrund der kürzeren Auslassventilöffnungsdauer nicht mehr in den Brennraum (Zündfolgetrennung). In Kombination mit einem positiven Ventilüberschnitt (EÖ vor AS) strömt Frischluft über den Brennraum zur Turbine, wodurch der Restgasgehalt im Zylinder und die Klopfneigung des Motors reduziert wird. Der höhere Gesamtmassenstrom über den Motor verschiebt den Verdichter- und Turbinenbetriebspunkt zu höheren Wirkungsgraden. Während beim frühen Öffnen des verstellbaren Auslassventils (EV_2, graue gepunktete Ventilerhebungskurve) der Ladedruck trotz geschlossenem Wastegate nur bei ca. 1,2 bar_{abs} liegt, steigt dieser beim späten Öffnen (EV_2, schwarze gepunktete Ventilerhebungskurve) auf ca. 2,1 bar_{abs} an (Wastegate geregelt) und der effektive Mitteldruck erhöht sich von 8,1 bar auf 21,6 bar.

Das stationäre Volllastpotenzial einer mittels Auslass-CIC und Auslassphasensteller betriebspunktabhängig optimierten Auslassöffnungsdauer und -lage ist in Abb. 7 dargestellt. Deutlich sichtbar ist der stationäre Drehmomentgewinn im unteren Drehzahlbereich im Vergleich zur einstufigen Aufladung ohne auslassseitige Ventiltriebsvariabilität (gepunktete Linie) unter Beibehaltung der Nennleistung von 90 kW/l.

Gegenüber der Serienkonfiguration ist der Versuchsträger nicht nur um eine auslassseitige CIC-Nockenwelle mit verkürzter Öffnungsdauer der Einzelventilerhebungen, sondern auch um einen auslassseitigen Phasensteller erweitert worden.

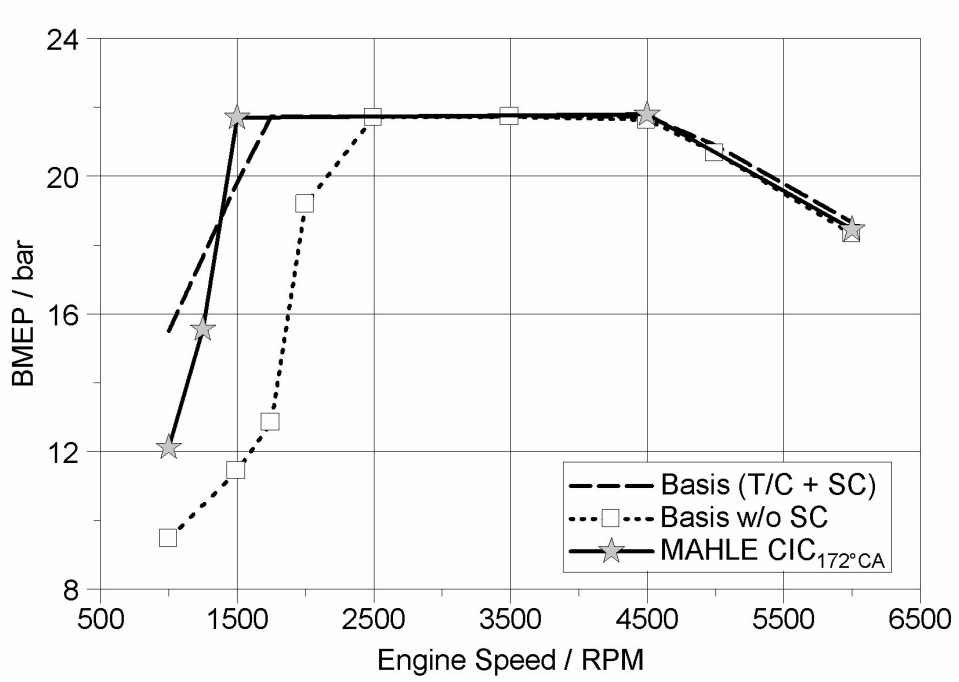

Abb. 7: Stationäres Volllastpotenzial der Auslass-CIC mit einstufiger ATL Aufladung im Vergleich zur 2-stufigen Aufladung (ATL und mechanischer Lader) bzw. zur einstufigen ATL Aufladung ohne CIC-Funktionalität und ohne Auslassphasensteller
Stationary WOT performance of the exhaust CIC with single stage t/c compared to a dual stage charging system (t/c and supercharger) and to a single stage t/c w/o CIC functionality and w/o exhaust cam phaser

In Abb. 8 sind die Einflüsse des auslassseitigen Phasenstellers (mit Serienauslassöffnungsdauer) und die der Kombination aus Steuerzeitverkürzung und Phasensteller gegenübergestellt. Zusätzlich ist der prozentuale Anteil der Variante Steuerzeitverkürzung und Phasensteller am Gesamtmitteldruckgewinn dargestellt.

Aus Abb. 8 wird deutlich, dass ein alleiniges Spülverfahren (positiver Ventilüberschnitt) ohne Zündfolgetrennung zu niedrigen Drehzahlen hin nicht wirksam ist. Bei 1000 U/min ist mit der Serienauslasssteuerzeitbreite auch mit zusätzlichem auslassseitigen Phasensteller gegenüber der Basis ohne mechanischen Lader keine Mitteldrucksteigerung möglich, mit einer Verkürzung der Öffnungsdauer hingegen schon. Zu höheren Drehzahlen nimmt der Einfluss der Phasenstellerfunktionalität an der

Mitteldrucksteigerung zu. Im Drehzahlbereich von 1000 U/min bis 1500 U/min (die Variante Auslass-CIC mit verkürzter Öffnungsdauer erreicht das Nennmoment) resultiert im Mittel die Drehmomentsteigerung zu mehr als der Hälfte aus der Kombination aus Steuerzeitverkürzung und Phasenstellerfunktionalität.

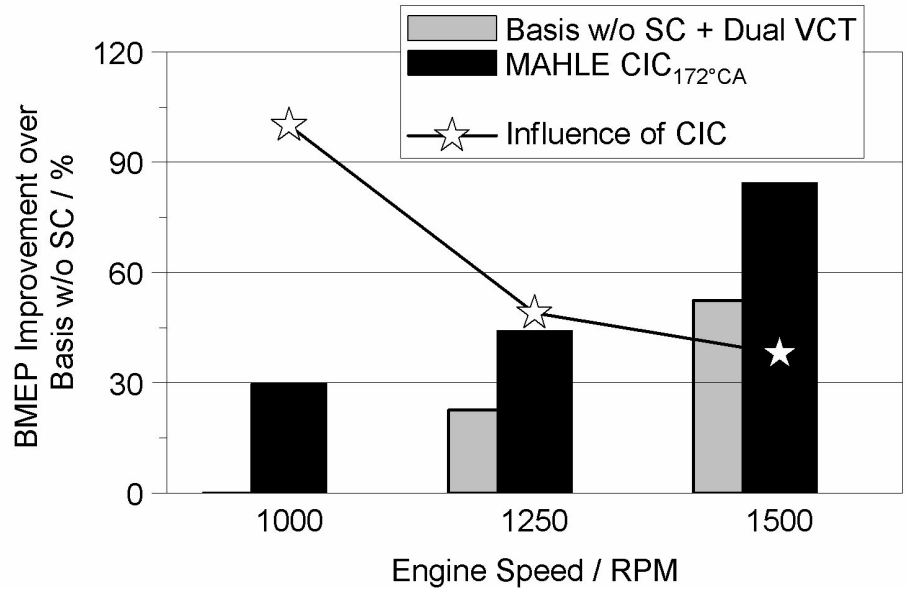

Abb. 8: Differenzierung der Einflüsse des auslassseitigen Phasenstellers mit Originalöffnungsdauer (grau) vs. Phasensteller in Kombination mit einer Auslassöffnungsdauerverkürzung (schwarz) am stationären Mitteldruckgewinn im unteren Drehzahlbereich
Separation of the influences of the exhaust cam phaser (grey) vs. exhaust cam phaser in combination with a reduced exhaust valve opening duration (black) on stationary low end torque improvement

Basierend auf den signifikanten stationären Mitteldrucksteigerungen ist in der Folge untersucht worden, inwieweit sich das Transientverhalten des Motors durch die Auslass-CIC optimieren lässt. In Abb. 9 sind drehzahlkonstante (1500 U/min) Lastsprünge von 20 Nm (entspricht 1,85 bar eff. Mitteldruck) bis zur jeweiligen Volllast der untersuchten Varianten gegenübergestellt. Das Drehmoment wird aus dem indizierten Mitteldruck und dem stationär gemessenen Reibmitteldruck berechnet.

Das beste Instationärverhalten hat die Variante mit zweistufiger Aufladung bestehend aus mechanischem Lader und Abgasturbolader (Basis T/C + SC), allerdings weist diese auch den höchsten technologischen Aufwand auf.

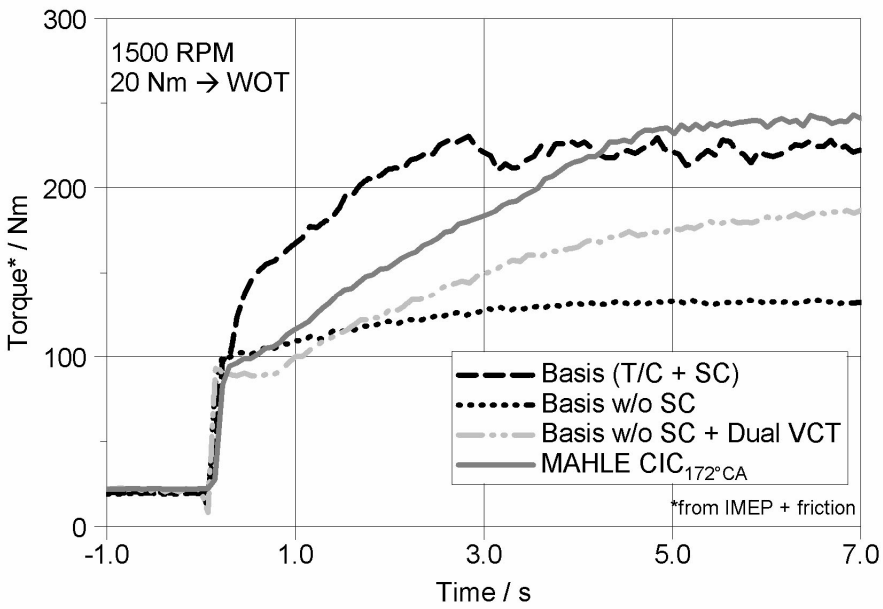

Abb. 9: Lastsprung von 20 Nm auf Volllast bei 1500 U/min
Load step from 20 Nm to WOT at 1500 RPM

Wird bei dieser Variante der Lastsprung hingegen ohne mechanischen Lader durchgeführt (Basis w/o SC), so ergibt sich ein inakzeptables Instationärverhalten des Motors: Trotz einlassseitigen Phasenstellers liegt das erreichbare Drehmoment nur unwesentlich über der saugmotorischen Volllast und wird außerdem nur langsam erreicht. Wird diese Variante um einen auslassseitigen Phasensteller erweitert (Basis w/o SC + Dual VCT), so verbessern sich zwar die Ansprechzeit und das erreichbare Drehmoment, die Werte liegen aber deutlich unterhalb derer, die sich in Kombination mit der Verkürzung der Auslasssteuerzeitbreite auf 172°KW darstellen lassen (MAHLE CIC $_{172°CA}$). Mittels Auslass-CIC und Verkürzung der Auslasssteuerzeit lässt sich das Instationärverhalten signifikant verbessern.

Die stationär optimalen Auslasssteuerzeiten unterscheiden sich von den instationär optimalen: Stationär wird die Auslassöffnungsdauer und -lage so eingestellt, dass die jeweilige Last bei minimalem Verbrauch und minimaler Spülluftmenge erreicht wird. Bei dem in Abb. 6 gezeigten Betriebspunkt (1500 U/min, Volllast) wird bei einem Eventphasingwinkel von 25°KW erstmals stationär das Nennmoment erreicht. Eine weitere Verkürzung der Gesamtöffnungsdauer hätte ein Öffnen des Wastegates und einen höheren Kraftstoffverbrauch zur Folge. Instationär hingegen liegt der Fokus auf einer Verringerung der Ansprechzeit: Hier ergibt sich die kürzeste Ansprechzeit, wenn ausgehend von den Teillastventilsteuerzeiten während des Lastsprunges die kürzeste Gesamtöffnungsdauer, d.h. 0°KW Eventphasing und synchroner Hub beider Auslassventile, eingestellt wird. Gegenüber den stationär optimalen Steuerzeiten bei 1500 U/min mit 25°KW Eventphasingwinkel (s.o.) verringert sich die Ansprechzeit um 1s bei Reduktion des Eventphasingwinkels während des Lastsprungs auf 0°KW anstelle von 25°KW. Die Auslass-CIC ermöglicht somit durch die kontinuierlich variable Verstellung, die Auslassventilöffnungsdauer an die jeweilige Last- und Beschleunigungsanforderung anzupassen.

In Abb. 10 ist das Instationärverhalten der untersuchten Varianten zusammengefasst. Auf der Ordinate ist der mit dem Motorhubvolumen normierte Drehmomentgradient über der Drehzahl aufgetragen. Der Drehmomentgradient entspricht dabei dem Verhältnis von Drehmomentzuwachs, der sich von saugmotorischer Volllast bis 90% des maximalen Drehmomentes ergibt und der dafür benötigten Zeit, s.a. Abb. 13. Der normierte Drehmomentgradient ist ein Maß für das Ansprechverhalten der Aufladegruppe, d.h. je höher dieser ist, umso besser ist das Transientverhalten. Zur besseren Darstellung sind Ausgleichskurven durch die jeweiligen Messdaten gelegt. Anders als in Abb. 9 handelt es sich bei den in Abb. 10 gezeigten Messdaten der Variante mit Auslass-CIC um Messungen, die ohne Katalysator, jedoch unter Berücksichtigung der maximalen Katalysatoreintrittstemperatur, gemessen worden sind. Bei 1500 U/min ist zusätzlich der normierte Drehmomentgradient der Variante mit Auslass-CIC und Betrieb mit Katalysator dargestellt (schwarzer Punkt). Das exemplarisch bei 1500 U/min gezeigte Lastsprungverhalten spiegelt sich auch in den Daten der Abb. 10 wieder. Die Basis ohne mechanischen Lader weist ein inakzeptables Lastsprungverhalten auf. Ohne Unterstützung des mechanischen Laders beim Lastsprung ist die Turboladerauslegung zu groß. Demgegenüber ermöglicht die Variante mit ein- und auslassseitigem Phasensteller, d.h. dem Stand der Technik für aufgeladene, direkteinspritzende Ottomotoren [6, 3, 4], unter Beibehaltung der Serienauslasssteuerzeitbreite zwar eine Verbesserung des transienten Verhaltens, erreicht jedoch nicht die Werte, die sich mittels CIC darstellen lassen.

Der zuvor beschriebene Unterschied zwischen dem stationären und instationären Drehmomentverlauf zeigt sich deutlich anhand der normierten Drehmomentgradienten bei 1750 U/min:

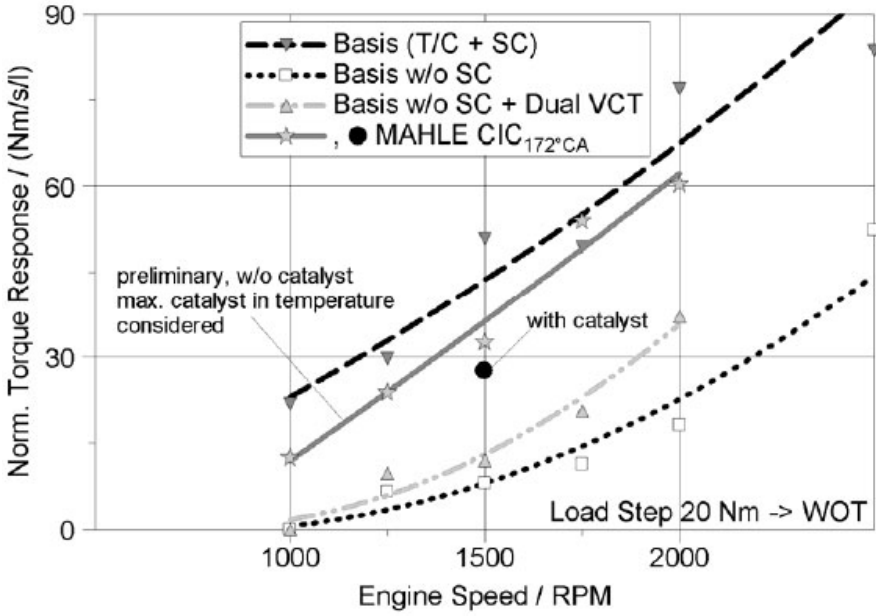

Abb. 10: Mit dem Hubvolumen normierter Drehmomentgradient (saugmotorische Volllast bis 90% des maximalen Drehmomentes vs. Zeit) für verschiedene Drehzahlen
Torque response gradient (from knee point NA WOT to 90% of t/c WOT vs. time) normalized with displacement volume for different engine speeds

Bei 1750 U/min erreichen die Basis (T/C + SC), die Basis ohne mechanischen Lader mit zwei Phasenstellern (Basis w/o SC + Dual VCT, in Abb. 7 nicht dargestellt), sowie die Variante mit Auslass-CIC (Basis w/o SC + MAHLE CIC $_{172°KW}$) unter stationären Bedingungen das Nennmoment. Unter instationären Bedingungen hingegen kann durch Ausnutzung der CIC-Funktionalität der normierte Drehmomentgradient gegenüber der Variante mit zwei Phasenstellern von ca. 20 Nm/s/l auf über 40 Nm/s/l mehr als verdoppelt werden.

Die Variabilität der auslassseitigen Ventilöffnungsdauer ist jedoch nicht nur zur Verbesserung des Transientverhaltens nötig, sondern auch zur Reduktion des Kraftstoffverbrauchs bei hohen Drehzahlen und Lasten. Eine „kurze“ bzw. „sehr kurze“ Auslassnockenwelle würde zu hohen Drehzahlen hin Nachteile hinsichtlich Kraftstoffverbrauch und Anfettungsbedarf bedeuten. In [5] wird der Kraftstoffverbrauchsnachteil bei hoher Last und Drehzahl einer 180°KW gegenüber einer 215°KW breiten Auslassnockenwelle mit 13% beziffert. Ein frühes Öffnen in Kombination mit einer langen Öffnungsdauer der Auslassventile ist hier zielführend, da dieses die Zylinderfüllung bereits reduziert, noch bevor der Kolben gegen einen hohen Brennraumdruck ausschieben muss. Eine Erhöhung der Ausschiebearbeit wirkt sich dabei nicht nur durch die bei gleicher effektiver Last höhere Hochdruckarbeit negativ aus, sondern auch durch die Verschlechterung der Schwerpunktlage aufgrund der Steigerung der internen AGR-Rate.

In Abb. 11 ist der Kraftstoffverbrauch der Basis ohne mech. Lader dem der Variante mit Auslass-CIC gegenübergestellt. Bei einer zur Serie ähnlichen Gesamtöffnungsdauer und Lage der Auslass-CIC, dargestellt durch einen entsprechenden Phasensteller- und Eventphasingwinkel, ergibt sich ein Verbrauchsnachteil im oberen Last und Drehzahlbereich trotz der signifikanten Verkürzung der Einzelventilerhebung auf 172°KW von nur ca. 10 g/kWh (bzw. ca. 4%). Unter Ausnutzung der Einlassphasensteller- sowie Auslassphasen- und Eventstellerfunktionalität lässt sich dieser Verbrauchsnachteil bei 6000 U/min, Volllast auf unter 2% reduzieren. Es handelt sich somit um eine annähernd nennleistungsverbrauchsneutrale Drehmomentsteigerung im unteren Drehzahlbereich.

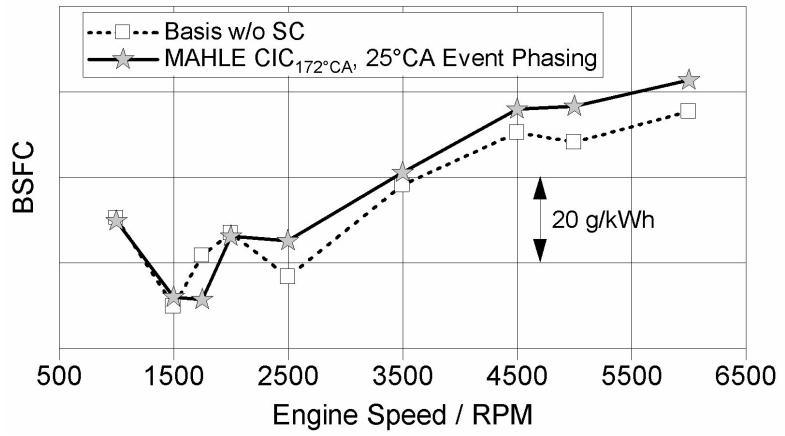

Abb. 11: Kraftstoffverbrauch der Basis ohne mech. Lader vs. MAHLE CIC$_{172°KW}$ bei 25°KW Eventphasingwinkel
BSFC of the basis w/o SC vs. MAHLE CIC$_{172°CA}$ with 25°CA event phasing

2.4 Verringerung des Kraftstoffverbrauchs bei hohen Lasten und Drehzahlen

Beim Ottomotor ist neben der Optimierung des Teillastkraftstoffverbrauchs und des Drehmomentes im unteren Drehzahlbereich die Reduktion des Kraftstoffverbrauchs und der Emissionen im oberen Last- und Drehzahlbereich insbesondere unter Berücksichtigung realer Nutzungsprofile ein wichtiger Ansatz. Primäres Ziel ist die Vermeidung der Volllastanfettung. Darüber hinaus kann sich selbst bei stöchiometrischem Betrieb durch eine Reduktion des Schwerpunktlagen- und Brenndauerverlustes zusätzliches Kraftstoffeinsparpotenzial ergeben. Eine Reduktion des Verdichtungsverhältnisses ist hier nur bedingt zielführend, da dieses zwar den Kraftstoffverbrauch bei hohen Lasten senkt, aber auch Nachteile im Teillastkraftstoffverbrauch bedeutet. In [6] wird geäußert, dass das ideale Verdichtungsverhältnis unter alleiniger Berücksichtigung des NEFZ bei 10.5 bis 11 liegen würde, unter Berücksichtigung realer Lastkollektive hingegen bei 9.5.

In Abb. 12 ist das Nennleistungsverbrauchspotenzial (6000 U/min, pme = 18,3 bar) bei Verwendung einer Auslass-CIC mit *Serienventilerhebung* dargestellt (d.h. nicht die auf 172°KW verkürzte Steuerzeit). Auf der Abszisse ist der Auslassventilschließzeitpunkt in °KW n. OT_{LW} aufgetragen, auf der Ordinate der Relativerdrehwinkel des CIC-Eventstellers. Bei 0° Relativverdrehung des Eventstellers erfolgen beide Auslassventilhübe wie bei der Serie synchron, die Lage der Serienauslasssteuerzeit ist in Abb. 12 durch einen Kreis gekennzeichnet (Basis). In Abb. 12 rechts sind die zur Basis und zum CIC-Bestpunkt gehörenden Ventilerhebungen dargestellt.

Durch eine Vergrößerung der Gesamtöffnungsdauer um 20°KW durch die CIC-Funktionalität kann in Kombination mit einer 10°KW Spätverstellung gegenüber der Serie der Kraftstoffverbrauch bei diesem Betriebspunkt um 2,3 % gegenüber der Basis gesenkt werden.

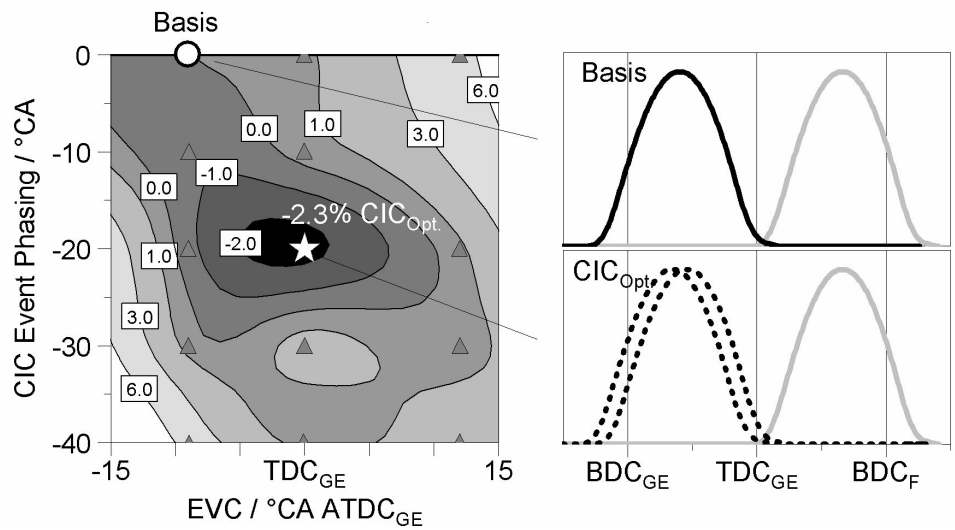

Abb. 12: Nennleistungsverbrauchseinsparpotenzial durch CIC-Funktionalität unter Beibehaltung der Serienauslassventilerhebung
Peak power BSFC reduction by CIC functionality whilst maintaining series production exhaust valve lifts

3 Fazit

Durch eine auslassseitige CamInCam-Nockenwelle kann sowohl der stationäre aber insbesondere auch der instationäre Drehmomentverlauf eines abgasturboaufgeladenen 4-Zylinder Ottomotors nahezu nennleistungsverbrauchsneutral signifikant verbessert werden. Die erzielbaren Performancegewinne gehen deutlich über diejenigen hinaus, die mit einem ein- und auslassseitigen Phasensteller darstellbar sind. Anders als bei einer auslassseitigen 2-Punkt Ventilhubumschaltung [7], bei der eine Hubkurve für den oberen Last- und Drehzahlbereich ausgelegt ist, ermöglicht die kontinuierliche auslassseitige Ventiltriebsvariabilität, die Auslasssteuerzeitbreite an die unterschiedlichen Anforderungen zwischen stationärem und instationärem Betrieb im unteren Drehzahlbereich stufenlos anzupassen.

Die Ergebnisse müssen vor dem Hintergrund gesehen werden, dass der verwendete Turbolader für den Betrieb *in Kombination* mit einem mechanischen Lader im unteren Drehzahlbereich ausgelegt und entsprechend groß dimensioniert worden ist. Eine für eine einstufige Aufladung optimierte Auslegung würde entsprechend kleiner ausfallen. Je nach Laderdimensionierung kann der Fokus der CIC Auslegung auf einer Optimierung des Drehmomentes im unteren Drehzahlbereich und/oder auf einer Reduktion des Nennleistungsverbrauchs liegen.

Die Öffnungsdauervariabilität durch eine Relativverdrehung der beiden Auslassnocken zueinander darzustellen, stellt eine bauraum- und kosteneffiziente Lösung dar. Insbesondere im Hinblick darauf, dass sowohl bei der Nockenwelle, aber auch bei den Phasenstellern auf bewährte Serientechnik zurückgegriffen werden kann.

4 Abkürzungen und Indizes

AS	Auslass Schließt
As	Isentroper Strömungsquerschnitt
ATDC	After Top Dead Center
ATL	Abgasturbolader
AGR	Abgasrückführung
BDC	Bottom Dead Center
BMEP	Brake Mean Effecitve Pressure
BSFC	Brake Specific Fuel Consumption
°CA	Degree Crank Angle
CIC	CamInCam®

deg	degree
DOHC	Double Over Head Camshaft
Dual VCT	Dual (inlet and exhaust) independently Variable Cam Timing
EÖ	Einlass Öffnet
EV_1	Exhaust Valve 1
EV_2	Exhaust Valve 2
EVC	Exhaust Valve Closing
EVO	Exhaust Valve Opening
F	Firing
GE	Gas Exchange
IMEP	Indicated Mean Effective Pressure
IV	Intake Valve
IVCT	Intlet Variable Cam Timing
°KW	Grad Kurbelwinkel
kW/l	Auf das Hubvolumen bezogene Leistung
LW	Ladungswechsel
NEFZ	Neuer Europäischer Fahrzyklus
NW	Nockenwelle
Opt.	Optimum
OT	Oberer Totpunkt
RPM	Revolutions Per Minute
SC	Super Charger
T/C	Turbo Charger
TDC	Top Dead Center
VCT	Variable Cam Timing (cam phaser)
WOT	Wide Open Throttle (Full Load)

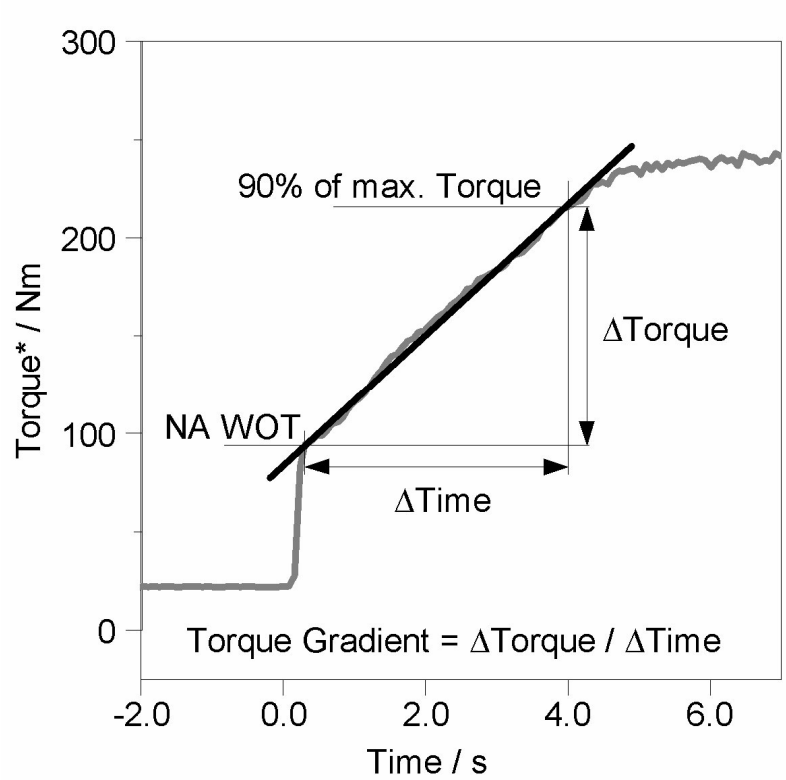

Abb. 13: Darstellung des Drehmomentgradienten von saugmotorischer Volllast bis 90% des stationär erreichbaren Drehmomentes
Illustration of the torque gradient from NA WOT up to 90% of stationary t/c WOT

5 Literatur

[1] KREBS, R.; SZENGEL, R.; MIDDENDORF, H.; FLEISS, M.; LAUMANN, A.; VOELTZ, S.
Neuer Ottomotor mit Direkteinspritzung und Doppelaufladung von Volkswagen
MTZ 11/2005 Jahrgang 66

[2] SCHNEIDER, F.; LETTMANN, M.
MAHLE CamInCam, die neue Lösung für variable Ventilsteuerzeiten.
16. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik
Aachen 2007

[3] BÖHME, J.; MÜLLER, H.; GANZ, M.; MARQUES, M.
Der neue 2,5-Liter-TFSI-Fünfzylinder-Motor für den Audi TT RS
30. Wiener Motorensymposium, 2009

[4] LÜCKERT, P.; KREITMANN, F.; MERDES, N.; WELLER, R.; REHBERGER, A. BRUCHNER, K.; SCHWEDLER, K.; OTTENBACHER, H.;KELLER, T.
Der neue 1,8l 4-Zylinder Turbo-Direkteinspritz-Ottomotor für alle PKW mit Standardantrieb von Mercedes Benz
30. Wiener Motorensymposium, 2009

[5] BUDACK, R.; KUHN, M.; TROST, W.; POIDA, R.
Vorteile auslassseitiger Ventiltriebsvariabilitäten beim Turbomotor
Variable Ventilsteuerung
Haus der Technik, Essen 2009

[6] ANDRIESSE, D.; COMIGNAGHI, E; LUCIGNANO, G.; OREGGIONI, A.; QUINTO, S.; SACCO, D.
Der neue 1.8l DI Turbo-Jet Ottomotor von Fiat Powertrain Technologies
17. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik
Aachen 2008

[7] WURMS, R.; BUDACK, R.; BÖHME, J.; DORNHÖFER, R.; EISER, A.; HATZ, W.
Der neue 2.0l TFSI mit Audi Valvelift System für den Audi A4 – die nächste Generation der Audi Turbo FSI Technologie
17. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik
Aachen 2008