

8. VDI-Fachtagung mit Fachaussstellung

Zylinderlaufbahn, Kolben, Pleuel



VDI-Berichte 2282

VDI-BERICHTE

Herausgeber: VDI Wissensforum GmbH

8. VDI-Fachtagung mit Fachausstellung

Zylinderlaufbahn, Kolben, Pleuel

Baden-Baden, 31. Mai und 1. Juni 2016



VDI-Berichte 2282

Bibliographische Information der Deutschen Nationalbibliothek

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliographie; detaillierte bibliographische Daten sind im Internet unter <http://dnb.ddb.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 <http://dnb.ddb.de>.

© VDI Verlag GmbH · Düsseldorf 2016

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 978-3-18-092282-9

Inhalt

	Seite
Vorwort	1
 Keynotes	
<i>H. Seifert, S. Müller-Hellwig</i>	Alternative Kraftstoffe für zukünftige Antriebskonzepte 3
 Lager	
<i>D. Stehle, J. Carter, J. W. George, R. Gorges</i>	Entwicklung von Polymer-Gleitlagerbeschichtungen 15
<i>C. Hirner, A. Merkle, A. Tippmann</i>	Grundsatzuntersuchungen zum Einsatz von aerostatischen/aerodynamischen Lagerungen („Luftlagern“) im Verbrennungsmotor 33
 Posterbeiträge	
<i>T. Machleidt</i>	3D-Oberflächencharakterisierung der Zylinderlaufbahn mittels smartWLI-Technologie – 3D-Messungen direkt in der Zylinderbuchse 47
<i>C. Hintermeier</i>	Form- und Oberflächengestaltung von Pleuelbohrungen – Trends in der Pleulfinebearbeitung 53
<i>H. Rösch</i>	Simulation von Kolben, Ringen und Zylinder als Gesamt- system in der Konzept- und Entwicklungsphase 65

Kolben / Kolbenring

<i>V. Lagemann, T. Eder, T. Behr</i>	CO ₂ -Reduktion durch innovative Kolben aus Stahl für Diesel-PKW	75
<i>H.-W. Raedt, S. Dropmann, H. Wörner</i>	Massivumgeformter Monoblock-Stahlkolben mit Kühlkanal für Pkw – Massivumgeformte Komponenten unterstützen Megatrends im Automobil	93
<i>D. López, R. Hügel, E. Nocera, J. Araujo, L. Nascimento</i>	Innovative Carbon Coating concepts for Piston Rings	105

Tribologische Systeme

<i>A. Wörfel, B. Gand</i>	Technische Anforderungen an ein modernes tribologisches System „Zylinderlauffläche – Motoröl – Kolbenring“ – Neuartige Zylinderlaufflächen mit Hilfe eines Beschichtungsverfahrens	117
<i>T. Mink, C. Lensch-Franzen, M. Gohl</i>	Analyse des Reib- und Emissionsverhaltens der Kolbengruppe unter RDE-Bedingungen	133

Simulation und Versuch

<i>F. Schlerege, N. Hagen, U. Morawitz</i>	Evaluation of a Rolling Bearing Crankshaft	145
<i>I. Papadopoulos, A. Frommer, R. Künzel</i>	Einfluss von Ölrücklaufbohrungen auf die Ölemission an einem turboaufgeladenen Benzinmotor	159

Kolben / Kolbenring

<i>J. Schumacher, E. Werninghaus, U. Morawitz</i>	Untersuchung tribologischer Maßnahmen am Kolben- system zur Senkung des Kraftstoffverbrauchs eines Ottomotors	175
<i>M. Blümm, T. Fuhrmann, A. Baberg, F. Dörnenburg</i>	Innovative Kolbenschaft- und Bolzenbeschichtungen für Otto- und Dieselmotoren	187
<i>P. Ernst, P. Luethy, C. Bohnheio, J. Ramm, F. Seibert, B. Widrig</i>	Optimierung von Reibung und Verschleiß im Kontakt der Zylinderlauffläche mit dem Kolbenring	199

Zylinderlauffbahn

<i>M. Roehr, H. Klumpp, S. El Daibani, J. Anhalt, H. Kämpfe</i>	Der Einsatz der RSW-Zylinderlaufbahntechnologie in der neuen Boxermotorgeneration von Porsche – wie wurde das neue Tribosystem entwickelt?	219
<i>L. Schramm, C. Klimesch</i>	Rotating Single Wire: Serienfertigung für den neuen Porsche Boxermotor	233
<i>K. S. Klimek, U. Harbs</i>	Laufbahnbeschichtung in der Großserie am Beispiel des 1,4l 4-Zylinder TSI® Motors – Aufrauen – Beschichten – Prüfen	243

Vorwort

Sehr geehrte Damen und Herren,

die VDI-Gesellschaft "Materials Engineering" möchte Sie zur 8. VDI-Fachtagung „Zylinderlaufbahn, Kolben, Pleuel“ herzlich begrüßen. Mit der Tagung und der begleitenden Fachausstellung werden Sie über den aktuellsten Stand der Entwicklung auf diesem Fachgebiet informiert – unter Beteiligung der Fahrzeughersteller, der Zulieferer und der universitären Forschung.

Der Verbrennungsmotor bleibt wegen zahlreicher Gründe dominant für den Fahrzeugantrieb. Die voranschreitende Hybridisierung unterstützt die effiziente Energieausnutzung. Bei Nutzfahrzeugen besteht für niedrige Betriebskosten ohnehin das Bestreben, den Kraftstoffverbrauch, der direkt mit den Emissionen verknüpft ist, gering zu halten. Für Pkw werden neuartige Regeln zur Messung der Emissionen die Anforderungen an die Effizienz von Fahrzeugen und Motoren weiter steigern. Die Fachwelt untersucht Wege mit einer zunehmenden Verwendung von Erdgas, die CO₂-Emissionen unter die gesetzten Ziele zu senken. Alternativ wird betrachtet, sich durch synthetische Kraftstoffe, hergestellt aus Biomasse oder erneuerbarem Strom, von fossilen Ressourcen zu entfernen. Die Effizienzoptimierung der Motorentechnik und mit ihm des Kurbeltriebs ist ein Element, das dazu beiträgt, unsere Umwelt besser zu schonen.

Beim Kurbeltrieb steht im Mittelpunkt der Optimierungen, die Reibungsverluste durch Konstruktion, Werkstoffauswahl und neuartige Öle zu reduzieren. Methoden zur variablen Kompression können das Aussehen des Kurbeltriebs gegenüber heutigen Standards verändern. Bekannte und neue Laufbahnbeschichtungen bieten die Chance, leichtere leistungsfähige Motoren herzustellen. Dabei ist zu beachten, dass Kurbelgehäuse während des Motorbetriebes ausreichend verzugsarm konstruiert sein müssen. Ansonsten wären negative Auswirkungen auf die Robustheit denkbar. Die Herstellung der Zylinderlaufbahnbeschichtungen inklusive der Vorbereitung der zu beschichtenden Oberfläche und der Endbearbeitung beinhaltet noch zahlreiche unter Kostenaspekten zu bewertende Alternativen. Die Kolbenringe – teilweise auch mit neuartigen Beschichtungssystemen ausgestattet – müssen sich ebenso wie die Kolben in Verbrennungsmotoren aller Größen bei gesteigerten Leistungsdichten be-

währen. Neben den Anforderungen aus sinkendem Gewicht und Bauraum sowie steigender Leistung wird die Lagerauswahl für Pleuel und Kurbelwelle auch durch die Stopp-Start-Belastungen beeinflusst. Insgesamt sind für Techniker und Ingenieure weiterhin viele spannende Aufgaben zu bewältigen, wobei uns der Gedankenaustausch hilft.

Für den Programmausschuss

Dr.-Ing. Stefan Spangenberg, MAHLE GmbH

Alternative Kraftstoffe für zukünftige Antriebskonzepte

Dr.-Ing. **Hagen Seifert**, Dr.rer.nat. **Simone Müller-Hellwig**,
Audi AG, Ingolstadt

Zusammenfassung

Ingenieure der Fahrzeugindustrie sind es gewohnt in Effizienzmaßstäben zu denken. Wirkungsgrade von Motoren, Elektrokomponenten und Getrieben sowie die Fahrwiderstände der Produkte sind die Orientierungsgrößen und nach über hundert Jahren Automobilentwicklung sind viele Optimierungsschritte bereits erfolgt.

Wo steht der Verbrennungsmotor heute im Vergleich zu alternativen Antrieben und wo sind mögliche Perspektiven für alternative Kraftstoffe?

Wenn klare Klimaziele definiert werden und daraus übergreifend abgeleitet klare Emissionsgrenzen existieren, ist es für eine Beurteilung von geeigneten Emissions-Reduktionsmaßnahmen und deren Kostenaufwendungen unabdingbar abzuleiten, welche Umweltbelastungen ein einzelnes Fahrzeug in Summe verursacht. Als Werkzeug zur Beantwortung dieser Frage hat sich in der Automobilindustrie – wie auch in anderen Branchen – die gesamtheitliche Umweltbilanz etabliert. Diese sogenannte LCA (Life Cycle Assessment) versucht die Umweltauswirkungen eines Produktes über den gesamten Lebenszyklus zu analysieren und dient zur quantitativen Beurteilung ökologischer Aspekte.

Die Audi AG verfolgt das Ziel der CO₂-neutralen Mobilität. In Bezug auf die Langstreckenmobilität ist dieses Ziel jedoch eine große Herausforderung. Ca. 80 Prozent der Treibhausgasemissionen eines Fahrzeugs entstehen in dessen Nutzungsphase, d.h. hauptsächlich durch die Verwendung von fossilen Kraftstoffen. Heute existiert bereits eine Vielzahl von synthetischen Treibstoffen, die zunächst in ihrer CO₂ Bilanz große Unterschiede gegenüber den fossil basierten Kraftstoffen aufweisen. Die Audi AG engagiert sich seit einigen Jahren in der Entwicklung und der Produktion derartiger Kraftstoffe.

Neben neuen und alternativen Antriebskonzepten sowie den erwähnten Effizienzsteigerungen konventioneller Verbrennungsantriebe, scheinen regenerativ erzeugte Kraftstoffe einen weiteren großen Beitrag zur zukünftigen Mobilität liefern zu können.

1. Fossile und erneuerbare synthetische Kraftstoffe

Fossile Kraftstoffe wie Benzin und Diesel sind komplexe Gemische aus verschiedenen Kohlenwasserstoffen. Daneben können auch synthetische Kraftstoffe nach dem Coal-to-Liquid und Gas-to-Liquid Verfahren aus fossilen Energieträgern hergestellt werden. Kraftstoffe auf Basis von Rohöl sind technisch ausgereift und werden heute in großem Umfang eingesetzt. In Südafrika werden Anlagen zur Benzin und Dieselproduktion aus Steinkohle seit 1955 betrieben. Fossile Energiere Ressourcen sind endlich. Durch sinkende Erdöl- und Erdgasförderungen sinkt das zur Verfügung stehende Mengenpotential.

Es stellt sich daher die Frage, welche neuen Kraftstoffe in den nächsten Jahren relevant werden könnten und welche Anforderungen diese Kraftstoffe auf die Verbrennungskraftmaschine haben. Es ist zu erwarten, dass es in Zukunft nicht „den einen“ Kraftstoff geben wird. Aufgrund der Veränderungen im Energiesystem ist mittelfristig eher mit einer zunehmenden Vielfalt zu rechnen, insbesondere während einer Übergangsphase hin zu einem langfristigen nachhaltigen Energiesystem. Der Antrieb, sich mit neuen und nachhaltigen Kraftstoffen zu beschäftigen, sind Emissionsminderung (Triebhausgase und Schadstoffe), Reduzierung anderer Umweltwirkungen und die Perspektive auf eine zunehmende Verfügbarkeit von auch betriebswirtschaftlich rentablen erneuerbaren Energien.

Biomasse-basierte Kraftstoffe

Die Herstellungswege von Biokraftstoffen wie Biomethan, Biodiesel (FAME), Bioethanol und Biokerosin sind vielfältig und es kommen eine große Anzahl an Ausgangsmaterialien aus biogenen Ressourcen zum Einsatz. Die resultierenden Kraftstoffe können sich in den physikalisch-chemischen Parametern deutlich von gängigen fossilen Kraftstoffen unterscheiden. Daraus folgt, dass diese Kraftstoffe nur sehr eingeschränkt beimischungsfähig sind.

Erneuerbare synthetische Kraftstoffe

Erneuerbare synthetische Kraftstoffe sind künstlich hergestellte Treibstoffe, deren Ausgangsstoffe erneuerbaren Ursprungs sind. Je nach Art des Kraftstoffs sind die Eigenschaften durch die verwendeten Ausgangsstoffe, den Herstellungsprozess, dem Energiegehalt, Verbrennungsverhalten bedingt. Die Power-to-Gas und die Power-to-Liquid Technologie basiert darauf, dass elektrische Energie via Elektrolyse in Wasserstoff umgewandelt wird, der in einem weiteren Schritt mit CO₂, beispielsweise aus der Atmosphäre, zu Kraftstoffen umgesetzt werden kann. Audi legt neben den Bereichen Elektrifizierung und Brennstoffzellenmobilität einen weiteren Schwerpunkt auf die Entwicklung regenerativ synthetischer Kraftstoffe und hat klare Anforderungen an diese erneuerbare Treibstoffe formuliert:

Audi – die Zukunft erneuerbarer Treibstoffe

Nutzung unendlicher Ressourcen für die Treibstoffsynthese



Vorgang durch Technik 

Bild 1: Anforderung an die Audi e-fuels

Ein strombasierter Kraftstoff, der die internen Anforderungen erfüllt, ist das Audi e-gas (synthetisches Methan).

Im norddeutschen Werlte wurde im Juni 2013 die weltweit erste Power-to-Gas-Anlage im industriellen Maßstab eröffnet. Die e-gas Anlage arbeitet in zwei Prozessschritten: Im ersten Schritt nutzt sie regenerativ erzeugten Strom, um mittels Elektrolyse Wasser in Sauerstoff und Wasserstoff zu spalten. Der Wasserstoff könnte als Treibstoff für künftige Brennstoffzellenfahrzeuge dienen. Im zweiten Prozessschritt reagiert der Wasserstoff mit dem Kohlenstoffdioxid und es entsteht synthetisches Methan, das Audi e-gas. Es ist chemisch mit fossilem Erdgas identisch, deshalb kann es in das deutsche Erdgasnetz eingespeist und an CNG-Tankstellen getankt werden. Das verwendete CO₂ entsteht in der benachbarten Abfallbiogasanlage. Als Nebenprodukte fallen lediglich Sauerstoff und Wasser an. Der Sauerstoff wird an die Umgebung abgegeben, das Wasser im Kreislauf wieder der Elektrolyse zugeführt.

Audi-e-gas Pilotanlage

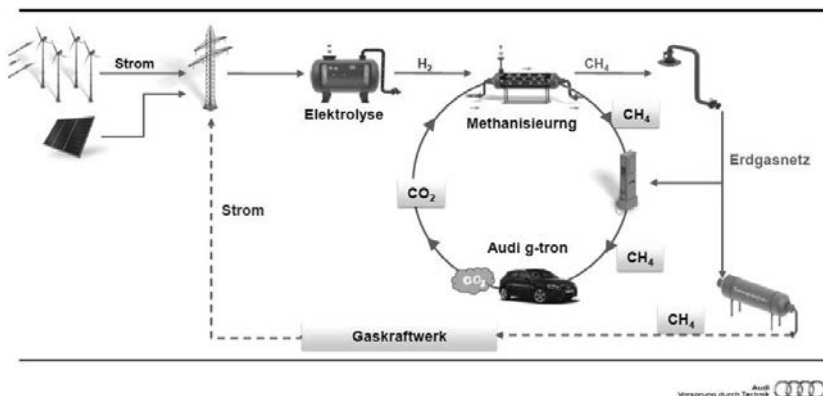


Bild 2: Schematische Darstellung der Audi e-gas Anlage in Werlte (Norddeutschland)

Mit dem, aus regenerativen Energien, hergestellten synthetischen Audi e-gas fahren Autos sogar nahezu CO₂-neutral. Ende 2013 hat Audi den A3 Sportback g-tron auf den Markt gebracht, der in der Gasantriebstechnologie Maßstäbe setzt. Die beiden Tanks unter dem Gepäckraumboden speichern je sieben Kilogramm Gas unter maximal 200 Bar Druck. Außerdem hat der A3 Sportback g-tron einen elektronischen Gasdruckregler, der den hohen Druck verringert, mit dem das Gas aus den Flaschen strömt. Sobald der Druck im Tank unter zehn Bar sinkt, wechselt das Motormanagement selbsttätig in den Benzinbetrieb.

Die Leistungswerte sind im Gas- und Benzinbetrieb identisch. Mit 81 kW (110 PS) Leistung erreicht der A3 Sportback g-tron 197 Stundenkilometer und verbraucht 3,3 Kilogramm Compressed Natural Gas (CNG) bzw. 5,2 Liter Benzin auf 100 Kilometer. Die CO₂-Emission im Gasbetrieb beträgt 92 Gramm pro Kilometer, im Benzinmodus 120 Gramm pro Kilometer.

Für die Herstellung von Wasserstoff werden auf absehbare Zeit fossile Rohstoffe die wichtigsten Quellen bleiben. Solange fossile Energieträger in großen Mengen und zu niedrigen Preisen zur Verfügung stehen, werden auch weiterhin großtechnische Verfahren angewandt. Die derzeit wirtschaftlichsten Methoden sind Reformierungsverfahren aus Erdgas, Kohle und Öl.

2. Umweltbilanz für erneuerbare Kraftstoffe am Beispiel CO₂

Die Umweltbilanz, auch Ökobilanz oder Life Cycle Assessment (LCA) genannt, analysiert die Umweltwirkungen eines Produktes im Laufe eines gesamten Lebenszyklus, beginnend bei der Produktion über die Nutzung bis zum Recycling. Sie dient zur quantitativen Beurteilung ökologischer Aspekte, etwa der Emissionen von Treibhausgasen (unter anderem CO₂), des Energieverbrauchs, der Versauerung oder des Sommersmogs. Bei der Erstellung der Umweltbilanz verwendet Audi eine standardisierte Vorgehensweise nach der internationalen Normreihe ISO 14040.

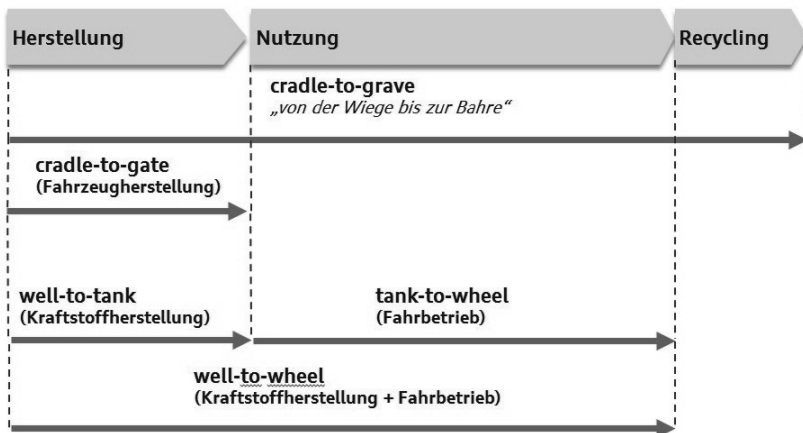


Bild 3: Darstellung unterschiedlicher Betrachtungsräume bei der Bilanzierung am Beispiel Automobil

Bei der Betrachtung einer Umweltbilanz ist der Bilanzrahmen entscheidend für das Ergebnis. Nach wie vor ist die „tank-to-wheel“ Betrachtung am geläufigsten, die auf den Verbrauch von Kraftstoff und die daraus resultierenden Emissionen in der Nutzungsphase eines Fahrzeugs referenzieren. Wesentlich detailliertere Einblicke ermöglicht eine Gesamtumweltbilanz, die ein Produktlebenszyklus abbilden („cradle-to-grave“).

Audi steckt die Grenzen der Umweltbilanzen sehr weit. Betrachtet werden Emissionen, die bei der Gewinnung der Rohstoffe, der Herstellung der Bauteile und der Produktion eines Fahrzeuges anfallen. Entscheidungen, die in der Entwicklungsphase eines Fahrzeugs getro-

fen werden, beeinflussen dessen Emissionen während der Nutzungsphase, für die Audi 200.000 Kilometer Laufleistung annimmt. Dabei bezieht das Unternehmen nicht nur die Emissionen des Fahrzeugs selbst ein, sondern auch jene, die bei der Herstellung der verwendeten Kraftstoffe entstehen. Außerdem wird am Ende eines Fahrzeuglebens Energie aufgewendet, um Bauteile zu recyceln.

Da 80 Prozent der Gesamtemissionen eines konventionellen Fahrzeugs in der Nutzungsphase entstehen, arbeiten wir bei Audi mit Nachdruck daran, alle Antriebe effizienter zu machen. Das erreichen wir durch „Rightsizing“ von TDI- und TFSI-Motoren und den Modulen Effizienzbaukasten. Zugleich statten wir unsere Modelle mit alternativen Antriebsformen aus und leisten einen Beitrag zur Entwicklung alternativer Kraftstoffe, die ohne Biomasse auskommen.

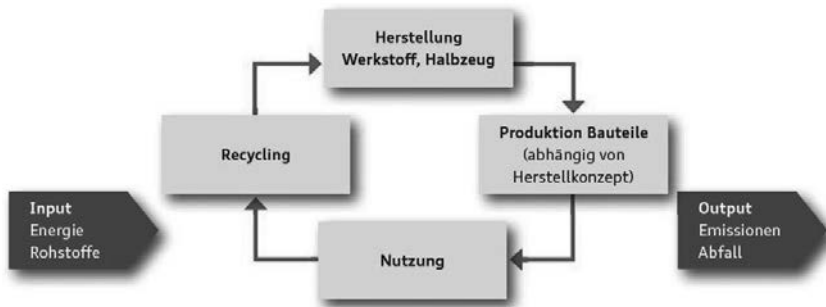


Bild 4: Lebenszyklusbetrachtung eines Fahrzeugs bei einer Umweltbilanz

Der Schwerpunkt von Umweltbilanzen ist aktuell die Bewertung von Umweltgasen. Audi hat jedoch weitere Umweltwirkungen im Fokus – die Überdünnung von Gewässern und Böden, die Bildung von Sommersmog, die Versauerung von Ökosystemen und der Abbau der Ozonschicht.

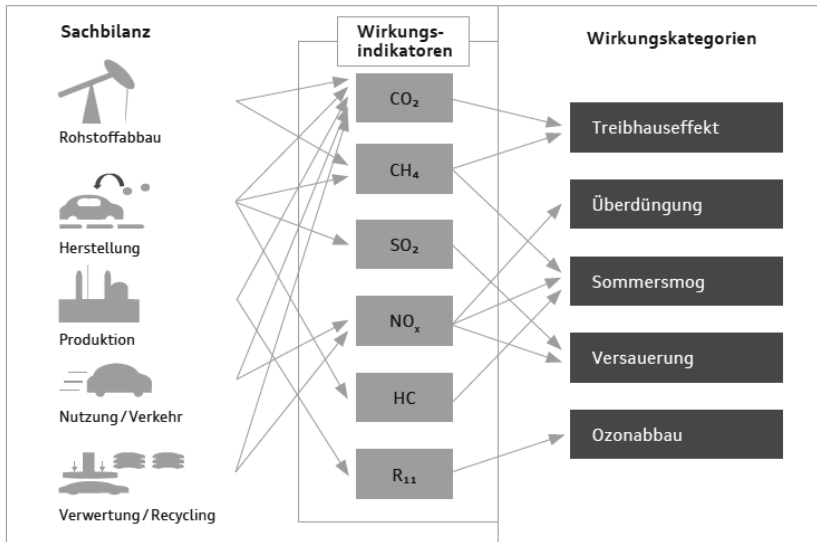


Bild 5: Auswirkungen verschiedener Stoffe auf die Umwelt

Audi hat für die Herstellung des Audi e-gas eine Umweltbilanz nach aktuellem Projektstand berechnet. Die Systemgrenzen der Bilanz schließen dabei neben der eigentlichen Audi e-gas Anlage auch die Biogasanlage als CO₂-Quelle und die Aminwäsche mit ein.

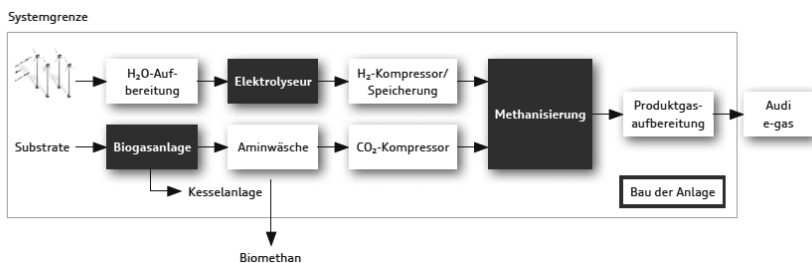


Bild 6: Die Umweltbilanz der Audi e-gas Anlage schließt auch die Biogasanlage und die Aminwäsche als CO₂-Quelle mit ein

Hinsichtlich des Treibhauspotentials weist fossiles Gas in der Kraftstoffherstellung (well-to-tank) ca. 20g CO₂/km auf. Bei gleichem Bewertungsverfahren ergibt sich für das Audi e-gas wegen der CO₂-Aufnahme im Herstellungsprozess ein Wert im Bereich von -70 g CO₂/km.

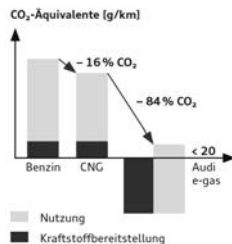


Bild 7: Die Einsparungen der Treibhausgasemissionen des Audi e-gas im Vergleich zu Benzin und fossilem Erdgas (CNG)

Die Betrachtung der Umwelteinflüsse über den gesamten Lebensweg eines Fahrzeuges sehen wir als eine unserer wichtigsten Aufgaben der Zukunft. Aktuell beurteilt die Öffentlichkeit Fahrzeuge anhand ihres Kraftstoffverbrauchs. Audi blickt weiter und analysiert mit Hilfe von Umweltbilanzen den gesamten Lebenszyklus eines Fahrzeuges inkl. der Kraftstoffherstellung.

3. Anforderungen und Auswirkungen auf die Infrastruktur

Der große Vorteil einiger synthetischen Kraftstoffe ist die Möglichkeit der Verteilung über die bestehenden Distributionskanäle. So können e-Benzin und e-Diesel wie gewohnt an einer der ca. 15.000 Tankstellen in Deutschland getankt werden. Denkbar ist hier zum einen eine bilanzielle Variante, bei der die getankten Mengen über eine „Tankkarte“ erfasst und anschließend in den Kraftstoffsee eingespeist werden. Zum anderen ist es auch möglich den regenerativen Kraftstoff direkt von einer (separaten) Zapfsäule zu tanken und somit auch physisch im Fahrzeug zu verbrauchen. Beim Audi e-gas verhält sich die Sache ähnlich und das CO₂-neutrale Gas kann als CNG an den meisten der 1.000 deutschen CNG-Tankstellen (bilanziell) getankt werden. Die Verteilung des Gases ist besonders einfach, da es direkt von der Produktionsstätte in das Erdgasnetz eingespeist wird. Mit Hilfe der Audi e-gas Tankkarte ist es bereits heute möglich CO₂-neutrales CNG zu tanken.

So könnten bereits heute sämtliche konventionellen Fahrzeugkonzepte (Benzin, Diesel, CNG) mit bestehender Infrastruktur nahezu CO₂-neutral betrieben werden.

Die Zunahme an zentralen und dezentralen regenerativen Energieerzeugern erfordert verstärkt Handlungsbedarf im elektrischen Verbundnetz, weil die Strombelastung in den Versorgungsnetzen stark zunimmt. Für eine flächendeckende Energiebereitstellung aus regenerativen Energiequellen ist ein abgestimmter Netzausbau, eine intelligente Netzsteuerung von Erzeugern und Verbrauchern sowie die Bereitstellung von flexiblen und großskaligen Speicherlösungen notwendig. Die Herstellung von Wasserstoff durch die Nutzung von Überschussstrom besitzt großes Potential als Brennstoff für die Energiewirtschaft, als Ausgangsstoff für die Industrie und als Kraftstoff im Verkehr vielfältig genutzt zu werden.

Im Gegensatz zur Begrenztheit fossiler Energieträger, steht Wasserstoff theoretisch fast überall und uneingeschränkt zur Verfügung. Aus dem Rohstoff Wasser unter Einsatz von elektrischem Strom ist Wasserstoff klimaschonend zu gewinnen. Je nach Bedarf besteht die Möglichkeit, den Wasserstoff zu verdichten oder zu verflüssigen. Kleinere Mengen Wasserstoff, etwa für die mobile Anwendung im Brennstoffzellenfahrzeug oder stationär im Brennstoffzellenheizungssystem, werden heutzutage mit komprimiert gasförmigen Wasserstoff versorgt, während flüssiger Kraftstoff wegen der höheren Dichte besser für den Transport geeignet ist. Größere Speicherkapazitäten zur direkten Einlagerung bieten Kavernen. Zudem besteht die Möglichkeit, den Wasserstoff direkt ins weitverzweigte Erdgasnetz einzulagern. Jedoch ist die Wasserstofftoleranz im Erdgasnetz auf durchschnittlich fünf Volumenprozent begrenzt. Ein Ausbau auf die doppelte Menge scheint zukünftig zwar möglich, sämtliche ergasnutzenden Betriebsmittel müssten allerdings entsprechend der höheren Wasserstoffkonzentration ausgelegt werden. Für die weitere Nutzung von Wasserstoff, zum Beispiel in Brennstoffzellen, ist hochreiner Wasserstoff notwendig, so dass der ins Erdgasnetz eingespeiste Wasserstoff nicht mehr für diese Anwendung zur Verfügung steht. Somit bleibt festzuhalten, dass die Integration von Wasserstoff mit erheblichen Investitionen verbunden ist, weshalb sich Power-to-Gas-Verfahren bisher auf die Einspeisung in das vorhandene Gasnetz beschränken. Eine langfristig erfolgreiche Wasserstoffwirtschaft ist mit dem Aufbau einer eigenen Infrastruktur verbunden.

4. Kundenrelevanz und Auswirkungen auf das Fahrzeug

Die vielfältigen Technologien zur Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs fasst Audi im Modularen Effizienzbaukasten zusammen. Dabei werden zwei Ansätze verfolgt: Zum einen optimieren wir die konventionellen Einzelkomponenten unserer Fahrzeuge, wie Motor und Ge-

triebe. Zum anderen verbessern wir die Energieflüsse im Fahrzeug, wie etwa die Nutzung thermischer Verlustenergie beim Thermomanagement, damit Getriebe ihre Betriebstemperatur schneller erreichen. Ein weiteres Beispiel ist die Umwandlung der mechanischen Verlustenergie beim Bremsen durch Rekuperation in elektrische Energie.

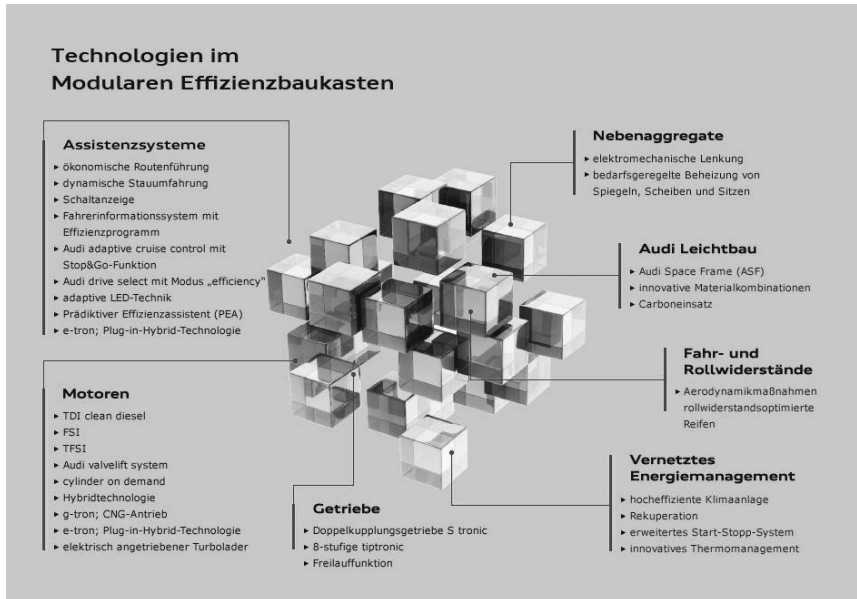


Bild 8: Vielfältige Technologien zur Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs

Audi hat mit seinen TDI- und TFSI-Motoren wichtige Meilensteine für die Steigerung des Wirkungsgrads von Verbrennungsmotoren gesetzt. Mit der Technologie cylinder on demand (COD) gehen wir noch einen Schritt weiter. Die innovative Zylinderabschaltung spart bei moderater Fahrweise bis zu 20 Prozent Kraftstoff. Die Technologie war im Jahr 2014 in 19 Audi Modellen verfügbar. Die Zylinderabschaltung legt in den oberen Gängen bei niedriger bis mittlerer Last und Drehzahl die Hälfte der Zylinder still, bis der Fahrer wieder beschleunigt. In den aktiven Zylindern steigt der Wirkungsgrad, weil sich die Betriebspunkte zu höheren Lasten verlagern: Die Energie des Kraftstoffs wird bestmöglich in Antriebsenergie umgewandelt.

Zusätzlich zur Weiterentwicklung konventioneller Antriebe forscht Audi auf dem Weg zur CO₂-neutralen Mobilität an neuen Möglichkeiten für umweltverträgliche Antriebsformen. Im Fokus stehen dabei Strom und Erdgas sowie der Brennstoffzellenbetrieb mit Wasserstoff. Eine Kombination aus Elektro- und Verbrennungsmotor bieten die Hybridmodelle von Audi. Dabei ist der Plug-in-Hybridantrieb, dessen Akku auch über die Steckdose geladen werden kann, ein vielversprechender Weg in die Zukunft der Elektromobilität. Mit dem A3 Sportback e-tron hat Audi einen Plug-in-Hybrid der neuesten Generation mit einer Gesamtreichweite von 940 Kilometern auf den Markt gebracht. Ein 1.4 TFSI-Motor mit 110 kW (150 PS) Leistung und ein 75 kW starker Elektromotor treiben den A3 Sportback e-tron an. Der Elektromotor wird aus Lithium-Ionen-Batterien gespeist. Das Laden des Akkus dauert an einer Ladesäule oder Wallbox-Industriesteckdose etwas mehr als zwei Stunden, an einer herkömmlichen Steckdose etwa drei Stunden und 45 Minuten.

Seit Ende 2013 befindet sich der Audi A3 Sportback g-tron im Portfolio der AUDI AG. In der zweiten Jahreshälfte 2016 wird dieser vom Facelift Modell abgelöst und im Herbst 2016 wird die g-tron Palette um den Audi Avant g-tron erweitert.



Bild 9: Der neue Audi Avant g-tron

Darüber hinaus wird die Entwicklung der flüssigen e-fuels wie e-benzin und e-diesel wird von Audi begleitet. Die Eigenschaften der synthetischen Kraftstoffe werden im Labor aufwendig untersucht. Die ersten Tests ergaben: Bei der Verbrennung der Audi e-fuels entstehen weni-

ger Schadstoffe als bei der Verbrennung fossiler Kraftstoffe. Die reinen, synthetischen Kraftstoffe enthalten keine Olefine und Aromaten. Deshalb sorgen sie für eine bessere Gemischbildung, eine sauberere Verbrennung und niedrigere Emissionen.

Literaturangaben

- [1] DIN EN ISO 14040; Umweltmanagement-Ökobilanzierungen-Grundsätze und Rahmenbedingungen, ISO 14040:2006
- [2] Corporate Responsibility Report 2014, AUDI AG
- [3] Audi e-gas project, Prospekt, AUDI AG, Ingolstadt, 2014
- [4] Audi Media Center, 2016
- [5] AUDI AG, Abteilung Umwelt-Produkt (I/EG-X), Ingolstadt, 2016
- [6] Albrecht, U., Schmidt, P., Weindorf, R. und Zittel, W.: Zukünftige Kraftstoffe für Verbrennungsmotoren und Gasturbinen. Frankfurt: Abschlussbericht Ludwig Bölkow Systemtechnik 2013
- [7] Sterner, J.: Wasserstoffbereitstellung für erneuerbare Kraftstoffe – innovative Technologien zur Herstellung und Speicherung (Bachelorarbeit). Ostbayerische Technische Hochschule Regensburg. 2014

Entwicklung von Polymer-Gleitlagerbeschichtungen

Evolution of polymer bearing overlay technology

Dr.-Ing. **D. Stehle**, MAHLE GmbH, Stuttgart;
J. Carter, J. W. George, Dr. rer. nat. **R. Gorges**,
MAHLE Engine Systems UK Ltd, Kilmarnock, UK

Kurzfassung

Seit Produktionsbeginn der funktionalen Polymer-Gleitlagerbeschichtung von MAHLE fand eine rapide Annahme der Technologie am Markt statt, entweder zur Problemlösung oder zur Verbesserung von Materialeigenschaften im Vergleich zu etablierten Lagermaterialien. Besonders Start/Stop-Anwendungen, die sehr hohe Belastungen in den Hauptlagern aufweisen, haben stark von polymerbeschichteten Lagerschalen als Problemlöser profitiert. Des Weiteren konnte durch die Polymerbeschichtung die Belastungsgrenze der Lager kostengünstig nach oben erweitert werden, um gestiegenen Zylinderdrücken und dünneren Ölfilmen gerecht zu werden.

Appliziert auf Aluminium-Lagermaterialien deckt die Polymerbeschichtung die meisten hochvolumigen PKW-Anwendungen für Hauptlager ab und zeigt oftmals auch Vorteile in Pleuellager-Anwendungen mit moderaten Belastungen im Vergleich zu konventionellen bleifreien Galvanikbeschichtungen. Wird die Polymer-Laufschicht mit Bronzelagermaterialien kombiniert, ergeben sich neue, technisch und kommerziell attraktive, Lösungsansätze für Dieselmotoren, die heute noch mit Sputterbeschichtungen betrieben werden. Auch eher konservative NKW-Anwender zeigen in letzter Zeit vermehrt Interesse an der Technologie, da auch hier neu entwickelte Motorkonzepte höhere Lagerbelastungen mit sich bringen.

Der Grund für die Verbreitung über diese verschiedenen Marktsegmente sind dabei die günstigen Materialeigenschaften, die für das Polymersystem durch verschiedene Beimischungen erreicht werden können. Metallpartikel erhöhen z.B. die Verschleißfestigkeit und Wärmeleitung während Festschmierstoffe eine höhere Toleranz gegenüber Mischreibung und Fressen mit sich bringen.

Momentan in der Entwicklung befinden sich weitere Anpassungen der Materialeigenschaften durch den Zusatz von Mikrokapseln und durch Modifizierungen an der Polymermatrix selbst. Diese Weiterentwicklungen erlauben noch zielgerichtete Lösungen für verschiedene Marktsegmente und Anwendungen.

Mikrokapseln, die bei Bedarf nach aggressivem Oberflächenkontakt einen mineralischen Schmierstoff freisetzen, wurden bereits entwickelt und verbessern nachweislich die Erholungsrate nach anfänglichen Fressvorgängen und somit die Robustheit des Lagersystems. Weiterentwicklungen in der Mikrokapsel-Technologie sollen das lokale „Energiemanagement“ verbessern und adressieren insbesondere die Herausforderungen von sehr dünnen Ölfilmen bei der Verwendung von niedrigviskosen Ölen (HTHS 2.3 mPa s).

Durch die Modifikation der Polymermatrix selbst mittels Co-Polymerisation von Polyamidimid (PAI) und Polydimethylsiloxan (PDMS) konnte eine verbesserte Partikeltoleranz erzielt werden. Während die strukturelle Stärke von PAI erhalten werden konnte, bringen die neu eingeführten PDMS-Gruppen weiche Materialeigenschaften mit sich, die besonders die Anpassungsfähigkeit des Polymers verbessern und dessen Einbettfähigkeit. Beide Eigenschaften werden vor allem von NKW-Anwendern verstärkt gefordert.

1. Einführung

Angetrieben von der internationalen Gesetzgebung [1] ist der Wunsch zur Reduzierung des Kohlendioxidaustoßes von Fahrzeugen ein Hauptantrieb für zahlreiche Änderungen an herkömmlichen Verbrennungsmotoren. Die Strategien zur Reduzierung des Kohlenstoffdioxidaustoßes umfassen zum Beispiel das Downsizing, das Downspeeding, die Reibungsverminderung und diverse Formen der Hybridisierung. Eine schnelle Annahme der Hybridisierung im Markt ist, wie in Bild 1 dargestellt, deutlich erkennbar. Bis 2021 wird eine über 60%ige Durchdringung des Marktes mit Start-Stopp-Fahrzeugen erwartet. Es gibt nahezu keinen OEM, der diese Technologie nicht anwendet. Unterschiedliche Systeme, insbesondere in Mikro- und Mildhybrid-Fahrzeugen, wie die Start-Stopp-Automatik oder andere energiesparende Maßnahmen, ändern die Betriebsbedingungen der Antriebe zum Teil dramatisch. Hieraus ergibt sich eine noch nie zuvor gesehene Belastung der Kurbelwelle und des Lagersystems. Neuartige polymere Lagerbeschichtungsmaterialien wurden entwickelt, um diesen erhöhten Belastungen gerecht zu werden und dadurch die Nutzung der Hybridisierung ohne eine Verkürzung der Lebensdauer der Lager zu ermöglichen.

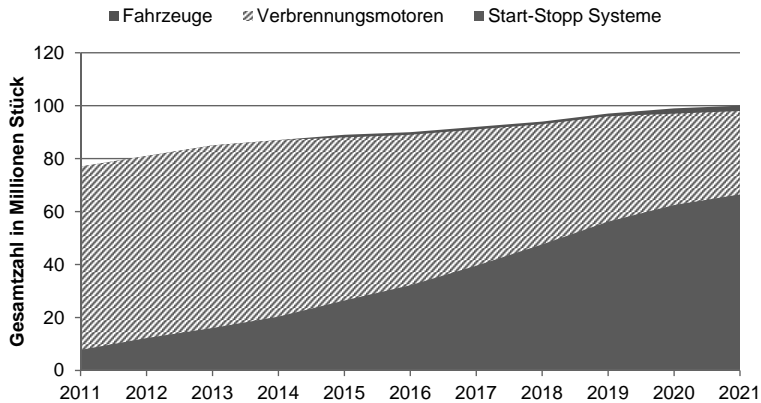


Bild 1: Entwicklung der Verkaufszahlen verschiedener Hybridantriebe

Seit der ersten Einführung funktioneller Polymerbeschichtungen durch MAHLE im Jahr 2013, hat sich die Anzahl der Motoranwendungen in denen sie genutzt werden ungefähr vervierfacht. Das Gesamtverkaufsvolumen von polymerbeschichteten Lagern in Europa hat sich in dieser Zeit sogar versechsfacht (Bild 2). Die Annahme dieser Technologie am Markt hat entweder zur Lösung von Problemen oder aufgrund eines ausgewogeneren Eigenschaftsprofils im Vergleich zu konventionellen Lagermaterialien stattgefunden.

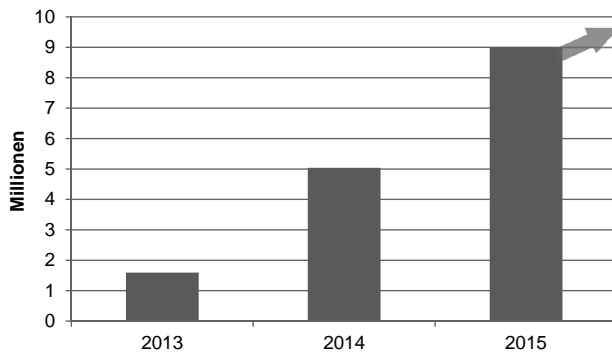


Bild 2: Entwicklung der Verkaufszahlen von polymerbeschichteten Gleitlagerschalen in Europa für MAHLE

Hybridfahrzeuge sind nur ein Bereich in dem sich polymerbeschichtete Lager als vorteilhaft erwiesen haben. Heutzutage sind Polymerbeschichtungen auf verschiedenen Lagermaterialien erhältlich, wie z.B. Aluminium- Zweistofflagerlegierungen oder Guss- und Sinterbronze Dreistofflagerlegierungen (Bild 3).

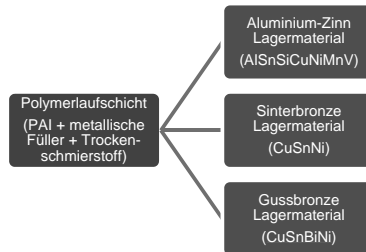


Bild 3: Lieferprogramm von MAHLE Polymer-Gleitlagerbeschichtungen auf verschiedenen Lagermaterialien

Das MAHLE-Polymerbeschichtungssystem besteht aus drei Hauptbestandteilen, welche in Tabelle 1 aufgelistet sind. Es ist wichtig zu betonen, dass die Polymerbeschichtung als eine funktionelle Beschichtung konzipiert wurde, die darauf ausgerichtet ist, das komplette Fahrzeugleben zu bestehen. Dies steht in starkem Kontrast zu Einlaufbeschichtungen, die insbesondere auf dem asiatischen Markt weitverbreitet sind und deren Hauptbestandteil der Trockenschmierstoff MoS_2 ist. Ziel dieser Beschichtungen ist vornehmlich ein schneller Einlauf zur Anpassung des Lagers und eine anfängliche Reibungsverminderung [2]. Die Beschichtungsdicke dieser Einlaufbeschichtungen beträgt nur wenige Mikrometer. Aufgrund geringer Abriebfestigkeit verfügen Sie nur über eine geringe Lebensdauer.

Tabelle 1: Aufbau der MAHLE-Polymergleitlagerbeschichtung

Bestandteil	Funktion
Polyamidimid	Hochleistungspolymer mit exzellenter thermischer und chemischer Beständigkeit
Aluminiumflakes	Verbesserung der Strukturfestigkeit und Verbesserung der Wärmeleitfähigkeit (+48% im Vergleich zur Polymermatrix)
PTFE	Trockenschmierstoff zur Reduktion der Reibungsverluste im Grenz- und Mischreibungsbereich

Durch die gezielte Auswahl von Kombinationen aus Laufschrift und Lagermaterialien können die Lagereigenschaften so maßgeschneidert werden, dass sie die bisher existierende Lücke zwischen Aluminium-Zweistofflagern und Galvanik-Dreistofflagern auf der einen Seite und hochpreisigen Hochleistungs-Sputterlagern auf der anderen Seite schließen können. Bild 4 zeigt ein Diagramm in dem die maximale spezifische Lagerbelastung (MSL) über einem Schärfegrad-Index aufgetragen wurde, der dem Kehrwert der Ölfilmdicke (MOFT) entspricht. Anwendungsbereiche für unterschiedliche Lagermaterialien sind eingezeichnet.

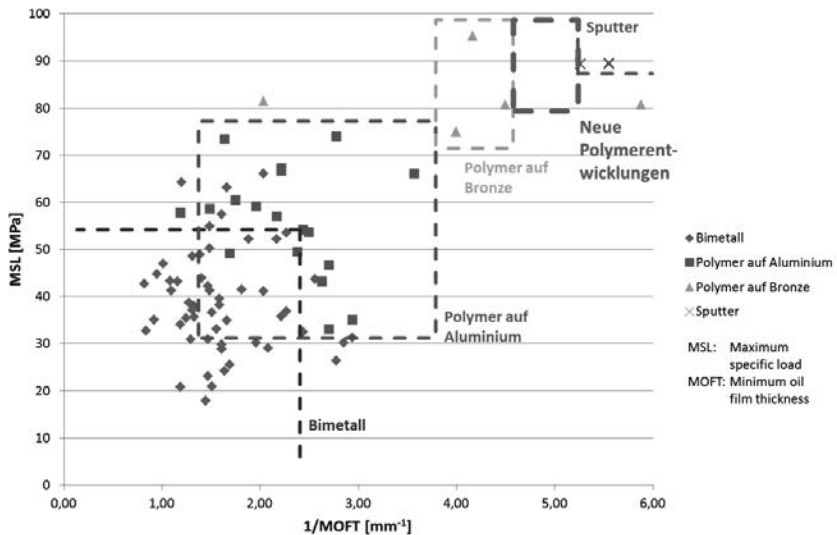


Bild 4: Anwendungsbereiche der verschiedenen Lagermaterialien für obere Pleuellager
(Werte stammen aus Anwendungssimulationen mit SABRE M)

In den folgenden Kapiteln werden Anwendungsbeispiele beschrieben, in denen Polymerlagerbeschichtungen erfolgreich angewendet und konventionelle Lagermaterialien ersetzt werden konnten. Weiterhin wird ein Ausblick auf zukünftige Entwicklungsrichtungen für die nächste Generation von Polymerlagerbeschichtungen gegeben.

2. Polymerbeschichtung als Problemlöser in Start-Stopp-Fahrzeugen

Nach ihrer Entwicklung in den 2000er Jahren kam der wirtschaftliche Durchbruch der Polymerlagerbeschichtungen mit der verbreiteten Einführung von Start-Stopp-Antrieben. Hierdurch sollen die ambitionierten CO₂-Emissionsziele der jeweiligen Gesetzgeber für gegebene Fahrzyklen, wie z.B. NEFZ, erreicht werden. Einige OEMs benutzen riemengetriebene Startermotoren für einen schnellen Motorstart nach einer Stoppperiode. Dabei wurden neue und ungewöhnliche Belastungsvektoren festgestellt, die insbesondere auf das erste Hauptlager einwirken. Das Resultat ist ein deutlich gesteigener Verschleiß an oftmals unerwarteten Positionen, wie in der Nähe der Lagerteilung. In diesen Fällen wurden funktionelle Polymerbeschichtungen schnell als eine zielführende Lösungsstrategie adaptiert (Bild 5) [3], [4].

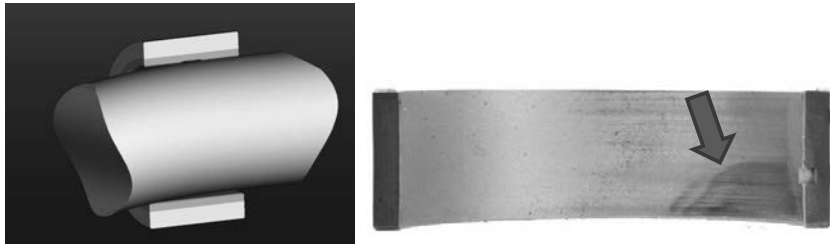


Bild 5: Effekt einer ungewöhnlichen Riemenspannung im Start-Stopp-Betrieb auf das erste Hauptlager. Starker Verschleiß im Bereich der Exzentrizität und Lagerteilung.

Zusätzlich zu einem verbesserten Verschleißverhalten bietet die Polymerbeschichtung eine Erhöhung der Belastungsfähigkeit. Sie ist somit eine kostengünstige Alternative, um steigenden Lagerbelastungen aufgrund von steigenden Spitzenzylinderdrücken gerecht zu werden und gleichzeitig tolerant gegenüber aggressiveren Betriebsbedingungen infolge von geringeren Ölfilmdicken zu sein.

In Kombination mit Aluminium-Zweistofflagermaterialien ist normalerweise eine ausreichende Belastbarkeit für die meisten Hauptlager in hochvolumigen PKW-Anwendungen gegeben. Die gleiche Materialkombination kann auch für Pleuellager mit moderater Belastung benutzt werden und stellt einen ausgezeichneten Kompromiss zwischen harten und weichen Materialeigenschaften dar, der häufig besser ist als der von konventionellen bleifreien Alternativen.

3. Alternative zu Sputter- und Galvanik-Dreistofflagern

Die Kombination aus PAI-basierter Polymerbeschichtung und Bronzelagermaterialien bietet eine alternative Lösung zu vielen Sputterlager Anwendungen in Dieselmotoren und somit einen attraktiven Kompromiss zwischen ökonomischen und technischen Herausforderungen. Bild 6 zeigt das Ergebnis eines Vergleichstests in einem anspruchsvollen hochbeanspruchten Dieselmotor. Es zeigt die erfolgreiche Substitution eines Premium-Konkurrenzproduktes mit einer Sputterschicht und einer zusätzlichen Polymerbeschichtung durch eine funktionelle Polymerbeschichtung auf einem Bronzelagermaterial. In diesem Fall erhält der Kunde technische sowie ökonomische Vorteile. Die Anwendung wird in Kürze in die Serienproduktion übergehen.

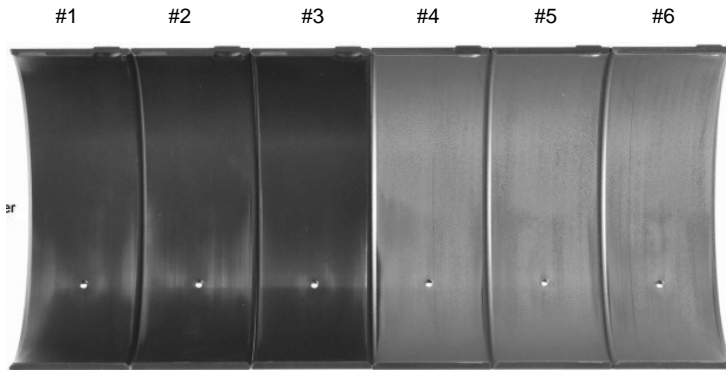


Bild 6: Visueller Aspekt von polymerbeschichteten Pleuellagerschalen nach 2000 h Dauerfestigkeitstest, 13 Liter, 6-Zylinder Diesel Reihenmotor, 21,4 MPa Spitzenzylinderdruck, maximale Lagerbelastung: 85 MPa, minimale Ölfilmdicke: 0,51 μm , 5W-30. Lagerschalen (#1 – 3: Polymer auf Sputter eines Mitbewerbers, #4 – 6: MAHLE Polymer auf Bronze).

Polymerbeschichtungen auf Bronze-Lagermaterialien haben des Weiteren bessere Eigenschaften als viele herkömmliche Galvanik-Lösungen gezeigt, insbesondere für obere Pleuellager in modernen Dieselmotoren. Bild 7 zeigt das Beispiel eines 525 Stunden Motorenvergleichstests zwischen dem galvanisch mit Wismut beschichteten Konkurrenzprodukt, welches momentan in Serienproduktion ist, und einer Polymerbeschichtung auf einem Bronze-Lagermaterial. Während die galvanische Beschichtung deutlichen Verschleiß aufweist, ist bei den polymerbeschichteten Lagern, abgesehen von wenigen Kontaktsuren, kaum Verschleiß festzustellen.

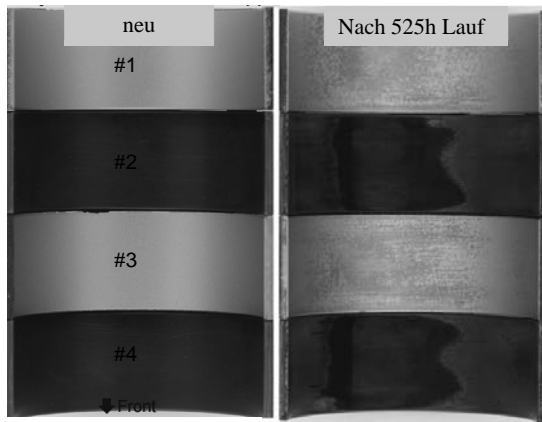


Bild 7: Visueller Aspekt von polymerbeschichteten Bronze-Pleuellagern (#1 und #3) im Vergleich zu Galvanik-Dreistoffpleuellagern (#2 und #4) nach Motortest (1,5 l, 4-Zylinder Diesel Reihenmotor, 525 h Test mit max. Geschwindigkeit und max. Drehmoment, Spitzenzylinderdruck: 16,5 MPa, 86 MPa spez. Belastung, 0,32 µm Ölfilmdicke, 5W-30)

Zusätzlich zu PKW-Anwendungen, gab es in jüngerer Zeit auch ein verstärktes Interesse an Polymerlagern für den sonst eher konservativen und hochbeanspruchten NKW-Dieselmotorenmarkt. Hier bringen Neuentwicklungen in den Verbrennungsstrategien steigende Belastungsanforderungen an die Lager mit sich. Polymerlager können auch in diesem Segment aufgrund ihrer exzellenten Korrosionseigenschaften überzeugen. Bild 8 zeigt den Vergleich von Polymerlagerschalen und konventionellen galvanischen Dreistofflagern in einem 300 Stunden Dauerlauftest mit erhöhtem AGR-Anteil zur Erzeugung schwefelhaltiger Korrosionsprodukte.

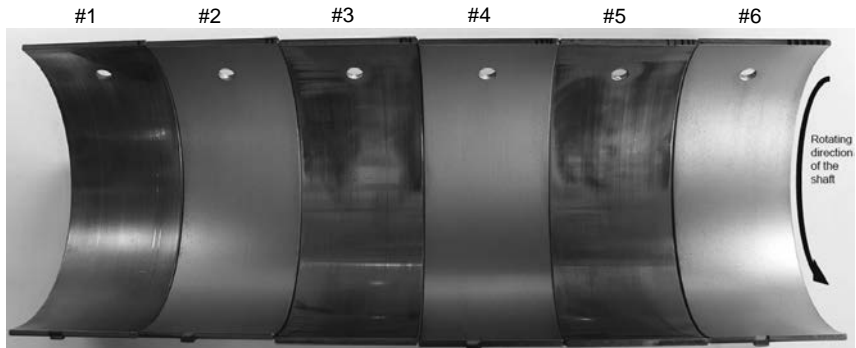


Bild 8: Visueller Aspekt von Pleuellagerschalen nach 300 h Dauerfestigkeitstest mit hohem AGR-Anteil, um schwefelhaltige Korrosionsprodukte zu generieren. 13 l 6-Zylinder Reihenmotor, Spitzenzylinderdruck: 20 MPa, Diesel mit 500 ppm Schwefel, 5W-30. #1: bleihaltige Galvanik-Dreistofflagerschale, #2, 4, 6 Polymer auf Bronze, # 3, 5 bleifreie Galvanik-Dreistofflagerschale.

Der Schlüssel für die Durchdringung dieser unterschiedlichen Marktsegmente war die Fähigkeit des Lacksystems eine ausgewogene Balance von Materialeigenschaften durch das Einmischen von verschiedenen Bestandteilen zu erreichen. So helfen z.B. Metallflakes bei der Reduzierung des Verschleißes und verbessern die Wärmeleitfähigkeit, während Festschmierstoffe beim Betrieb im Grenzreibungsbereich helfen und einen Beitrag zur Erhöhung der Fressbeständigkeit liefern.

5. Nächste Generation der Polymerbeschichtungen

Während die aktuellen Polymerbeschichtungen zunehmend vom Markt angenommen werden, entwickelt MAHLE bereits die nächste Beschichtungsgeneration. Hierbei wird ein besonderes Augenmerk auf weiche Lagereigenschaften wie Einbettfähigkeit und Fressbeständigkeit gelegt. In den folgenden Abschnitten werden zwei Ansätze beschreiben, die verfolgt werden, um die Polymerbeschichtung weiter zu funktionalisieren.

5.1 Verbesserte Einbettbarkeit von Copolymerbeschichtungen

Die Einbettbarkeit von Partikeln und Schmutz ist eine wesentliche Lageranforderung von NKW-Kunden für eine erhöhte Robustheit ihrer Motoren. Eine längere Lebensdauer und längere Ölwechselintervalle erfordern von allen Motorteilen eine größere Schmutztoleranz.

Durch eine Weiterentwicklung des Polymers selbst konnte eine höhere Schmutztoleranz erreicht werden. Dazu wurde ein Copolymer synthetisiert, welches aus (harten) Standard-PAI Anteilen und (weichen) PDMS –Anteilen besteht. Diese erhaltene Struktur nach der Synthese behält die Stärke der PAI-Matrix bei gleichzeitiger Steigerung der weichen Eigenschaften, wie Anpassungs- und Schmutzeinbettungsfähigkeit [5]. Bild 9 zeigt schematisch die Zusammensetzung des neu synthetisierten Copolymers.

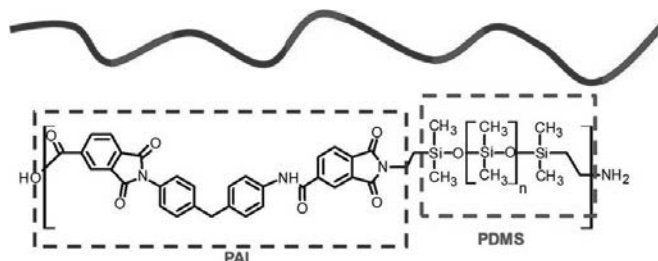


Bild 9: Copolymer mit harten (PAI) und weichen (PDMS) Molekülanteilen zur gezielten Einstellung der Einbettfähigkeit

Mikroskopisch weiche Bereiche in der Polymeroberfläche konnten mittels Rasterkraftmikroskopie (AFM), wie in Bild 10 dargestellt, bestätigt werden.

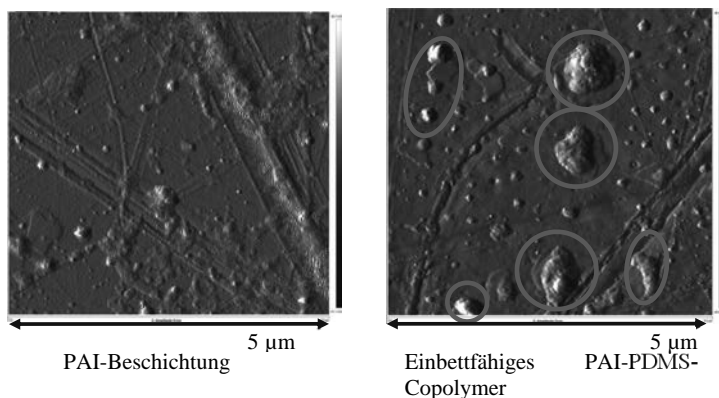


Bild 10: AFM Untersuchung der Polymergleitlageroberfläche. Weiche, einbettfähige PDMS-Inseln sind eingekreist.

Auch auf makroskopischem Niveau wurde die Einbettfähigkeit mit einem entsprechenden Test untersucht. Die durchgeführte Testprozedur ist detailliert beschrieben in [5]. Bild 11 fasst die erhaltenen Ergebnisse zusammen. Die Ergebnisse zeigen deutlich eine verbesserte Einbettfähigkeit im Vergleich zur Standard PAI-Beschichtung. Die neuentwickelte Polymer-schicht nähert sich an die noch überwiegend im NKW-Bereich genutzten bleihaltigen Lager-schichten an. Des Weiteren zeigt der Test eine Korrelation zwischen den Einbettfähigkeits-ergebnissen und dem Anteil der im Copolymer enthaltenden PDMS-Weichphase. Somit kön-nen die Polymermatrizeigenschaften gezielt auf die geforderten Eigenschaften abgestimmt werden.

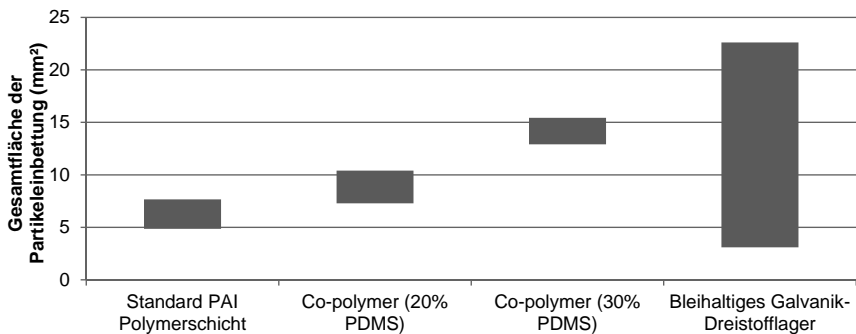


Bild 11: Vergleich der Partikeleinbettfähigkeit der Standard PAI Polymerbeschichtung, von 2 Co-Polymer Varianten mit (20 und 30% PDMS-Anteil) und eines bleihaltigen Dreistofflagers

Die positiven Testergebnisse konnten auch durch einen 1000 Stunden Dauerfestigkeitstest an einem 15 Liter Reihensechszylinder HDD Motor bestätigt werden. Bild 12 zeigt den visu-ellen Aspekt der Testlager nach dem Motortest. Alle Lager mit der neuen Copolymerbe-schichtung weisen eine gute visuelle Erscheinung und mehrere eingebettete Partikel sowie Schmutz auf.

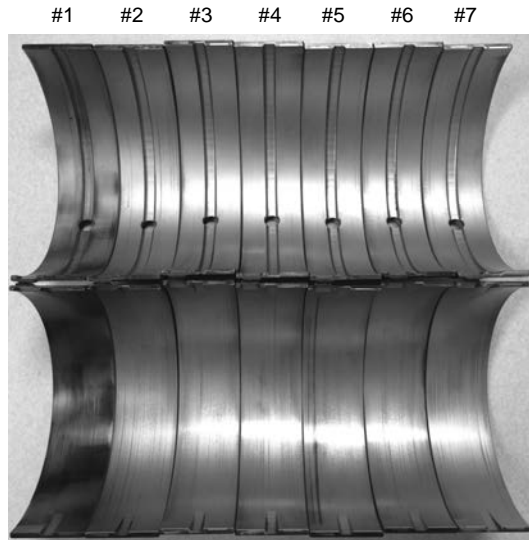


Bild 12: Visueller Aspekt der Co-Polymerbeschichtung nach 1000 h Motortest (6 Zylinder Diesel Reihenmotor, 15L; #1: Standard Galvanik Dreistofflager, #2, 5, 6 Co-Polymer, #3, 4, 7 Standard Polymer)

5.2 Schmierung bei Bedarf mit Mikrokapseln für eine verbesserte Fressbeständigkeit

Die Verbesserung der Fressbeständigkeit war ein weiteres Ziel der Weiterentwicklung der Polymereigenschaften. Dies wurde durch die Zugabe von Mikrokapseln mit enthaltenem Notfallschmierstoff erreicht. Das Arbeitsprinzip sowie ein Querschliff der Polymerbeschichtung mit Mikrokapseln sind in Bild 13 dargestellt.

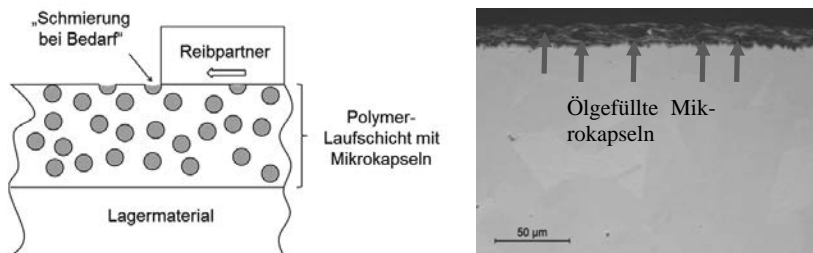


Bild 13: Prinzip der Schmierung bei Bedarf durch den Einbau von ölgefüllten Mikrokapseln in die Polymer-Gleitlagerbeschichtung (l.) und Querschliff durch die Beschichtung (r.)

Die genutzten Mikrokapseln sind Melamin basiert und haben eine vergleichbare Härte wie die Polymergrundmatrix Polyamidimid. Sie setzen das in ihnen enthaltene Mineralöl frei, wenn sie durch einen aggressiven Oberflächenkontakt, wie er am Beginn eines Fressvorgangs erwartet wird, aufgebrochen werden. Sie ermöglichen dadurch eine Erholung des Lagersystems, ähnlich wie es bei konventionellen Lagermaterialien beobachtet wird. Hier ist das Material in der Lage sich anzupassen und so die Lagerstabilität wieder herzustellen, wodurch ein katastrophales Versagen vermieden wird [6]. Das erwartete Verhalten konnte mit einem Fressstest bestätigt werden. Bild 14 zeigt die erhaltenen Ergebnisse. Es zeigt, dass bei 70% der getesteten Lager mit Mikrokapseln Erholungsergebnisse nach beginnenden Fressschäden auftreten. Im Gegensatz hierzu treten bei Lagern mit Standard-Polymerbeschichtung Erholungsergebnisse nur in 25% der Tests auf.

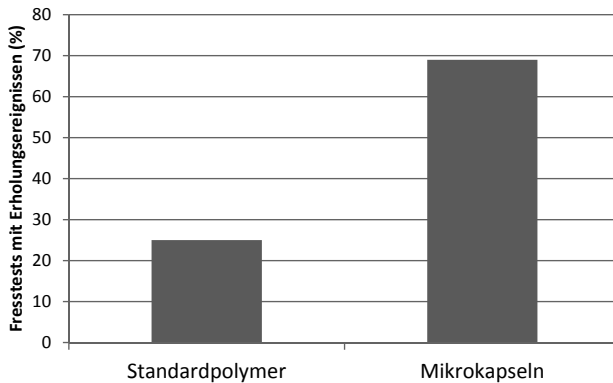


Bild 14: Anzahl von Fressstests mit Erholungsergebnissen für eine Polymerbeschichtung ohne (l.) u. mit (r.) ölgefüllten Mikrokapseln

Es wird erwartet, dass zukünftige Entwicklungen alternative Mikrokapselinhalte aufweisen oder beim lokalen Energiemanagement unterstützen, um dadurch die Robustheit in anspruchsvollen Anwendungen mit dünnen Ölfilmdicken zu sichern. Dies ist beispielsweise durch die Einführung von Ölen mit HTHS 2.3 und niedriger Viskosität zu erwarten [7].

4. Polymerbeschichtete Anlaufscheiben

In der Vergangenheit haben Anlaufscheiben oder Axiallager eher geringe Aufmerksamkeit erfahren und wurden hauptsächlich aus konventionellen Aluminium-Lagermaterialien gefertigt. Anlaufscheiben kompensieren typischerweise axiale Belastungen ausgehend von der Kupplung und dem Getriebe. Mit der Einführung von Start-Stopp-Systemen, modernen 8- oder 9-Gang Doppelkupplungsgetrieben sowie Segel- und Boostingfunktionen steigen die Anforderungen an die Anlaufscheiben in Bezug auf die Häufigkeit ihrer Beanspruchung. Resultate von Motor- und Fahrzeugtests zeigen eine höhere Verschleißrate der Anlaufscheibenkontaktflächen [8]. Polymerbeschichtungen können auch für diese Anwendungen eine Lösung bieten und den Verschleiß erheblich reduzieren. Bild 15 zeigt eine polymerbeschichtete Anlaufscheibe für die ein kosteneffektiver Siebdruckproduktionsprozess entwickelt wurde.

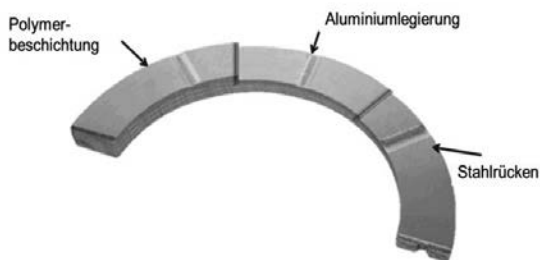


Bild 15: Aufbau einer polymerbeschichteten Anlaufscheibe

Bild 16 zeigt die Ergebnisse eines 350.000-Zyklen Start-Stopp-Motorentests in Bezug auf die gemessene Wanddickenreduzierung der Anlaufscheiben. Es ist ersichtlich, dass bereits die Profilierung der Anlaufscheibe mit einem sogenannten Ramp-and-Pad Profil, welches ein schnelleres Erreichen von elastohydrodynamischen Gleitzuständen ermöglicht, eine erhebliche Verschleißreduktion bewirkt. Dieser positive Trend wird durch die Anwendung einer Polymerbeschichtung auf der Anlaufscheibenoberfläche noch weiter verstärkt.

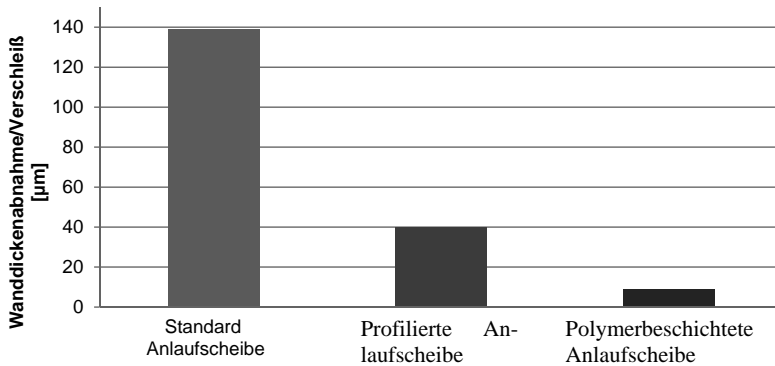


Bild 16: Vergleich der verschiedenen Anlaufscheibenkonzepte in Start/Stopp-Läufen auf der gleichen Motorplattform (4-Zyl. TGDI, 5W-30, 350.000 Zyklen)

6. Zusammenfassung

Polymerbeschichtete Gleitlager haben sich gut auf dem Markt etabliert und stellen eine wichtige Technologie bei der Entwicklung von modernen kraftstoffsparenden Verbrennungsmotoren dar. Polymerlager weisen eine exzellente Verschleißfestigkeit und Belastbarkeit auf. Kombiniert mit verschiedenen Lagermaterialien kann die Lücke zwischen Zweistofflagern und galvanischen Dreistofflagern auf der einen Seite sowie Hochleistungs-Sputterlagern auf der anderen Seite geschlossen werden. Dadurch wird es möglich OEMs, maßgeschneiderte Materialien anbieten zu können, die speziell auf die geforderten Anwendungen zugeschnitten sind.

Neue Polymerentwicklungen wie Copolymer-Materialien oder die Einbindung von Mikrokapselfen erlauben eine zielgenaue Anpassung von wichtigen Lagereigenschaften wie der Fressbeständigkeit oder der Einbettfähigkeit.

Desweiteren werden die entwickelten funktionellen Polymerschichten auch im Hinblick auf ihre Einsatzfähigkeit in anderen Motorkomponenten untersucht, wie z.B. im Ventiltrieb oder in Ölpumpen.

7. Danksagung

Die Autoren danken Jon Forder, Ian Laing, David Latham, Kayleigh McEwan und James Wilby für ihre wertvollen Beiträge zur Entwicklung der vorgestellten Polymer-Gleitlagerbeschichtungen.

8. Literatur

- [1] The International Council on Clean Transportation, [Online]. Available: <http://www.theicct.org/>. [Accessed 14 2 2016].
- [2] H. Kobayakawa, H. Tsuji, N. Kawakami, C. McAleese, H. Katsuki and K. Kato, "A Study of Resin Overlay Bearing Material for Recent Automotive Engines," *SAE*, 2013-01-1394.
- [3] S. Uehara, S. Matos Cordeiro Costa, M. S. da Silva Praça and M. dos Santos Ferreira, "New Polymeric Coated Engine Bearings for Marginal Lubrication Conditions," *SAE*, 2011-36-0189.
- [4] J. W. George and R. Brock, "Polymeric Engine Bearings for Hybrid and Start Stop Applications," *SAE*, 2012-01-1966.
- [5] D. Latham, I. Laing and R. Brock, "Improved Embeddability for Polymeric Bearing Overlays," in *ASME Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference*, Houston, TX, 2015.
- [6] R. Gorges, D. Latham and I. M. Laing, "Schmierung bei Bedarf - Eine neue Generation von Hochleistungs-Gleitlagerbeschichtungen," in *4. ATZ Fachtagung - Reibungsminimierung im Antriebsstrang*, Esslingen, 2015.
- [7] K. Kalogiannis, D. R. Merritt, O. Mian and D. Hrdina, "Einfluss niedrigviskoser Schmierstoffe auf die Werkstoffe von Kurbelwellen- und Pleuelgleitlagern," in *4. ATZ Fachtagung - Reibungsminimierung im Antriebsstrang*, Esslingen, 2015.
- [8] T. Barad, R. Gorges and D. Hrdina, "Lösungsansätze für steigende Axialbelastungen auf die Kurbelwelle infolge der Hybridisierung des Antriebs," in *MTZ Fachtagung - Der Antrieb von Morgen*, Wolfsburg, 2015.

Grundsatzuntersuchungen zum Einsatz von aerostatischen/aerodynamischen Lagerungen („Luftlagern“) im Verbrennungsmotor

Basic investigations about the application of aerostatic / aerodynamic bearings (“air bearings”) in internal combustion engines

Dip.-Ing. **Christian Hirner, Anne Merkle,**
MBtech Group GmbH & Co. KGaA, Fellbach-Schmidlen;
Andreas Tippmann, Westsächsische Hochschule Zwickau

Kurzfassung

Der Einsatz von Luftlagern findet im Maschinenbau große Verbreitung, z.B. im Werkzeugmaschinenbau. Signifikante Reduzierung der Reibleistung und die Nutzung des umweltfreundlichen Mediums Luft sind nur einige Vorteile, die den Einsatz der Luftlager auch für den Einsatz im Verbrennungsmotor attraktiv machen. Dagegen sprechen die niedrige Tragfähigkeit und Einführung eines zusätzlichen Systems zur Druckerzeugung.

Es sollen die grundsätzlichen Eigenschaften der aerostatischen und aerodynamischen Lagerungen vorgestellt werden und die Übertragbarkeit auf den Verbrennungsmotor untersucht werden.

Anhand eines Referenzmotors werden die jeweiligen Lagerstellen unter Berücksichtigung der Lageranforderungen und der konstruktiven Randbedingungen bewertet und die Auswahl der möglichen Luftlagerstellen analysiert. Eine Abschätzung, unter welchen Randbedingungen eine Substitution eines ölgeschmierten Lagers durch Luftlager möglich ist, soll aufgeführt werden.

Abstract

Air bearings are widely-used in the mechanical engineering sector, e.g. in tooling machines. Significant reduction of friction and the use of air as an environmental-friendly lubricant are only some advantages which lead the investigation to use air bearings in internal combustion

engines. Disadvantages are the reduced load bearing capacity and the need of an additional system for the air pressure supply.

The basic characteristics of aerostatic and aerodynamic bearings are shown and are applied to the conditions of an internal combustion engine. Applied to a reference engine, the bearing loads are evaluated and the operation conditions for the air bearings are investigated. The design specifications and dimensions of the air bearings are shown. An assumption to substitute hydraulic bearings by air bearings is evaluated and the further steps to get a final benefit by using air bearings are presented.

1. Einsatz von Luftlagern im Verbrennungsmotor

1.1. Motivation der Untersuchung

Unter dem Druck der steigenden Umweltaanforderungen an die Fahrzeuge der Zukunft müssen neue Wege gesucht werden, um die Akzeptanz der Massenmotorisierung mittels Verbrennungsmotoren weiterhin aufrecht zu erhalten. Dazu zählt neben der Vermeidung von Abgasemissionen auch die Reduzierung von umweltschädlichen Betriebsstoffen nach Ablauf der Betriebsdauer, z.B. durch Öl und dessen Rückstände beim Recycling der entsprechenden Bauteile.

Ein möglicher Ansatz ist die Substitution von hydrodynamischen Lagern durch den Einsatz von aerodynamischen oder aerostatischen Lagern, kurz: Luftlagern. Dies geht einher mit einer Reduzierung der Reibleistung an den Lagerstellen und damit mit einer generellen Reduzierung der Reibleistung des gesamten Verbrennungsmotors. Bei Anlaufvorgängen verringert sich das Losbrechmoment signifikant und ein Stick-slip-Effekt wird vermieden.

Weitere Vorteile werden bei den zukünftigen Hybridantrieben erwartet, z.B. in Betriebspunkten, in denen der Öldruck der Lager noch nicht vollständig aufgebaut ist (z.B. im Stopp-Start-Betrieb) oder in Betriebspunkten des Verbrennungsmotors, in denen aufgrund niedriger Außentemperaturen die Viskosität des Schmiermittels zu hoch ist, um die Lager rechtzeitig mit dem erforderlichen Mediendruck zu versorgen, z.B. beim Kaltstart bei extrem niedrigen Außentemperaturen.

Alle diese Vorteile lassen den Ansatz zu, den Einsatz von Luftlagern für den Verbrennungsmotor oder für die Hybridantriebe zu untersuchen und die Anwendungsfälle zu detektieren, die eine Verbesserung des Gesamtsystems prognostizieren.

In anderen Anwendungen, wie z.B. im Werkzeugmaschinenbau (Drehmaschinenlagerung) und in der Medizin- und Messtechnik sind pneumatische Lager bereits weit verbreitet und für eine hohe Drehzahlverträglichkeit und hohe Traglasten bekannt.

1.2. Einteilung von Luftlagern

Grundsätzlich unterscheidet man bei den Luftlagerungen (Gleitlager mit dem gasförmigen Schmiermittel Luft) zwischen zwei Lagertypen. Je nach Mechanismus des Druckaufbaus spricht man von aerostatischen oder aerodynamischen pneumatischen Lagern (Bild 1). Dabei benötigen die aerostatischen Lager zum Aufbau des Lagerdruckes eine externe Hilfseinrichtung, z.B. einen Kompressor oder eine Verdichterturbine. Die aerodynamischen Lager erzeugen ihr Luftpolster als Folge ihrer Bewegung selbst.

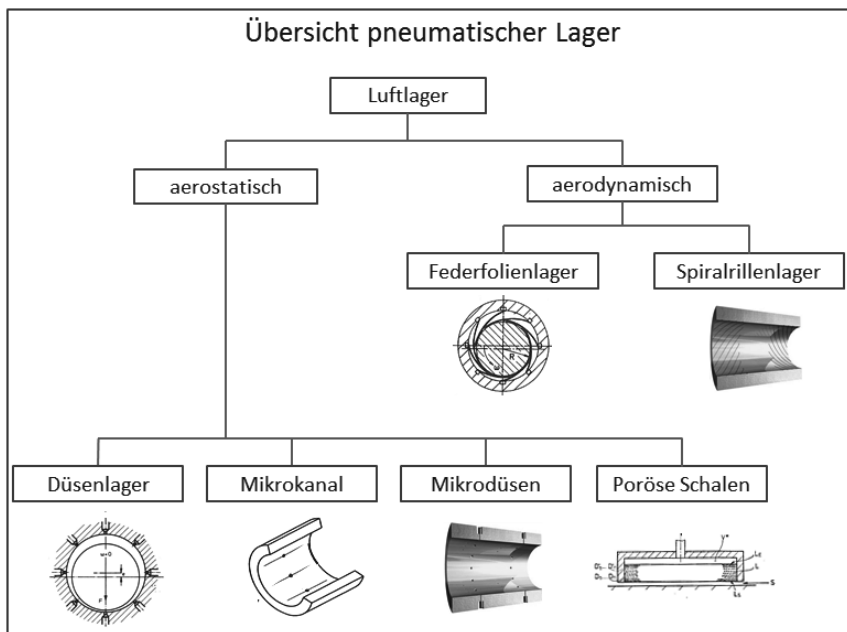


Bild 1: Aufteilung der pneumatischen Lager

Aus Gründen der Übersichtlichkeit beschränken sich die folgenden allgemeinen Ausführungen auf zylindrische Lagerstellen. Ebenen Lagerungen, die z.B. bei der Aufnahme von Prüfständen Anwendung finden, werden nicht weiter betrachtet.

1.2.1. Aerodynamische Lagerungen

Aerodynamische Lager bauen aufgrund der Oberflächengestaltung der Lagerbauteile zwischen Welle und Nabe einen Luftstrom auf, der die beiden Bauteile auf Abstand hält. Diese Oberflächenstrukturen können über strömungsvorgebende Kanäle oder Nuten (Spiralrillenlager) erzeugt werden. Das Druckprofil baut sich über den verengenden Querschnitt auf und sorgt für eine kontaktfreie Führung.

Die Nachteile der aerodynamischen Lagerungen liegen auf der Hand: Im Stillstand kann kein Druck erzeugt werden und somit trifft man im Verbrennungsmotor auf dieselben Probleme wie bei den ölgeschmierten Lagern. Sie fallen somit für die weitere Betrachtung weg.

1.2.2. Aerostatische Lagerungen

Es verbleiben die aerostatischen Lager. Hier wird eine externe Zufuhr der Luft über eine Luftquelle (z.B. Kompressor) vorausgesetzt. Die einfachste Form der aerostatischen Lager ist das konventionelle Düsenlager (Bild 1). Es wird über einen oder mehrere Anschlüsse von außen mit Luft versorgt. Es sind relativ wenige Düsen ausgebildet und deshalb ist keine hohe Tragfähigkeit zu erwarten, weil der Druckabfall im Lager bis zur nächsten Düse zu groß ist.

Um die Tragfähigkeit zu erhöhen, kann man die Düsenlager mit einer Vorkammer oder mit Mikrokanäle ergänzen. Mit Hilfe der Mikrokanäle wird eine größere tragende Fläche im Lager erzeugt, allerdings wird das Lager damit auch deutlich empfindlicher gegenüber Schwingungen. Noch bessere Ergebnisse erreicht man, wenn man statt Mikrokanäle viele kleine Einzeldüsen einbringt. Diese Mikrodüsen sind mit Hilfe der Lasertechnologie einfach und kostengünstig herzustellen. Man erhält damit die besten Ergebnisse hinsichtlich Tragfähigkeit und Dämpfung. Gleiches gilt für die porösen Lager. Hier werden viele Einzeldüsen erzeugt und die Hohlräume innerhalb der porösen Schicht erlauben ein Luftreservoir, was sich positiv auf die Dämpfung der Luftlagerung auswirkt.

2. Berechnung der Lagerlasten im Verbrennungsmotor

2.1. Substitution der hydraulischen Lager durch Luftlager

Entsprechend den Lagerlasten im Verbrennungsmotor wird die Substitution der hydraulischen Lagerstellen durch aerostatische Lager untersucht. Als Referenzmotor wird dabei exemplarisch ein mechanisch moderat belasteter Verbrennungsmotor als Berechnungsgrundlage herangezogen (Bild 2).

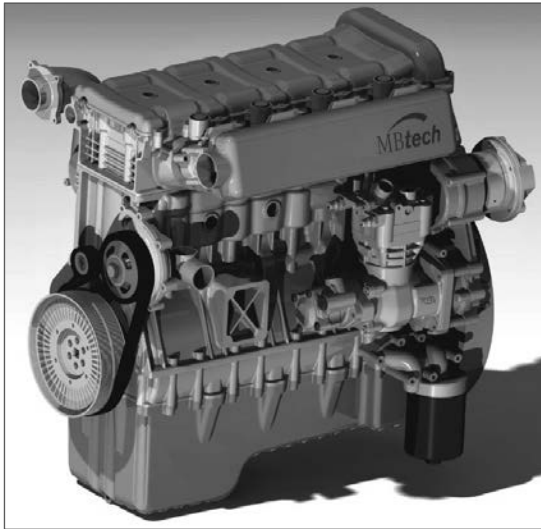


Bild 2: Referenzmotor CoNAG 4C der MBtech

Der CoNAG 4C-Motor der MBtech ist als monovalenter Erdgas-Motor ausgelegt. Das Gas wird in den Ansaugkanal eingeblasen (Saugrohrenblasung), trotzdem ergibt sich thermodynamisch eine sehr harte Verbrennung von bis zu 170bar Spitzendruck.

Tabelle 1: Grundabmessungen des Referenzmotors

MBtech CoNAG 4C – Motor		
Bauart	R4 - OHC	
Brennverfahren	CNG, monovalent	
Hubraum	(cm ³)	5990
Hub	(mm)	132,4
Bohrung	(mm)	120
Zylindervolumen	(cm ³)	1497,5
Leistung	(kW)	220
Drehmoment	(Nm)	1200
Hauptlager- Durchmesser	(mm)	90
Hauptlager-Breite	(mm)	29

Die Lagerstellen sind dementsprechend konservativ ausgelegt (Tabelle 1). Der Referenzmotor wird in ein Mehrkörper-Simulations-(MKS-) Modell überführt und die entsprechenden Lagerlasten ermittelt (Bild 3).

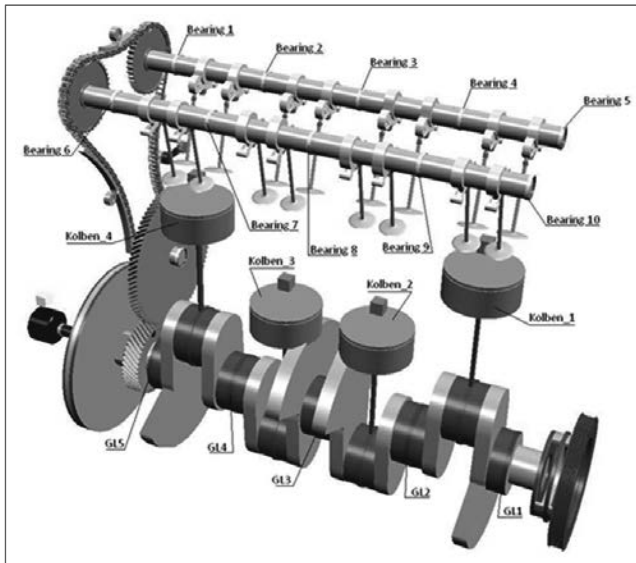


Bild 3: MKS-Modell des Referenzmotors

Nach Auswertung der Lagerkräfte auf die Hauptlager des Referenzmotors ergeben sich Lagerkräfte von nahezu $F_{0_L}=100\text{kN}$ (Bild 4).

Die Grundausslegung für die Tragfähigkeit der Luftlager erfolgt nach [1] mit der Formel

$$F_{0_L} = 2 * r_{Z_L} * L_L * (p_s - p_a) \quad (1)$$

Setzt man den Speisedruck p_s des Luftlagers mit 25bar an und geht von einem Druck $p_a=1,013\text{bar}$ am Austritt des Lagers aus, dann ergeben sich für die geometrischen Dimensionen des Luftlager sehr große Werte. Bei einem Hauptlagerdurchmesser von 90mm ($r_{Z_L}=45\text{mm}$) müsste die Lagerlänge $L_L > 400\text{mm}$ sein, um ein entsprechendes Luftlager einzusetzen. Ein Einbringen dieser Dimensionen ist unmöglich zu realisieren.

Hier wird sehr schnell deutlich, dass eine reine Substitution der hydrodynamischen Lager durch aerostatische Lager nicht möglich ist. Aufgrund der reduzierten Viskosität von Luft ge-

genüber dem Medium Schmieröl ist die Tragfähigkeit deutlich geringer gegenüber konventionellen Lagerarten.

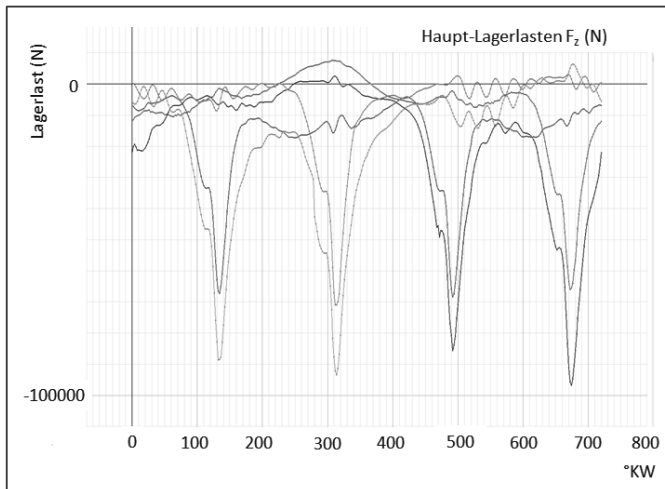


Bild 4: Lagerlasten des Referenzmotors bei Nenndrehzahl

Die Luftlager können damit nur zur Unterstützung der konventionellen Lager angewendet werden. Hydrodynamischen Lager müssen weiterhin die Schmierfunktion im Dauerbetrieb für den Verbrennungsmotor sicherstellen. Das gleiche gilt für alle anderen Lagerstellen im Verbrennungsmotor. Mit der derzeitigen Lagertechnik der aerostatischen Lager ist eine reine Substitution der ölgeschmierten Lagerstellen nicht möglich.

2.2. Unterstützung des Startvorganges durch Luftlager

Es gibt allerdings Betriebszustände eines Verbrennungsmotors, in denen der Öldruck der ölgeschmierten Lagerungen noch nicht vollständig aufgebaut ist und demnach eine Mangelschmierung an der Lagerstelle auftritt. Dies gilt besonders für den Fall des Kaltstartes bei extrem niedrigen Außentemperaturen oder wenn der Motor aus dem Stillstand schnell wieder aktiviert wird, z.B. bei Stopp-Start- oder im Hybridmodus. In beiden Fällen ist der Öldruck an den Lagerstellen noch nicht ausreichend aufgebaut und die Lager laufen in der Mischreibung, was zu erhöhtem Lagerverschleiß und zu Reibungsverlusten führt. Die erhöhte Reibung muss von einem Starter bei konventionellen Fahrzeugen oder von der

E-Maschine bei Hybridfahrzeugen aufgebracht werden. Da die E-Maschine nicht über eine große Übersetzungsstufe (z.B. am Anlasserzahnkranz) den Verbrennungsmotor startet, ist das Überwinden des Losbrechmomentes für sie schwierig und die damit verbundenen Anforderungen an die E-Maschine sehr hoch. Dies kann zur Folge haben, dass selbst bei Plug-in-Hybriden weiterhin ein konventioneller Anlasser verbaut werden muss.

Hier kann der Einsatz von Luftlagern als unterstützendes Element beim Starten des Verbrennungsmotors einen entscheidenden Beitrag leisten. Durch aktives Ansteuern des Luftlagers kann das Losbrechmoment und die Reibverluste des Triebstranges im Startfall so reduziert werden, dass in der Hochlaufphase die Hauptlager nicht in der Mischreibung laufen und die Reibungsverluste so weit reduziert werden, dass auf den konventionellen Starter bei den Hybriden verzichtet werden kann.

Um die Anwendung der Luftlager im Startfall zu bewerten, muss zunächst der Startvorgang genauer betrachtet werden. Beim Anlaufvorgang des Motors wird zunächst die Zündung des Verbrennungsgemisches ausgeblendet, bis der Motor eine ausreichende Drehzahl erreicht hat und ein verbrennungsfähiges Gemisch an der Zündkerze entsteht. Bis dahin müssen die Haupt- und Pleuellager ausschließlich die Massenkräfte und den Verdichtungsenddruck ertragen. Die Schleppkurven zeigen die indizierten Drücke im Brennraum bei den jeweiligen Ladedrücken (Bild 5).

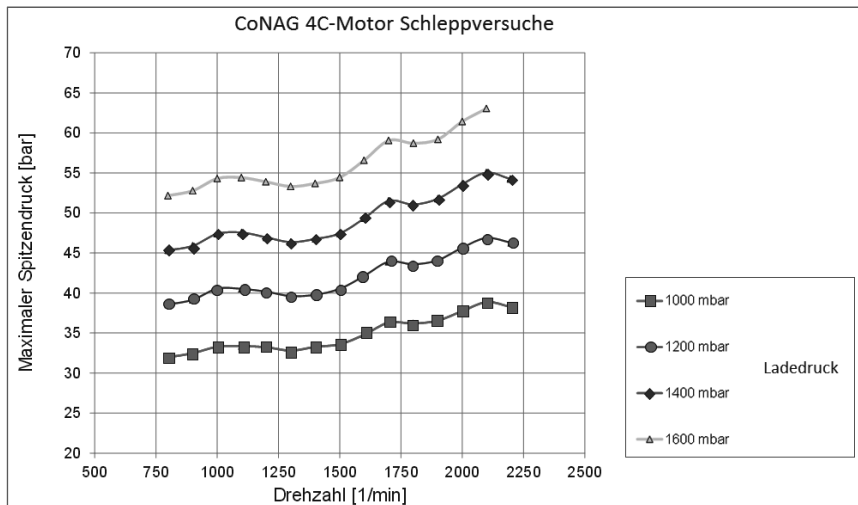


Bild 5: Schleppkurven des Referenzmotors

Die ölgeschmierten Lager sind im Startfall noch nicht mit Drucköl beaufschlagt, weil die (mechanisch angetriebene) Ölpumpe einige Umdrehungen benötigt, um selbst bei einem hydraulisch inkompressiblem Medium den Lagerdruck aufzubauen. Kalte Umgebungsbedingungen und lange Standzeiten erhöhen diesen Effekt noch, weil die hohe Viskosität bzw. Leckageverluste den Aufbau des Lagerdruckes behindern. Die Lager laufen in Mischreibung. Erhöhter Lagerverschleiß und erhöhtes Anlaufmoment sind die Folge.

Hier kann der Einsatz eines Luftlagers entgegen wirken. Durch Aufbau eines Luftspaltes zwischen Kurbelwelle und Lagerung wird das Reibmoment in den Hauptlagern reduziert und ein Abrieb während der Mischreibungsphase vermieden. Die Luftlager tragen die Lagerlasten in der Hochlaufphase bis die hydraulischen Hauptlager mit Drucköl beaufschlagt sind. Diese übernehmen dann wieder die regulären Betriebslasten des Verbrennungsmotors.

Das MKS-Modell wird demnach um die beiden Luftlager an den Enden der Kurbelwelle erweitert und die ölgeschmierten Hauptlager in der Startphase des Motors deaktiviert (Bild 6). Riementriebs- und Steuertriebseinflüsse sind in dieser Ausführung nicht berücksichtigt.

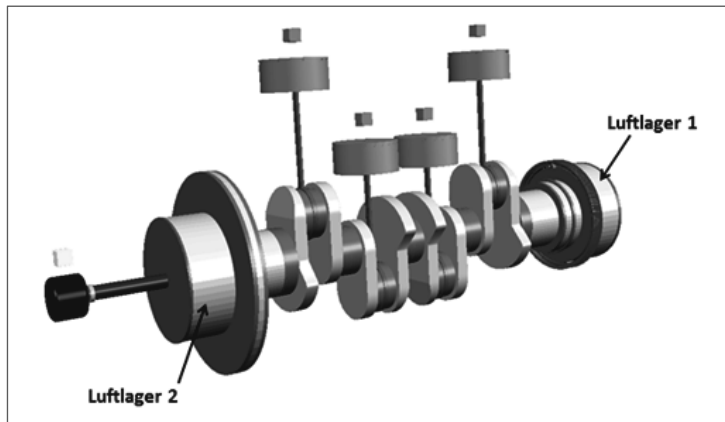


Bild 6: Modifiziertes, reduziertes MKS-Modell mit Luftlager

Es ergeben sich Lagerlasten für die beiden Luftlager von ca. 28kN (Bild 7). Eine Tragfähigkeit in dieser Größenordnung ist mit konventionellen Luftlagern darstellbar. Als Systemdruck wird weiterhin ein Wert von $p_s=25\text{bar}$ angesetzt. Dieser wird beim Referenzmotor durch ei-

nen Luftpresser bereitgestellt, der am Motor angebaut ist und im Nutzfahrzeugbereich z.B. für das pneumatisch gesteuerte Fahrwerk zuständig ist.

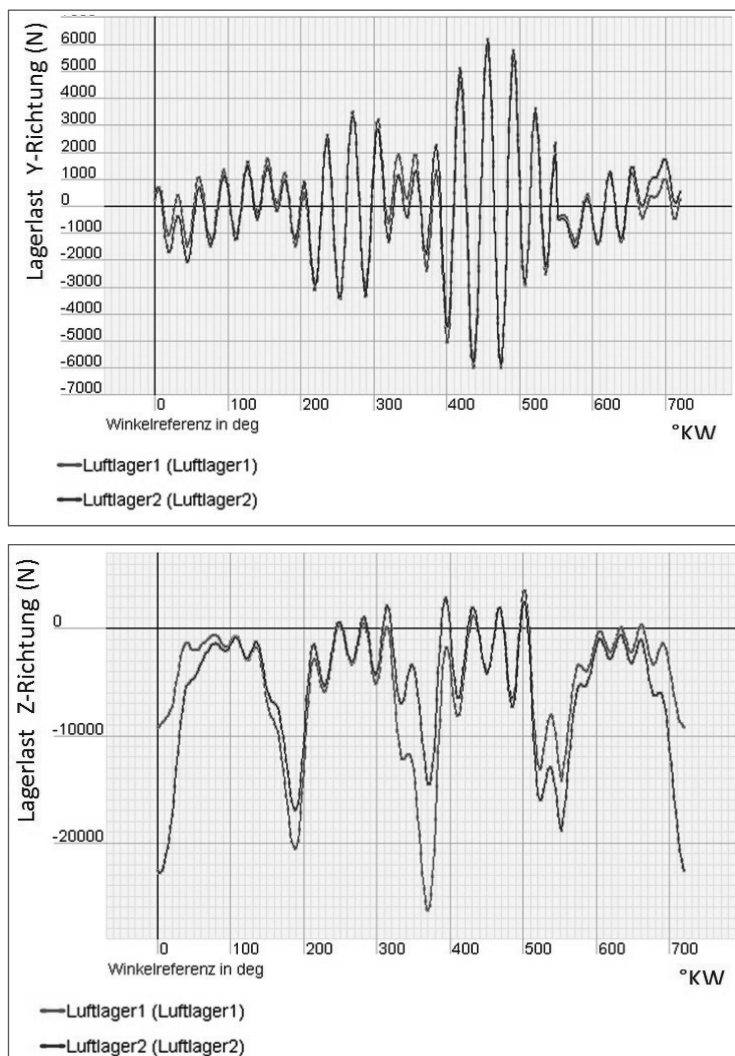


Bild 7: Lagerlasten an den beiden Luftlagern

Daraus ergibt sich nach Gleichung (1) bei einem Lagerdurchmesser von $d=180\text{mm}$ ($r_{zL}=90\text{mm}$) und einer Lagerbreite von $L_L=70\text{mm}$ eine Tragfähigkeit von $F_{0L}=30\text{kN}$. Diese Lagergröße ermöglicht ein Anschleppen des Verbrennungsmotors bis zu einer Drehzahl von $n=200\text{min}^{-1}$ ohne Reibungsverluste, ohne Stick-slip-Effekt und ohne Mischreibung in den Hauptlagern obwohl noch kein Öldruck an den hydraulischen Lagern anliegt. Mit Einsetzen des Verbrennungsdruckes und mit zunehmender Drehzahl ist die Tragfähigkeit der Luftlager nicht mehr ausreichend, um die Lagerlasten alleine aufzunehmen. Dann müssen die hydraulischen Gleitlager wieder mit Öl versorgt sein und den Hauptanteil der Lagerlasten aufnehmen.

Durch den Anbau des Luftlagers an den Enden des Motors verlängert sich der Bauraum des Motors erheblich. Durch intelligentes Package muss die große Lagerbreite bereits in der Grundauslegung des Verbrennungsmotors berücksichtigt werden und gegebenenfalls mit anderen Komponenten des Kurbeltriebes kombiniert werden, damit die Lagerbreite nicht vollständig in die Gesamtmotorlänge einfließt. Es sind weitere Untersuchungen erforderlich, um den tatsächlichen Vorteil der Luftlager herauszuarbeiten. Besonders das Zusammenspiel zwischen Luftlager und den hydraulischen Hauptlagern muss genauer experimentell betrachtet werden.

2.3. Steifigkeit und Schwingungsverhalten von Luftlagern

Es ist darauf hingewiesen, dass die Bauform des Luftlagers noch einen erheblichen Einfluss auf dessen Steifigkeit hat. Als Steifigkeit wird die Veränderung der Tragfähigkeit bei geänderter radialer Auslenkung bezeichnet, hier bei der Auslenkung der Kurbelwelle im Luftlager. Je nach Anzahl der Düsen, deren Verteilung über die Lagerfläche und Einbringen von Drosseln oder Vorkammern vor dem Eintritt in den Lagerspalt fällt die Sprungantwort gegenüber Lage- oder Laständerungen entsprechend aus. Luft wirkt dabei wie eine Gasfeder im Lagerspalt. Der Druckabfall am Rand der Lager reduzieren dabei noch die absolute Tragfähigkeit F_{0L} um einen entsprechenden Betrag (Bild 8). Mikrodüsen-Lager erzielen hierbei aufgrund der Vielzahl der am Umfang verteilten Düsen und aufgrund der sehr präzisen Fertigung der Düsenquerschnitte die besten Ergebnisse.

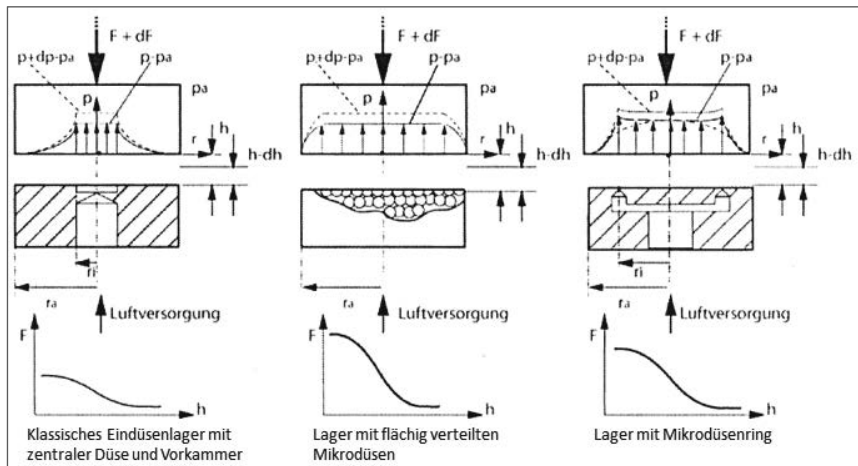


Bild 8: Einfluss der Lagerform auf Tragfähigkeit und Steifigkeit nach [1]

Luftlager sind generell aufgrund der Kompressibilität der Luft sehr schwingungsanfällig und der Einfluss der Lufttemperatur muss ebenfalls berücksichtigt werden. Dies macht die Auslegung der Luftlager für alle möglichen Betriebspunkte des Verbrennungsmotors sehr schwierig. Möglicherweise müssen die Luftlager während des normalen Motorbetriebes entkoppelt werden, was den konstruktiven Aufwand weiter erhöht.

3. Zusammenfassung und Ausblick

Die Anwendung von aerostatischen Lagern im Verbrennungsmotor kann unter sehr spezifischen Randbedingungen (niedrige Außentemperaturen, lange Standzeiten, hoher Start-Stopp-Anteil) zu einer Verbesserung des Gesamtsystems führen, weil die ölgeschmierten Hauptlager weniger in der Phase der Mischreibung laufen und damit Verschleiß und Reibungsverhalten verbessert werden. Reduzierung des Losbrechmomentes und Vermeidung eines Stick-slip-Effektes können speziell bei Hybridantrieben einen entscheidenden Vorteil bringen, wenn der E-Motor den Verbrennungsmotor anschleppen muss und damit der Einsatz eines Anlassers vermieden werden kann.

Es ist anzumerken, dass die Installation der Luftlager einen erheblichen Mehraufwand bedeutet. Die Lagerdimensionen erfordern bereits bei der Grundauslegung des Aggregates eine konstruktive Berücksichtigung. Die Motorbaulänge wird durch den Einsatz von Luftlagern an den beiden Enden erheblich vergrößert. Auch das System der Luftversorgung durch

einen Luftpresser und gegebenenfalls einem Zwischenspeicher hat einen Mehraufwand zur Folge. Das Zusammenspiel zwischen aerostatischen und hydrodynamischen Lagern muss weiter betrachtet werden. Die geringe Tragfähigkeit und die Anfälligkeit gegenüber Schwingungen machen die Anwendung von Luftlagern komplex.

Wo man die Anwendung von Luftlagern im Verbrennungsmotor tatsächlich positiv nutzen kann, muss zunächst anhand weiterer motorischer Versuche, speziell bei den Hybridtriebssträngen, untersucht werden.

- [1] Bartz, Wilfried J., Prof. Dr.h.c.: Handbuch der Tribologie und Schmierungstechnik Band 14: Luftlagerungen und Magnetlager, 3., völlig neu bearbeitete Auflage, Renningen: expert verlag GmbH, 2014, - ISBN 978-3-8169-1962-9
- [2] Gerke, M.: Auslegung von ebenen und zylindrischen aerostatischen Lagern bei stationären Betrieb, München, TU, Lehrstuhl für Feingerätebau und Getriebelehre, 1991, Dissertation, veröffentlicht
- [3] Schmidt, J., Dipl.-Ing.: Berechnung und Untersuchung aerostatischer Radiallager aus porösen Werkstoff, Karlsruhe, Universität, Fakultät Maschinenbau, 1972, Dissertation, veröffentlicht
- [4] Köhler, E., Flierl, R.: Verbrennungsmotoren: Motormechanik, Berechnung und Auslegung des Hubkolbenmotors, 6., erweiterte Auflage Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag, Springer Fachmedien, 2011-ISBN 978-3-8348-1486-9

3D-Oberflächencharakterisierung der Zylinderlaufbahn mittels smartWLI-Technologie

3D-Messungen direkt in der Zylinderbuchse

Dipl.-Ing. **Torsten Machleidt**, GBS mbH, Ilmenau

Kurzfassung

Um verringerte Abgase und reduzierte Kraftstoff- und Ölverbräuche zu verwirklichen, muss das tribologische Verhalten der Kontaktflächen zwischen Zylinderlaufbahn und Kolbenringen ständig optimiert werden. Durch das Verwenden thermischer Spritzschichten in Zylinderlaufbahnen von Verbrennungsmotoren können energieeffiziente Motoren mit geringer Reibung, reduzierter Baulänge und geringerem Gewicht hergestellt werden. Diese neue Technologie erfordert aber eine 3D-Prüftechnik, welche es ermöglicht, Flächen- und Volumenparameter zu ermitteln.

Die GBS mbH hat gemeinsam mit der OPTO GmbH einen neuartigen 3D Zylinderinspector entwickelt, welcher durch den Einsatz der bewährten smartWLI-Technologie die von der Automobilindustrie geforderten 3D-Parameter liefert. Der „CylinderInspector 3D“ zeichnet sich durch seine Kompaktheit, Modularität und Wirtschaftlichkeit aus. Die eingesetzte smartWLI-Technologie auf Basis der physikalisch rückführbaren Weißlichtinterferometrie verfügt über alle Voraussetzungen für den industriellen Einsatz.

Besonderer Vorteil der smartWLI-Technologie ist die gleichbleibend hohe vertikale Auflösung unabhängig von der Vergrößerung, somit lassen sich die geforderten 3D Parameter bereits mit einer 10x Vergrößerung verwirklichen. Müssen noch größere Zylinderflächen gemessen werden, kann ein manuelles oder motorisiertes Stitching eingesetzt werden. Besonders hervorzuheben ist die sehr kurze Messzeit, welche sich gerade bei Stitching-Messungen auszahlt. Die GBS mbH hat frühzeitig die parallele Verarbeitung der Messdaten mittels Grafikprozessoren entwickelt. Im Ergebnis werden die 3D-Daten schon während der Aufnahme des Bildstapels verrechnet. Parallel zu den 3D-Daten wird ein S/W-Bild der Oberfläche (so genanntes Farbbild) aus Kompatibilität zu älteren Systemen berechnet.

Für die Analyse der 3D-Daten wird die Software MountainsMap verwendet. Diese Software hat sich als Standard für die industrielle Messtechnik etabliert. Die Software bringt eine ganze Reihe Module zur Verarbeitung der Messdaten und zur Analyse nach DIN/ISO mit sich. Die speziellen Anforderungen für die Auswertung der Zylinderlaufbahn lassen sich nur be-

dingt realisieren. Vielfach wird deshalb die Auswertung der Messdaten für die Laufbahn in einer separaten Software durchgeführt. Dies ist für den Anwender nicht praktikabel.

Deshalb hat die GBS eigene AddOns für MountainsMap entwickelt, welche es ermöglichen innerhalb von MountainsMap die komplette 3D-Auswertung inklusive dazugehörigen Grafiken durchzuführen. Mit der Anbindung der hauseigenen Bildverarbeitungsbibliothek in MountainsMap besitzt die GBS die Möglichkeit, sehr schnell Sonderwünsche der Kunden zu integrieren. Ein Beispiel ist die Bestimmung der Flächen- und Volumenparameter für beschichtete Zylinderlaufbahnen. Erstellt werden Grafiken für die Verteilung der Porentiefe, die Verteilung der Porenfläche und die Verteilung des Porenvolumens. Automatisiert werden die Grafiken mit den wesentlichen Parametern erzeugt und in das MountainsMap Protokoll eingefügt.

Letztlich lässt sich mit dem neuen Messgerät „CylinderInspector 3D“ die Zylinderlaufbahn 2D/3D messen, alle relevanten Kenngrößen bestimmen und darüber hinaus spezielle Anforderungen zur Auswertung erfüllen.

1. Aufbau des CylinderInspectors 3D

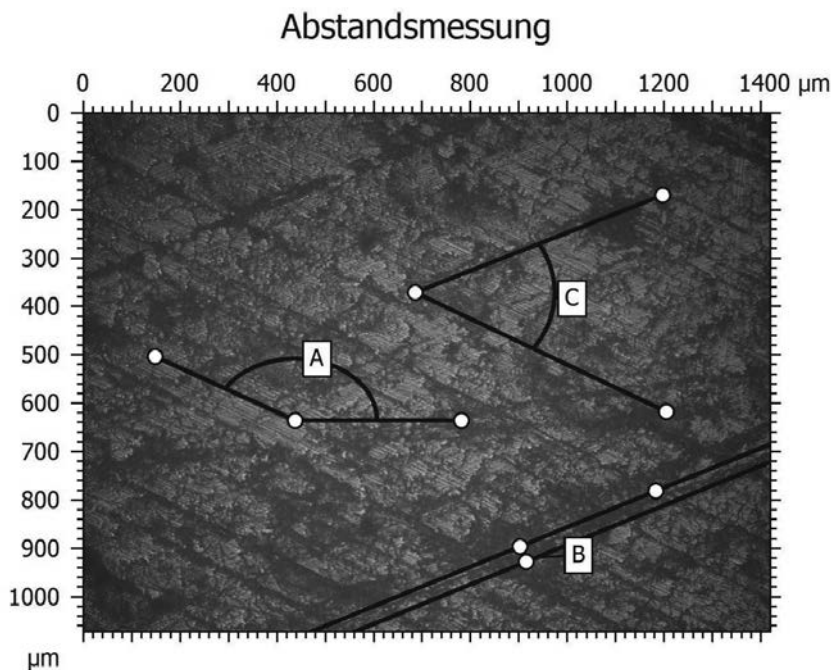
Der CylinderInspector 3D ist in verschiedenen Ausführungen verfügbar. Systeme mit unterschiedlicher Vergrößerung, erhöhter Eintauchtiefe und Motorisierung gehören zu den Hardwareerweiterungen. Bild 1 zeigt einen manuellen CylinderInspector 3D



Bild 1: CylinderInspector 3D

2. Software und Messergebnisse des CylinderInspector 3D

Als Basissoftware des CylinderInspectors dient die bewährte 3D-Software smartVIS3D der GBS mbH. Die Software besticht durch Ihre einfache Bedienung und dank der Speedytec-Technologie der GBS mbH mit einer sehr kurzen Messzeit. Gleichzeitig kann durch den Einsatz der Weißlichtinterferometrie als Messverfahren eine hohe vertikale Auflösung erreicht werden. Zur Auswertung der Messdaten dient die Software MountainsMap von DigitalSurf. Sie bildet eine sehr gute Grundlage für die 2D/3D-Auswertung und Analyse der Messdaten. Mit dem CylinderInspector 3D können 2D-Auswertungen durchgeführt werden (Bild 2)



Winkel	Einheit	A	C
Winkel	°	155.45	46.86

Parallele Linien	Einheit	B
Abstand	µm	33.89

Bild 2: Bestimmung des Honwinkels und des Abstandes zweier Honstrukturen

Über die 2D-Auswertung hinaus ist eine 3D-Analyse der Zylinderlauffläche möglich. Bild 3 zeigt eine 3D-Darstellung einer Zylinderlaufbahn. Auf Basis dieser Aufnahmen lassen sich umfangreiche geometrische Auswertungen (Längen, Winkel, Höhen & Tiefen, Volumen, etc.) durchführen. Darüber hinaus sind 2D-Rauheit und Welligkeit mittels Profilanalyse (nach ISO 16610, 13565, 12085), sowie die Bestimmung der 3D-Kenngrößen nach ISO 25178 (Rauheit, funktionale Kenngrößen: Tragflächenanteil und Volumen) möglich.

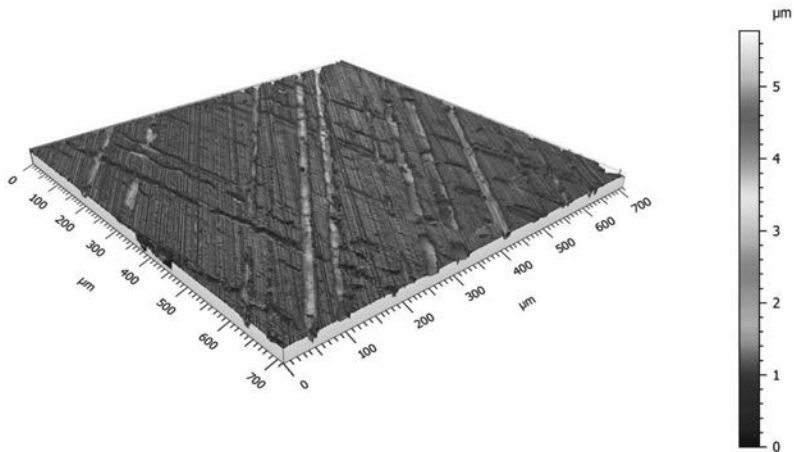


Bild 3: 3D-Messergebnis einer Zylinderlaufbahn gemessen mit der smartWLI-Technologie

Aufgrund der speziellen Anforderungen aus der Automobilindustrie hat die GBS AddOn's für die Analysesoftware MountainsMap entwickelt. Damit lassen sich beispielsweise die Honstruktur und die Poren voneinander trennen. Gleichzeitig bildet dieser Ansatz die Grundlage für die Bestimmung sogenannter „Blechmäntel“ (Bild 4). Die Grundlage für die entwickelten Verfahren bildet unter anderen eine Veröffentlichung [1] zur 5. VDI-Fachtagung „Metrologie in der Mikro- und Nanotechnik 2013“ in Nürtingen unter Leitung von Prof. Seewig.

Nachdem die Honstruktur aus den 3D-Messdaten herausgerechnet wurde, kann die Analyse der Poren und Blechmäntel erfolgen. Die GBS hat hierzu ein Modul zur statistischen Auswertung entwickelt. Damit lassen sich Anzahl, Fläche und Volumen in einer Grafik übersichtlich darstellen (Bild 4).

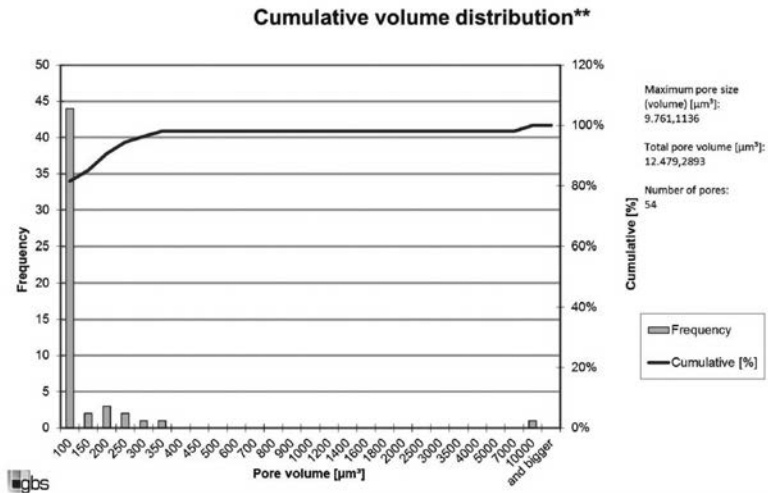


Bild 4: Ergebnis der Statistikauswertung des Volumens der Poren in der Zylinderlaufbahn

3. Literatur

- [1] Thomas Böttner, Tobias Hercke: „Strukturorientierte Auswertung von Honstrukturen“, 5. VDI/VDE Fachtagung Metrologie in der Mikro- und Nanotechnik 2013, 23. und 24. Oktober 2013 Nürtingen

Form- und Oberflächengestaltung von Pleuelbohrungen

Trends in der Pleueelfinbearbeitung

Dipl.-Ing. **Christoph Hintermeier**,

Mauser-Werke Oberndorf Maschinenbau GmbH, Oberndorf am Neckar

Kurzfassung

Die Pleuelstangen einer Verbrennungskraftmaschine zählen zu den am höchsten belasteten Bauteilen im gesamten Motor [1]. Als optimale Form der Pleuelbohrung haben sich neben ideal runden und zylindrischen Bohrungen auch definierte Freiformen im Mikrometerbereich etabliert, da diese die Beölung der Pleuelbohrungen erheblich verbessern [2].

Neben der Formgenauigkeit spielt auch die Gestaltung der Bohrungsoberflächen eine enorm wichtige Rolle, da diese wesentliche Auswirkung auf die tribologischen Eigenschaften, somit auf die Reibverluste im Kurbeltrieb und in weiterer Folge auf den Kraftstoffverbrauch der Verbrennungskraftmaschine haben. In den letzten Jahrzehnten konnten sich unterschiedliche Pleuelkonstruktionen und dementsprechende Fertigungsverfahren etablieren. Immer niedrigere Kraftstoffverbrauchsvorgaben machen jedoch eine weitere Reduktion der Reibverluste im Kurbeltrieb der Verbrennungskraftmaschine notwendig. Gleichzeitig führt der zunehmende Kostendruck im Automobilssektor dazu, dass neue Pleuelkonstruktionen, gepaart mit neuen Fertigungstechnologien nicht nur eine genauere Form- und Oberflächendefinition ermöglichen sollen, sondern gleichzeitig auch die Fertigungskosten senken müssen.

Dieser Bericht gibt einen Überblick über den derzeitigen Stand der Technik der Fertigungstechnologien von Pleuelbohrungen, und zeigt Technologien die zukünftig möglicherweise in der Pleueelfertigung umgesetzt werden.

1. Oberflächen Vorbereitung

Um alle gewünschten Eigenschaften der Pleuelaugen zu erzielen, müssen diese vor der Finish-Bearbeitung entsprechend vorbereitet werden. Es werden oft Lagermaterialien wie Bronze aufgebracht um entsprechende Gleit- und Notlaufeigenschaften in kritischen Betriebsphasen sicherzustellen. Am kleinen Pleuelauge, welches später mit dem Kolbenbolzen an den Kolben gekoppelt wird, finden üblicherweise Buchsen aus Lagermaterial Anwendung, welche in die Bohrung eingepresst werden [3]. Am großen Pleuelauge sind die Möglichkeiten im Normalfall stark eingeschränkt. Um eine Montage des Pleuels auf die Kurbelwelle zu er-

möglichen, werden die Pleuel im Bereich des großen Pleuelauges aufgetrennt und anschließend mit Schrauben wieder zusammengefügt. Insofern werden meist erst nach der Finish-Bearbeitung Halbschalen aus Lagermaterial in die Bohrung eingesetzt. In diesem Abschnitt wird demnach ausschließlich auf die Vorbereitung der Bohrung am kleinen Pleuel Auge eingegangen.

Stand der Technik

Aktuell werden Pleuel zuerst am kleinen Auge auf einen entsprechenden Durchmesser aufgebohrt, um anschließend eine Buchse einfügen zu können. Entscheidend ist hierbei neben der Form und dem Durchmesser der Bohrung auch deren Oberfläche. Um einen ausreichenden Halt der Buchse in der Bohrung sicherstellen zu können, muss unbedingt eine Toleranzpaarung zwischen Buchsenaußen- und Bohrungsinnendurchmesser eingehalten werden. Diese genauen Toleranzen bedingen jedoch erhöhte Kosten bei der Buchsenherstellung, sowie erhöhte Werkzeugkosten bei der Bohrungsbearbeitung. Es werden meist Buchsen mit Stahlrücken eingesetzt, um die genauen Toleranzen am Außendurchmesser sicherstellen zu können. Lediglich die Innenseite der Buchse wird mit Lagermaterial beschichtet [3]. Das Lagermaterial der Buchse muss dem notwendigen Aufmaß der Finish-Bearbeitung entsprechen.

Zukünftige Technologien

Derzeit werden verschiedene Ansätze verfolgt um den kostenintensiven Buchsenfügeprozess durch effizientere Technologien zu ersetzen. Dies gilt sowohl für PKW-Motoren als auch für Motoren von Nutzfahrzeugen, wobei die Kosten der Buchsen und der entsprechenden Fügeprozesse, auf Grund der größeren Pleuelbohrungen erheblich größer sind.

Beschichtungen

Eine Alternative zum Einpressen der Buchse, ist die Beschichtung der Bohrung mit Lagermaterial. Hierbei können derzeit zwei Trends in der Pleueelfertigung ausgemacht werden. Zum einen kann die Bohrung am kleinen Auge durch Auftragsschweißen mit Lagermaterial beschichtet werden, zum anderen können dünnwandige Buchsen, die ausschließlich aus Lagermaterial bestehen, durch Kaltverformung, also durch Einwalzen oder Rollieren in die Bohrung eingebracht werden. Der Stahlrücken der Buchse entfällt hierbei zur Gänze. Bei beiden Verfahren kommt der Bohrungsvorbereitung eine große Bedeutung zu. Vor allem die Gestaltung der Bohroberfläche ist entscheidend um den Halt zwischen Bohrung und Beschichtung sicherzustellen. Im Gegensatz zu Beschichtungen von Zylinderlaufbahnen bei Kurbel-

gehäusen aus Aluminium, bei denen eine Art Schwalbenschwanzführung in die Oberfläche eingebracht wird [4], sind die Gestaltungsmöglichkeiten der Oberfläche von Pleuelbohrungen aus Stahl oder Gusseisen stark eingeschränkt. Beim Auftragsschweißen wird versucht die Kontaktfläche zwischen Beschichtung und Trägermaterial so groß als möglich zu gestalten, insofern wird eine möglichst raue Oberfläche angestrebt. Die Rauheit kann jedoch nicht beliebig groß ausgeführt werden, da gleichzeitig sichergestellt werden muss, dass es zu keinerlei Materialeinschlüssen zwischen Trägermaterial und Beschichtung kommen darf. Auch beim Einwalzen von dünnwandigen Buchsen spielt vor allem die Oberfläche der Bohrung eine große Rolle. Wie auch beim Auftragsschweißen wird auch bei dieser Variante eine möglichst große Kontaktfläche und damit eine raue Oberfläche der Bohrung angestrebt. Da das Lagermaterial aber in die Bohrung eingepresst werden muss bevor es eingewalzt wird, darf die Bohrung keine zu große Rauheit aufweisen um die Einpresskräfte gering zu halten.

Buchsenlose Pleuel

Ein weitaus radikalerer Ansatz ist die Möglichkeit die Bohrung am kleinen Auge buchsenlos zu gestalten. Diese Möglichkeit wurde bereits in der Vergangenheit mehrfach umgesetzt, jedoch wurden hierbei der Kolbenbolzen in das kleine Pleuelauge eingeschrumpft und somit nicht schwimmend im Pleuelauge, sondern im Kolben gelagert. Durch dieses Vorgehen wurden jedoch lediglich die Kosten von der Pleuelfertigung in die Kolbenfertigung verlagert. Der aktuelle Ansatz des buchsenlosen Pleuels verfolgt jedoch tatsächlich eine schwimmende Lagerung des Kolbenbolzens im kleinen Pleuelauge wie es auch beim Buchsen-Pleuel der Fall ist. Neben dem Entfall der Buchse und den damit verbundenen Fügeprozessen, wird die Oberflächenvorbereitung am kleinen Pleuelauge auf ein Minimum reduziert, da lediglich ein entsprechendes Aufmaß für die Finish-Bearbeitung hergestellt werden muss und somit weit aus größere Toleranzen bei der Vorbearbeitung zulässig sind. Das Einsparungspotential durch den Entfall der Buchse wäre also beträchtlich. Der große Nachteil dieses Ansatzes liegt darin, dass praktisch eine Materialpaarung zwischen einem Stahl- oder Guss-Pleuel mit einem Stahlbolzen erzeugt wird. Hierdurch verschlechtern sich jedoch die bereits erwähnten und für den sicheren Betrieb des Motors notwendigen Notlaufeigenschaften. Um diese zu verbessern werden derzeit verschiedene Ansätze verfolgt. Zum einen kann eine Beschichtung am Kolbenbolzen aufgetragen werden, welche die Notlaufeigenschaften verbessert. Diese reduziert jedoch die vorher erwähnten Einsparungen obsolet. Eine andere Möglichkeit besteht darin die Notlaufeigenschaften am kleinen Pleuel Auge durch die spezielle Gestaltung der Oberfläche zu verbessern. Hierbei ist jedoch ein Zielkonflikt zwischen einem möglichst hohen Ölhaltevolumen und dem gleichzeitig vorteilhaften hohen Traganteil der Oberflä-

che zu bewältigen. Ein großes Ölhaltevolumen kann im Normalfall nur durch eine entsprechende Reduktion des Traganteils der Oberfläche erzeugt werden. Eine Reduktion der tragenden Fläche führt jedoch automatisch zu einer Erhöhung der Flächenpressung zwischen Kolbenbolzen und Bohrung am kleinen Pleuelauge. Des Weiteren führt ein großes Ölhaltevolumen zwar zu besseren Notlaufeigenschaften, bei hoher Motorenlast und damit höheren Temperaturen am kleinen Pleuelauge kann es jedoch zu einer Verringerung der Viskosität des Öls und damit zu einer Verschlechterung der tribologischen Eigenschaften kommen. Dem kann nur mit einem erhöhten Öldurchsatz entgegen gewirkt werden. Ein optimaler Kompromiss muss auf jeden Anwendungsfall spezifisch abgestimmt werden. In den folgenden Abschnitten werden Ansätze zur entsprechenden Bohrungsdefinition erörtert.

2. Makroskopische Bohrungsgestaltung

Unter makroskopischer Bohrungsgestaltung werden in erster Linie jene Gestaltungsformen verstanden die bis zu einem Skalierungsgrad von einigen Hundertstel Millimeter definiert werden. Also zum Beispiel Beölungsnuten in der Bohrung, oder definierte Unrundheiten, welche den Ölaustausch in der Bohrung unterstützen. Die makroskopische Bohrungsgestaltung beeinflusst in erster Linie die Ölversorgung der Bohrung.

Stand der Technik

Derzeit weit verbreitet ist die Verwendung von Ölnuten im kleinen Pleuelauge. Diese dienen dazu eine hydrodynamische Schmierung zwischen dem Kolbenbolzen und dem Pleuelauge herzustellen. Abhängig von der zu erwartenden Flächenpressung, werden die Ölnuten noch mit einer Zwangsschmierung kombiniert um den Ölaustausch im Pleuelauge zu erhöhen [2].

Nuten werden hierbei durch Kaltverformung in Bleche eingebracht, die anschließend zu Buchsen geformt und in das kleine Pleuelauge eingepresst werden können.

Eine weitere Möglichkeit der makroskopischen Bohrungsgestaltung ist die Ausführung des Bohrungsquerschnittes als Ellipse. Die Längsachse dieser Ellipse, die in Stangenrichtung des Pleuels verläuft, ist in diesem Fall zwischen 0,01 mm und 0,04 mm kürzer als die Querachse der Ellipse. Hergestellt wird diese Bohrungsform durch eine definierte Neigung der Bearbeitungsspindel während der Bohrungsbearbeitung. Eine solche Ausführung führt zu Pumpeffekten zwischen dem ideal runden Kolbenbolzen und der definiert unrunder Bohrung und erhöht somit den Ölaustausch am kleinen Pleuelauge. (Abbildung 1)



Bild 1: Sogwirkung durch elastische Verformung Pleuelbolzen

Um Spannungsspitzen am Pleuelbolzen im Bereich des Pleuelaustrittes, sogenannte Kantenränder zu vermeiden, wird die Pleuelung am kleinen Pleuelauge immer mit einer umlaufenden Fase versehen. Außerdem wird diese häufig als sogenannte Trompetenform ausgeführt. Das heißt, dass die Kanten um ein definiertes Maß verrundet werden, wie auf der Abbildung 2 zu erkennen [6].

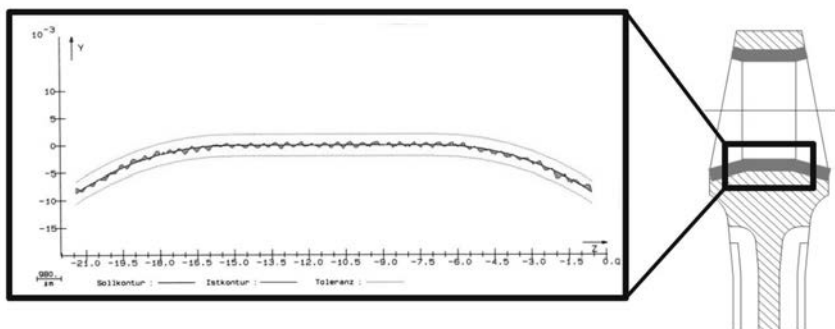


Bild 2: Ausbildung Trompetenform am kleinen Pleuelauge

Zukünftige Technologien

Beölungsnuten für buchsenlose Pleuel

Der Trend zukünftig buchsenlose Pleuel einzusetzen, bringt natürlich die Problematik mit sich, dass Beölungsnuten nicht wie bisher mit der Buchse eingepresst werden können. Insofern müssen Beölungsnuten, falls erforderlich durch eine zusätzliche Bearbeitung in die Pleuelung eingebracht werden. Neben der Möglichkeit die Nuten mit einem Kugelfräser herzustellen, können auch Aussteuerwerkzeuge die üblicherweise bei der Pleuelungsbearbeitung Anwendung finden, verwendet werden. (Abbildung 3)



Bild 3: Mit Feinbohrsystem erzeugte Beölungsnut

Hierbei wird eine Bearbeitung weitere Bohrungsbearbeitung exzentrisch zur eigentlichen Bohrungsachse durchgeführt. Die Drehachse des Werkzeuges bleibt parallel zur Bohrungsachse, wird aber um einen definierten Abstand in jene Richtung versetzt, in der eine Ölnut in der Bohrung erzeugt werden soll. Je nach Größe der Exzentrizität und Aussteuerbewegung des Werkzeuges können unterschiedliche Formen der Beölungsnut erzeugt werden, siehe Bild 4. Zusätzliche Werkzeuge und Maschinen sind bei dieser Vorgehensweise nicht notwendig.

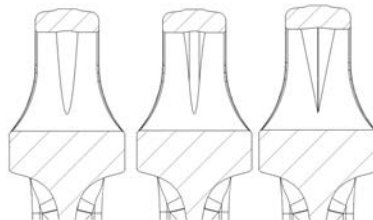


Bild 4: Varianten Beölungsnuten

Mehrfachunrund-Bearbeitung

Wie schon vorab erwähnt, stellt das buchsenlose Pleuel besondere Anforderungen an die Beölung des kleinen Pleuelauges. Um den Ölaustausch in der Bohrung zu erhöhen, können neben der bereits erwähnten Ellipsenform weitere definierte geometrischen Formen angedacht werden. Hierzu müssen jedoch neue Aussteuerwerkzeuge eingesetzt werden die mehrere Hübe mit einer Genauigkeit im 0,001 mm während einer Umdrehung des Bohrwerkzeuges ermöglichen. Solche Werkzeuge sind bereits auf dem freien Markt verfügbar, bisher können jedoch nur maximal Drehzahlen von bis zu 2.500 U/min erreicht werden [5]. Um einen wirtschaftlichen Feinbohrprozess abbilden zu können, müssten jedoch Drehzahlen bis mindestens 5.000 U/min erreicht werden. Sonderwerkzeuge die diesen Ansprüchen gerecht

werden sind derzeit noch in der Entwicklung, stehen aber kurz vor der Markteinführung. Abbildung 5 zeigt eine Bohrung mit frei definierter Form, welche bei einer Drehzahl von 6.000 U/min, mit einem Versuchsbohrkopf der Fa. Krause & Mauser hergestellt wurde.

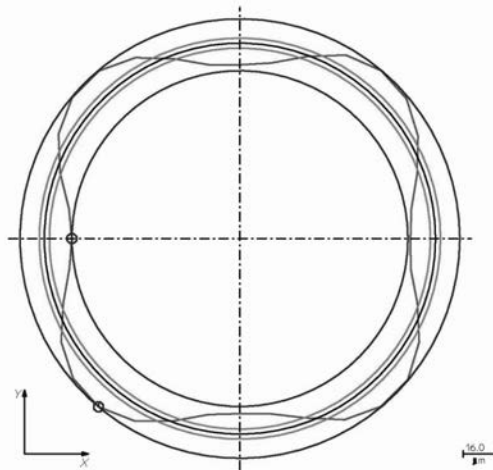


Bild 5: Frei definierte Bohrungsform, hergestellt mit Versuchsbohrkopf von Krause & Mauser

3. Mikroskopische Bohrungsgestaltung

Die mikroskopische Bohrungsgestaltung beschreibt Verfahren zur Definition der Bohrungsoberfläche. Wie schon in den vorhergehenden Abschnitten beschrieben, hat die Oberfläche einen sehr großen Einfluss auf die tribologischen Eigenschaften an den Pleuelbohrungen. Die Bohrungsoberfläche muss so gestaltet werden, dass sowohl ein ausreichendes Ölvolumen in der Bohrung aufgenommen werden kann, als auch eine möglichst große Kontaktfläche vorhanden ist um die Kräfte vom Kolbenbolzen während des Expansionshubes auf die Pleuelwelle des Motors ohne bleibende Verformung übertragen zu können.

Stand der Technik

Es haben sich einige Verfahren zur Oberflächendefinition in der Pleuelbearbeitung etabliert. Die wichtigsten Verfahren mit geometrisch bestimmter Schneide sind hierbei das Feinbohren und das Reiben. Das am meisten verbreitete Verfahren mit geometrisch unbestimmter Schneide ist das Honen. Auch bei den Verfahren zur Oberflächendefinition ist das Bestreben natürlich eine Erweiterung der Gestaltungsmöglichkeiten bei gleichzeitig besserer Wirtschaftlichkeit. Die Verfahren mit unbestimmter Schneide haben hierbei den großen Nachteil, dass

sie funktionsbedingt meist nur mit Überflutungsschmierung, also mit ausreichenden Mengen an Emulsion oder Öl betrieben werden können. Die Verfahren mit definierter Schneide bieten hingegen auch die Möglichkeit mit Minimalmengenschmierung betrieben zu werden, was einen erheblichen Kostenvorteil im Prozess darstellt. Des Weiteren wird Finish-Bearbeitung der Pleuelbohrung mit geometrisch unbestimmter Schneide nach der makroskopischen Bohrungsgestaltung immer häufiger verzichtet. Aktuell verfügbare Feinbohrsysteme welche meist zur makroskopischen Bohrungsgestaltung eingesetzt werden, erreichen problemlos einen Großteil der geforderten Oberflächenvorgaben. Durch den Einsatz von unterschiedlicher Schneidgeometrie, Schneidstoffen, Beschichtungen und Schnittwerten gibt es hierbei eine Fülle an Gestaltungsmöglichkeiten. Begrenzt werden die Gestaltungsmöglichkeiten jedoch dadurch, dass verfahrensbedingt ein spezifisches Oberflächenbild erzeugt wird. Eine Ausbildung von Plateaus an der Oberfläche, welche eine Kombination aus hohem Traganteil bei gleichzeitig hohem Ölhaltevolumen bilden, lassen sich somit nicht erzeugen. Abbildung 6 zeigt schematisch eine gehonte und eine gedrehte Oberfläche im Vergleich.

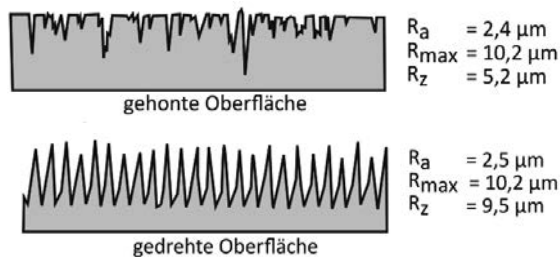


Bild 6: Schematische Darstellung einer gehonten und einer gedrehten Fläche [7]

Außerdem kann verfahrensbedingt beim Feinbohren derzeit nur eine rotationssymmetrische, über den gesamten Bohrungsumfang einheitliche Oberfläche erzeugt werden. Eine spezifische Gestaltung einzelner Segmente am Umfang der Bohrung ist nicht möglich, lediglich eine Variation entlang der Bohrungsachse wäre durch Änderungen der Schnittwerte möglich.

Zukünftige Technologien

Derzeit können verschiedene Trends in der mikroskopischen Bohrungsgestaltung festgestellt werden. Im Folgenden wird auf das Laserstrukturieren und das Rollieren von Oberflächen näher eingegangen.

Laserstrukturieren

Beim Laserstrukturieren wird bei der Vorbearbeitung eine möglichst glatte Bohrungsoberfläche mit hohem Traganteil erzeugt und die einzelnen Teilbereiche der Bohrung mithilfe von Laserstrahlen nach Belieben gestaltet. Ziel ist es hierbei Ölhaltevolumina in jenen Bereichen zu schaffen, in denen nur ein geringer Traganteil erforderlich ist. Mit diesem Verfahren ist also eine freie Gestaltung der Oberfläche am Bohrungsumfang und auch entlang der Bohrungssachse möglich. Die Topografie der gelaserten Oberfläche kann durch die Intensität, die Fokussierung und die Dauer der Bestrahlung stark variiert werden [6]. Bild 7 zeigt Beispiele für die topografische Definition einer Oberfläche durch Laserstrukturierung.

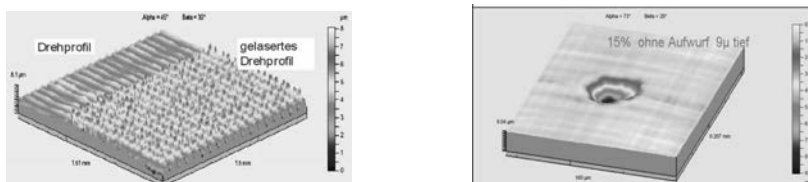


Bild 7: Topografische Oberflächendefinition mit einem Laser [8]

Rollieren

Beim Rollieren handelt es sich um ein umformendes Fertigungsverfahren. Druckbeaufschlagte Wälzkörper werden hierbei über die Oberfläche der Bohrung geführt und verformen diese entsprechend. Da es sich beim Rollieren um eine Kaltumformung handelt, kommt es neben der Glättung der Oberfläche und der damit verbundenen Erhöhung des Traganteiles, je nach bearbeitetem Werkstoff auch zu einer Verfestigung der Bohrungsoberfläche [9].

Eine weitere Möglichkeit der Oberflächendefinition ergibt sich natürlich aus der Kombination der zuvor erwähnten Technologien. So können zum Beispiel definierte Ölhaltevolumina bei gleichzeitig definiertem Traganteil durch die Kombination von Feinbohren und Rollieren erreicht werden. Es kann zum Beispiel mit dem Feinbohrwerkzeug nach der makroskopischen Bohrungsgestaltung eine spiralförmige Nut im Mikro-Millimeterbereich in die Bohrung einge-

bracht werden. (Abbildung 8) Durch eine anschließende Rollier-Bearbeitung werden die Spitzen des Oberflächenprofils eingeebnet. (Abbildung 9)

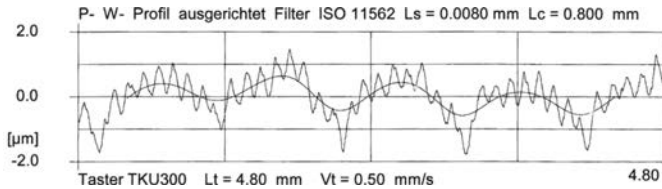


Bild 8: Feingebohrte Oberfläche mit spiralförmiger Ölnut

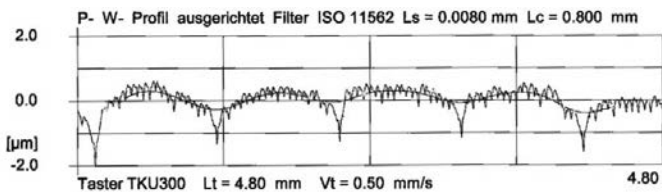


Bild 9: Rollierte Oberfläche aus Bild 8

Der Traganteil und das Ölhaltevolumen können exakt definiert werden. Außerdem kann durch eine exzentrische Verlagerung der spiralförmigen Nut parallel zur Bohrungsache die Oberfläche entlang des Umfangs der Bohrung variiert werden. Abbildung 10 zeigt ein Versuchsteil, bei dem lediglich in dem von der Stange abgewandten Bereich des kleinen Pleu-elauges eine Ölhaltevolumen eingebracht wurde.

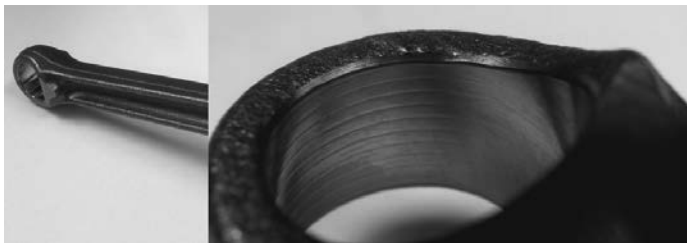


Bild 10: Definiertes Ölhaltevolumen im Oberteil des kleinen Pleu-elauges

- [1] Pischinger, S.: Verbrennungsmotoren Band I Vorlesungsdruck 23. Auflage. Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen TH-Aachen Oktober 2002.
- [2] Knoll, G., Backhaus, K., Berg, M., Schultheiß, H., Ludwig, F.-S.: Ölbedarf von Grund- und Pleuellagern. MTZ Jahrgang 67 (09/2006) S.672-679
- [3] Geringer, B.: Verbrennungskraftmaschinen Grundzüge Vorlesungsdruck Sommersemester 2006. Institut für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik TU Wien Februar 2006
- [4] Zapf, B.: Machining solutions for the production of coated cylinder liners. Powertrain Manufacturing Conference Darmstadt November 2015
- [5] Essig, B.: Unrundrehen auf dem BAZ. MAPAL IMPULSE 59 (2016) S.40-44
- [6] Verfahren & Technologie, Prospekt, Krause & Mauser, Oberndorf a. Neckar 2007
- [7] Jung, S.: Oberflächenbeurteilung-Rauheitsmessung Spezialisierungsfachversuch. Institut für Maschinenelemente Uni Stuttgart September 2012
- [8] Verfahren & Technologie, Handout Hausmesse, Krause & Mauser, Oberndorf a. Neckar Februar 2015
- [9] Bleicher, F.: Finishing of weight-optimized connecting rods. Powertrain Manufacturing Conference Darmstadt September 2013

Simulation von Kolben, Ringen und Zylinder als Gesamtsystem in der Konzept- und Entwicklungsphase

Dr.-Ing. Hannes Rösch, MAHLE GmbH, Stuttgart

Kurzfassung

Die Automobilindustrie hat die Entwicklung von numerischer Simulation stark vorangetrieben und ihre Anwendung weit in die frühen Entwicklungsphasen verlagert, um dort eine hohe Produktreife zu erreichen und damit Entwicklungszeit und -kosten zu reduzieren. Dennoch sind die Möglichkeiten im Virtual Engineering noch nicht voll ausgeschöpft. Hochspezialisierte Simulationssoftware wird bisher selten in den frühen Phasen der Entwicklung eingesetzt, da viele Daten benötigt werden, welche dann noch unklar sind oder einer langwierigen Aufbereitung bedürfen. Darüber hinaus ist die Bedienung oft so aufwändig, dass die Nutzung sehr zeitintensiv wird und wenigen Spezialisten vorbehalten bleibt.

PRIDE (Piston and Ring Initial Design Evaluation) wurde aufbauend auf einem Code des *MIT Lubrication in Internal Combustion Engines Consortium* entwickelt, um die Potentiale dieses Codes durch eine schnelle Analyse des Systems aus Kolben, Ringe und Zylinder in der frühen Entwicklungsphase zu nutzen und damit den Anforderungen der Kunden einer kurzen Time-to-Market gerecht zu werden. Der Vorteil dieser Analyse ist, dass die schon optimierten Einzelkomponenten durch Betrachtung des Gesamtsystems noch besser aufeinander abgestimmt werden können. Das Ziel der Programmentwicklung war, unter Berücksichtigung der in der frühen Entwicklungsphase noch veränderbar definierten Randbedingungen, ein aussagekräftiges Ergebnis des Gesamtsystems in kurzer Zeit zu erhalten.

Diese Herangehensweise ermöglicht den Einsatz dieser Analyse in allen Kundenprojekten und wurde bei MAHLE als Standard in die Konzept- und Entwicklungsphase eingeführt. Um die unterschiedlichen Kundenanforderungen erfüllen zu können, wurden Auslegungskriterien entwickelt.

Der Beitrag umfasst die Beschreibung des Programmes und die entwickelten Optimierungsstrategien mit dem Zielkonflikt sich widersprechender Anforderungen und zeigt anhand eines Beispiels das Potential der Systembetrachtung.

Abstract

The automotive industry developed the numerical simulation strongly and shifted the application to an early stage of development to achieve a high product maturity and thereby to reduce development-time and -cost. However, the potentials of virtual engineering are not fully

tapped. Highly specialized simulation software is rarely used in series production because a lot of data is necessary, which is not known in this early stage or is time-consuming for preparation. Furthermore, the handling is elaborated and reserved to a few specialists.

PRIDE (Piston and Ring Initial Design Evaluation) was developed based on a Code of *MIT-Lubrication in Internal Combustion Engines Consortium*, to realize the potential of this code and to use it in a fast analysis of the system of piston, rings and cylinder in the development-process and to fulfill the need of customers for a short Time-to-Market. The advantage of this analysis is to adjust the already optimized parts in the system. The ambitious goal was to get reliable results in an early stage of the development in a short time, where boundary conditions can still change.

This approach enables the use in all customer projects and is mandatory in the development-process at MAHLE. Criteria were developed to fulfill different requirements of customers.

This article comprises the description of the software and the optimization-strategy in the conflict of aims of contradictory requirements and shows the potential of the system-approach in an example.

1. Einleitung

Strengere gesetzliche Vorgaben an die Fahrzeughersteller bezüglich Kraftstoffverbrauch und Emissionen von Fahrzeugen führen in der technischen Umsetzung zu höherer Aufladung von Verbrennungsmotoren. Dies resultiert in höherer thermischer und mechanischer Last der Motorkomponenten, weshalb speziell an das Kolben-Zylinder-System (Power Cell Unit – PCU) immer höhere Ansprüche gestellt werden.

Auf der anderen Seite wirkt sich der Kampf um Marktanteile in der Automobilbranche in immer kürzeren Modellzyklen bei gleichzeitig steigendem Kostendruck aus. Dies führt zu kürzeren Entwicklungszeiten und zu der Forderung nach Kostenreduktion bei gleichzeitig sehr hoher Qualität zur Erfüllung der technischen Funktion der Bauteile.

In diesem Spannungsfeld ist es unabdingbar, mit der Kolben- und Ringentwicklung die einerseits geforderten technischen Funktionen und andererseits den vom Kunden auferlegten zeitlichen Entwicklungsplan zu erfüllen.

Die numerische Simulation von Einzelkomponenten und Systemen ist ein wichtiges Werkzeug bei der Erreichung der Kosten- und Zeitreduktion, da diese gegenüber experimentellen Tests in kürzerer Zeit durchgeführt werden kann. Sie ermöglicht die Vorhersage der Funktionssicherheit von Bauteilen und hilft in der frühen Entwicklung als Entscheidungshilfe bei technischen Fragen. Traditionell investiert die Automobilindustrie mit ihren Zulieferern viel

Arbeit und Energie in die Entwicklung solcher Methoden zur Auslegung von sowohl Einzel- als auch Systemkomponenten.

Auf dem Gebiet der Kolben-Zylinder-Systeme werden bei der Firma MAHLE solche System-Simulationsmethoden entwickelt. Sie wurden bereits mehrfach für Untersuchungen zum besseren Systemverständnis eingesetzt und validiert. Sie dienten bereits bei der Vorentwicklung neuer Produkte im Kolben-Zylinder-System [1].

Während solch hochspezialisierte Simulationssoftware selten in den frühen Phasen der Entwicklung eingesetzt wird, da sie viele Daten benötigt, welche in der frühen Phase noch unklar sind oder einer langwierigen Aufbereitung bedürfen, wurde bei MAHLE mit PRIDE eine Simulationsmethode entwickelt, die sich durch ihre Benutzerfreundlichkeit und hochautomatisierte Ein- und Ausgabe von Daten und Ergebnissen auszeichnet. Damit wird es möglich, bereits zu Beginn einer Entwicklung diese Methode einzusetzen und bei der Konstruktion von Produkten zu unterstützen. Im Umfeld sich ändernder Randbedingungen, wie im Zuge der Reibungsreduktion sinkender Ringtangentialkraft, werden solche Möglichkeiten immer wichtiger.

Deshalb wurde bei der Firma MAHLE diese Methode in den Entwicklungsprozess zur Erhöhung der Funktionssicherheit in die Konzept- und Entwicklungsphase eingeführt.

2. Power-Cell-Unit (PCU) Design Workflow

Der abgebildete MAHLE Standard des Ring-Design-Workflows ist Teil des Design-Prozesses eines PCU-Systems (Bild 1). Der Standard stellt die gleiche Qualität in allen weltweiten Standorten sicher. In diesem Prozess sind zwei Simulationsschritte implementiert: jeweils in der Konzept- und in der Entwicklungsphase.

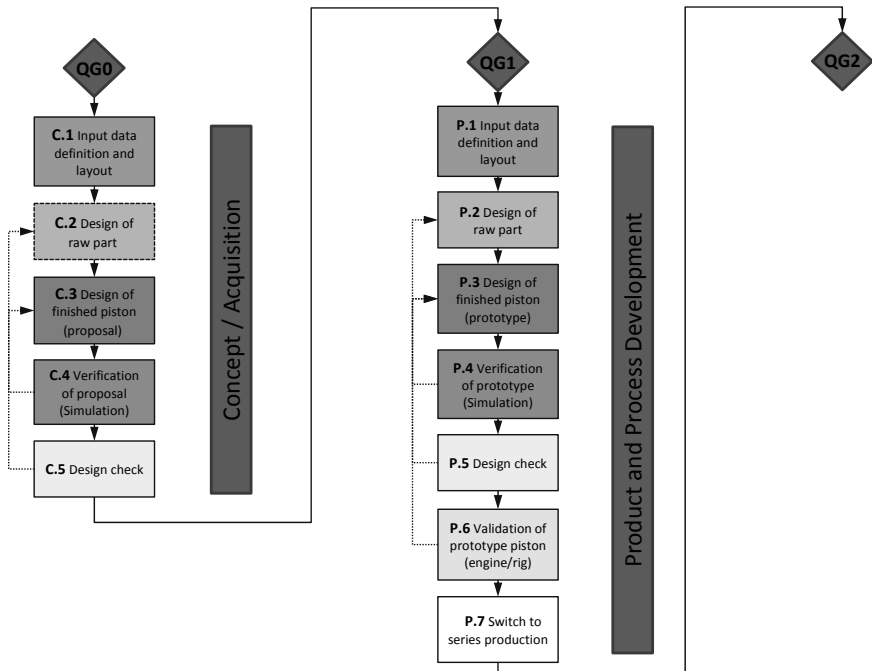


Bild 1: Power-Cell-Unit (PCU) Design Workflow

Die Simulation in der Konzeptphase überprüft die Funktion der Erstausslegung des PCU-Systems im jeweiligen Motor, wovon Optimierungsvorschläge abgeleitet werden. Es sind dabei für nicht bekannte Randbedingungen Standardannahmen aus den langjährigen Erfahrungen hinterlegt. Weiterhin werden die zu Beginn noch nicht vollständigen Randbedingungen im Verlauf der Entwicklung erweitert und mit Informationen aus eventuell erfolgten Tests vervollständigt.

In der Entwicklungsphase wird auf dem aus der Konzeptphase erstellten Modell aufbauend, eine weitere Simulation durchgeführt. Der Vorteil hierbei ist, dass weitere Informationen aus der Gesamt-Entwicklung und aus ersten Tests vorliegen. So kann sukzessive das Modell verfeinert werden und eine abschließende Bewertung vorgestellt werden. Dabei können Optimierungen sowohl kolben- als auch ringseitig vollzogen werden, wodurch letztendlich eine Verringerung der Testläufe zu erwarten ist.

Somit steht einem Entwicklungsprojekt neben dem bereits vorhandenen Wissen und dem bestehenden Know-How eine weitere, tiefere Bewertungsmöglichkeit zur Verfügung.

3. PRIDE (Piston and Ring Initial Design Evaluation)

MAHLE ist ein Mitglied des *Massachusetts Instituts of Technology (MIT) Consortium on Lubrication in IC engines*. Das Ziel dieses Konsortiums ist, das Kolben-Zylinder-System zu erforschen und dabei Werkzeuge für die Entwicklung zu generieren. Dabei wird schon bei der Entwicklung großer Wert auf die Validierung der Simulationsmodelle durch Experimente gelegt.

Einer der aus diesem Konsortium stammenden Codes beschreibt die Ringdynamik im Kolben-Zylinder-System und wird bereits seit 15 Jahren in der Produktentwicklung bei MAHLE eingesetzt. Darin wurden spezielle Fragestellungen bezüglich der Reibung, des Blowbys und des Ölverbrauchs behandelt [2]. Aus diesen Projekten entstammen viele Erkenntnisse über die Funktionalität des dynamischen Kolben-Zylinder-Systems.

Um diese Kenntnisse schon früh in Serienprojekten nutzen zu können, wurde dieser Code als Grundlage für die Programmentwicklung von PRIDE benutzt, die eine weitgehend automatisierte Ein- und Ausgabe von Eingabedaten und Ergebnisdarstellungen bietet und damit benutzerfreundlich und schnell ist. PRIDE wurde bei MAHLE weltweit als Standard-Werkzeug im Konzept- und Entwicklungsprozess zur Auslegung von PCU-Entwicklungen eingeführt.

Die notwendigen Eingabeparameter (Bild 2) können unterteilt werden in

- Motorgrunddaten und -eigenschaften (Hubvolumen, Hub, Drehzahl, Öl),
- Zylinder,
- Kolben
- und Ringe.

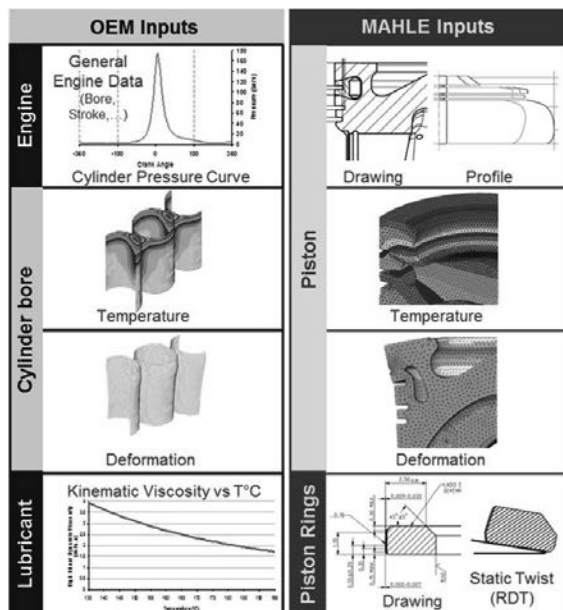


Bild 2: Randbedingungen für die PCU-Simulation

Das maßgeblich beschreibende Element des Systems ist der Gasdruck, welcher von dem OEM definiert wird. Daraus resultieren die anschließend berechneten Drücke in der Ringpartie, wie später beschrieben und im Anwendungsbeispiel gezeigt wird.

Weiterhin wird der Zylinder mit seinen Temperaturen und Deformationen vom Kunden zur Verfügung gestellt. Das eingesetzte Öl wird durch detaillierte Ölparameter aus Datenbanken beschrieben, um die im Motor herrschenden Reib- und Kontaktbedingungen genau abzubilden.

Für die Ringe werden detaillierte Geometrieparameter inklusive des Profils und der Toleranzen entsprechend der Zeichnung berücksichtigt. Daraus resultiert in einer vorgeschalteten Rechnung der statische Twist.

Die Daten des Kolbens sind neben Geometrieparametern die aus der standardisierten FEA des Kolbens bestimmten Temperaturen und Deformationen. Damit werden die im Betriebszustand herrschenden Nutneigungen und temperaturabhängigen Ölviskositäten in den verschiedenen Ringregionen vorgegeben.

Die Stärke von PRIDE besteht dabei in der Vereinfachung des Imports von Geometriedaten des Kolbens und der Ringe aus CAD-Zeichnungen. Dieser wurde weitgehend automatisiert, sodass ohne großen Zeitaufwand auf schon vorhandene Konstruktionsdaten zurückgegriffen werden kann.

Zur Berechnung mit dem MIT-Code werden weiterhin Standardeingaben vordefiniert, die z. B. gleichbleibende Produktionsvorgaben wie Rauheiten enthalten und damit die Eingabeparameter reduziert. Die Verwendung in der frühen Entwicklungsphase wird damit vereinfacht. Die Berechnung des detaillierten Modells wird anschließend transient über mehrere Zyklen gelöst, wobei sich der Code durch eine schlanke Programmierung und damit schnelle Rechenzeit auszeichnet.

Die Modellierung des Kolben-Zylinder-Systems kann dabei als 2½-D betrachtet werden: Es wird eine rotationssymmetrische Schnitt-Betrachtung unter zusätzlicher Berücksichtigung der Ringstöße verwendet (Bild 3).

Als Ergebnis stehen dann die das System bestimmenden Variablen zur Verfügung [3]:

- Gasdrücke in den Ringregionen (1-7)
- Gasströme (→ Blowby) zwischen den Ringregionen
- Dynamische Bewegung aller drei Ringe in der Nut:
 - axiale Bewegung
 - radiale Bewegung
 - Twist-Winkel
 - Stoßspiel

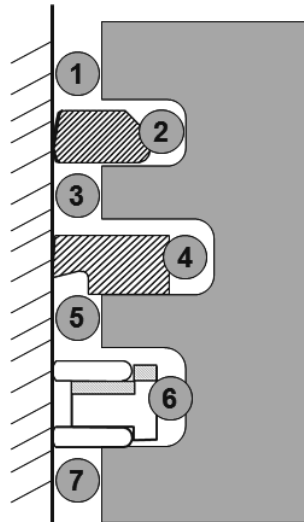


Bild 3: Ringregionen zur Druckberechnung

Die Darstellung und Analyse der Ergebnisse (Postprocessing) wurde durch die Möglichkeit einer direkten Ausgabe als Präsentation beschleunigt und kann somit schnell auch für Kundendarstellungen genutzt werden.

Auf Basis der Informationen über die Gas- und Ringdynamik können die Ring- und Kolbengeometrien angepasst werden, um so gewünschte Strömungsmechanismen zu generieren. Diese positiven Effekte wurden bei MAHLE als Katalog unter dem Begriff des Healthy-System-Ansatzes zusammengefasst. Das Resultat eines solchen optimierten Systems stellt sicher, dass das Gas kontrolliert in das Kurbelgehäuse strömt und Rückströmungen (Reverse-Blowby) und daraus resultierender Ölverbrauch vermieden werden.

Alle Annahmen oder sich ändernde Daten lassen sich im Laufe der Entwicklung aktualisieren und somit die Qualität der Ergebnisse verbessern, was die Robustheit des Entwicklungsprozesses steigert. Ein weiterer Vorteil der Simulation ist die Möglichkeit einer einfachen und schnellen Variation von Parametern. Kombiniert mit dem tiefen Fachwissen bei MAHLE lassen sich damit spezielle Fragestellungen besser analysieren, die gegenüber dem Versuch mit dem Trial-Error-Prinzip einen besseren Lösungsprozess ermöglichen. Daraus resultieren geringere versuchsseitige Entwicklungsschleifen und somit geringere Entwicklungskosten.

4. Anwendungsbeispiel

Am Beispiel eines PKW-Dieselmotors wird nun gezeigt, wie verschiedene Maßnahmen sich teilweise je nach Betriebspunkt widersprechen und Optimierungsstrategien zur Lösung führen. Das Beispiel zeigt durch Betrachtung zweier Drehzahlen bei Volllast das Potential der Systembetrachtung.

Die Betrachtung des Gesamtsystems der PCU ermöglicht verschiedene Parameteränderungen sowohl am Kolben als auch an den Ringen. Reibungsarme Ringpakete zeichnen sich u. a. durch eine reduzierte Tangentialkraft aus. Dies führt in der Praxis jedoch am zweiten Ring zu dem auf den Ölverbrauch nachteiligen Effekt des Ringkollapses. Eine MAHLE-typische Lösung für die Reduktion des Radial-Kollapses des zweiten Ringes bei hohen Drehzahlen stellt das gezielte Einstellen des Volumens am ersten Ringsteg dar. Dies funktioniert nach dem Prinzip eines Gasreservoirs, welches den Ringzwischenruck am ersten Ringsteg absenkt und somit den Druck auf das Profil des zweiten Ringes und letztendlich die zum Kollaps führende Radialkraft auf diesen senkt. Die Senkung der Gasströmung durch Radialkollaps kann bei einer Zunahmen des Volumens (wobei $V_1 < V_2 < V_3 < V_4$ gilt) in diesem Beispiel bis zu 50 % betragen bei gleich bleibendem Gesamt-Blowby (Bild 4).

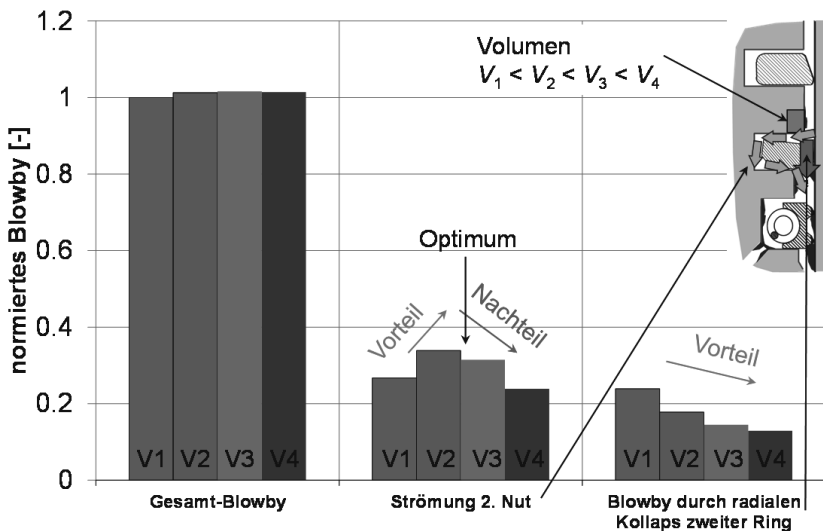


Bild 4: Gesamt-Blowby und die Aufteilung am zweiten Ring in Nutströmung und Kollaps bei Volllast und hoher Drehzahl

Betrachtet wird nun die Nutströmung hinter dem zweiten Ring, welche bei hohen Drehzahlen auftritt. Dies ist eine Folge von Ringflattern, welches durch ein Wechselspiel aus Massen- und Gaskraft [3] entsteht und für den zweiten Ring ein gewünschter Effekt ist, da durch die entstehende Nutströmung eine Spülung von möglichen Ölrückständen in das Kurbelgehäuse erfolgt.

Eine Variation des Volumens der genannten Nut zeigt mit ansteigendem Volumen (V_1 zu V_2) eine Zunahme der Nutströmung durch die zweite Nut. Eine weitere Vergrößerung des Volumens (V_3 zu V_4) verringert diese Spülströmung jedoch wieder. In Kombination mit der Zielgröße des radialen Kollapses ergibt sich für das System ein Optimum bei dem Volumen V_{opt} bei $V_2 < V_{opt} < V_3$, welches für dieses System als Auslegung gewählt wird.

Betrachtet man nun einen Betriebspunkt bei niedriger Drehzahl, bei der die Druckabnahme durch das für hohe Drehzahlen typische Ringflattern des zweiten Ringes [2] aus bleibt, zeigt sich, dass durch das Volumen der Ringzwischenraum langsamer abgebaut wird (Bild 5). Dies kann zu einem Abheben des ersten Ringes und zu Reverse-Blowby führen. Hier bringt eine zusätzliche Anpassung der Drosselstelle des zweiten Ringstegs die Lösung: Im Sinne der Betrachtung der PCU als Gesamtsystem kann dies entweder durch eine Rücknahme des zweiten Ringsteges oder eine Vergrößerung des Ringstoßes des zweiten Ringes erfolgen. Beide Maßnahmen können getrennt bewertet und auf das jeweilige Gesamtsystem eines Motors und die gewählte Gesamtentwicklung der PCU inklusive dem zuvor gewählten Volumen angepasst werden.

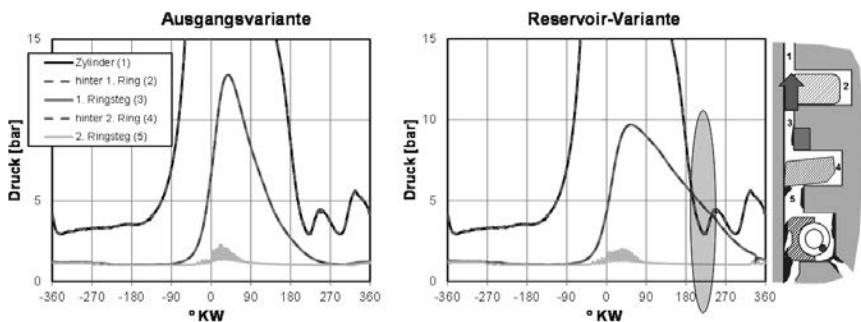


Bild 5: Druckverläufe in den Ringregionen für die Ausgangsvariante und die Reservoir-Variante bei Vollast und niedriger Drehzahl

5. Zusammenfassung

Zum Einsatz in der Serienentwicklung wurde bei MAHLE ein Simulationsprogramm mit hohem Automatisierungsgrad zur Analyse des Kolben-Zylinder-Systems entwickelt. Dieses wird bei MAHLE in der Konzept- und Entwicklungsphase serienmäßig eingesetzt. Die Randbedingungen der Modelle enthalten die Geometrie, die Gasdrücke, Ölspezifikationen und die durch thermische und mechanische Belastungen verursachte Verformung aller Komponenten.

Vorgestellt wurde eine Optimierung eines Kolben-Zylinder-Systems mit dem Zielkonflikt sich widersprechender Anforderungen anhand eines Beispiels. Diese Analyse ermöglicht die Vorhersage Funktionssicherheit im Betrieb schon vor dem Einsatz im Motor.

6. Literatur

- [1] Zottin, W.; Yamawaki, M.; Pereira, M. M. Valverde: Piston and Ring Initial Design Evaluation, p. 260-269. Anais do XXIII Simpósio Internacional de Engenharia Automotica - SIMEA 2014, São Paulo: Blucher 2015
- [2] Tian, T.: Dynamic behaviours of piston rings and their practical impact. Part 1: ring flutter and ring collapse and their effects on gas flow and oil transport, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: J Engineering Tribology, vol. 216, pp. 2002
- [3] Tian, T.: Modeling the Performance of Piston Ring Pack in IC Engines. Ph.D.Thesis, the Department of Mechanical Engineering, MIT, USA 1997

CO₂-Reduktion durch innovative Kolben aus Stahl für Diesel-PKW

Dr.-Ing. Volker Lagemann, Dr.-Ing. Torsten Eder,
Dr.-Ing. Thomas Behr, Daimler AG, Stuttgart und Ulm

Kurzfassung

Mercedes-Benz gibt der Pkw-Dieseltechnik mit einer innovativen Technik erneut zukunftsweisende Impulse. Weltweit als Erster ersetzt der Dieselpionier aus Stuttgart die in Pkw-Dieselmotoren bislang üblichen Kolben aus Aluminium durch eine neu entwickelte Hightech-Kolbengeneration aus Stahl. In Kombination mit einem Aluminium-Kurbelgehäuse und der innovativen NANOSLIDE® Zylinderlaufbahntechnologie sind die Vorteile vor allem noch weniger Verbrauch und damit weniger CO₂-Emissionen.

Der Effekt, dass sich ein Stahlkolben bei Wärme nur etwa halb so stark ausdehnt wie sein Pendant aus Aluminium, wurde genutzt, um das Spiel des Stahlkolbens im Aluminiumgehäuse knapper zu bemessen. Damit sitzt er im kalten Zustand, insbesondere bei tiefen Temperaturen, zunächst sehr eng in der Zylinderbohrung. Steigt allerdings beim Betrieb die Temperatur, dehnt sich das Aluminiumgehäuse stärker aus als der Stahlkolben – die Folge ist ein größeres effektives Spiel des Kolbens im Zylinder und damit eine um 40 bis 50 Prozent reduzierte Reibung. Mittels virtueller Motorprüfläufe kann dieser Effekt sichtbar gemacht werden. Der Einsatz moderner Berechnungsverfahren erlaubt hierbei einen tieferen Einblick in die tribologischen Reibkontakte von Kolbensystemen und ermöglicht parallel eine Optimierung weiterer Funktionsgrößen, wie beispielsweise der Körperschallanregung aufgrund der Kolben-Zylinder-Dynamik. Es zeigt sich, dass insbesondere die Reibungsvorteile in weiten Bereichen des Motorbetriebs zur Geltung kommen. Da allein die Kolben-/ Laufbahngruppe zwischen 40 und 50 Prozent der mechanischen Reibung im Motor verursacht, erschließt sich hier ein erhebliches Effizienzpotenzial.

Zusätzlich führt die geringere Wärmeleitfähigkeit von Stahl zu erhöhten Bauteiltemperaturen und verbessert so den thermodynamischen Wirkungsgrad mit höherer Zündwilligkeit und reduzierter Brenndauer. Diese thermodynamischen Vorteile des Stahlkolbens bei der Verbrennung wurden durch entsprechende Messungen bestätigt.

Abstract

Mercedes-Benz is forward-looking with an innovative piston technology. Worldwide first the diesel pioneer in Stuttgart replaced conventional aluminum pistons of passenger car diesel engines by a newly developed high-tech generation of pistons made out of steel. The benefits obtained by combining with an aluminium crankcase and the innovative NANOSLIDE® cylinder liner technology are mainly lower fuel consumption and therefore less CO₂ emissions.

The heat expansion of a steel piston is about half compared to its counterpart made of aluminium. This effect was used to reduce the clearance of the steel piston in the aluminium crankcase. Especially at very low temperatures steel pistons are very tight in the cylinder bore. At increasing temperatures the aluminum crankcase expands more than the steel piston - the result is a greater effective clearance of the piston in the cylinder liner and therefore leads to 40 to 50 percent lower friction losses. Using virtual engine tests this effect can be made visible. The use of advanced calculation methods allows a deeper insight into the tribological contacts of piston systems and makes optimization of further features, such as the structure-borne noise due to the piston-cylinder dynamics possible. In addition the frictional benefits have a positive effect on a wide range of different engine operation points. Since only the system of piston and liner alone causes between 40 and 50 percent of the mechanical friction losses in the engine, the improvement of this system opens up a significant efficiency potential.

In addition higher temperatures cause thermodynamic advantages due to lower heat conductivity of steel pistons. The thermodynamic efficiency is increasing due to better inflammability and a reduced combustion period. This thermodynamic benefit of combustion by using steel pistons could be confirmed by engine tests.

1 Einleitung

Die Kolbengruppe weist mit einem Anteil von 40-50% an der Grundmotorreibung einen wesentlichen Anteil der mechanischen Verluste von Verbrennungsmotoren auf. Deswegen stellen Maßnahmen zur weiteren Optimierung von Kolbensystemen einen wesentlichen und breit einsetzbaren Stellhebel zur Erreichung der CO₂-Flottenziele in den unterschiedlichen internationalen Märkten dar [1, 2]. Während sich bei PKW-Motoren Aluminium-Kolben über die Jahre zum Standard entwickelt haben, sind Kolben aus Stahl heute in der Regel bei Nutzfahrzeugmotoren in Kombination mit Graugusskurbelgehäusen im Einsatz. Weltweit als Erster ersetzt der Dieselpionier Mercedes-Benz nun die in PKW-Dieselmotoren bislang üblichen Kolben aus Aluminium durch eine neu entwickelte Hightech-Kolbenkombination aus Stahl. In

Kombination mit der innovativen NANOSLIDE® Zylinderlaufbahnstechnologie werden der Verbrauch und damit die CO₂-Emissionen deutlich reduziert. Die gegenüber Aluminium höhere Festigkeit von Stahl erlaubt gleichzeitig sehr kompakt gebaute, leichte Kolben, die sogar zusätzliche Festigkeitsreserven bieten. Im Vergleich zu Ottomotoren haben Dieselmotoren aufgrund der deutlich höheren Spitzendrücke wesentlich steifere Kolbenausführungen. Hier bietet der Einsatz hochfester Stahlwerkstoffe neue Gestaltungspotenziale zur Gewichtsreduktion und noch wichtiger zur Effizienzsteigerung durch Reibungsreduzierung und optimierter Thermodynamik in Verbindung mit einer hohen Lebensdauer.

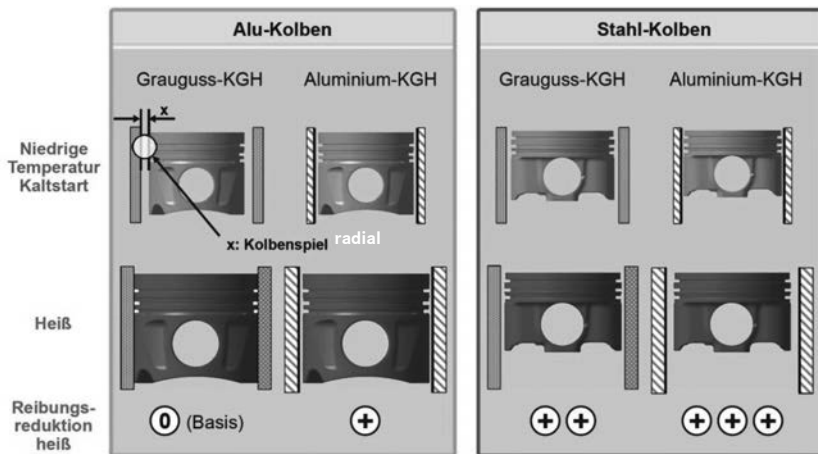


Bild 1: Schematische Darstellung der Spielsituation von Aluminium- bzw. Stahlkolben in Kombination mit unterschiedlichen Kurbelgehäusen (KGH) bei Kaltstart (-25°C) und im Warmzustand.

Stahlkolben weisen aufgrund der etwa halb so starken thermischen Ausdehnung einen deutlichen Vorteil hinsichtlich der Warmspielsituation und damit bei der Reibleistung auf. In der Darstellung der Kolbenspiele von Bild 1 sind unterschiedliche Kalt- und Warmspiele schematisch und zur besseren Veranschaulichung überhöht dargestellt, wobei sich die Prinzipskizze auf ein Aluminium-Kurbelgehäuse mit direkt beschichteter NANOSLIDE®-Laufbahn anstatt einer eingegossenen Buchse aus Grauguss bezieht.

Ausgehend von einer niedrigen Temperatur im Kaltstart steigen die Kolbentemperatur und damit die radiale Ausdehnung im Vergleich zur Laufbahn in der Regel deutlich schneller an, wobei der Kolben zunächst von einem einseitig geführten in einen beidseitig geführten Zustand übergeht. Dabei wird das Kolbenhemd durch den auftretenden hydrodynamischen

Druck verformt, wobei die Reibung zwischen den Bauteilen deutlich ansteigt. Werden die Bauteile weiter erwärmt, geht der Kolben in Überdeckung, woraus nach und nach ein Anstieg der Mischreibungsanteile resultiert.

Die kleinsten Warmspiele ergeben sich bei der Kombination von Aluminiumkolben in Grauguss-Kurbelgehäusen. Im Rahmen der Kolbenoptimierung für den 4-Zylinder Dieselmotor OM651 ECO konnte unter anderem das Kolbenspiel mittels digitaler Optimierung auch hinsichtlich der Geräuschanforderungen deutlich vergrößert und damit die Reibungsverluste am Kolbenhemd um über 50% reduziert werden [4, 5, 6].

Bei den vier Werkstoffkombinationen nach Bild 1 ergeben sich insbesondere bei den Stahlkolben im Aluminium-Kurbelgehäuse mit Laufbahnbeschichtung NANOSLIDE® die größten Warmspiele (Bild 1 ganz rechts unten). Da die Kolbentemperatur im Vergleich zur Laufbahn in der Regel deutlich höher liegt, wirkt sich das größere Warmspiel extrem positiv auf die Reibleistung aus. Zur Bewertung von Reibungspotentialen, Wechselwirkungen mit anderen der Funktionsgrößen bzw. zur zielgerichteten Optimierung von Kolbensystemen werden virtuelle Prüfläufe eingesetzt.

2 Digitale Modellierung und virtuelle Analyse der Kolben-Zylinder-Dynamik

Der Einsatz verfeinerter Berechnungs- und Simulationsverfahren ermöglicht einen tieferen Einblick in die einzelnen Reibkontakte der Motorkomponenten. Durch Mehrkörpersimulationsmodelle (MKS) lassen sich unter Einbeziehung der Elastohydrodynamik (EHD) die Wechselwirkungen von hydrodynamischem Druckaufbau und Deformation der Reibkontakte wie beispielsweise zwischen Kolbenhemd und Zylinderlaufbahn oder Kolbenbolzen und Nabe bzw. Bolzen und Pleuel genauer analysieren.

Die Einbeziehung von Mikrohydrodynamik und Mikrokontaktmechanik ermöglicht eine detailliertere Bewertung der fertigungsbedingten Oberflächenstruktur auf die Ausbildung von Mischreibungskontakten und die tribologische Beanspruchung. Aufgrund der inhomogenen thermischen Beanspruchung spielen Kolbendeformationen und Zylinderverzüge ebenfalls eine wesentliche Rolle. Die thermische Modellbildung erfolgt dabei unter anderem auch unter Berücksichtigung der Einspritzung auf die Verbrennung, der Kolbenkühlung durch Konvektion bzw. Kühlung durch die Kolbenspritzen und die zylinderseitige Kühlung durch den Wassermantel (vgl. Bild 2).

Durch eine detaillierte digitale Analyse werden in der frühen Entwicklungsphase Optimierungspotentiale abgeleitet und ein wesentlich höherer Reifegrad für die nachgeschaltete Erprobung erzielt. Durch die kontinuierliche Weiterentwicklung der Zylinderlaufbahnen von Mercedes-Benz Motoren, wie beispielsweise einer verbesserter Zylinderbearbeitung durch

Fein- bzw. Feinsthonung bis hin zu der weiterentwickelten Laufbahnbeschichtung NANO-SLIDE®, konnten wesentliche Reibungsverbesserungen im Kolben-Zylinder-System umgesetzt werden. Basierend auf dem jeweiligen Laufbahnsystem, wurden parallel die Tribo-partner Kolben und Kolbenringpakete sowie der Schmierstoff in Form von Fuel-Economy-Motorenöl angepasst und weiter optimiert.

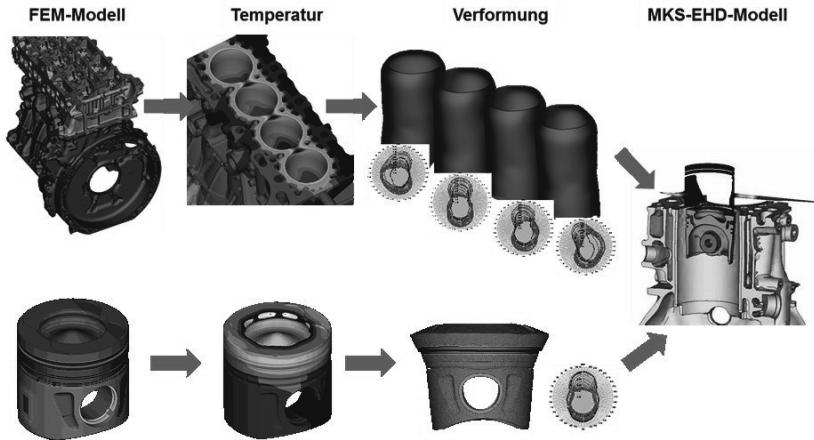


Bild 2: Digitale Modellierung zur Bewertung und Optimierung des Funktionsverhaltens von Kolbensystemen (© Daimler)

Während Stahlkolben bislang nahezu ausschließlich für Nutzfahrzeugmotoren eingeführt und weiterentwickelt wurden [3], wurden neu entwickelte Stahlkolben für PKW Dieselmotoren von Mercedes-Benz in 2014 für erste Großserienanwendungen entwickelt und in den Markt eingeführt [8]. Neben den Stahlkolben für die zwei Vierzylinder-Einstiegsdieselmotorisierungen OM626 [7] und OM607, die zusammen mit dem Kooperationspartner Renault entwickelt wurden, erfolgte zeitgleich die Einführung von Stahlkolben für den 6-Zylindermotor OM642 die erstmals speziell für den Einsatz in Aluminium-Kurbelgehäusen mit NANOSLIDE®-Laufbahn entwickelt wurden [9, 12]. Dabei wurden die Stahlkolben in den bestehenden Grundmotor integriert indem die geringere Kompressionshöhe über eine Verlängerung des Pleuels ausgeglichen wurde.

Neben der akustischen Herausforderung aufgrund der erhöhten Warmspiele wurde ein besonderes Augenmerk auf die thermische Belastung des Stahlkolbens gelegt, da für den bestehenden Serienmotor die Ölpumpenleistung und damit der Volumenstrom nicht verändert werden sollte.

3 Reduzierung der höheren thermischen Belastung von Stahlkolben

Stahlkolben aus 42CrMo4 weisen mit $42 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$ im Vergleich zu Aluminiumkolben mit $236 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$ eine um mehr als Faktor 5 geringere Wärmeleitfähigkeit auf. Die Ableitung der Wärme aus dem Brennraum wird dadurch deutlich reduziert, was bei identischen motorischen Randbedingungen zu einer erheblichen Erhöhung der maximalen Kolbentemperatur am Muldenrand, aber auch im Bereich des Kühlkanals führt (siehe Bild 3).

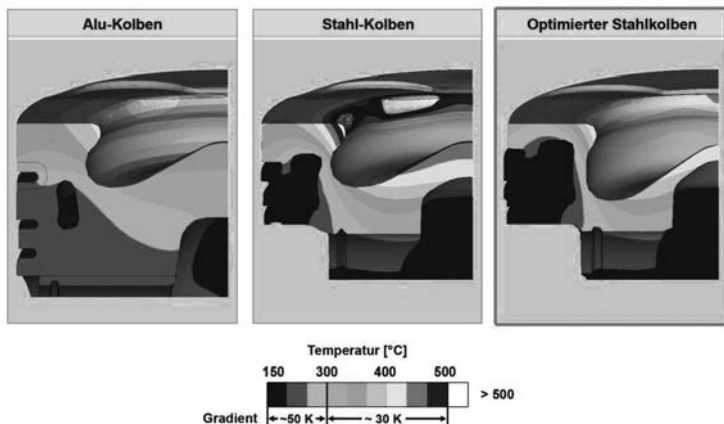


Bild 3: Temperaturverlauf zwischen Muldenrand und Kühlkanal im Vergleich von Aluminium- (links), Stahlkolben im Ausgangszustand (Mitte) und nach Optimierung (rechts) jeweils in der Vollast (© Daimler)

Dies kann zu oberflächigen Verzunderungen, nachfolgender Rissbildung in mechanisch und thermisch hoch belasteten Bereichen sowie Schädigung des Motorenöls in Verbindung mit Ölkohlebildung im Bereich des Kühlkanals führen. Deshalb bestand eine wesentliche Herausforderung der thermischen Designoptimierung des Stahlkolbens für den OM642 in der gezielten Wärmeabfuhr insbesondere aus dem Bereich des Muldenrandes. Lage und Form des Kühlkanals wurden daher rechnerisch optimiert und über Temperaturmessungen validiert. Bei den geometrischen Maßnahmen zeigten sich die Pleuellbodenstärke sowie die Muldenform als wesentliche Haupteinflussparameter. Durch rechnerische Sensitivitätsstudien im Abgleich mit Messungen wurde ein Potential von ca. 70 Kelvin bei der Wandstärkeoptimierung bzw. 20 Kelvin bei der Muldenformvariation der dargestellten Pleuellbauformen ermittelt. Zusätzlich konnte die Ölkühlung durch Entfall der Reibschweißwülste im Kühlkanal verbessert werden. Insgesamt konnten durch die Optimierungsmaßnahmen die Maximal-

temperaturen des Stahlkolbens bei gleicher Ölpumpenleistung des Motors erheblich abgesenkt werden.

4 Bewertung der Kolbenreibung und thermodynamische Vorteile von Stahlkolben

Die Simulation der Kolben-Zylinder-Dynamik zeigt deutliche Reibungsunterschiede zwischen Stahl- und Aluminiumkolben im befeuerten Motorbetrieb auf. Im Gegensatz zum Aluminiumkolben, der im V6-Dieselmotor OM642 überwiegend beidseitig geführt ist, wird beim Stahlkolben aufgrund der größeren Warmspiele der Vorteil einer einseitigen Kolbenhemdreibung wirksam.

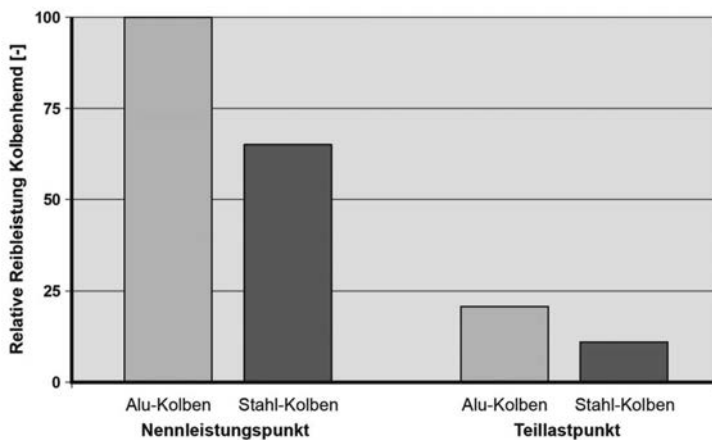


Bild 4: Berechnete Reibleistungsvorteile des Stahlkolbens im OM642 bei unterschiedlichen Kennfeldpunkten (© Daimler)

Der absolute Betrag der Reibleistungsreduktion ist bei Volllast größer, jedoch wirken die Reibungsvorteile des Stahlkolbens auch in den verbrauchsrelevanten Teillastpunkten. In Bild 4 ist bei Teillast eine relative Reibungsminderung von 47% im Vergleich zu 35% bei Nennleistung zu erkennen. Da die inhomogenen thermischen Verzüge durch die Verbrennung einen wesentlichen Einfluss haben wurden ergänzend zu konventionell geschleppten Reibleistungsuntersuchungen befeuerte Kennfelduntersuchungen mittels hochgenauer Indizier- und Drehmomentenmessung durchgeführt.

In Bild 5 ist die Verbrauchsreduktion durch den Stahlkolben des OM642 gegenüber dem Aluminiumkolben durch stationäre Messungen im Kennfeld bei warmem Motor dargestellt. Dabei beinhaltet das obere Wirkungsgradkennfeld die effektive prozentuale Verbrauchsver-

besserung aufgrund der Reibungs- und Thermodynamikvorteile des Stahlkolbens und das untere Kennfeld die prozentuale Hochdruckprozessverbesserung durch die Verbrennung.

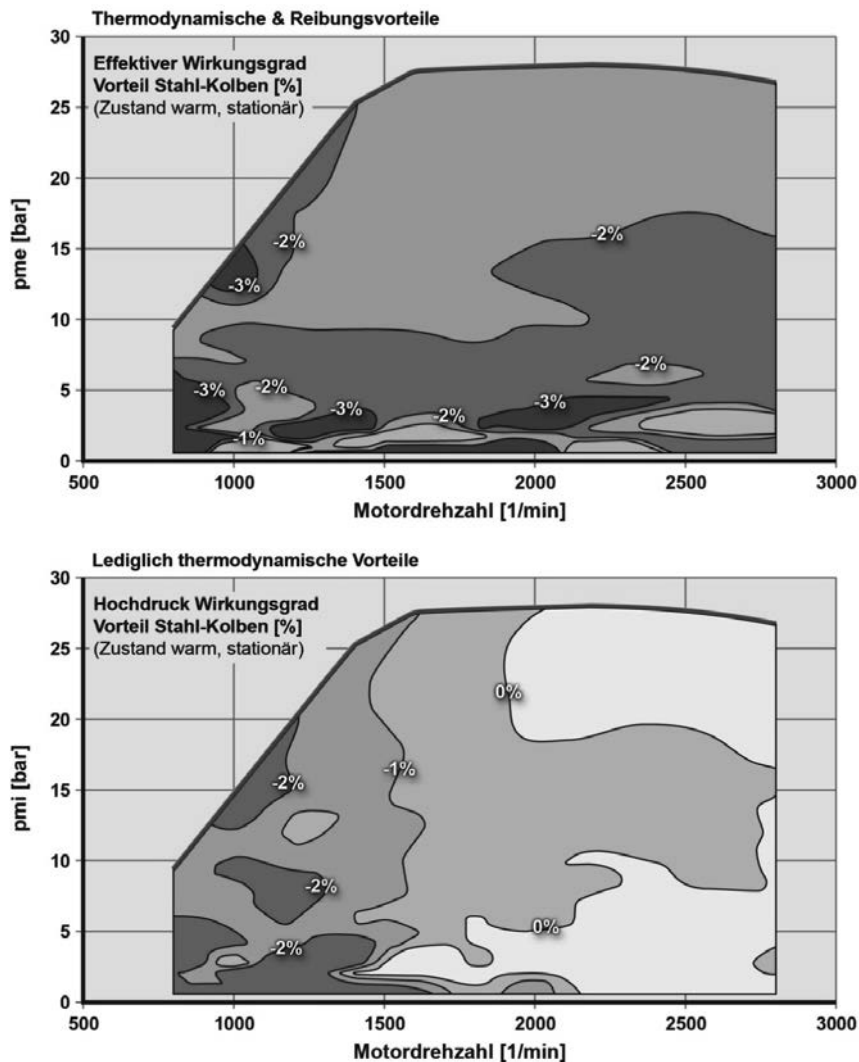


Bild 5: Verbrauchsreduktion durch die Verwendung eines Stahlkolbens gegenüber einem Aluminiumkolben stationär im Kennfeld bei warmem Motor (© Daimler)

Der effektive Verbrauch beinhaltet somit die gesamten Vorteile durch geringere Reibung und optimierte Thermodynamik.

Die thermodynamischen Vorteile ergeben sich aus den unterschiedlichen thermophysikalischen Kennwerten von Stahl gegenüber Aluminium. Die Wärme staut sich aufgrund der etwa fünfmal kleineren Wärmeleitfähigkeit und der etwa halb so großen Wärmekapazität des Stahls. Die Vorteile des Stahlkolbens beim Hochdruck Wirkungsgrad (Bild 5 unten) sind insbesondere bei niedrigen Drehzahl und Lastbereichen ersichtlich. Je niedriger die Last und je kleiner die Drehzahl desto größer sind die thermodynamischen Verluste bezogen auf die eingebrachte Energiemenge.

Dagegen sind die Reibleistungsvorteile des untersuchten Stahlkolbens bei Differenzbetrachtung der beiden Kennfelder in Bild 5 auch bei höheren Drehzahlen und Lasten ersichtlich, wirken aber insbesondere auch in den Teillastbereichen. Dabei konnte insbesondere auch der berechnete Reibungsvorteil des Teillastpunktes nach Bild 4 aus der Differenzbetrachtung der beiden gemessenen Kennfelder bestätigt werden.

5 Virtuelle Körperschallanalyse und Kolbengeräuschbewertung im Fahrzeug

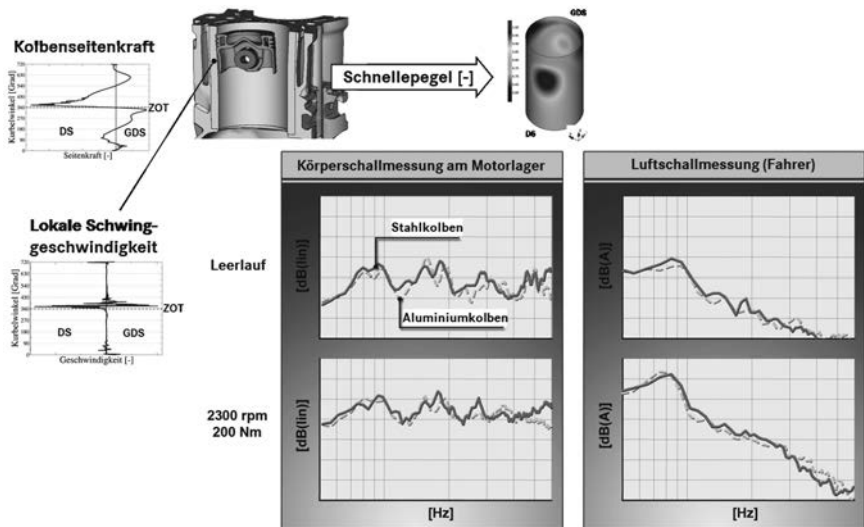


Bild 6: Virtuelle Körperschallanalyse zur Optimierung der Kolben-Zylinder-Dynamik und Bewertung von Körper- und Luftschall durch Akustikmessungen (© Daimler)

Für die Stahlkolbenentwicklung für Aluminium-Kurbelgehäuse bestand eine große Herausforderung darin, den Zielkonflikt hinsichtlich der Kriterien Reibleistung, Funktion bei Hitze und extremer Kälte sowie Geräuschkomfort optimal aufzulösen.

Dazu wurden in enger Zusammenarbeit mit den Kolbenherstellern modernste Simulationsverfahren eingesetzt, um körperschallrelevante Größe, die aus der Kolbensekundärbewegung und dem damit verbundenen Aufschlagimpuls auf die Zylinderwand resultieren, zu bewerten (vgl. Bild 6).

Die Optimierungsmaßnahmen, die zur Reduktion der Körperschallanregung für den Stahlkolben des Sechszylinder-Dieselmotors OM642 abgeleitet wurden, beziehen sich auf das Drehprofil, die Hemdsteifigkeit und die Kolbenbolzen-Desachsierung sowie auf eine verbesserte Materialqualität des Kurbelgehäusewerkstoffes. Durch Entfall der Grauguss-Laufbuchsen war die Möglichkeit gegeben, die Duktilität des Sandguss-Werkstoffes Al-Si8Cu3 vor Aufbringung der NANOSLIDE®-Laufbahn mittels Wärmebehandlung deutlich zu erhöhen. Das Geräuschverhalten wurde zusätzlich mit Luft- und Körperschallmessungen auf Prüfständen und in Fahrzeugen untersucht. Im Gesamtergebnis liegen Motoren mit Aluminium- und Stahlkolben auf vergleichbarem Niveau. Bild 6 zeigt beispielhaft Körper- und Luftschallmessungen auf einem Fahrzeug-Prüfstand, mit denen Motoren beider Ausführungen verglichen wurden.

Die Anregungsspektren in Bild 6 weisen für einzelne Frequenzbereiche sowohl leichte Vor- als auch Nachteile auf. Unterschiede bzgl. mechanisch bedingter Geräusche sind in der subjektiven Wahrnehmung kaum feststellbar.

Als Unterschied verbleibt ein kräftigeres und tieferes Klangbild, welches im Wesentlichen durch eine schnellere Verbrennungsumsetzung entsteht.

6 Weitere Effizienzsteigerung von Stahlkolben für Diesel PKW der neuen Motorenfamilie von Mercedes-Benz

Die Markteinführung des Stahlkolbens im V6-Dieselmotor OM642 von Mercedes-Benz erfolgte in der E-Klasse im September 2014. Besonders hervorzuheben ist dabei die weltweit erstmals angewandte Kombination des Stahlkolbens mit einem Vollaluminium-Kurbelgehäuse mit NANOSLIDE®-Laufbahnbeschichtung.

Im E 350 BlueTEC werden durch den Stahlkolben in Kombination mit weiteren Verbrauchsmaßnahmen (z.B. Optimierung ATL und Nockenwelle) und in Verbindung mit dem neuen Automatikgetriebe NAG3 Verbrauchswerte von 133 gCO₂/km bzw. 5,0 l/100 km erzielt.

Der Stahlkolben leistet dazu einen Beitrag von ca. 3% Verbrauchsvorteil bzw. ca. 3,5g CO₂/km und wirkt aufgrund seiner Thermodynamik- und Reibungsvorteile in einem sehr weiten kundenrelevanten Fahrbereich (Vgl. Kap. 4).

Ausgezeichnet wurden diese Arbeiten mit dem begehrten Stahl-Innovationspreis 2015 in der Kategorie „Produkte aus Stahl“. Der renommierte Preis der Wirtschaftsvereinigung Stahl wird alle drei Jahre verliehen und würdigt insbesondere die gemeinsam mit den Zulieferern neu entwickelten Stahlkolben für Pkw-Dieselmotoren mit einem signifikanten CO₂ Einspar- und hohen Leistungspotenzial.

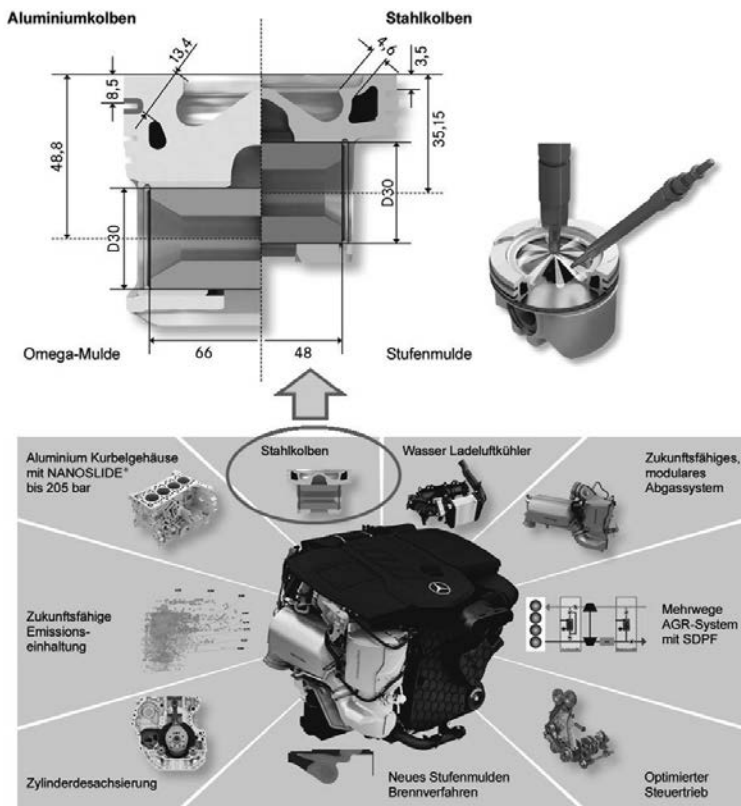


Bild 7: Wesentliche Innovationen und Einführung von Stahlkolben mit Stufenmulde im OM654 (© Daimler)

Parallel erfolgte die Entwicklung des neuen Vierzylinder-Dieselmotors OM654, der mit der Markteinführung als weltweit erster Vollaluminium-Diesel-Vierzylinder von Mercedes-Benz in der neuen E-Klasse im Frühjahr 2016 eingeführt wurde [10, 11, 13, 14]. Die am Sechszylinder-Dieselmotor erstmals umgesetzte Kombination aus NANOSLIDE®-Beschichtung und Stahlkolben ist auch Basis für alle Diesel-Derivate der neuen Motorenfamilie.

Zum Einsatz kommt ein geschmiedeter und geschweißter Stahlkolben aus 42 CrMo4. Bild 7 zeigt den direkten Vergleich der konstruktiven Ausführung des Stahlkolbens und dem für identische motorische Randbedingungen ausgelegten Aluminiumkolben einer frühen Entwicklungscharge. Deutlich werden die Vorteile des Stahlkolbens bzgl. der geringeren Kolbenhöhe, dem reduzierten Schadvolumen, insbesondere am 1. Ringsteg und der reduzierten Kolbenbolzenlänge.

Im OM654 wird der Stahlkolben erstmals im Pkw mit einer Stufenmulde ausgeführt. Das Brennverfahren wurde komplett neu entwickelt. Die Stufenmulde wirkt sich positiv auf den Verbrennungsverlauf, die thermische Bauteilbelastung kritischer Kolbenbereiche und den Rußeintrag in das Motorenöl aus. Durch die gegenüber der bisherigen Omega-Mulde gesteigerte Brenngeschwindigkeit steigt der Wirkungsgrad. Die spezielle Abstimmung von Muldenform, Luftbewegung und Einspritzdüse ist gekennzeichnet durch eine sehr gute Luftausnutzung und ermöglicht den Betrieb bei sehr hohem Luftüberschuss. So lassen sich die Partikelemissionen auf ein besonders niedriges Niveau absenken.

Durch die gegenüber Aluminiumkolben niedrigere Bauweise des Stahlkolbens konnten für die neue Motorenfamilie zusätzliche Gewichts- und Bauraumpotenziale erschlossen werden.

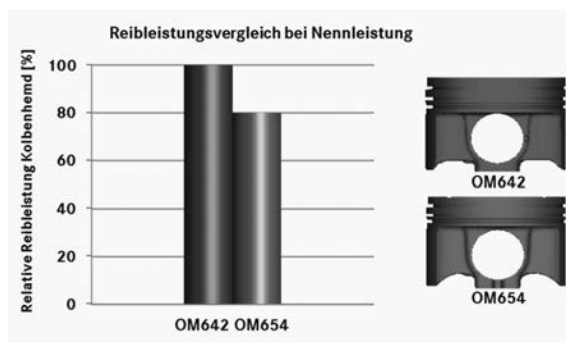


Bild 8: Digitaler Vergleich der Reibungsverluste von Stahlkolben im V6-Dieselmotor OM642 gegenüber neuem R4-Dieselmotor OM654 (© Daimler)

Bei der Neuentwicklung des Vierzylinder Dieselmotors OM654 konnte die Reibleistung des Stahlkolbens gegenüber dem OM642 durch Detailoptimierungen in der Kolben-/Laufbahngruppe weiter reduziert werden.

Die Analyse der Reibungsverluste am Kolbenhemd durch Simulation zeigt eine Senkung der Kolbenreibung um weitere 20% (Bild 8) und das trotz der bereits stark erhöhten thermischen Kolbenspiele von Stahlkolben im Aluminium-Kurbelgehäuse insbesondere bei Nennleistung.

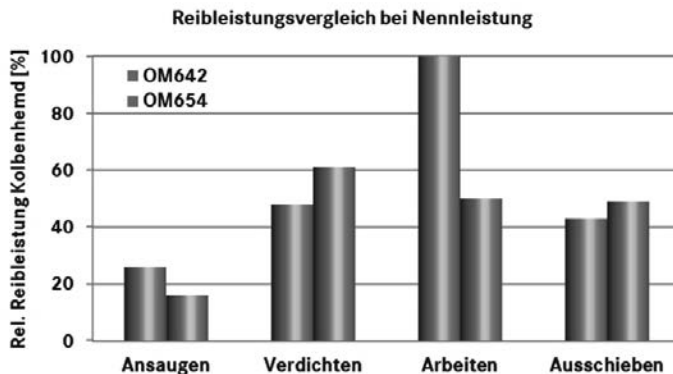


Bild 9: Bewertung der Kolbenhemdreibung OM642 durch virtuelle Stahlkolbenanalyse im Vergleich zum neuen R4-Dieselmotor OM654 mit Zylinderdesachsierung von 12 mm (© Daimler)

Bei detaillierter Analyse der Kolbenhemdreibung über dem Arbeitszyklus ergeben sich nach Bild 9 deutliche Unterschiede zwischen dem klassischen Kurbeltrieb im OM642 und dem OM654, der u.a. mit einer Zylinderdesachsierung bzw. Schränkung der Kurbelwelle ausgelegt wurde.

Durch die Schränkung des Triebwerks um 12 mm zur Gegendruckseite und die durch den Einsatz des Stahlkolbens mögliche Verlängerung des Pleuels auf 154 mm, konnten die Kolbenseitenkräfte abhängig vom Betriebspunkt um bis zu 75% reduziert und das Anlagewechselverhalten deutlich verbessert werden. Aufgrund der Schränkung ergeben sich zwar höhere Reibungsverluste bei der Aufwärtsbewegung des Kolbens während des Verdichtens und Ausschiebens. Dafür sind die Vorteile bei der Abwärtsbewegung dominant. Dieses zeigt sich insbesondere unter Gasdruckbelastung im Arbeitstakt, wo die Reibleistung aufgrund der deutlich abgesenkten Kolbenseitenkräfte nahezu halbiert wird.

7 Reibungs- und CO₂-Reduktion im Vergleich zum Vorgängermotor

Durch weitere Detailoptimierungen an der Kolbenfeingeometrie konnte das sehr gute Reibungsniveau nochmals deutlich verbessert werden. Bild 10 zeigt den direkten Vergleich der Schleppleistung zum Vorgängermotor und die Entwicklung über zwei Entwicklungschargen.

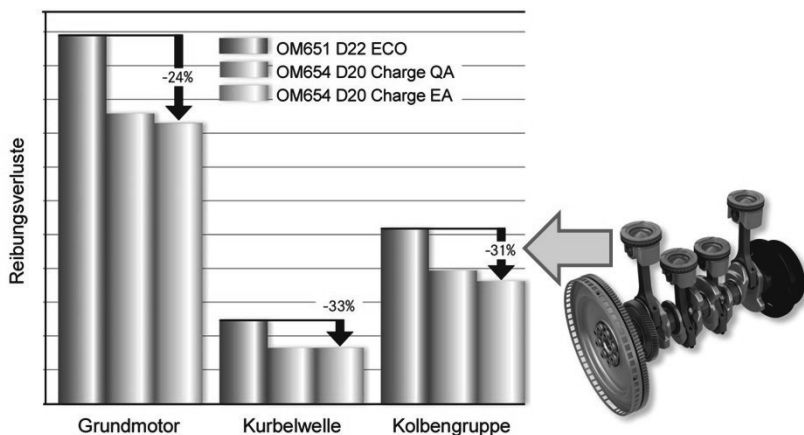


Bild 10: Reibungsreduktion OM654 im Vergleich zum 4-Zylinder Vorgängermotor (© Daimler)

Die Summe aller Reibleistungsmaßnahmen führt zu einer Kraftstoffersparnis von ungefähr 6% im Vergleich zum Vorgängermotor OM651.

Eingebaut in einem vergleichbaren Fahrzeug, verbraucht der neue 4-Zylinder Dieselmotor von Mercedes-Benz durch weniger Reibung und eine verbesserte Verbrennung rund 13 Prozent weniger Kraftstoff als sein Vorgänger. Verantwortlich dafür ist neben der optimierten Luftführung auf der Ansaug- und Abgasseite und dem Einsatz der Common-Rail-Einspritzung der vierten Generation mit Drücken bis zu 2050 bar die Reduzierung der internen Reibleistung um rund ein Viertel.

Erreicht wurde dies durch

- flache Stahlkolben mit innovativen Stufenmulden und langen Pleuel
- Weiterentwickelte NANOSLIDE® Beschichtung der Zylinderlaufbahnen
- Schränkung des Triebwerks
- Reduzierung des Hubraums
- vielfältige Detailmaßnahmen, etwa beim Nockenwellenantrieb

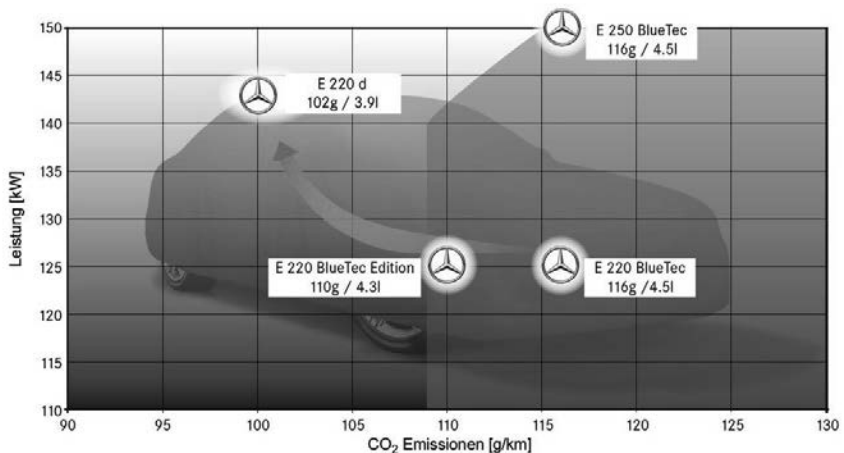


Bild 11: Verbrauchswerte des E 220 d mit OM654, 143 kW (© Daimler)

Die dargestellten Verbrauchswerte bestätigen die Wirksamkeit der eingesetzten Technologien. Durch das robuste Stufenmuldenbrennverfahren, die leistungsfähige Abgasrückführung, Reibungs- und Gewichtsmaßnahmen sowie die motornahe Abgasnachbehandlung war es möglich, neben deutlich reduzierten Emissionswerten gleichzeitig einen neuen Verbrauchsbestwert von 102 g CO₂/km sprich 3,9l/100 km im neuen E220d darzustellen.

8 Verbrauchsentwicklung der Vierzylinder-Dieselmotoren von Mercedes-Benz

Die Geschichte der Dieselmotoren in Pkw-Modellen bei Mercedes-Benz begann bereits im Jahr 1936. Als erster Hersteller wagte Mercedes-Benz damals den Schritt, mit einem Vierzylinder-Dieselmotor beim Pkw in Serie zu gehen. Der Pioniergeist spiegelte sich in jedem neu entwickelten Motor seiner Zeit wieder. Jeder neue Motor von Mercedes-Benz war ein technologischer Meilenstein: stärker, leiser und sauberer.

Am deutlichsten belegen Zahlen für die spezifische Leistung den Charakterwandel des Diesels hin zu Fahrspaß und Umweltverträglichkeit. So stieg die Leistung pro Liter Hubraum (Literleistung):

- 18 PS/l (13 kW/l): 1936 im ersten Diesel-Pkw der Welt, dem Mercedes-Benz Typ 260 D mit lediglich 33 kW (45 PS)
- 28 PS/l (20 kW/l): 1975 im „Strich 8“ (W 115) sind es beim 200 D mit 1.988 cm³ 40 kW (55 PS)

- 58 PS/l (43 kW/l): 1995 kommt der 92 kW (125 PS) starke E 220 CDI (W 210) auf den Markt
- 100 PS/l (72 kW/l): Der brandneue Vierzylinderdiesel schöpft aus 1.950 cm³ Hubraum in seiner mittleren Leistungsvariante 143 kW (195 PS).

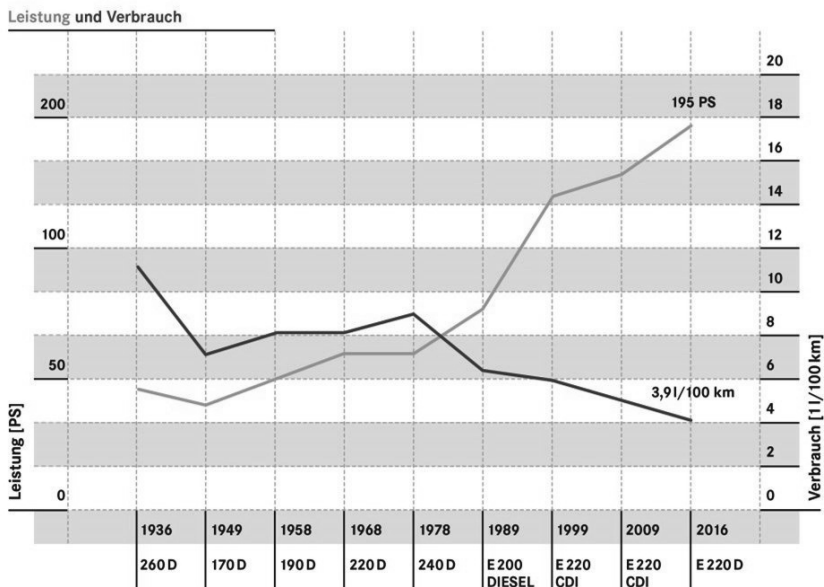


Bild 12: 80 jährige Entwicklung der 4-Zylinder Premium-Dieselmotoren bei Mercedes-Benz hinsichtlich Leistung und Verbrauch (© Daimler)

So ist die spezifische Leistung in 80 Jahren um über 500 Prozent gestiegen. Und das ist noch nicht das Ende: Der neue Motor ist auf Leistungen bis 90 kW/l ausgelegt [13].

Ebenso drastisch entwickelte sich der Anstieg des Drehmoments, dem entscheidenden Faktor für den Durchzug aus niedrigen Drehzahlen. Von 98 Newtonmetern im 170 D von 1949 kletterte es über 113 Nm im 200 D (1975) und 300 Nm im E 220 CDI (1995) auf 400 Nm in der kommenden E-Klasse. Anders ausgedrückt: rund 55 Newtonmeter pro Liter Hubraum von 1949 stehen heute 205 Nm/l gegenüber, fast vier Mal so viel wie damals.

9 Zusammenfassung und Ausblick

Weltweit erstmalig wurden Hightech Stahlkolben für die Kombination mit einem Vollaluminium-Kurbelgehäuse mit NANOSLIDE®-Laufbahnbeschichtung entwickelt und im September 2014 im Sechszylinder-Dieselmotor des E 350 BlueTEC von Mercedes-Benz eingeführt. Die erzielte Reduktion der CO₂-Emissionen um ca. 3,5 g/km resultiert dabei im Wesentlichen aus den Thermodynamik- und Reibungsvorteilen, die in einem sehr weiten kundenrelevanten Fahrbereich wirken. Die Entwicklung der innovativen Stahlkolben wurde durch den Einsatz modernster Berechnungsverfahren begleitet. Ziel der Weiterentwicklung der Stahlkolbentechnologie auf Basis des Stahlkolbens OM642 war neben der optimierten Verbrennung durch ein neues Stufenmulden-Brennverfahren auch eine Auslegung für höhere spezifische Leistungen und Spitzendrücke bei gleichzeitiger Reibungsminimierung. Bei der Weiterentwicklung der Stahlkolbentechnologie für den neuen Vierzylinder-Dieselmotor OM654 konnte die Kolbenhemdreibung um weitere 20% gesenkt werden, wobei insbesondere die Reibung im Arbeitstakt aufgrund der Schränkung der Kurbelwelle deutlich reduziert werden konnte. Effiziente Hightech Stahlkolben entwickeln sich mehr und mehr zum Standard für Mercedes-Benz PKW-Dieselmotoren und liefern einen wesentlichen Beitrag zur weiteren Senkung des Verbrauchs durch weniger Reibung bei optimierter Verbrennung.

Literaturhinweise

- [1] Scheib, H.; Hartweg, M.; Heyd, M.; Tomaschko, S.; Lagemann, V.; Doll, G.; Behr, T.; Schommers, J.: Konsequente Reibleistungs- und Verbrauchsreduktion am Beispiel der neuen Mercedes-Benz V6- und V8-Ottomotoren. Vortragsmanuskript zur Veranstaltung 2. ATZ Fachtagung Reibungsminimierung im Antriebsstrang, Esslingen, 2011
- [2] Schommers, J.; Doll, G.; Weller, R.; Behr, T.; Scheib, H.; Löffler, M.; Böhm, J.; Hartweg, M.; Bosler, A.: Reibleistungsoptimierung – Basis für die Zukunftsfähigkeit der Verbrennungsmotoren. Vortragsmanuskript zur Veranstaltung 33. Internationales Wiener Motorensymposium, Wien, 2012
- [3] Kreso, A.; Behr, T.; Maier, S.; Hartweg, M.; Lagemann, V.; Nowotni, D.; Rubi, J.: Friction Optimization Heavy Duty Truck Engines. Vortragsmanuskript zur Veranstaltung 13. Internationales Stuttgarter Symposium, Stuttgart, 2013
- [4] Lagemann, V.; Bosler, A.; Mueller, F.; Rösch, H.; Ruoff, A.; Ströer, M.: Optimierung der Kolbenreibung durch konsequenten Einsatz virtueller Prüfläufe in der Motorenentwicklung. Vortragsmanuskript zur Veranstaltung 3. ATZ Fachtagung Reibungsminimierung im Antriebsstrang, Esslingen, 11/2013

- [5] Schommers, J.; Scheib, H.; Hartweg, M.; Bosler, A.: Reibungsminimierung bei Verbrennungsmotoren, MTZ 07-08/2013, 74. Jahrgang
- [6] Lückert, P.; Busenthür, D.; Arndt, S.; Sass, H.: The Mercedes-Benz OM 651 Four-Cylinder Diesel Engine for Worldwide Use. Vortragsmanuskript zur Veranstaltung 22. Aachener Kolloquium, Aachen, 2013
- [7] Andres, C.; Ebelsheiser, O.; Gödecke, T.; Hawig, P.; Hanselmann, J.: Vier gewinnt, ATZ extra, 05/2014
- [8] Schommers, J.; Eder, T.; Behr, T.; Lagemann, V.; Weller, R.; Böhm, J.; Schnüpke, H.; Binder, S.; Dietz, W.: Steel Piston for Diesel Passenger Car Engines – Efficient, Sustainable and Light. Vortragsmanuskript zur Veranstaltung 23. Aachener Kolloquium 2014
- [9] Schommers, J.; Lagemann, V.; Böhm, J.; Binder, S.: Stahlkolben für Diesel PKW-Motoren von Mercedes-Benz - leicht, effizient und zukunftsfähig. MTZ 06/2015, 76. Jahrgang
- [10] Lückert, P.; Arndt, S.; Duvinage, F.; Kemmner, M.; Binz, R.; Storz, O.; Reusch, M.; Braun, T.; Ellwanger, S.; et al.: The New Mercedes-Benz 4-Cylinder Diesel Engine OM654 – The Innovative Base Engine Of The New Diesel Generation. Vortragsmanuskript zur Veranstaltung 24. Aachener Kolloquium 2015
- [11] Eder, T.; Weller, R.; Spengel, C.; Böhm, J.; Herwig, H.; Sass, H.; Tiessen, J.; Knaul, P.: Launch Of The New Engine Family At Mercedes-Benz. Vortragsmanuskript zur Veranstaltung 24. Aachener Kolloquium 2015
- [12] Lagemann, V.; Eder, T.; Behr, T.; Weller, R.; Böhm, J.; Binder, S.; Dietz, W.: Effizienter mit Hightech-Stahlkolben. Vortragsmanuskript zur Veranstaltung 4. ATZ Fachtagung Reibungsminimierung im Antriebsstrang, Esslingen, 12/2015
- [13] Daimler AG. 2016. „Die Diesel-Zukunft beginnt in der Mercedes-Benz E-Klasse“. Pressemitteilung Media Daimler, Stuttgart, 15.02.2016
- [14] Eder, T.; Lückert, P.; Kemmner, M.; Sass, H.: OM654 – Start einer neuen Motorenfamilie bei Mercedes-Benz. MTZ 03/2016, 77. Jahrgang

Massivumgeformter Monoblock-Stahlkolben mit Kühlkanal für Pkw

Massivumgeformte Komponenten unterstützen Megatrends im Automobil

Dr.-Ing. **H.-W. Raedt**, **S. Dropmann**,
Dipl.-Ing. Dipl.-Wirtsch.-Ing. (FH) **H. Wörner**,
Hirschvogel Automotive Group, Denklingen

Kurzfassung

In Zusammenarbeit mit der KSPG AG (ehemals Kolbenschmidt Pierburg) liefert die Hirschvogel Automotive Group den ersten Stahlkolben für eine Pkw-Serienanwendung. In einer Fertigungsprozesskette, die Massivumformung, Bearbeitung und Wärmebehandlung miteinander kombiniert, entsteht eine Monoblock (= einstückige) Komponente mit einem internen geschlossenen Kühlkanal. Neben diesem einteiligen Kolben erlaubt die Massivumformung zusätzliche kosteneffiziente Kolbengestaltungen (z.B. umgeformte Brennraummulden). Auch werkstoffliche Neuentwicklungen für die Massivumformung bieten zukünftig noch weitere Optimierungspotenziale bezüglich Leistungsfähigkeit und Kostensenkung.

Abstract

In cooperation with KSPG AG (formerly Kolbenschmidt Pierburg) the Hirschvogel Automotive Group delivers the first steel piston for a serial application in passenger cars. The component in monoblock design with an internal closed cooling duct is produced in a process chain consisting of forging, machining and heat treatment. Additional to this steel piston in monoblock design, forging also offers other cost efficient design possibilities of pistons (e.g. forged and shaped piston bowls). The development of new forging materials also provides further potential of optimisations concerning performance and cost reduction.

1. Die Hirschvogel Automotive Group

Die Hirschvogel Automotive Group zählt zu den erfolgreichsten Herstellern von massivumgeformten Bauteilen aus Stahl und Aluminium. Mehr als 4.500 Mitarbeiter stellen in acht Werken weltweit (Bild 1) Umformteile und Komponenten für die Automobilindustrie und deren Systemlieferanten her. Im Jahr 2015 belief sich der Umsatz der Unternehmensgruppe auf rund 931 Millionen Euro. Insgesamt wurden 317.700 t Schmiedeerzeugnisse aus Stahl und Alumi-

nium ausgeliefert. Dabei handelt es sich um Umform-Rohteile, bearbeitete Komponenten oder einbaufertige und vormontierte Funktionsbaugruppen.

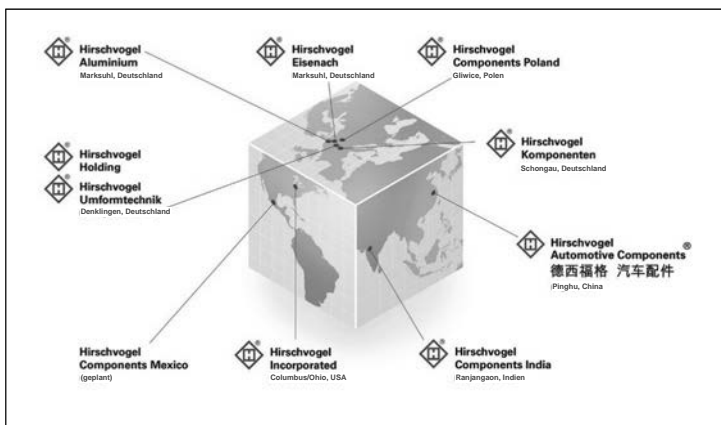


Bild 1: Globale Standorte der Hirschvogel Automotive Group [1]

Die Produkte der Hirschvogel Automotive Group finden ihre Anwendung zu 99% im Automobilbereich. Das Bauteilspektrum (Bild 2) reicht von innendruckbelasteten Bauteilen in der Kraftstoffeinspritzung über Exzenterwellen, Ausgleichswellen, Nockenwellen sowie Kolben für den Motorbereich bis hin zu drehmomentübertragenden Getriebeteilen und präzisionsumgeformten Komponenten im Antriebsstrang. Im Fahrwerk kommen unter anderem Radträger aus Aluminium oder Radnaben aus Stahl zum Einsatz.

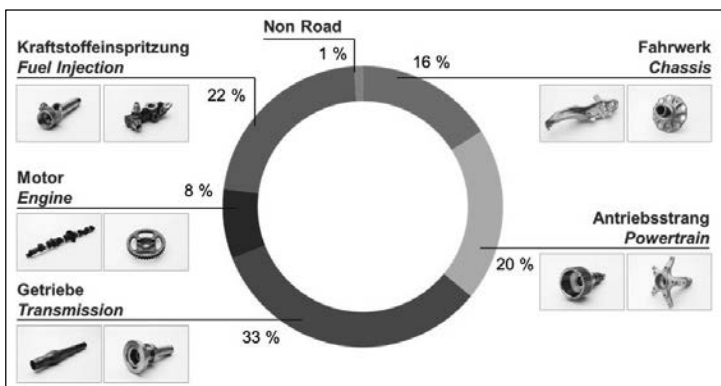


Bild 2: Bauteilspektrum der Hirschvogel Automotive Group [1]

Die kleinere Kompressionshöhe, die die Verwendung von Stahl anstatt Aluminium ermöglicht (Bild 6), führt zu einer reduzierten Reibung zwischen Zylinderlauffläche und Kolben sowie zu einer geringeren Motorhöhe.

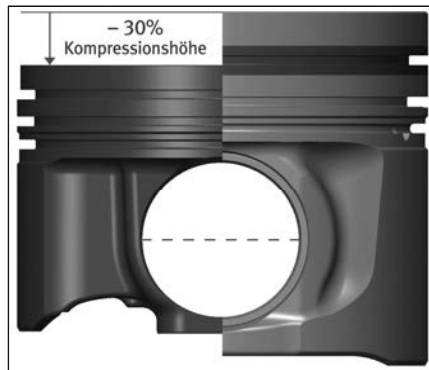


Bild 6: Vergleich zwischen Stahl- (links) und Aluminiumkolben (rechts) [2]

Darüber hinaus bringt der Werkstoff Stahl höhere Festigkeiten auch bei höheren Temperaturen mit sich, wodurch die Zünddrücke auf mehr als 200 bar und die spezifische Leistung auf mehr als 90 kW/l gesteigert werden können. Betrachtet man das gesamte Kolbensystem inklusive Kolbenbolzen, verursacht die höhere Dichte des Stahls keine Gewichtszunahme. Aus dem deutlich geringeren Spiel zwischen Kolben und Zylinderwand resultiert mit einer reduzierten Geräuschentwicklung im Kalt-Leerlauf ein weiterer Pluspunkt des Stahlkolbens. Durch den Einsatz von Stahl werden eine Verringerung der Reibleistung um bis zu 50% und eine deutliche Steigerung der Zünddrücke erreicht. Dies führt zu einer Reduktion des Kraftstoffverbrauchs um rund 3%, was auch eine Senkung der CO₂-Emissionen bewirkt. Bei den strenger werdenden Abgasnormen sind die Vorteile des Stahlkolbens daher von enormer Bedeutung. [3, 4]

3.2. Zweiteilige Kolben

Ein Großteil der heutigen Stahlkolben wird aus zwei geschmiedeten Teilen, einem Ober- und einem Unterteil, hergestellt. Nach einer mechanischen Vorbearbeitung werden die beiden Hälften beispielsweise durch Reibschweißen gefügt, wobei ein geschlossener Kühlkanal erzeugt wird. Bei dieser Variante ist eine Kombination unterschiedlicher Werkstoffe für Ober-

und Unterteil denkbar. So könnte beispielsweise ein besonders oxidationsfester Stahl für die Kolbenoberseite und ein leichter bearbeitbarer Stahl für den unteren Teil des Kolbens eingesetzt werden. Die Kolbenunterteile (Bild 7) werden warm umgeformt. Dabei sind komplexeste Formen herstellbar.



Bild 7: Kolbenunterteile für zweiteilige Stahlkolben

Die Kolbenoberteile lassen sich auch halbwarm schmieden. Durch den Halbwarmumformprozess werden eine hohe Maßhaltigkeit sowie bessere Oberflächengüten erzielt. Near-Net-Shape- beziehungsweise Net-Shape-Konturen, wie sie bei der Massivumformung leicht erzeugt werden können, führen zu einem geringeren Zerspanaufwand – in Teilbereichen sogar zum kompletten Entfall der Zerspanung. Besonders die problemlose Fertigung von Kolbenoberteilen mit nicht-rotationssymmetrischen Brennraummulden für eine angepasste Strahlführung (Bild 8) zeigt die großen Potenziale der Massivumformung bei der Kolbenherstellung.



Bild 8: Kolbenoberteil mit nicht-rotationssymmetrischer Mulde für zweiteilige Stahlkolben

3.3. Einteilige Monoblock-Stahlkolben

Zusammen mit der KSPG AG wurde ein einteiliger, sogenannter Monoblock-Stahlkolben entwickelt. Vorteil des Monoblock-Kolbens gegenüber der zweiteiligen Kolbenvariante ist seine

herausragende Festigkeit aufgrund des Entfalls einer Fügezone im besonders belasteten Bauteilbereich. Der Kolben (Bild 9) besteht aus dem Werkstoff 42CrMo4 und wird aus Rohmaterial in Form von Rundstangen gefertigt. Beim Fertigungsprozess handelt es sich um eine Kombination aus Warm- und Kaltumformung und Zerspanung. Im Anschluss an die Umformung erfährt der Kolben eine Wärmebehandlung durch Vergüten. Diese führt zu Zugfestigkeiten R_m von 1000 bis 1200 MPa. Wichtige Funktionsflächen sowie die Brennraummulde werden durch eine folgende spanende Weiterverarbeitung erzeugt.



Bild 9: Geschmiedeter Stahlkolben mit internem geschlossenem Kühlkanal

Im Gegensatz zur ursprünglichen Herstellung mittels Reibschweißen des Ober- und Unterteils entsteht durch die Ausführung als Monoblock keine Schweißnaht, sondern lediglich eine Fügezone an der kritisch belasteten Stelle. Dabei wird die Entstehung von Schweißspritzern oder Lötperlen im Kühlkanal vermieden.

Die Vergabe des Stahlinnovationspreises 2015 an Daimler, KSPG und die Hirschvogel Automotive Group für den Monoblock-Stahlkolben verdeutlicht nicht nur die technische Bedeutung dieser Entwicklung. Auch die Notwendigkeit einer intensiven Zusammenarbeit zwischen Zulieferer, Systemhersteller und Endanwender für anspruchsvolle Produktlösungen zur Unterstützung der automobilen Megatrends Verbrauchsreduzierung, Downsizing oder Leichtbau kommt zur Geltung.

4. Der Werkstoff 42CrMo4+Si

Ein werkstofflicher Lösungsansatz zur Verringerung der Hochtemperaturkorrosion bei Bauteilen unter hohen Betriebstemperaturen ist der Werkstoff 42CrMo4+Si. Dieser Vergütungsstahl ist geeignet für die Warm- und Halbwarmumformung und bietet sich für den Einsatz bei Monoblock-Stahlkolben oder Kolben-Oberteilen an. Durch den erhöhten Siliziumgehalt im Vergleich

zum Werkstoff 42CrMo4 steigt der Oxidationswiderstand an. Bild 10 zeigt mechanische Kennwerte nach der Umformung, die durch eine Vergütebehandlung weiter gesteigert werden können. Beim 42CrMo4+Si scheint aber auch die Möglichkeit zu bestehen, je nach Bauteilanforderung die Kosten eines Vergütens einzusparen, da direkt nach der Abkühlung aus der Umformwärme höhere Festigkeiten entstehen.

Mechanische Kennwerte <i>Mechanical properties</i>		42CrMo4 Warmumgeformt <i>Hot forged</i>	42CrMo4 + Si Warmumgeformt <i>Hot forged</i>
Zugfestigkeit / MPa <i>Tensile strength / MPa</i>	R_m	685 - 692	859 - 985
Streckgrenze / MPa <i>Yield strength / MPa</i>	$R_{p0,2}$	480 - 490	631 - 722
Bruchdehnung / % <i>Elongation / %</i>	A	14,1 - 14,5	12,1 - 13,0
Brucheinschnürung / % <i>contraction of area / %</i>	Z	58,8 - 59,7	36,9 - 49,4

Bild 10: Mechanische Kennwerte von 42CrMo4 und 42CrMo4+Si nach der Umformung

Des Weiteren weist der 42CrMo4+Si eine deutlich geringere Hochtemperaturkorrosion auf, was aus einer reduzierten Zunderbildung hervorgeht (Bild 11).

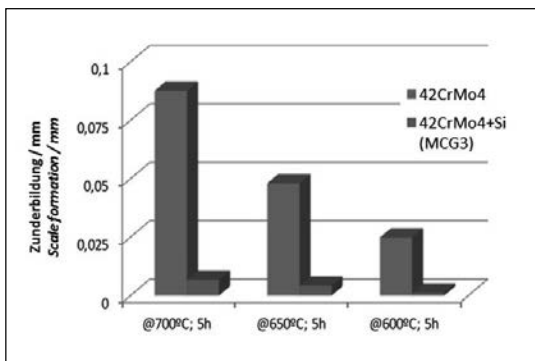


Bild 11: Vergleich der Zunderbildung bei 42CrMo4 und 42CrMo4+Si [5]

Darüber hinaus kann beim 42CrMo4+Si eine wesentlich höhere Zug-Druck-Ermüdungsfestigkeit bei verschiedenen Betriebstemperaturen beobachtet werden (Bild 12). [5]

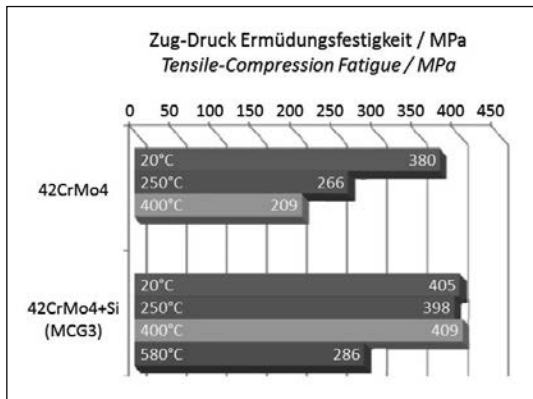


Bild 12: Vergleich der Zug-Druck Ermüdungsfestigkeit von 42CrMo4 und 42CrMo4+Si [5]

5. Weitere massivumgeformte Motorenbauteile

5.1. Ausgleichswellen

In modernen 3- und 4-Zylinder-Motoren werden Ausgleichswellen zum Massenausgleich verbaut. Die Verwendung von geschmiedeten Ausgleichswellen ermöglicht den Ersatz der ursprünglich eingesetzten Gleitlager durch Wälzlager. In der Hirschvogel Komponenten GmbH erfolgt die vollautomatisierte Vormontage der geschmiedeten Ausgleichswellen, die im Anschluss über den aufgetragenen DMC-Code verfolgt werden können. Dabei werden höchste Anforderungen im Bereich Welligkeit und Restschmutz sowie Haltbarkeit des Materials erfüllt. Ausgleichswellen für 4-Zylinder-Motoren (Bild 13: Rohteil, Bild 14: einbaufertige Komponente) werden warmumgeformt und anschließend zerspannt. Bei der Produkt- und Prozessauslegung liegt der Fokus auf einem optimalen Materialeinsatz und einem möglichst geringen Zerspanaufwand. Es werden die Werkstoffe C56E2 oder 100Cr6 eingesetzt. Durch werkstoffangepasste Wärmebehandlungen wie eine kontrollierte Abkühlung, GKZ-Glühen oder Induktivhärten erhalten die Ausgleichswellen ihre Festigkeitseigenschaften, die an die Betriebsbedingungen angepasst sind.



Bild 13: Geschmiedete Ausgleichswelle für 4-Zylinder-Motoren als Rohteil



Bild 14: Geschmiedete Ausgleichswelle für 4-Zylinder-Motoren einbaufertig

5.2. Massivumgeformte Bauteile im Ventiltrieb: Zahnwellen für VVT-Systeme

Ein weiteres Massivumformbauteil ist die Zahnwelle für den variablen Ventiltrieb (VVT). Die kaltumgeformte Komponente (Bild 15) fungiert als Trägerwelle eines Schiebenockensystems, welches eine lastabhängige Ventilhubverstellung oder die Abschaltung einzelner Zylinder ermöglicht. Eingesetzte Werkstoffe sind 31CrMoV9 und 16MnCr5. In der Hirschvogel Automotive Group können Zahnwellen mit Längen von bis zu 600 mm, Schaftdurchmessern bis etwa 20 mm und Kopfdurchmessern bis ca. 60 mm gefertigt werden. Durch die Ausführung als Monoblock können ein kostenintensiver Fügeprozess eingespart und die Qualitätsrisiken einer Fügestelle ausgeschlossen werden. Die hohen Rundlaufforderungen am Schaft werden durch die Kaltumformung optimal erfüllt. Darüber hinaus stellen die geringen Eigenspannungen und die daraus resultierende verzugarme Weiterbearbeitung sowie die sehr guten Festigkeitseigenschaften auch ohne Wärmebehandlung weitere Vorteile der massivumgeformten Zahnwelle dar.



Bild 15: Massivumgeformte Zahnwelle für VVT als Rohteil

Durch spitzenloses Rundschleifen und Plasmanitrieren oder Induktivhärten entsteht aus dem massivumgeformten Rohteil eine einbaufertige Zahnwelle (Bild 16).



Bild 16: Massivumgeformte Zahnwelle für VVT als Fertigteil

5.3. Massivumgeformte Bauteile im Ventiltrieb: Nockenwellen-Subsystem mit Dekompressionsmodul

Für die Anwendung in einem Boxermotor für Motorräder fertigt die Hirschvogel Automotive Group eine Nockenwelle (Bild 17). Über diese Nockenwelle wird der Ventilhub auf der Auslassseite gesteuert. Das integrierte Fliehkraftmodul sorgt bei niedrigen Drehzahlen durch einen kleinen, zusätzlichen Ventilhub für eine Dekompression. Bei hohen Drehzahlen bleibt der zusätzliche Hub zur Dekompression aus.

Bei diesem Bauteil handelt es sich um eine Komponente aus dem AFP-Stahl 38MnVS6. Der Umformung folgt eine Weichbearbeitung und anschließend eine Induktivhärtung. Nach der Hartbearbeitung wird das gesinterte Fliehkraftmodul montiert.

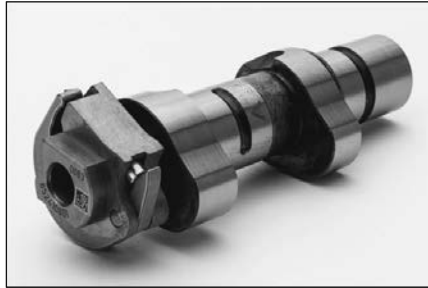


Bild 17: Massivumgeformte Auslassnockenwelle mit Dekompressionsmodul

6. Fazit

Der zunehmende Einsatz massivumgeformter Bauteile im Motor aber auch in weiteren Bereichen im Automobil zeigt sowohl deren vielseitige Anwendbarkeit als auch ihre herausragende Belastbarkeit und trägt wesentlich zur Unterstützung automobiler Megatrends bei. Die Hirschvogel Automotive Group ist nicht nur Massivumformer, sondern beliefert die Automobilindustrie als kompetenter Entwicklungspartner mit innovativen Produkten in Form von komplexen, einbaufertigen Systemkomponenten.

7. Literaturangaben

- [1] Unternehmenspräsentation, Powerpoint-Präsentation, Hirschvogel Automotive Group, Denklingen 2016
- [2] KS-Kolbensmidt – Stahlkolben für PKW-Dieselmotoren: Maßgeschneidert zum Erreichen von „95 g CO₂ / km“, Pressemitteilung, KSPG AG, Neckarsulm 2015
- [3] Schommers, J. et al.: Steel Piston for Diesel Passenger Car Engines – Efficient, Sustainable and Light, 23. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, Aachen 2014
- [4] Eder, T. et al.: Launch of the New Engine Family at Mercedes-Benz, 24. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, Aachen 2015
- [5] Elvira, R. et al.: New Steel Components with Superior Strength and Oxidation Resistance at High Temperatures, 4th International Conference on Steels in Cars and Trucks (SCT), Braunschweig 2014

Innovative Carbon Coating concepts for Piston Rings

Dr.-Ing. **D. López**, Dipl.-Ing. **R. Hügel**, MAHLE GmbH;
Dipl.-Ing. **E. Nocera**, Dipl.-Ing. **J. Araujo**,
MAHLE Metal Leve S.A., Brazil;
Dipl.-Ing. **L. Nascimento**, Componentes de Motores S.A., Portugal

Abstract

Global environmental concerns are driving the development of internal combustion engines targeting for lower emissions and low fuel consumption both for passenger cars and commercial vehicle applications. Engines designed to provide very low mechanical losses are mandatory, thus a strong requirement to reduce the friction contribution in the Power Cell Unit (PCU) is in focus.

At the same time, new engine technologies to meet the challenging exhaust emission requirements while maximizing fuel economy (like use of exhaust gas recirculation, higher boosting, increasing peak cylinder pressures, use of low viscosity oils etc.) might lead to more severe tribological conditions in the engine (in particular to the rings). Especially the introduction of low viscosity oils by OEMs as a main path to achieve friction reduction might impact severely the boundary conditions leading to higher wear rates and scuffing risk with subsequent engine failure.

The latest Piston Ring coating developments to attend these targets will be described, considering innovative duplex concepts based on the state of the art PVD (Physical Vapor Deposition) technology in combination with advanced hydrogen free (H-free) carbon based coatings. These innovative concepts show improved wear for high loaded applications and superior scuffing resistance compared to today's technologies, enabling the introduction of low oil viscosities for friction reduction while keeping the functional aspects.

Furthermore, these characteristics support the introduction of more aggressive component designs for additional friction benefits, like the introduction of smaller ring dimensions for friction reduction or lower piston compression height and smoother honing structures in the cylinder surface.

Different coating systems have been simultaneously developed to attend the particular demands of different applications (passenger cars both gasoline and diesel, and commercial vehicles). A strong focus lay on the achievement of superior coating performance in combination with low viscosity oils, while keeping a cost competitive solution with a robust production process. Excellent results were confirmed within a comprehensive coating characterization and testing in both rig and engine tests for several applications.

1. Introduction

Within the highly demanding emission legislations for combustion engines [1], new engine technologies are becoming mandatory to meet the challenging exhaust emission requirements while maximizing fuel economy (and reducing CO₂ emissions). The increasing use of some of these technologies (exhaust gas recirculation, turbo charging, increasing peak cylinder pressures etc.) might lead to more severe tribological conditions in the engine. Then significant impact on the performance of some PCU components, in particular piston rings, is expected.

Under this severe environment, many efforts have been focused in the recent years in the introduction of low friction ring packs with reduced tangential forces and low axial widths. Now, a major aim of OEMs is the introduction of low viscosity oils to reduce friction, which might additionally impact substantially the tribological system [2]. Thus, higher demand on wear and scuffing resistance, especially for the top ring, might be needed. New concepts, as enabling technologies to introduce low viscosity oils while keeping the robustness of the system, need to be developed.

2. State of the art coatings for piston rings

As a result of these demanding engine environments and technological demands, novel technologies for surface treatment have been required for protecting sliding top ring surface, for example Vapor Deposition Processes (PVD, PACVD) coatings. CrN applied by arc evaporation was firstly used for heavy duty diesel (HDD). In the recent years these PVD (Physical Vapor Deposition) coatings have significantly become more common also as a top ring coating for light vehicles, both gasoline and diesel, due to its improved wear and scuffing resistance compared to conventional technologies and its guaranteed durability.

In recent years, new coating development activities have been heavily focused on the development of carbon based coatings (e.g. Diamond like Carbon coatings – DLCs in different compositions), which have been broadly used for many tribological applications in other areas [3]. The main characteristic of these coatings are the low friction coefficients. This characteristic provides piston rings with a very good scuffing resistance under boundary lubrication. For

these reasons, DLCs are good alternatives for breaking-in coating, especially for aggressive bore honing and materials (e.g. for breaking-in when running against aluminum based bore surfaces).

However, despite the promising properties in terms of low friction, several DLC families present basic restrictions for applications on piston rings, especially for top rings, that work under adverse environments.

Although significant improvements have been made to increase DLC coating thickness, due to high intrinsic stresses within the coating, they have been strongly limited compared to ceramic like PVD coatings for ring applications (up to 50µm). Furthermore DLCs may find limitations in terms of thermal degradation to the graphite sp²-phase under high temperatures and simultaneously applied pressure [4, 5, 6]. Additionally, it is known that some oil additives do not present good compatibility with hydrogen containing DLC coatings, jeopardizing its durability [7,8].

With the introduction of low HTHS viscosities (High Temperature High Shear < 2.0 mPa.s), some of the drawbacks of conventional Ceramic PVD coatings might be even worsened, highlighting the need of novel concepts that provide low CoF (Coefficient of Friction) and excellent scuffing resistance, while keeping a suitable wear resistance over the whole life of the engine.

3. Novel Coating Systems

The novel coating systems to address these new boundaries are based on duplex concepts consisting out of CrN-based PVD + **thin** H-free DLC (MIP330) or CrN-based PVD + **thick** H-free DLC (MIP400) depending on demands and application in light vehicles and heavy duty, respectively. The duplex concepts combine advantages of ceramic PVD and DLC coatings to address on one side the demand of low CoF and scuffing resistance, within a cost effective solution by using a robust coating-process. This allows also a high coating thickness for durability, with adequate residual stresses and proper finishing. The DLC based coating is based on high wear resistant H-free DLCs, which prevents the coating to suffer from incompatibilities with oil additives. Figure 01 illustrates a cross sectional view of the concept.

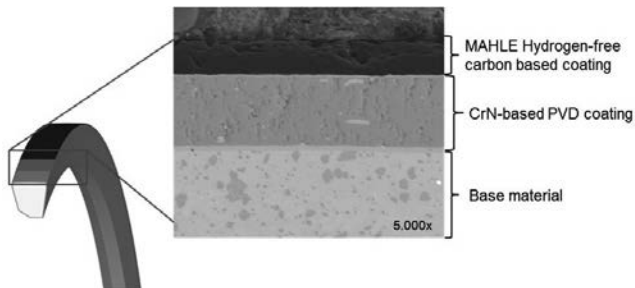


Fig. 1: Cross section of a piston ring. Duplex coating with CrN-based PVD coating as bottom layer and the outmost layer as H-free carbon based coating.

4. Coating characterization and results

Hydrogen-free carbon films are differentiated by the type of carbon atoms bonding (sp^2 or sp^3) which is predominant in the coating. Depending on the energy level that is applied during the deposition process, there is a predominance of either sp^2 or sp^3 bonds. It is possible to manipulate process parameters to obtain predominance of the desired type of C-bond. While sp^2 hybridizations are predominant for “a-C” films, sp^3 hybridizations are predominant for “ta-C” films. A high amount of sp^3 bonds result in increased internal compressive stresses, which enable attractive mechanical properties such as high hardness levels [9, 10].

The coating is produced by PVD technology from a graphite target by arc-ion plating, where just carbon is applied onto the piston ring. The growth and properties of DLC coating are controlled by the substrate temperature and bias (substrate energy bombardment). The hardness, density and type of bond can be manipulated by these parameters. The hardness of H-free DLC coatings can reach high values (in the range of 30 to 60 GPa), but for the highest hardness the internal stress limits the thickness of the coating that can be used for piston ring applications. The MAHLE H-free DLC coatings were applied on the polished CrN-based PVD coating and tested both on rig tests (wear, CoF and scuffing) and on engine tests, where it was applied in two different thicknesses of 3 μm minimum for SI and 10 μm minimum for HDD.

RIG TEST

Wear resistance

Relative ring coating wear was evaluated in a reciprocating bench test. Normal load is applied using a closed-loop servo mechanism, normal load and friction forces are measured with strain-gages. The experimental setup is shown in Fig. 2a. The test consists of a ring with an

applied nominal pressure of 12 MPa (120 bar) and a rotational speed of 900 rpm, during 4 hours, against the cylinder liner. To accelerate ring wear, the oil is doped with hard particles. The wear test procedure was developed empirically and found to generate ring wear even for hard coatings like PVDs, allowing a differentiation and ranking of different coatings. Ring wear is measured by comparing the respective profile, before and after test, see Fig. 2b.

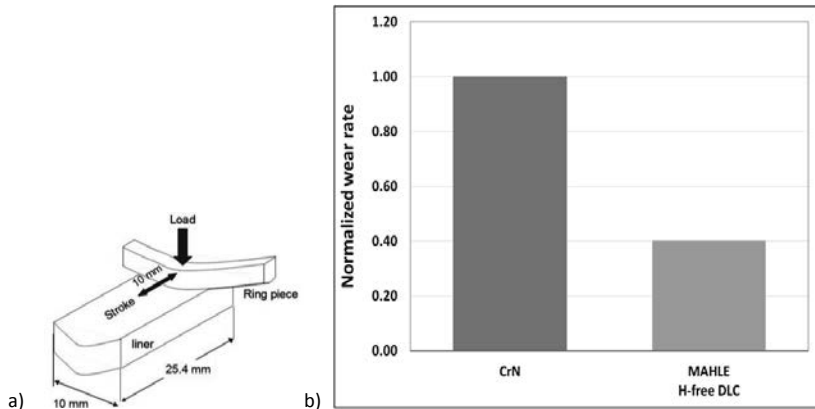


Fig. 2: Ring coating wear in a reciprocating bench test (a) sketch of reciprocating procedure (b) wear results

Figure 2b shows that the wear resistance of MAHLE H-free coating is more than double of the wear resistance of CrN-based PVD coating. The novel carbon based MAHLE concept applied by arc was also found to show higher wear resistance than the carbon films concepts known so far. One important point is that the finishing condition has significant influence on performance (wear and CoF) for these coatings with a high hardness and the MAHLE concept was designed to have a better control of the roughness based on Rmr spec. Another point is that the tribo condition on the rig test is based on predominance of boundary behavior emphasizing the coating properties. A direct extrapolation on engine tests might not be possible.

Coefficient of Friction

The Carbon based coating tested, presented the lowest friction coefficient among the wear resistant ring coatings. Figure 3 shows the measured friction coefficient in a reciprocating test machine for CrN-based PVD coating and the Hydrogen-free carbon based coating. The test was performed under 130 °C with 0W20 oil against a coated bore. Due to its very low friction

coefficient, the carbon based coatings have been attracting attention to SI and HDD engine applications.

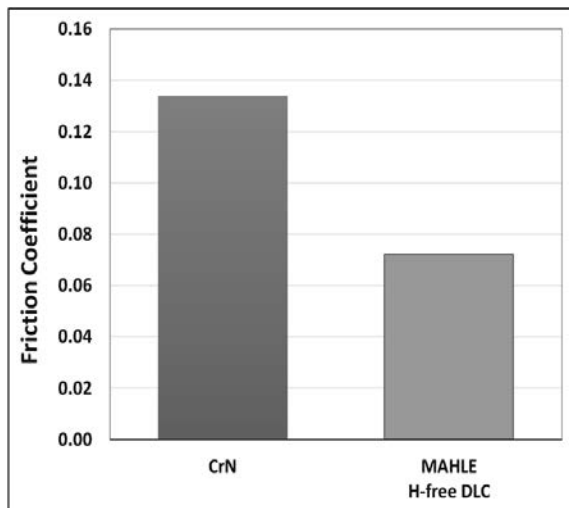


Fig. 3: Ring coating friction coefficient in a reciprocating bench test

Scuffing resistance

The MAHLE protocol for scuffing resistance test is based on the work of Wolffe et al. [11, 12]. A short ramp scuffing test using the SRV (German: Schwingungs Reibverschleiß) reciprocating tester was developed by MAHLE allowing to test with actual ring and liner parts and to use of fully formulated oil with temperatures and loads similar to the engine operation conditions. It consists of a reciprocating rig test with load, frequency, angle and temperature control, as well as friction coefficient measurements through a pair of load cells. Oil injection is controlled with a high precision pump. Figure 4 shows MAHLE H-free DLC and CrN-based PVD coating where the MAHLE H-free DLC got the highest scuffing resistance, with a Load Carrying Capacity (LCC) higher or equal than 1000N. CrN-based PVD coating presented 500N LCC minimum for the high HTHS oil and 300N LCC for the low HTHS oil. Visual post-test analysis also showed no signs of scuffing on MAHLE H-free DLC or their liner counterparts.

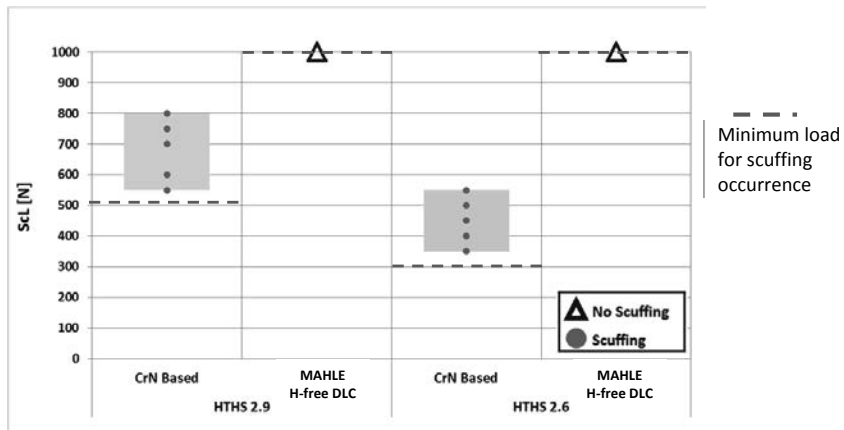


Fig. 4: Scuffing load results for CrN-based PVD coating and H-free DLC under different HTS viscosities

MAHLE carbon based coating and CrN-based PVD coating were tested with different oil formulations regarding scuffing resistance. While for CrN based coating it was observed a decrease on the scuffing limit when the oil viscosity was decreased, for the MAHLE H-free DLC, in both oil conditions, no scuffing was observed up to the maximum equipment limit of 1000N.

MAHLE carbon based coatings show a superior scuffing resistance and compatibility with low HTS oils, becoming an enabler for CO₂ reduction (even with low viscosity oil formulations).

Figure 5 shows the friction curve during the scuffing test. The MAHLE H-free DLC coating showed a CoF of less than 0.1 after the first 5 minutes and kept this value over the whole test. The CrN-based coating showed a CoF of less than 0.15 during the whole test, but showing some instability around 30 minutes and after. Visual analysis of the pieces after the test confirmed the scuffing occurrence.

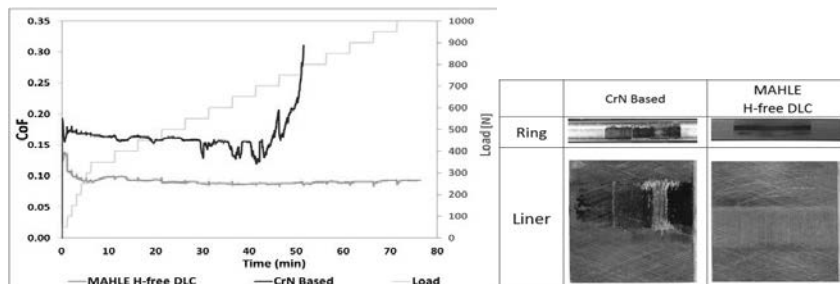


Fig. 5: CoF during scuffing test and visual analysis after test

ENGINE TESTS

Passenger Car

MAHLE H-free DLC coated top rings were run in an accelerated dynamometer tests, a passenger car SI engine (75 kW/L and 10.5 MPa of peak cylinder pressure - PCP) was used. Two engine tests of 500 hours with two different oil viscosities (5W30 and 0W20) were carried out. One cylinder was assembled with the series CrN-based PVD coated top ring, the other three cylinders were assembled with the duplex MIP330 (CrN PVD + H-free DLC coating). Figure 6 shows the wear resistance comparison of the CrN-based PVD against MIP330 on the two different oil viscosities already mentioned.

The result on standard oil shows similar wear resistance for both coatings. With the introduction of low viscosity oils, MAHLE H-free DLC coating indicates a trend for an advantage on wear. Moreover, these coatings (CrN-based and H-free DLC) showed an outstanding wear performance. It consolidates that the duplex system concept is an enabler for CO₂ reduction by superior scuffing resistance and suitable durability.

As the duplex coating is 10 µm minimum, it is expected to have no substrate exposure before 1000h. Additionally, the oil consumption and the blow-by are within typical engine levels. The bottom layer CrN-based PVD coating was exposed only at the ring tips presenting a smooth transition from the outmost (H-free DLC) to the bottom layer (CrN-based PVD), with no burning marks nor localized seizure and cylinder liners were free of scuffing or scoring, presenting regular marking and no scratches.

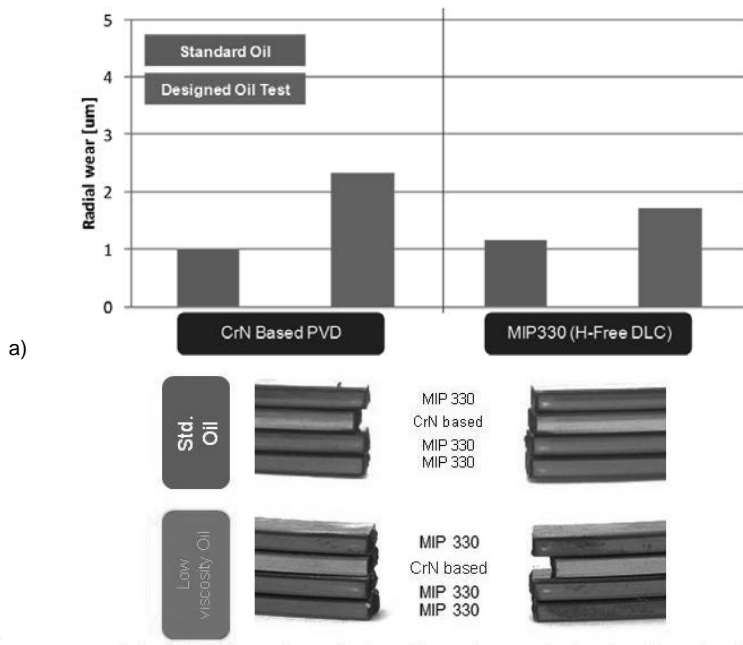


Fig. 6: 500h 1.6L SI engine test (a) wear evaluation on std. and low viscosity oil
(b) visual analysis on the ring tips

Heavy Duty Diesel (HDD)

Two thermal-shock dynamometer tests were performed in HDD engines with top ring MAHLE thick H-free DLC coating. Figure 7 presents the results of a 12.8L HDD engine (6 cylinder inline, 33 kW/l, 22 MPa of PCP). The oil used in this test has a HTHS viscosity of 2.9 cP.

The first test with 500 hours (split test) was carried out. The assembling configuration was 2 cylinders with series CrN PVD and 4 cylinders with duplex MIP400 (CrN PVD + thick H-free DLC). The results of wear present a significant advantage for H-free DLC coatings (Fig. 7). The wear performance indicates an outstanding wear rate reduction up to 50% at the ring face for Duplex Coating Concept, MIP400, for this engine test.

There is a clear trend for better wear performance of carbon based coatings over CrN-based coating on boundary lubrication condition. On starving oil conditions, the coating properties have higher influence on wear compared to a well lubricated system.

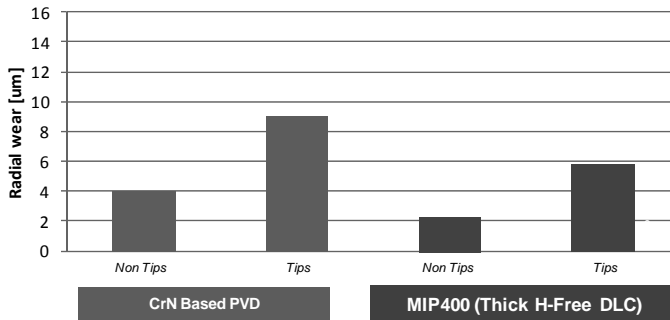


Fig. 7: HDD 500h engine test - wear evaluation

A second test with 1,000 hours (12.8L HDD engine, 6 cylinders inline, 30.5 kW/l, 23 MPa PCP, oil used with HTHS viscosity of 2.9 cP) was assembled with six cylinders using the MIP400 coating. The result consolidates that the duplex coating system proposed has an advantage on face wear of top compression rings on HDD engines.

Figure 8 presents the visual analysis of the rings after a 1,000h engine test. The evaluation showed small bottom layer exposure (CrN PVD) at the tips of only two rings, showing very good overall ring durability.

On these HDD tests the oil consumption and blow-by were within typical engine levels, presenting an overall good visual aspect on the top rings, no burning marks or localized seizure were observed.

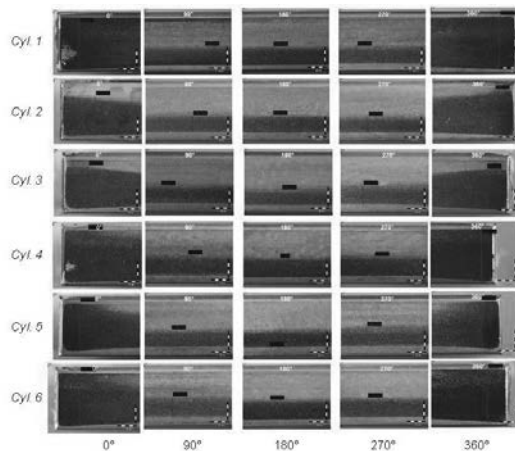


Fig. 8: Ring visual analysis on HDD engine test – 1000 hr. MAHLE Coating MIP400 (CrN-based + thick H-free DLC)

5. Summary and Outlook

MAHLE H-free DLCs are enablers for the use of low viscosity oils, and as consequence, enablers to reduce CO₂ emissions.

There is a clear trend for better wear performance of carbon based coatings over CrN-based coatings on boundary lubrication condition, such as a high loaded HDD engine and for a more robust solution against scuffing when using low viscosity oils.

The dual layer ring system proposed (top layer of carbon based coating with bottom layer of CrN-based coating) maximizes ring performance delivering a product with a superior scuffing resistance and suitable tribological properties on the bottom layer.

This system allows a competitive balance on cost-performance ratio in comparison with a standalone thick carbon based coating.

High durability dual layer coatings might help in some demanding applications to cope with low viscosity oils when conventional coating systems are reaching their limits.

6. References

- [1] Lothar M., Ina G., Wulf H., Hendrik-David N., Frank W., Henning L., Armin B., Manuel M., Viktor S. "NSC/SDPF System as Sustainable Solution for EU 6b and Up-coming Legislation" 23rd Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology. (2014) 1025-1044
- [2] Francisco J. P., Eduardo T., Luiz F. L., Demetrio C. Z. "Effect of lubricant viscosity and friction modifier on reciprocating tests". SAE International. 2013-36-0155
- [3] Kohlenstoffschichten, Grundlagen, Schichttypen, Eigenschaften - Kohlenstoffschichten, / Carbon Films – Basic Knowledge, Coating Types and Properties. VDI-Richtlinie 2840 (2012-06).
- [4] Dischler, A. Bubenzer, P. Koidl. "Bonding in hydrogenated hard carbon studied by optical spectroscopy" Solid State Commun. 48 (1983) 105-108
- [5] Becker J. et al. "Alternativen zu kohlenstoffbasierten Beschichtungen bei höheren Anwendungstemperaturen" Vakuumbeschichtung und Plasmaoberflächentechnik V2013 (2013)
- [6] Erdemir, A., Donnet, C. "Tribology of diamond and diamond-like carbon films: an overview" in Wear – Materials, Mechanisms and Practice (ed. G.W. Stachowiak), John Wiley & Sons Ltd, Chichester, England. (2005).
- [7] Shinyoshi et al. "Wear analysis of DLC coating in oil containing Mo-DTC" JSAE2007-7103 / SAE2007-01-1969
- [8] Podgornik B. et al. "Influence of EP and AW additives on the tribological behaviour of hard low friction coatings". Surface and Coatings Technology 165 (2003) 168-175
- [9] J. Vetter. "60 Years of DLC coatings: Historical highlights and technical review of cathodic arc processes to synthesize various DLC types, and their evolution for industrial applications". Surface and Coatings Technology 257 (2014) 213-240
- [10] Alfred Grill. "Diamond-like carbon: state of the art". Diamond and Related Materials 8 (1999) 428-434
- [11] Obert, Petra; Müller, Torben; Füßer, Hans-Jürgen; Bartel, Dirk. "The influence of oil supply and cylinder liner temperature on friction, wear and scuffing behavior of piston ring cylinder liner contacts - a new model test". Tribology international 94 (2016) 306-314
- [12] Wölflé, Petra; Goergen, Fabian; Füßer, Hans-Jürgen; Bartel, Dirk. "Einfluss des Prüfprogramms auf die ertragbare Belastung des Reibkontaktes Kolbenring gegen Zylinderlaufbahn im SRV-Tribometer". In: Reibung, Schmierung und Verschleiß ; Bd. 2. - Aachen: GfT; 2015, S. 66/1-66/12

Technische Anforderungen an ein modernes tribologisches System „Zylinderlauffläche – Motoröl – Kolbenring“

Neuartige Zylinderlaufflächen mit Hilfe eines Beschichtungsverfahrens

M.Sc. **Andreas Wörfel**, Dr.-Ing. **Bernhard Gand**,
GROB-WERKE GmbH & Co. KG, Mindelheim

Kurzfassung

Neue Richtlinien und strengere Vorschriften für die Emissionen von Kraftfahrzeugen stellen die Automobilhersteller vor immer neue Herausforderungen. Die Senkung der Emissionen kann unter anderem durch konstruktive und materialtechnische Lösungen am Zylinderkurbelgehäuse im Hinblick auf die Reibungsreduktion erreicht werden. Die Firma GROB-WERKE GmbH & Co. KG hat dazu eine neuartige thermische Spritztechnik auf Basis des RSW-Verfahrens von der Firma GTV für Zylinderlaufbahnen von Aluminiummotoren entwickelt. Neben reiner Gewichtsreduktion durch Materialeinsparung durch Wegfall der Zylinderlaufbuchsen wird bei der Herstellung der Stahlspritzschicht die Mikrostruktur und die Oberfläche so entwickelt, dass das tribologische Zusammenspiel an der Zylinderlauffläche mit dem Motoröl und dem Kolbenring so verbessert wird, dass es über die Verringerung der Reibung zu Kraftstoffeinsparungen kommt. In dieser Arbeit werden anhand tribologischer Modellversuche verschiedene Mikrostrukturen und Topographien unter Ähnlichkeitsbedingungen untersucht und bewertet.

1. Kurzüberblick: Rahmenbedingungen und Stand der Technik

Im Zuge der Entwicklungen der gesetzlichen Rahmenbedingungen für Emissionen sind die Anforderungen an die Automobilindustrie in den vergangenen Jahren sehr stark gestiegen. Bis zum Jahr 2020 sieht eine Regelung der Europäischen Kommission für neuzugelassene Fahrzeuge einer Flotte eine Absenkung der CO₂-Emissionen auf einen Durchschnitt von 95 g/km vor. [1]

Die stufenweise Absenkung der Emissionen waren bereits bei Erlass der Verordnung eine sehr ehrgeizige Vorgabe, sofern man berücksichtigt, dass im Zeitraum von 1995 bis 2006 der durchschnittliche CO₂-Ausstoß in der EU von 186 g/km lediglich auf 160 g/km gesunken

ist und laut Vorschlag der Kommission bis zum Jahr 2012 linear auf 130 g/km sinken sollte. Die finale Verordnung sieht eine Absenkung der Emission auf dieses Niveau bis zum Jahr 2015 vor, sowie ein Langzeitziel von 95 g/km bis 2020. [2]

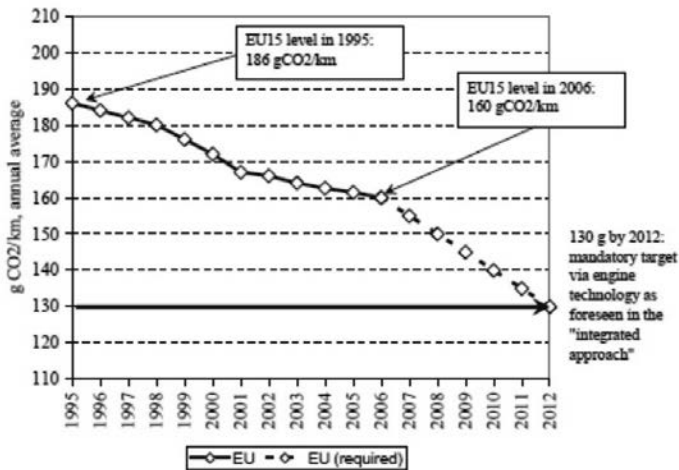


Bild 1: Entwicklung des CO₂-Ausstoßes (Stand 2006) mit Forderung bis 2012, welches die Grundlage für die Verordnung der Europäischen Kommission zur Senkung des CO₂-Ausstosses bei Pkw bildet (entnommen aus [1]).

Im Jahr 2014 wurde das Ziel 130 g/km mit einem durchschnittlichen Ausstoß von 123,4 g/km bereits vorzeitig erreicht. [3] [4] Jedoch steht weiterhin das Ziel von 95 g/km bis 2020, sodass weitere technologische Verbesserungen zur Erreichung dieses Ziels erforderlich sind. Die Emission von CO₂ ist im Wesentlichen nur abhängig vom Kraftstoffverbrauch eines Motors. Dabei entspricht das Ziel von 95 g/km einem Verbrauch von 3,6 Liter Diesel oder von 4,1 Liter Benzin.

Ein wesentlicher Faktor für den Kraftstoffverbrauch ist die Reibung des gesamten Triebwerks. Gibt es einerseits Stellen im Fahrzeug, an denen eine gewisse Menge an Reibung nötig und erwünscht ist, z.B. für die Haftung der Reifen auf der Straße oder das Wirken der Bremsen, so ist in den meisten anderen Bereichen die Reibung eine unerwünschte Begleiterscheinung der mechanischen Bewegungsvorgänge der Fahrzeugkomponenten. Eine Un-

tersuchung von Schommers *et al.* bei der Daimler AG [5] zeigte auf, dass ca. 25% der aus dem Kraftstoff freigesetzten Energie über Reibprozesse (incl. Abwärme zur Aufbringung der Reibleistung) verloren gehen. Von diesen 25% entfällt etwa die Hälfte auf die Kolbengruppe.

Unter Berücksichtigung dieser Untersuchungsergebnisse ist ein vielversprechender Ansatz zur Reduktion von Reibung und somit Kraftstoffverbrauch die Verbesserung der tribologischen Eigenschaften der in der Kolbengruppe beteiligten Reibpartner. Gleichzeitig sollen dadurch aber nicht weitere Eigenschaften wie Verschleiß und Langlebigkeit verschlechtert werden.

Im Zuge der Gewichtsreduktion zur Verringerung des Verbrauchs wurde in den letzten Jahrzehnten vermehrt vom Grauguss-Zylinderkurbelgehäuse hin zum Aluminium-Zylinderkurbelgehäuse entwickelt. Dieses bringt im Vergleich zu seinem Grauguss-Gegenpart eine Gewichtsersparnis von 45 – 55% mit sich. Jedoch sind die tribologischen und mechanischen Eigenschaften der übereutektischen Aluminiumlauffläche weit weniger gut für den Kolbenlauf geeignet: Zylinderkurbelgehäuse aus übereutektischem Aluminium verschleiß zu schnell und haben eine um etwa 10% erhöhte Reibung gegenüber der Graugusslauffläche. Es ist zu berücksichtigen, dass die Steigerung der Leistungsfähigkeit der Motoren (Downsizing, Steigerung von Drehmoment und Leistung) zu erhöhten Zylinderspitzendrücken führt und damit zunächst zu erhöhter Kolbenringreibung.

Die Substitution des Graugusses im Zylinderkurbelgehäuse erfolgte durch Aluminium und eingegossenen Graugusszylinderbuchsen oder eingepressten Stahlbuchsen oder Buchsen aus übereutektischen Aluminiumlegierungen.

Diese unterschiedlichen Möglichkeiten bringen alle nachteilige Effekte mit sich. Buchsen (auch Liner genannt) aus übereutektischen Aluminiumlegierungen, die zwar mechanisch recht widerstandsfähig sind, haben keine guten tribologischen Eigenschaften und sind gegenüber chemischen Attacken aus dem Kraftstoff nicht beständig. Liner aus Stahl oder Grauguss müssen entweder während des Gießprozesses oder durch einen nachgelagerten Einschrumpfprozess in das Aluminium-Zylinderkurbelgehäuse eingebracht werden. Dies führt zu unerwünschten mechanischen residuellen Verspannungen und Verformungen im Zylinderkurbelgehäuse, wodurch dessen dynamische Belastbarkeit sinkt. [6]

Daher sind in den letzten 20 Jahren verschiedene Verfahren entwickelt worden um die Zylinderlauffläche im Aluminium-Zylinderkurbelgehäuse mit Dünn- und vor allem Dickschichten (ca. 100 µm) zu beschichten. Somit kann auf den mehrere Millimeter starken Liner komplett verzichtet werden. Dadurch wird nicht nur das Gewicht nochmals verringert, sondern auch der Spannungszustand im Motor reduziert. Zudem wird die Abwärme des Verbrennungsprozesses besser in den guten Wärmeleiter Aluminium weitergegeben und kann so schneller abgeführt werden, was sich wiederum positiv auf die Performance des Motors auswirkt.

Gängige Verfahren zur Beschichtung von Aluminium-Zylinderkurbelgehäusen sind heutzutage allesamt thermische Spritzverfahren. Zu nennen sind hier die bekannten Verfahren LDS (eingesetzt von Daimler und BMW), APS (VW) und PTWA (Ford und Nissan). Bei den GROB-WERKEN in Mindelheim ist derzeit ein neuartiges Verfahren erarbeitet worden, das sog. **GROB Thermal Spray (GTS)**, welches sich durch hohe Zuverlässigkeit, geringe Zykluszeit, geringe Kosten und hohe Robustheit des Prozesses gegenüber den anderen Verfahren auszeichnet. Die verwendete Beschichtungstechnologie basiert auf dem RSW-Verfahren der Firma GTV

2. Das GTS-Verfahren

Beim RSW-Verfahren rotiert eine Plasma-Kanone um einen stehenden Draht im Zentrum der Kanone. Der Draht dient als Anode, dem gegenüber steht eine Wolfram-Kathode in der Kanone, wobei zwischen Kathode und Anode ein Lichtbogen gezündet wird. Dieser erzeugt aus einem Gasgemisch aus Wasserstoff und Argon, welches die Kathode und den Draht umströmt, ein Plasma. Der Düsenbereich ist dabei elektrisch neutral und auch damit unterscheidet sich das RSW-Verfahren sehr stark vom PTWA-Verfahren. Die im Plasma enthaltene Energie wird durch Rekombinationsprozesse der Plasmabestandteile (Ion – Elektron sowie Atom – Atom) an der Drahtspitze freigesetzt, wodurch diese aufgeschmolzen wird. Mit Hilfe eines Transportgases wird die nun flüssige Drahtspitze in feine, ca. 20 bis 40 µm große Stahlpartikel zerstäubt und auf die Zylinderwand beschleunigt. Die Schicht wird dann in mehreren Lagen aufgebracht.

In der konventionellen Zylinderlaufbuchse wird der gesamte Ölvorrat der Lauffläche durch das sogenannte Honrelief dargestellt. Hierbei wird die Buchse durch ein Werkzeug mit undefinierter Schneide aber definierten Korngrößen bearbeitet, sodass jeweils beim Einfahren und Ausfahren des Werkzeugs aus der Zylinderbohrung Riefen spiralförmig unter einem definierten Winkel (im und gegen den Uhrzeigersinn) erzeugt werden. So wird einerseits ein

großer Ölvorrat geschaffen, aber gleichzeitig durch die riefige Oberfläche die Reibeigenschaften insbesondere im Mischreibungsbereich verschlechtert.

Durch das Beschichtungsverfahren kommen Eigenschaften ins Spiel, welche durch Porositäten an der Oberfläche erzeugen. Durch feine Verteilung und vergleichsweise geringe Tiefen kann dadurch eine feinere und damit glattere Oberfläche erzeugt werden, was sich positiv auf die Reibung auswirkt.

Das GTS-Verfahren erzeugt durch seine Funktionsweise in natürlicher Art und Weise eine Schicht mit Oberflächenporen. Dies ist ein grundsätzlicher Unterschied zum Liner. Durch einen Sauerstoffanteil im Transportgas werden zudem Oxide (FeO) erzeugt, welche die Härte der Schicht gegenüber z.B. Grauguss erhöhen und somit die Reibung und den Verschleiß mindern.

Ziel der Entwicklung muss es daher sein, den Volumenanteil des aus der Honung resultierenden Ölvorrats zu reduzieren und gleichzeitig das Volumen der Porenoberfläche und die Porenanzahl so einzustellen, dass eine optimale Schmierung zwischen Kolbenring und Zylinderlauffläche erreicht wird und gleichzeitig der Ölverbrauch minimal bleibt. Das GTS-Verfahren kann hierbei auf Grund seiner hohen Variabilität eingesetzt werden, da verschiedene Mikrostrukturen (z.B. Porenanteile) durch die Variation verschiedener Beschichtungsparameter erzeugt werden können. Dadurch erlaubt das GTS-Verfahren eine sehr glatte Honung, wodurch die Ölvolumina aus dem Honrelief sehr stark reduziert werden können.

3. Proben und Bedingungen für tribologische Tests

Da das tribologische Verhalten eines Systems immer systemspezifisch ist, sind grundsätzlich viele Untersuchungen nötig, da bereits die Änderung eines Parameters das System wesentlich beeinflussen kann. So werden im Folgenden nur Änderungen der Schichtmikrostruktur und des Rauigkeitsprofils der Schichtoberflächen an Hand von SRV (Schwingungsreibverschleiß)-Tests untersucht. Die Komponenten Öl und Kolbenring werden in dieser ersten Versuchsreihe nicht verändert.

Für die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Versuche werden moderne Kolbenringe mit 84 mm Durchmesser verwendet, die in Motoren der Mittelklasse zum Einsatz kommen, sowie ein Standardöl der Marke Fuchs Titan GT1 5W-30, obwohl heutzutage vermehrt niedrigviskosere Öle verwendet werden, so jedoch die Vergleichbarkeit mit der Literatur gegeben

ist. Als Prüfobjekt wurden mechanisch aufgeraute Aluminiumzylinder mit einem Zieldurchmesser von 84 mm beschichtet. Aus eigenen Vorversuchen ist bekannt, dass durch Variation der Prozessparameter der Porenflächenanteil in der Schicht variiert werden kann. [7] Es wurde bei der Auswahl der Beschichtungsparameter Wert gelegt auf hohe Schichtqualität. Die Parameter wurden darüber hinaus so gewählt, dass ein möglichst großer Porenanteil zu finden ist, sowie dass das Gefüge nach metallographischer Bewertung eine robuste Schicht darstellt. Die variierten, relevanten Parameter finden sich in Tabelle 1 wieder. Der Porenflächenanteil an der Oberfläche ist bei allen Proben etwa um den Faktor 2,5 höher als beim Standardbeschichtungsverfahren. Allerdings sind die Einzelporenflächen der Advanced Schichten unterschiedlich.

Tabelle 1: Wesentliche Parameter bei der Herstellung der thermischen Spritzschichten für die tribologischen Tests.

	Advanced 1 (A1)	Advanced (A2)
Transportgaszusammensetzung (TG)	TG	TG
Beschichtungsleistung	Mittel	Mittel
Plasmagaszusammensetzung (PG)	PG 1	PG 2

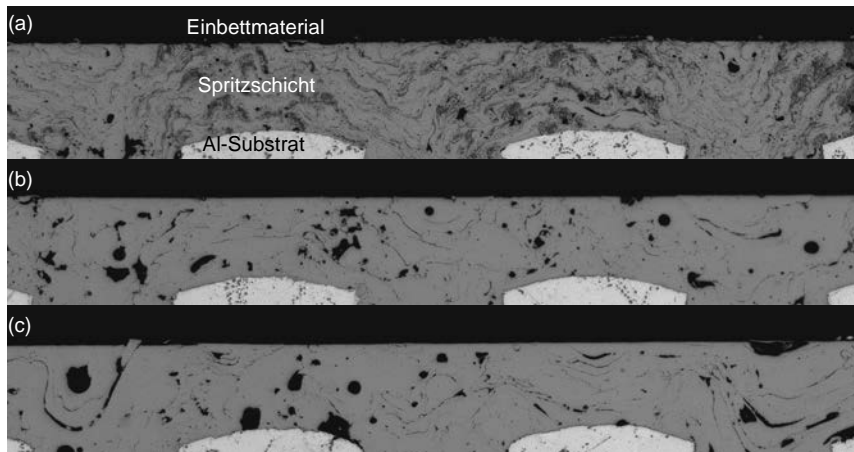


Bild 2: Verschiedene thermische GTS-Spritzschichten im Querschliff: (a) Standardschicht, (b) Advanced Schicht 1 und (c) Advanced Schicht 2. Deutlich sind Oxide (dunkel-graue Bereiche) in (a) zu sehen, welche in den anderen Proben quasi nicht vorhanden sind. Hinsichtlich Poren (schwarze Bereiche in der Spritzschicht) unterscheiden sich die drei Proben stark, nicht nur im Anteil der Poren, sondern auch in Verteilung, Form und mittlerer Porengröße. Die abgebildeten Querschliffe wurden nach dem Honprozess angefertigt und weisen daher keine Spritzraugigkeit an der Oberfläche mehr auf.

Tabelle 2: Liste aller 12 Proben, die für die tribologischen Tests hergestellt wurden, mit entsprechender eindeutiger Nomenklatur zur Unterscheidung und Identifizierung der Proben im weiteren Verlauf. Die Benennung erfolgt nach der finalen Honstufe, die maßgeblich für die Glattheit der Oberfläche ist.

	Advanced 1 (A1)	Advanced 2 (A2)
Honvariante 1	A1-D30 (H1) A1-D15 (H1) A1-D7 (H1)	A2-D30 (H1) A2-D15 (H1) A2-D7 (H1)
Honvariante 2	A1-D30 (H2) A1-D15 (H2) A1-D7 (H2)	A2-D30 (H2) A2-D15 (H2) A2-D7 (H2)

Alle Schichten wurden auf eine Sollschichtdicke von 250 µm beim Beschichten präpariert, um so zu gewährleisten, dass die Schicht bei den nachfolgenden Bearbeitungsschritten eine ausreichende Restschichtdicke hat. Durch Honwerkzeuge mit grobem Korn (Korngröße >100 µm) und mittlerem Korn (Korngröße ca. 60 µm) wurde die Restschichtdicke eingestellt.

Es folgte die finale Oberflächenbearbeitung auf verschiedene Oberflächengüten. Als Ziele wurden dafür 3 verschiedene Oberflächen festgesetzt, die über die letzte Stufe des zugehörigen Honwerkzeugs definiert wurden: Korngröße 30 µm (D30), 15 µm (D15) und 7 µm (D7). Die Honung wurde gemäß der Spezifikationen auf 2 verschiedene Weisen durchgeführt. Hierbei wurde ein Probenumfang von 12 Einzelproben gemäß Tabelle 2 erzeugt, welche im Nachgang für den tribologischen Test präpariert wurden. Beispielhafte mikroskopische Aufnahmen sind in Bild 2 und Bild 3 dargestellt.

Tabelle 3: Rahmenbedingungen für die tribologischen Tests

Parameter	Wert
Prüflast	150 N
Prüftemperatur	130 °C
Schwingungsweite	3 mm
Oszillationsfrequenz	20 Hz
Prüfdauer	3 h

Im Anschluss wurden Tribotests unter den in Tabelle 3 spezifizierten Testbedingungen durchgeführt. Hierbei sind aus den Aluminiumzylindern herausgetrennte Segmente getestet worden.

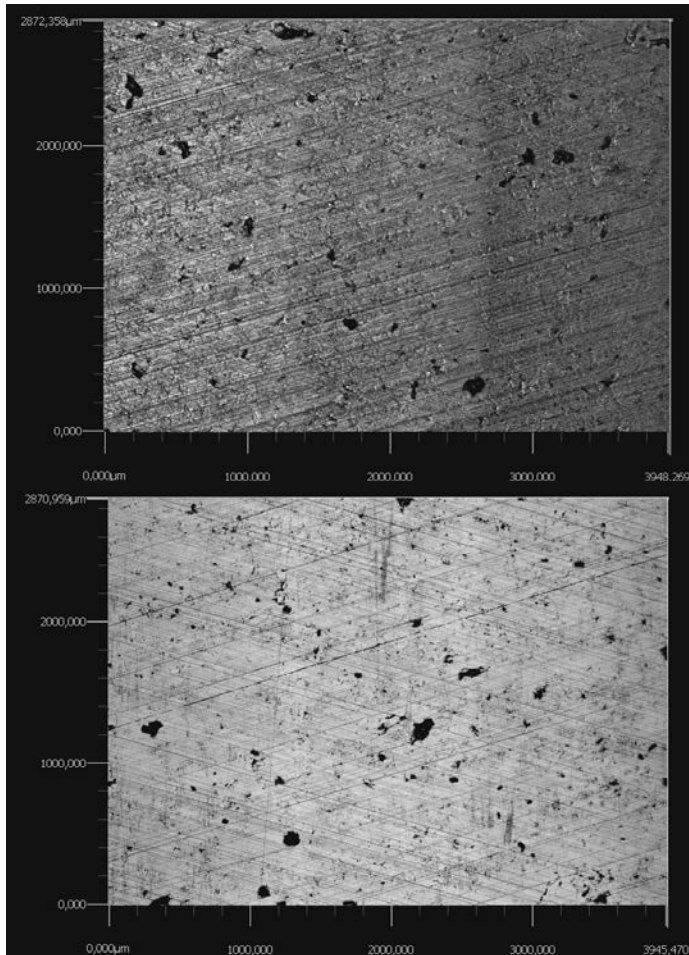


Bild 3: Gehobnte Probenoberflächen (ca. 4 mm x 3 mm): (a) zeigt einen Ausschnitt der Probe A1-D30 (H2), (b) zeigt einen entsprechenden Bereich auf der Probe A1-D7 (H2). Der farbliche Unterschied (grau zu fast weiß) resultiert aus der deutlich raueren Oberfläche in (a). Außerdem zeigt (a) ein stark ausgeprägtes Honnelief, (b) hingegen wesentlich feinere und weniger tiefe Riefen sowie nur vereinzelt ausgeprägtere Riefen. Hinsichtlich Porenverteilung und Porengeometrie sind beide Proben vergleichbar, was auf Grund gleicher Beschichtungs-parameter zu erwarten ist.

Anzumerken ist, dass bei den genannten Rahmenbedingungen der Reibvorgang typischerweise im Mischreibungsbereich abläuft, welcher im Stribeck-Diagramm in Bild 4 mit „M“ gekennzeichnet dargestellt ist. Dies spiegelt modellhaft den Umkehrpunkt im Kolbenlauf wieder, wo die Zylinderlaufläche den größten tribologischen Belastungen ausgesetzt ist, da sich der schützende Schmierfilm hier am wenigsten stark ausprägen kann. Somit liegt keine reine Flüssigkeitsreibung wie im restliche Laufweg des Kolbens vor, wo die Reibflächen vollständig durch den Schmierfilm getrennt und somit im Wesentlichen nur noch durch das Öl bestimmt sind.

Reibverschleißversuche mit einer oszillatorischen Relativbewegung von Zylinderlaufläche und Kolbenring geben zuverlässig Auskunft über Trends im realen Motor. Wenngleich die Zahlenwerte nicht mit dem Motortestlauf übereinstimmen, so kann durchaus eine hierarchische Einordnung verschiedener Materialpaarungen mit Bezug zum Motortestlauf daraus gewonnen werden. [8] [9]

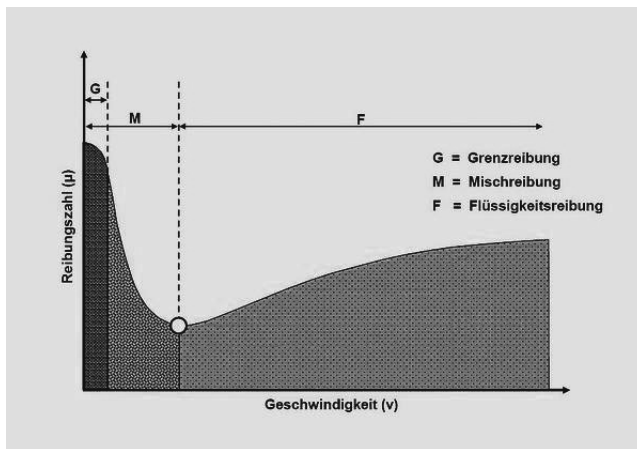


Bild 4: Stribeck-Kurve zur Charakterisierung und Klassifizierung der verschiedenen Reibvorgänge. Bedingt durch die niedrige Oszillationsfrequenz von 20 Hz im tribologischen Versuch bewegt sich dieser Versuch im Bereich der Mischreibung. Der starke Gradient der Kurve lässt verschiedene Oberflächen dadurch gut klassifizieren, da bereits kleine Änderungen der Oberfläche zu aussagekräftigen Differenzen führen können. (Abbildung entnommen aus [10])

4. Messergebnisse und Diskussion

Die Ergebnisse der Untersuchungen werden exemplarisch an 4 Kurven dargestellt.

Bild 5 zeigt die Reibwerte μ . Hierbei ergibt sich eine deutliche Hierarchie der Proben, welche durch den Wert am Ende der Messzeit bestimmt wird. So haben die zwei glattesten Proben A1-D7 (H1) und (H2) die niedrigsten Reibwerte, gefolgt von A2-D15 (H1) und die Probe A1-D30 (H2) zeigt den höchsten Reibwert.

Alle Proben zeigen hierbei jedoch ein sehr unterschiedliches Einlaufverhalten. Für alle Proben gilt, dass sie gegen Ende der Messzeit hinsichtlich des Reibwertes nahezu konstante Werte annehmen und die Kurven nur noch wenig driften. Die Probe A2-D15 (H1) zeigt das stärkste Einlaufverhalten mit einer sehr starken Reibwertverbesserung auf ein niedriges Niveau. Die anderen 3 Proben hingegen haben bereits nach wenigen Minuten einen Reibwert erreicht, der sich während der gesamten Messdauer nur noch schwach verändert.

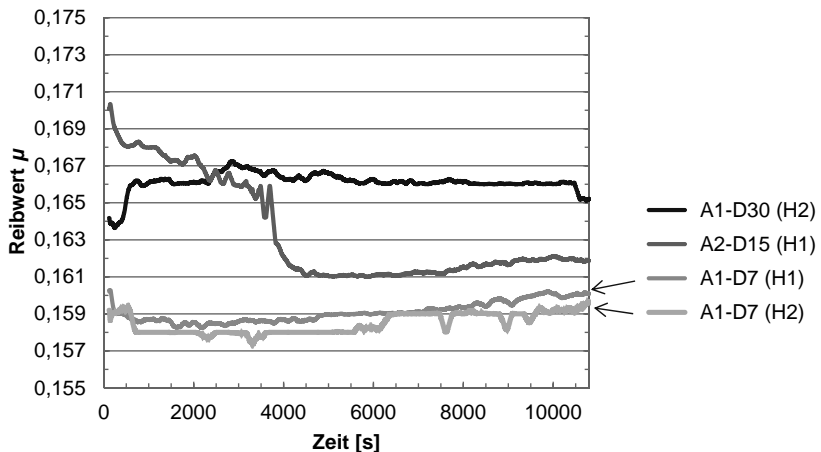


Bild 5: Reibwerte μ von 4 exemplarischen Proben, welche über einen Zeitraum von 3 Stunden ermittelt wurden. Es sind deutlich die Unterschiede zwischen verschiedenen Rauheitsprofilen zu sehen: Von rau nach glatt nimmt der Reibwert ab.

Bild 6 zeigt den vertikalen Zustellweg der Messapparatur. Dargestellt ist der Weg, den die Kolbenringaufnahme in Richtung der Probenoberfläche zurücklegt. Dies beinhaltet Temperaturdrift und Setzverhalten zu Beginn der Messung, sowie Verschleiß von Kolbenring und Zy-

linderlaufbahn. Der Nullpunkt ist daher die zu Beginn der Messung vorliegende vertikale Position der Kolbenringaufnahme. Der vertikale Zustellweg ist ein Maß für den Verschleiß der Probe. Hierbei zeigt Probe A2-D15 (H1) den geringsten Verschleißwert, sowie A1-D30 (H2) den höchsten Wert. Die beiden D7-Proben liegen dazwischen.

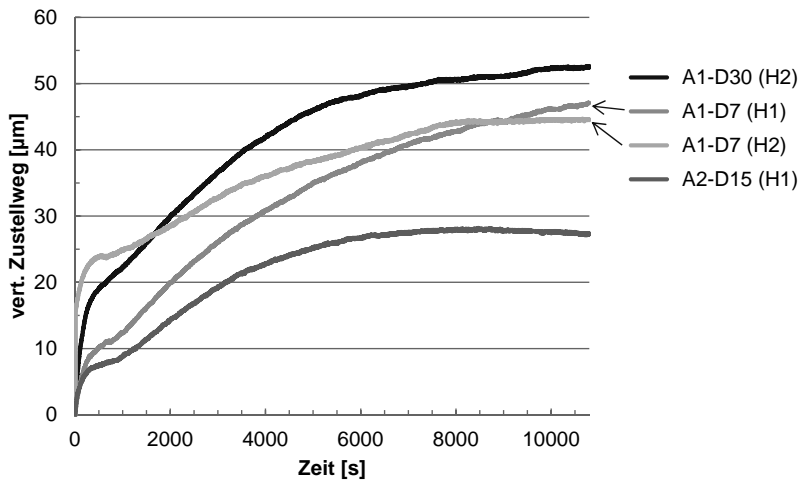


Bild 6: Vertikaler Zustellweg der Kolbenringaufnahme in Richtung der Probenoberfläche über der Messzeit von 3 Stunden. Dies ist eine Abschätzung des Verschleißverhaltens der Zylinderlaufbahn.

Der Absolutwert des Zustellwegs muss hierbei mit Vorsicht betrachtet werden, da für eine exakte Bewertung des Verschleißes die oben angesprochenen Einflussfaktoren wie das Setzen des Messaufbaus sowie der Temperaturdrift herausgerechnet werden müssten. Alternativ kann in einer separaten Messung des Oberflächenprofils die Verschleißtiefe in der Schicht ermittelt werden.

Aussagekräftiger ist eine Betrachtung des relativen Verschleißes nach einer festgelegten Einlaufzeit. Bild 7 zeigt den vertikalen Zustellweg nach 6000 s, wobei bei 6000 s ein neuer Nullwert definiert wurde. Hier zeigt sich ein anderes Bild: Die Probe A1-D7 (H1) hatte im vorigen Abschnitt einen Zustellweg mittlerer Größe, so ist jedoch deren Einlauf noch nicht abgeschlossen – sie zeigt eine konstante Steigung und somit einen konstant zunehmenden Verschleiß. Hingegen zeigen die anderen 3 Proben bezüglich des Zustellweges ein sättigendes Verhalten, also keine weitere nennenswerte Zunahme des Verschleißes. Die Probe A2-

D15 (H1) scheint eine Umkehr des Verschleißes zu haben, dies ist jedoch nicht der Fall und kann durch thermisches Driften des Messaufbaus ausreichend erklärt werden. Daher kann auch in diesem Fall ein konstanter Wert angenommen werden.

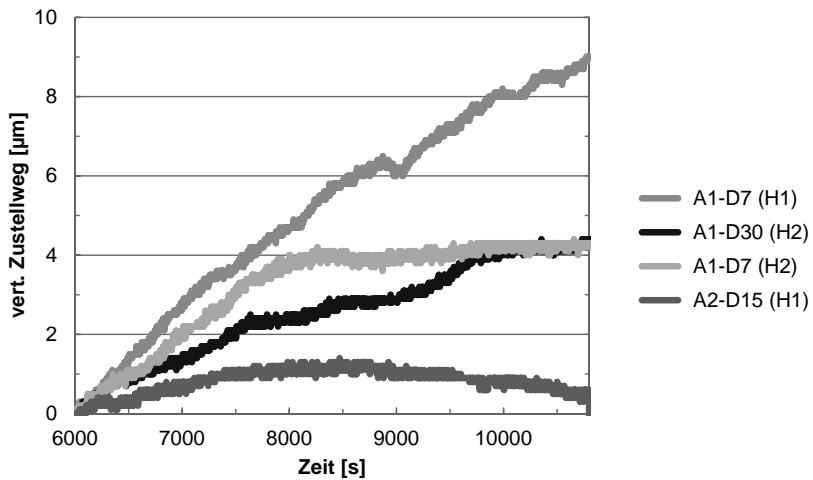


Bild 7: Vertikaler Zustellweg nach einer Zeit von 6000 s. Hieraus lässt sich erkennen, dass die Probe A1-D7 (H1) ihren Einlauf noch nicht vollständig beendet hat. Die anderen Proben laufen auf einen konstanten Wert zu.

Die Messergebnisse und deren Analyse zeigen ein schlüssiges Verhalten. Allerdings sind die Ergebnisse unter speziellen Randbedingungen wie die verwendete Ölviskosität und der hohe Porenanteil der Zylinderoberfläche entstanden. Es ist zu prüfen, wie sich das Verhalten unterschiedlicher Rauigkeitsprofile beim Einsatz niedrigviskoserer Öle sowie im Vergleich zu Graugussoberflächen ändert, beziehungsweise zu welchem Schluss man dann kommt.

5. Zukünftige Aufgabenstellungen

Diese Testreihe gibt Aufschluss über die Reibung in einem sehr speziellen Fall. Um für die Praxis weitere Aussagen treffen zu können, sind eine Vielzahl weiterer Versuche nötig. Es müssen für geeignete Proben weitere Bereiche des Stribeck-Diagramms untersucht werden, um so sicherzustellen, dass die gewünschten Effekte im Motorbetrieb erzielt werden.

Außerdem müssen weiterhin verschiedene Öle, insbesondere zukunftsfähigen Ölen niedriger Viskosität in Verbindung mit diesen Oberflächenrauheitsprofilen untersucht werden, um so insbesondere im Bereich der Flüssigkeitsreibung möglichst kleine Reibzahlen zu generieren. Hierbei muss berücksichtigt werden, dass andere Oberflächeneigenschaften, vorwiegend die von den Poren bestimmten Ölreservoirs, sich in diesem Bereich auswirken können und somit abhängig vom Motoröl eine andere Oberfläche und ein anderes Rauheitsprofil günstiger sein kann als die im vorliegenden Stichversuch.

Hinsichtlich Ölqualität ist weiterhin Additivierung ein sehr wichtiges Thema. Dies ist nicht nur entscheidend für die Schmierung im Motorbetrieb, auch im Hinblick auf die Erzeugung der Oberflächen hat die Wahl eines entsprechend additvierten Öles das Potential zur Veränderung der Oberflächeneigenschaften und somit auf das Einlauf- und Reibverhalten des Motors.

Letztendlich ist nicht nur eine niedrige Reibzahl wünschenswert, auch muss ein entsprechend niedriger Verschleiß gewährleistet werden. Hierzu müssen Proben in länger angelegten Testläufen hohen Belastungsbedingungen ausgesetzt und anschließend der Verschleiß bewertet werden, um so zu zeigen, dass die nur ca. 100 µm dicke thermische Spritzschicht den Belastungen im Motor auf Lebenszeit standhalten kann.

Die Kombination der Chemie des Öls mit der Reibung ist der Schlüssel zum Erfolg neuartiger Oberflächen. Die Topographie der Oberfläche ändert sich unter Einfluss dieser beiden Kräfte, was wiederum zu einem veränderten Reibverhalten führt. Dies geschieht typischerweise im Einlauf des Motors. Durch geschickte Ausnutzung von tribochemischen Reaktionen, unter denen man genau diese durch die Chemie und Reibung induzierte Topographieveränderung versteht, kann es in Zukunft möglich sein, die Einlaufzeit eines Motors wesentlich zu verkürzen oder sogar verschwinden zu lassen und darüber hinaus eine tribologisch hochwertige Oberfläche zu erzeugen.

Literaturverzeichnis

- [1] European Commission, „SEC/2007/1723 FIN“, 19. 12. 2007. [Online]. Abgerufen auf: <http://www.ipex.eu/IPEXL-WEB/dossier/files/download/082dbcc530b1bf490130bc8772715e62.do>.
- [2] Amtsblatt der Europäische Union, „VERORDNUNG (EG) Nr. 443/2009 DES EUROPÄISCHEN PARLAMENTS UND DES RATES“, 23. 04. 2009. [Online]. Abgerufen auf: <http://eur-lex.europa.eu/legal-content/DE/TXT/HTML/?uri=CELEX:32009R0443>.
- [3] Europäische Umweltagentur, „New cars' CO2 emissions well below Europe's 2015 target“, 15. 4. 2015. [Online]. Abgerufen auf: <http://www.eea.europa.eu/highlights/new-cars2019-co2-emissions-well>.
- [4] Europäische Umweltagentur, „Monitoring CO2 emissions from new passenger cars and vans in 2014“, 26. 11. 2015. [Online]. Abgerufen auf: <http://www.eea.europa.eu/publications/monitoring-emissions-cars-and-vans>.
- [5] J. Schommers, H. Scheib, M. Hartweg und A. Bosler, „Reibungsminimierung bei Verbrennungsmotoren“, MTZ, Nr. 7 - 8, 2013.
- [6] B. Gand, „Hochleistungs-Zylinderlaufflächen von Aluminium-Kurbelgehäusen“, Thermal Spray Bulletin, Nr. 1, 2011.
- [7] M. Dropmann, Einfluss der Variation wesentlicher Beschichtungsparameter auf einen Plasma- und Partikelstrahl beim thermischen Beschichten von Zylinderkurbelgehäusen mit Hilfe eines lasergestützten Partikelsensors, Hochschule Kempten / GROB-WERKE GmbH & Co. KG (Diplomarbeit), 2016.
- [8] A. S. H. Kopp, „Verschleißuntersuchungen am Kolbenring-Zylinderwand Tribosystem“, in Kompendium 49. Tribologie-Fachtagung, Band II, 38/1-13, Göttingen, 2008.
- [9] N. B. K. S. F. Hannemann, „Experimentelle Analyse der Oberflächenstruktur des Systems“, in Kompendium 51. Tribologie-Fachtagung, Band II, 43/1-14, Göttingen, 2010.
- [10] KEM, 2012. [Online]. Abgerufen auf: http://www.kem.de/image/image_gallery?img_id=37610506.

Analyse des Reib- und Emissionsverhaltens der Kolben- gruppen unter RDE-Bedingungen

Dipl.-Ing. **Tobias Mink**, Dipl.-Ing. **Christian Lensch-Franzen**,
Dr.-Ing. **Marcus Gohl**,
APL Automobil-Prüftechnik Landau GmbH, Landau

Kurzfassung

Auf der Basis zukünftiger Emissionsanforderungen, insbesondere unter den Randbedingungen der RDE-Gesetzgebung, wird sich der zu betreibende Entwicklungs-, Absicherungs- und Zulassungsaufwand abermals deutlich erhöhen.

In diesem Zusammenhang steht unter anderem die Optimierung des Tribosystems Kolben-Kolbenring-Zylinderlaufbahn zur Minimierung von Ölverbrauch und Reibungsverlusten im Fokus. Diese teilweise gegenläufigen Zielsetzungen erfordern eine detaillierte Analyse des Funktionsverhaltens unter Berücksichtigung der Systemrobustheit und der Absicherung des Gesamtsystems in Hinblick auf die Laufzeit.

Hierbei sind auch die Auswirkungen von Kraft- und Schmierstoffen sowie der Gemischbildung auf Verschleiß-, Alterungs- und Ablagerungseffekte in Betracht zu ziehen. Geringe Änderungen der Kolben-, Kolbenring- und Gasdynamik oder der Bauteil-Geometrien können signifikante Auswirkungen auf die Abdichtwirkung der Kolbengruppe und den daraus resultierenden Partikel- und HC-Emissionen zur Folge haben. Insbesondere die transienten Vorgänge unter realen Fahrbedingungen stellen ein hohes Optimierungspotential dar.

Der Beitrag beschreibt die Entwicklungsmethode zur Analyse und Optimierung der Kolbengruppe auf der Basis von Grundlagenuntersuchungen und Simulationsberechnungen sowie hochdynamischen Messungen auf dem Motorenprüfstand. Die möglichen Potentiale unter RDE-Bedingungen werden ausgewiesen.

1. Einleitung

Mit der Einführung der Euro 6c Gesetzgebung steht neben den HC-, CO-, NOx- und Rußmasse-Emissionen insbesondere bei direkteinspritzenden Ottomotoren auch die Reduzierung der Partikelanzahl im Fokus. Hierbei sind unter den in Bild 1 dargestellten Randbedingungen des Worldwide Harmonized Light-Duty Test Cycle (WLTC) und der Realfahrt (RDE: Real Driving Emissions) im Gegensatz zum Neuen Europäischen Fahrzyklus (NEFZ) sowohl die Erweiterung der Drehzahl- und Lastbereiche, als auch die Verschärfung der transienten

Phasen zu berücksichtigen [1]. Zur Bewertung einer RDE-Straßenfahrt bezüglich der gesetzlichen Bestimmungen und deren Gewichtung hinsichtlich Emissionen wurde eine modellbasierte Prüfstandsumgebung entwickelt [2].

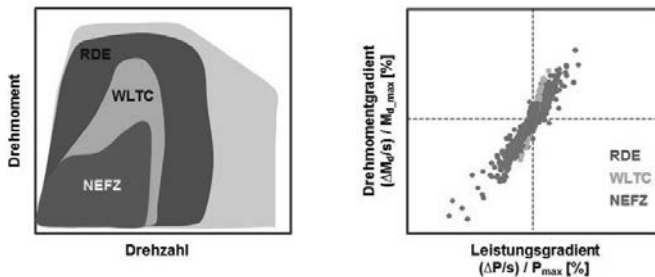


Bild 1: Fahrzyklen im Motorkennfeld und normierte Gradienten

Um das Systemverhalten zur zielgerichteten Optimierung in Bezug auf Dynamik und Lastverschiebung zu betrachten, kombiniert die Entwicklungsmethodik der APL Group sowohl experimentelle als auch simulationstechnische Umfänge [3].

2. Analyse des Reibverhaltens

Schleppmessungen nach der Stripmethode erlauben es, die Anteile der Reibungsverluste des Kurbeltriebs so wie der Nebenaggregate zu quantifizieren. Die Simulation der einzelnen Tribokomponenten des Kurbeltriebs wird anhand von Messungen validiert, wobei der Grad der Übereinstimmung stark von der Kenntnis der bei den Messungen herrschenden Randbedingungen abhängt.

Insbesondere bei der Kolbengruppe erfordern gegenläufige Zielsetzungen aus Minimierung der Reibleistung und Reduzierung des Ölverbrauchs im Entwicklungsprozess häufig kostenintensive und aufwendige Prüfstandsversuche. Während simulationstechnisch die Reibungsverluste unter elastohydrodynamischen Schmierungsbedingungen relativ sicher beschreibbar sind, sind für die Analyse von Mischreibungszuständen experimentengestützte Reibwerte erforderlich, die auf Basis von Tribometerversuchen problemspezifisch zu ermitteln sind. Bei der Festlegung der versuchstechnischen Randbedingungen sind neben Werkstoff- und Oberflächenpaarung, Schmierstoff sowie thermischer Beanspruchung beispielsweise auch

die besonderen Bewegungs- und Geschwindigkeitszustände der einzelnen Tribosysteme zu beachten, welche durch die Kurbeltriebskinematik festgelegt werden. Speziell zu nennen sind die Bewegungsverhältnisse der Kolbenringe und resultierende hubabhängige Kontaktmechanismen mit unterschiedlichen Reibungszuständen.

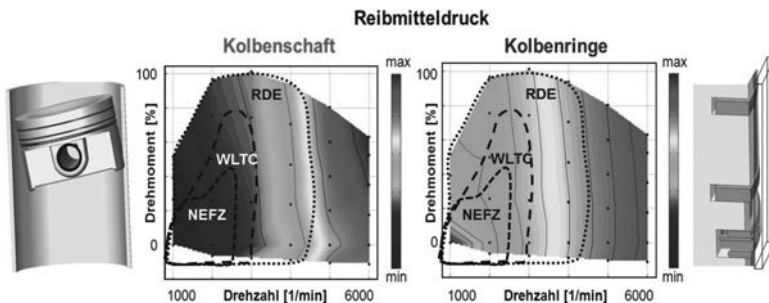


Bild 2: Reibleistungsbetrachtung der Kolbengruppe in den Bereichen unterschiedlicher Fahrzyklen ermittelt durch Simulation und Stripverfahren

Bild 2 zeigt die Reibleistungsanteile der Kolbengruppe, welche einen wesentlichen Beitrag zum Grundtriebwerk leistet. Die Anteile ändern sich in Abhängigkeit der Betriebszustände und sind über die Drehzahl und das Drehmoment im Kennfeld dargestellt. Während im NEFZ verhältnismäßig geringe Reibmitteldrücke auftreten, erhöhen sich die Werte aufgrund der Lastpunktverschiebung über den WLTC hin zum RDE, so dass sich hier ein höheres Reduzierungspotential ergibt.

Unterschiedliche Maßnahmen zur Reduktion der Reibbeiwerte der Kolbengruppe sind, neben der Verringerung der Tangentialkräfte und Topringhöhen, Geometrieoptimierungen, Beschichtungen der Reibpartner sowie der Einsatz von optimierten Schmierölen.

Über die letzten Dekaden zeigt sich aus Gründen der Reibleistungsreduzierung ein Trend zum Einsatz von Motorenölen niedriger Viskositätsklassen, dabei rückt die Additivierung hinsichtlich Verschleißschutz und Beständigkeit gegenüber Sekundäreinflüssen immer stärker in den Fokus. Der aktuelle Stand der Technik resultiert in 0W-30- und 0W-20-Ölen. Erste Entwicklungsarbeiten mit W-16 und W-12-Ölen werden bereits durchgeführt.

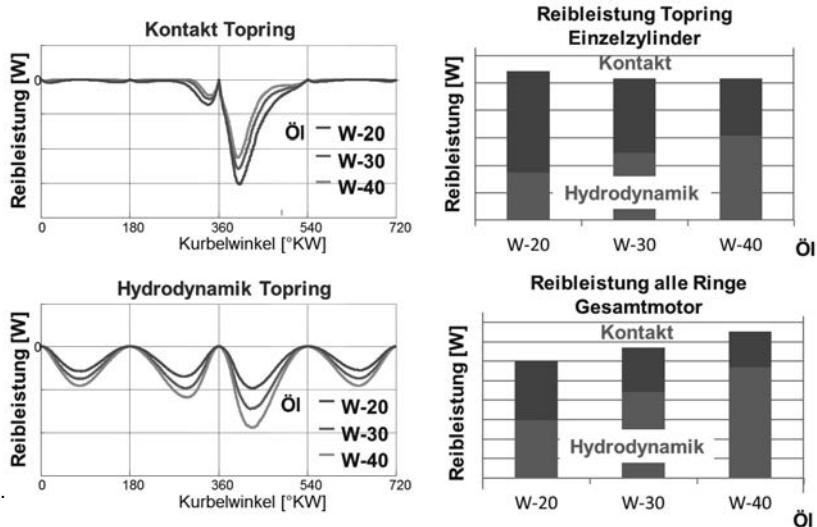


Bild 3: Simulationsberechnung der Reibleistungsanteile bei 3000 1/min und Volllast unter Berücksichtigung geänderter Schmierölviskosität

Bild 3 zeigt die Simulationsberechnung der Reibleistung, unterteilt in hydrodynamische und Kontaktanteile unter Einfluss der Änderung der Schmierölviskosität unter Volllast. Die Einsparpotenziale des W-20-Öls zeigen sich insbesondere im Bereich der Hydrodynamik bei hohen Kolbengeschwindigkeiten. Ein erhöhter Kontaktanteil entsteht dahingegen am Topring im Bereich ZOT bei hohen Zylinderdrücken und niedrigen Schmierfilmhöhen durch eine Viskositätsabsenkung. Durch die höhere Summe der hydrodynamischen Anteile an allen 3 Kolbenringen ergibt sich bei der Betrachtung des Gesamtmotors für das W-20-Öl ein Vorteil.

Der bei Fahrzeugrollentests unter definierten Bedingungen ermittelte Kraftstoffverbrauch von Fahrzeugen ergibt bei Einsatz von niedrigviskosen Ölen somit im Regelfall einen deutlichen Kraftstoffverbrauchsvorteil. Dieser beträgt im NEFZ bei der Verwendung eines W-20-Öls im Vergleich zu einem W-40-Referenzöl bis zu 2% [4].

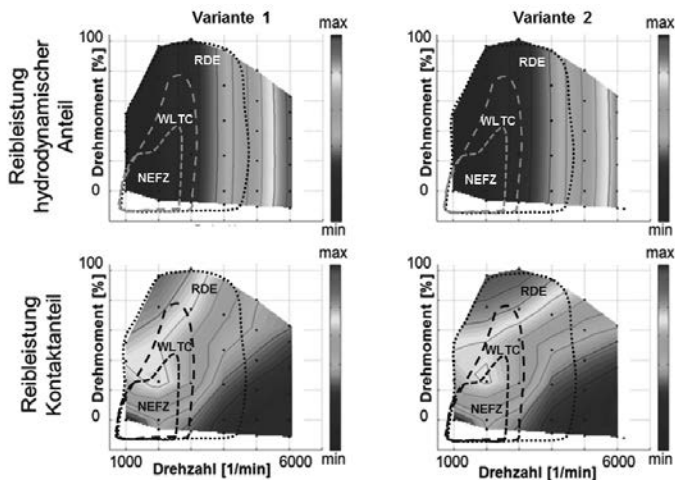


Bild 4: Geänderte Reibleistungskennfelder durch Optimierungsmaßnahmen

Bild 4 zeigt, dass dieses Potential in realen Kundenzyklen mit höheren Drehzahlanteilen durchaus noch höher ausfallen kann. Eine Kombination unterschiedlicher Optimierungsmaßnahmen führt hier zur Änderung des Reibleistungsverhaltens und ist an zwei unterschiedlichen Varianten im Kennfeld dargestellt. Durch die Änderungen wird insbesondere im Bereich höherer Drehzahlen bei RDE-Zyklen eine Reduzierung des hydrodynamischen Reibleistungsanteils erreicht. Der Kontaktanteil erhöht sich lediglich im Bereich der Volllast, sodass insgesamt eine positive Bilanz erzielt wird.

Die Erhöhung der Kontaktreibung im Bereich der Volllast veranlasst zur detaillierten Analyse der Simulationsergebnisse. In Bild 5 sind die berechneten Anteile der Reibkraft der Bauteilvarianten bei 3000 1/min und Volllast am Topping dargestellt. Das Bild zeigt die lokale Verteilung auf der Zylinderlaufbahn über die Zylinderhöhe und den Umfang für ein komplettes Arbeitsspiel. Die Reibkräfte unterscheiden sich bei den unterschiedlichen Kurbelgehäusen vor allem durch die Zylinderverzüge höherer Fourier-Ordnung über der Laufbahn.

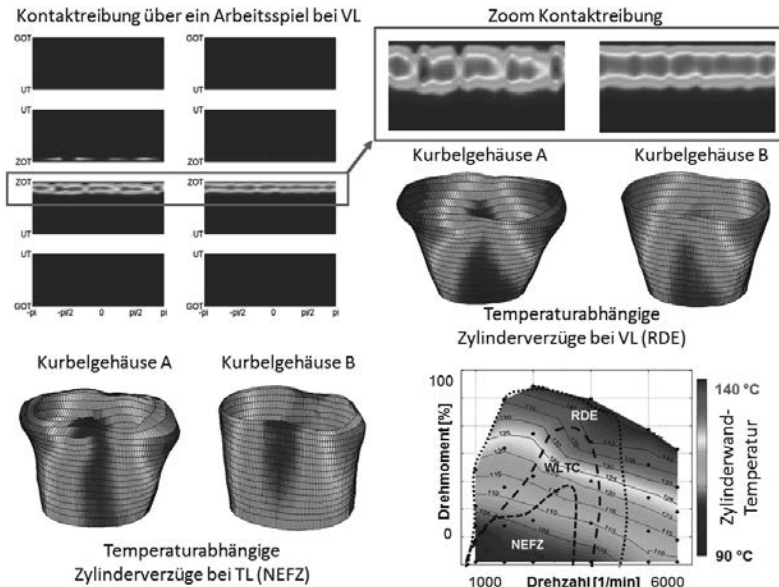


Bild 5: Einfluss der unterschiedlichen zyklusabhängigen Zylinderwandtemperaturen auf die Verzüge und die resultierende Kontaktreibung

Dabei steigen die Belastungen in den Bereichen geringer radialer Aufweitung. Im Bereich des oberen Totpunkts kommt es nach der Zündung durch die niedrige Relativgeschwindigkeit der Reibpartner zu hohen Kontaktanteilen. Insbesondere bei erhöhten Zylinderverzügen im Rahmen von ansteigenden Wandtemperaturen im RDE-Zyklus werden diese Unterschiede deutlich. Infolge des erhöhten Reibkraftanteils, und dessen lokaler Verteilung ist am Kurbelgehäuse A gegebenenfalls auch mit erhöhtem Zwickelverschleiß zu rechnen.

3. Analyse des Emissionsverhaltens

Reibungsoptimierende Maßnahmen gehen oftmals mit einem geänderten Emissionsverhalten einher. Daher muss insbesondere die Ölemission im Zusammenhang mit Partikelemissionen zusätzlich betrachtet werden, um ein gesamtheitlichen Lösungsansatz bezüglich Reibung und Emissionen zu finden.

Die Voraussetzung für Optimierungsmaßnahmen ist ein detailliertes Verständnis der Prozesse, die zum Eintrag von Kohlenwasserstoffen in den Brennraum und zur anschließenden Rußentstehung führen (Bild 6). Grundsätzlich beginnen die Rußbildungshypothesen mit der

Teilchenbildung aus kleinen Kohlenstoff-Einheiten, welche dann im weiteren Verlauf zu Rußkernen anwachsen. Die anschließende Koagulation und Agglomeration führt zur Erhöhung der Partikelmasse bei gleichzeitiger Verringerung der Partikelanzahl. Eine Reduzierung der Rußanteile ist durch Oxidation möglich.

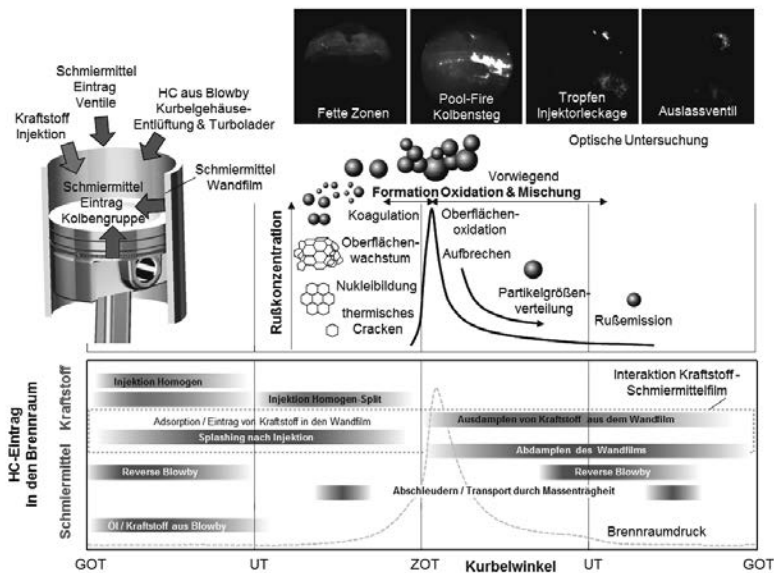


Bild 6: Mechanismen von HC-Eintrag und Partikelbildung im Brennraum

Wichtige Kriterien für diese Bildungs- und Oxidationsprozesse sind die lokalen Randbedingungen wie z.B. Sauerstoffgehalt, Temperatur oder Druck. In diesem Zusammenhang ist auch die Quelle der Kohlenwasserstoffe sowie der Zeitpunkt und Ort des Eintrags in den Brennraum entscheidend. Neben Kohlenwasserstoffen, die durch das Einspritzsystem beeinflusst werden, müssen zusätzliche Quellen durch Eintrag von Öl in den Brennraum – insbesondere über Lebenszeit – berücksichtigt werden. Die Schmiermittelanteile können über die Ventilschaft- und Turboladerdichtungen sowie die Kurbelgehäuse-Entlüftung in den Brennraum gelangen. Zusätzliche Ölemissionsmechanismen der Kolbengruppe werden durch das Abdampfverhalten des Wandfilms, trägheitsbedingtes Ablösen und gasdynamische Effekte bestimmt. Die Interaktion zwischen dem Kraftstoff und dem Schmieröl bei der Gemischbil-

derung führt zu einer geänderten Schmiermittelzusammensetzung im Bereich des Wandfilmes sowie in den Volumina des Feuerstegbereichs und des Ringfeldes.

Die emittierte Partikelanzahl und -masse ist das Ergebnis einer Vielzahl miteinander interagierender Einflussgrößen, welche einerseits auf den Eintrag von unverbrannten Kohlenwasserstoffen in den Brennraum und andererseits auf die Partikelentstehung und anschließende Oxidation einwirken (Bild 7).

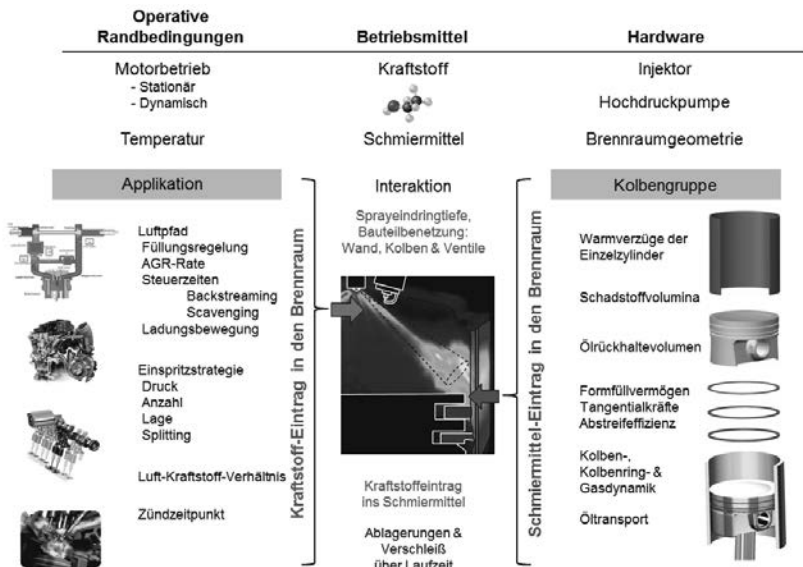


Bild 7: Einflussfaktoren auf die Partikelbildung

Bei der Gemischbildung spielt das Kraftstoffsystem, d.h. der Kraftstoff, die Injektordüsengeometrie und der Einspritzdruck eine entscheidende Rolle [5]. Die Auslegung unterschiedlicher mechanischer Komponenten wie z.B. des Kolbens, der Kolbenringe und des Zylinderkurbelgehäuses sowie die Formulierung des Schmieröls haben einen signifikanten Einfluss auf den Eintrag von Schmiermittelanteilen in den Brennraum [6]. Die Reduzierung der Zylinderdiverzüge unter realen Betriebsbedingungen ermöglicht beispielsweise eine bessere Abdichtwirkung zum Brennraum. Hierbei ist sowohl die Verspannung des Zylinderkurbelgehäuses mit dem Zylinderkopf als auch die thermische Beanspruchung während des Motorbetriebs zu berücksichtigen. Der Betrieb des Motors bestimmt wesentlich die wirkenden Me-

chanismen und somit das Ölverbrauchsverhalten, wobei dynamischer Motorbetrieb zu einer signifikanten Erhöhung der Ölemissionen und Partikelbildung führen kann [7].

Ein Vergleich zwischen dem bisherigen Zertifizierungs-Zyklus NEFZ und einer zukünftigen RDE-Fahrt in Bild 8 verdeutlichen die unterschiedliche Signifikanz bei definierten Hardwareänderungen wie beispielsweise optimierter Kurbelgehäuseentlüftung, Kolbengruppe & Kurbelgehäuse sowie Applikationsmaßnahmen.

Im NEFZ sind die Maßnahmen bezüglich der Partikelemission unauffällig. Eine Reduktion der Öl- und HC-Emissionen zeigt sich hauptsächlich in den Schubphasen. Die Analyse des RDE-Ausschnittes mit steileren Gradienten, positive in Lastphasen und negative in Schubphasen, stellt das Optimierungspotenzial bezüglich der Partikelemission deutlich dar. Der verminderte Öleintrag in den Brennraum wirkt sich auch auf die Gesamt-HC-Emissionen aus. Beim Wiederanbrennen in den Lastphasen befindet sich weniger Öl im Brennraum, welches im Zusammenwirken mit dem eingespritzten Kraftstoff zu den erhöhten Partikelemissionen beiträgt.

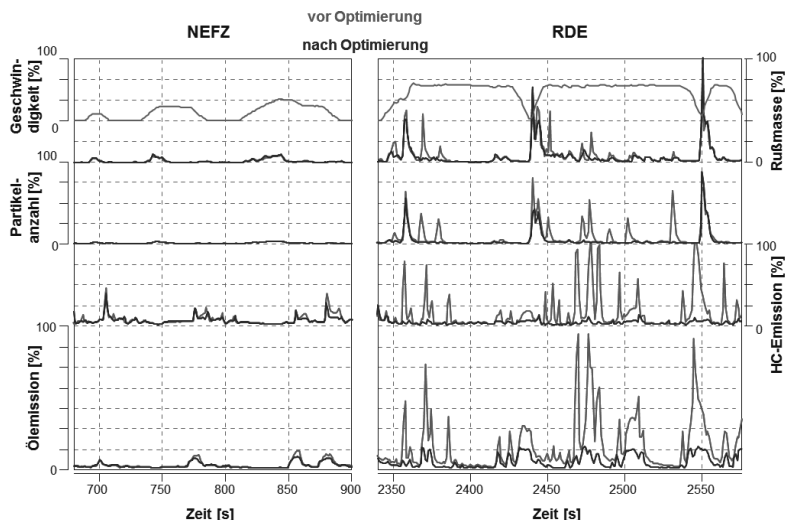


Bild 8: Dynamische Einflüsse der Maßnahmen in den unterschiedlichen Fahrzyklen

4. Zusammenfassung

Der Gesetzgeber schreibt vor, dass zukünftig für alle Fahrzeuge das Emissionsverhalten im Realfahrbetrieb zu bestimmen ist, was die Antriebssystem-Entwicklung vor neue Herausforderungen stellt. Die Erweiterung des betrachteten Kennfeldbereiches und die Dynamiksteigerung muss zusätzlich über System- und Laufzeitrobustheit abgesichert werden.

Beispielhaft wurden die Potentiale der Reibleistungs- und Emissionsoptimierung anhand der Kolbengruppe dargestellt.

Durch höhere Dynamikanteile bei der Realfahrt ergeben sich hierbei neue Optimierungsfelder insbesondere durch die Lastpunktverschiebung und im transienten Motorbetrieb. Die bisherige stationäre Bedatungsstrategie kann in transienten Betriebsphasen zu erhöhten Emissionen führen, wie der Vergleich gezeigt hat. Zukünftig ist zur Einhaltung der gesetzlichen Randbedingungen auch die Regelungsgeschwindigkeit und -güte von Luft- und Kraftstoffpfad bei möglichst geringem Öleintrag in den Brennraum in Betracht zu ziehen. Die Optimierung erfolgt in diesem Zusammenhang unter intelligenter Nutzung von repräsentativen Last- und Drehzahlgradienten in synthetisierten Zyklen.

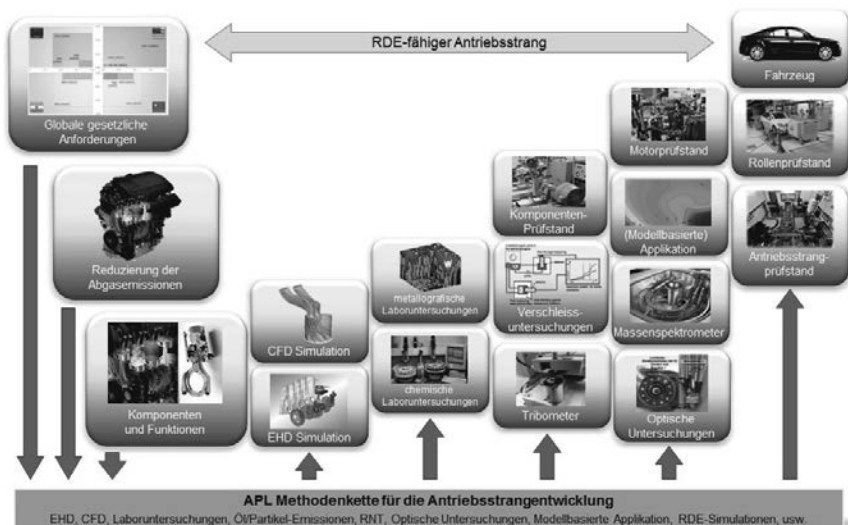


Bild 9: APL-Methodenkette

Hierzu hat die APL Group eine komplexe Methodenkette auf Basis von Entwicklungsmethoden und -tools mit dem Fokus auf RDE-Fähigkeit entwickelt (Bild 10). Als Grundlage wird die reproduzierbare Abbildung von repräsentativen Realfahrten auf Antriebsstrang- und Motorenprüfständen genutzt, um deren Analyse bezüglich der Betriebsparameter und der Ableitung funktionaler Zusammenhänge zu ermöglichen. Die Entwicklungstiefe erstreckt sich vom Gesamtsystem des Fahrzeugs über einzelne Komponenten bis hin zum physikalischen Phänomen.

- [1] Hadler, J., Lensch-Franzen, C., Gohl, M. et al: Methods for the Development of a RDE-capable Powertrain; 36. Internationales Wiener Motorensymposium, 2015.
- [2] Hadler, J., Lensch-Franzen, C., Krohn, C., Schuhardt, A.: „Übertrag von RDE-Anforderungen in eine modellbasierte Prüfstandsumgebung“; ATZextra „Antrieb von morgen“ 03 2016, 2016.
- [3] Hadler, J.; Gohl, M.; Knoll, G.; Backhaus, K.: Entwicklungswerkzeuge für die Reibleistungsoptimierte Auslegung des Grundtriebwerks. In: MTZ 75 (2014), Nr. 3, p. 56-61
- [4] Hadler, J., Lensch-Franzen, C., Gohl, M. et al: Motorenöl - Minimierung der Risiken und Nutzung der Chancen, ATZ-live, 2015.
- [5] Dageförde, H.: „Untersuchung innermotorischer Einflussgrößen auf die Partikelemission eines Ottomotors mit Direkteinspritzung“; Karlsruher Institut für Technologie, Institut für Kolbenmaschinen, Dissertation, 2015.
- [6] Hadler, J., Lensch-Franzen, C., Gohl, M., Mink, T.: „Ganzheitliches Konzept zur Analyse und Optimierung von Ölemissionsmechanismen bei Verbrennungsmotoren“. MTZ 01 2014 Jahrgang 75, 2014.
- [5] Hadler, J., Lensch-Franzen, C., Gohl, M., Mink, T.: "Emissionsreduzierung: Lösung aus Ölformulierung, Applikation und Mechanikentwicklung"; MTZ 09 2015 Jahrgang 76, 2015.

Evaluation of a Rolling Bearing Crankshaft

Dr.-Ing. **Frank Schlerege**, Dipl.-Ing. **Nils Hagen**,
Schaeffler Technologies AG & Co. KG;
MSc. **Urban Morawitz**, Ford-Werke GmbH

Abstract

So far, the application of rolling bearings in combustion engines for light vehicles was restricted by high costs, application effort, acoustics and the high maturity level of plain bearings. Driven by legislation and the customer request for higher efficiency, e.g. the application of combustion engines in hybrid systems, the advantages of rolling bearings against plain bearings come back into focus. Rolling bearings have advantages at numerous stop-start conditions because of their lower friction. The load out of the timing- and accessory-drive at low speed is dominating the friction power loss of the crankshaft in the driving cycles. In addition, combustion engines nowadays are driven at low engine speed with high constant torque. At these conditions, high load at low speed, rolling bearings have the potential to minimize the friction loss and lower the wear risk.

One disadvantage of rolling bearings in a combustion engine is the risk of unwanted noise, as a result of the much lower damping in comparison to plain bearings. In addition to that, the rolling elements are constantly in contact to the raceway, leading sometimes to unwanted transmission of excitations.

Furthermore, the durability of the rolling bearings has to be taken into account as well. Because the principle of rolling against plain bearings is very much different, also the optimal application of plain and rolling bearing differs. Thus, a simple replacement of plain bearings by rolling bearings often does not lead to the best results.

This article describes the methodology of how Schaeffler and Ford have modelled and validated a state of the art 3-cylinder gasoline engine in an MBS/EHL Software. The model is able to predict the friction losses and the dynamics of plain vs. rolling bearings at the crankshaft main bearings and offers the chance to further optimize the structure borne noise as well. Based on the predicted advantages the CO₂ savings in the NEDC and WLTP cycles are calculated for a Ford Focus light vehicle.

Motivation

Driven by the legislation, the climate change and the customer request for efficient mobility, the CO₂ emissions in the EU for light weight vehicles will be restricted to 95 g CO₂/km till the year 2021. This trend is worldwide; every region is cutting the emissions of vehicles constantly [1]. Picture 1 shows a prediction until 2025. Combustion engines in passenger car applications will continue to play an important role in the mobility of the future. Studies predict that the amount of light vehicles with combustion engine will stay at a high level, see picture 1. Hybrids will play a larger role, where a combustion engine is applied in the power train or will be used to charge the batteries for the electric drive. Schaeffler provides a wide range of rolling bearing solutions for combustion engines, like camshaft main, turbocharger, light-weight balancer shaft and crankshaft bearings.

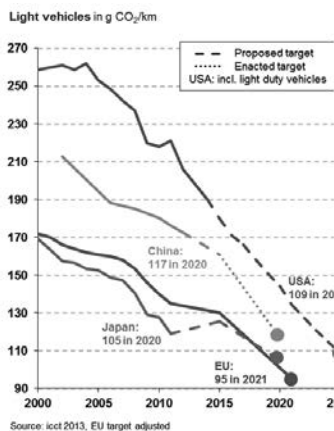


Fig. 1: CO₂ Legislation Worldwide

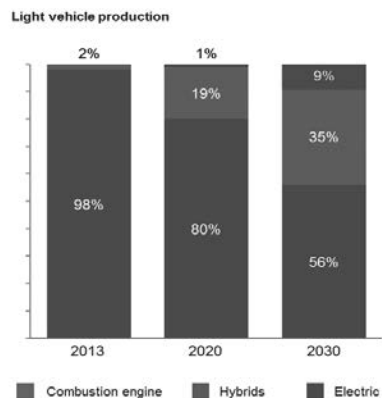


Fig. 2: Powertrain Concepts Worldwide

In the beginning of the combustion engine development, rolling bearings at the crankshaft were normal, the durability of plain bearings was not sufficient. Over the years plain bearings became cheaper and more robust [2] [3] and provided a better NVH behaviour [4].

Nowadays light vehicles mostly have a stop-start device and are driven at low engine speed with high torque. This implements the need for a combustion engine which is more efficient and could be used in applications where the engine is being started often. Plain bearings have their advantages while the crankshaft is rotating under hydrodynamic conditions, be-

cause they are robust against dirt and provide good damping. And they need less space for application.

Rolling bearings have advantages at stop-start usage, because of their very low friction loss in combination with lower wear risks, in comparison to plain bearings. An additional effect for better efficiency is the reduced amount of oil supply, as plain bearings do not need pressurized lubrication.

Disadvantages are the higher costs of rolling bearings, due to the fact that the crankshaft is more complex and the rolling bearing itself is more expensive. For acoustics the different or higher noise level because of the lower damping in combination with the overrunning frequencies of the rolling elements is sometimes an issue of rolling bearings. And in comparison to plain bearings, the rolling bearings need more space.

In order to reduce the amount of friction losses and increase fuel efficiency, rolling bearings can be applied at the crankshaft instead of plain bearings. Picture 3 shows an example of this application. But it has to be taken into account that the acoustics should be within an acceptable range. Because of that reasons, a project has been started by Schaeffler and FORD, to investigate the advantages and disadvantages of an application with rolling bearings at a state of the art I3 gasoline engine, which already offers very good fuel efficiency. The scope of the project was at the first stage restricted to the main bearings.



Fig. 3: Rolling bearings at the main bearings



Fig. 4: Ford 1.0L EcoBoost I3 gasoline engine

The project should cover the tasks efficiency and structure borne noise (acoustics). In order to predict and evaluate the differences and possible advantages between the plain and rolling bearing solution, a validated and reliable simulation base for evaluation of dynamics and

friction losses had to be established. Schaeffer's aim was to build up deeper knowledge about the interactions between our products (the rolling bearings) and the surrounding systems. On that basis, Ford and Schaeffler established a very close cooperation during the project.

Methodology and modelling

The base simulation model is a current production crankshaft design with plain bearings of a state of the art Ford 1.0L EcoBoost three cylinder gasoline engine. This engine has been modelled with an MBS/EHL Software, where the plain bearings are modelled as elasto-hydrodynamic bearings. Picture 5 shows the basic design of a crankshaft with four plain bearings, together with an example of the calculated fluid film pressure distribution. The plain bearing model takes the elastic behaviour of the crankcase, the crankshaft and all surrounding parts that influence the dynamics and friction of the crankshaft into account. If the local gap between shaft and bearing is below the roughness value, mixed friction is taken into account by an asperity contact model (Picture 6). The plain bearing model friction losses are driven by viscosity, speed, gap function, roughness, clearance and stiffness.

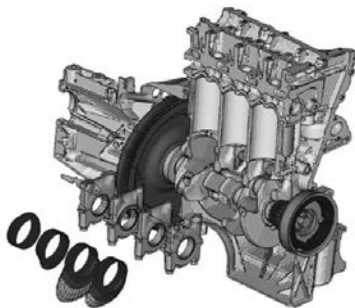


Fig. 5: EHL/MBS Ford 1.0L EcoBoost I3 engine model with plain bearings pressure

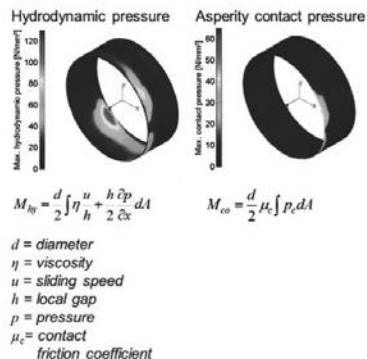


Fig. 6: Elasto-hydrodynamic plain bearings with asperity contact pressure

In order to predict the differences in the dynamics of the crankshaft, the MBS model had to be validated, too. Measurements of crankshaft irregularities and flywheel tumble at full load of the Ford 1.0L EcoBoost engine were provided by Ford.

The applied MBS software provides the interfaces to the Schaeffler software (Bearinx) for rolling bearings. That allows Schaeffler to predict the interactions between the rolling and hy-

drodynamic plain bearings at the elastic crankshaft with the elastic crankcase. The friction model of the rolling bearings in Bearinx, takes the rolling friction losses into account, which are caused and summed by material hysteresis, lubricant film squeeze, differential slip, ball spin, shearing and churning of oil.

In picture 7 the workflow and the integration of the detailed rolling bearing calculation (Bearinx / Caba3D) at the EHL MBS is shown. In order to obtain acceptable simulation time, the roller bearing is modelled as a non linear stiffness chart. The results out of the roller bearing solution within the MBS software, are then taken into account during the following post processing. Bearinx and Caba3d are using the calculated bearing forces and torques to determine the friction losses and the rolling elements' three-dimensional behaviour.

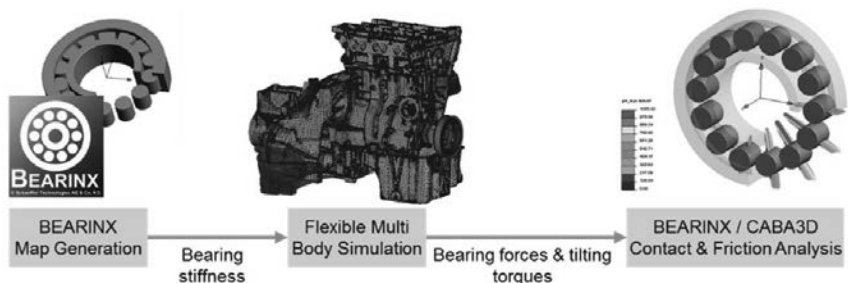


Fig. 7: Workflow and integration of rolling bearings into flexible MBS

Model of engine friction and crankshaft dynamics

In cooperation with Ford this calculation model was established and validated by measurements of irregularities and friction losses, which have been recorded by Ford on a test rig. Therefore the model represents the test rig assembly as shown in Picture 8, because all the validation data from Ford was measured with this test configuration. After being validated for crankshaft dynamics and friction, this model is used to predict the behaviour during further operating conditions, e.g. the NEDC (New European Driving Cycle) and WLTC (Worldwide Harmonized Light-Duty Vehicles Test Cycle) cycles.

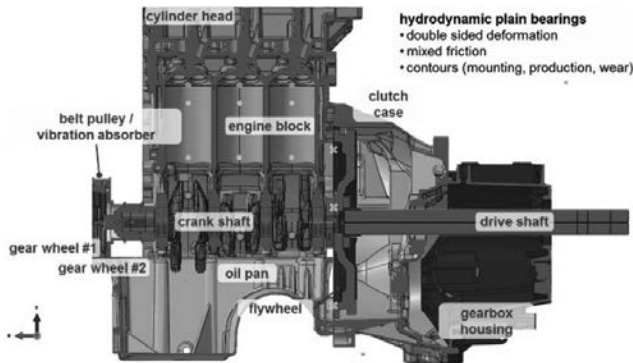


Fig. 8: Assembly of the test rig

Not shown, but modelled as well, are the covers for the timing drive and the cylinder head. These will be taken into account for the structure borne noise prediction in the further progress of that project, where the oscillations of these structures are compared for plain bearing and rolling bearings.

Validation of crankshaft dynamics

The rotational speed was measured under fired conditions at the front pulley and the flywheel of the engine. These irregularities are forced by the gas and mass forces and influenced by the stiffness and damping of the crankshaft interacting with the main bearings. The MBS model was built up with all available data for the boundary conditions, such as the material data (stiffness, damping), the measured plain bearing clearance and contour. Of high importance is to use measured cylinder pressures that fit to the working conditions of the irregularity measurement data.

As the first example of the grade of crankshaft dynamics validation, picture 9 shows the comparison between the measured and calculated rotational speed of the flywheel. The MBS model of the 1.0L EcoBoost engine is showing a very good correspondence to the measurements, for low and high speed at 100 % load. The measurements have been done at a fired engine. The MBS model was driven by measured cylinder pressures, which belong to these rotational speed measurements.

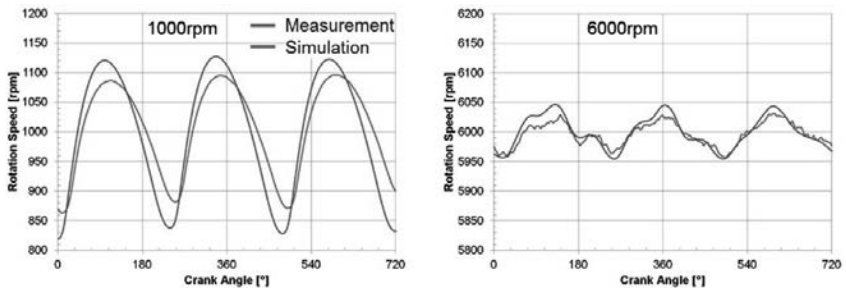


Fig. 9: Crankshaft irregularities at the flywheel validation at 100 % load

A second example for the very good dynamic prediction is the difference between the rotational speed at the front end (pulley) with and without torsional vibration damper (w/ TVD left, w/o TVD right), as shown in picture 10. At the MBS model the torsional damping characteristics were modelled and calculated with a TVD model from LuK.

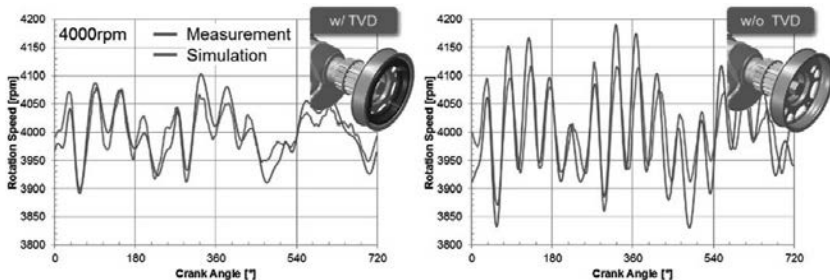


Fig. 10: Crankshaft irregularities influenced by the torsional vibration damper (TVD)

The MBS model is very applicable to predict the influences of the boundary conditions like speed, gas pressures and dampers at the resulting dynamics. This allows to calculate the differences between the characteristics of plain and rolling bearing crankshaft solutions.

Validation of friction losses

Ford has measured the friction of the different subsystems by the strip down method, where the engine is motored in different levels of assembly. Picture 11 shows the motored friction losses of the Ford 1.0L EcoBoost engine over crankshaft speed without any gas forces. The

amount of crankshaft (including seal rings) friction loss at 4000 rpm is about 18 %. For the seal ring friction torque, a constant portion of 0.25 Nm can be assumed.

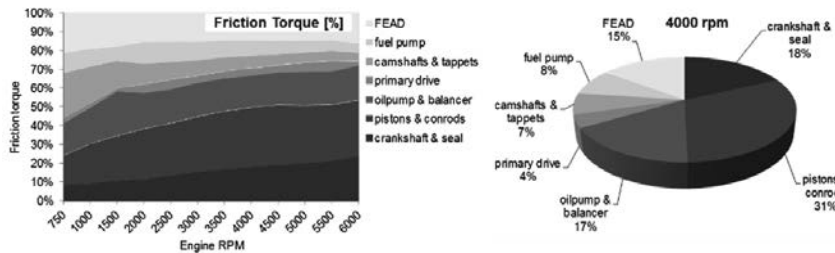


Fig. 11: Measured friction losses (strip down) of the 1.0L EcoBoost engine

It has to be taken into account that the differences at this levels are without important interactions. For example, the friction of the camshaft without influence of the timing drive load at the first bearing is lower. Therefore the EHL/MBS model has to be adjusted to strip down conditions, as well as to different firing conditions.

Some effects of changes at the system cannot be measured, some not calculated because of the missing interactions or physics. The influence of the timing belt drive on the motored friction loss of the four crankshaft main bearings (MB), can be observed in picture 12. Without any belt assembled, all main bearings are working mainly at hydrodynamic conditions during low speed. Over 3000 rpm the plain bearings are faced to more contact friction, because of mass forces. Underneath the friction loss distribution graphs, the load paths of the main bearings are shown. At motored conditions, without belt drives mounted, the crankshaft is moving at the centre within the clearance of the plain bearing. The amount of contact friction is getting lower with higher speed, because the bearing is working more at hydrodynamic conditions then. As to be seen at the load path for these conditions, the crankshaft is forced to work towards the upper shell of the main bearing. The first main bearing is having the highest amount of friction loss, because of the influence from the mounted belt drives at the front end of the engine. If the gas forces from firing of the engine are modelled in addition to the mounted belt drives (timing, oil pump and FEAD), the plain bearings are loaded more towards the lower shell.

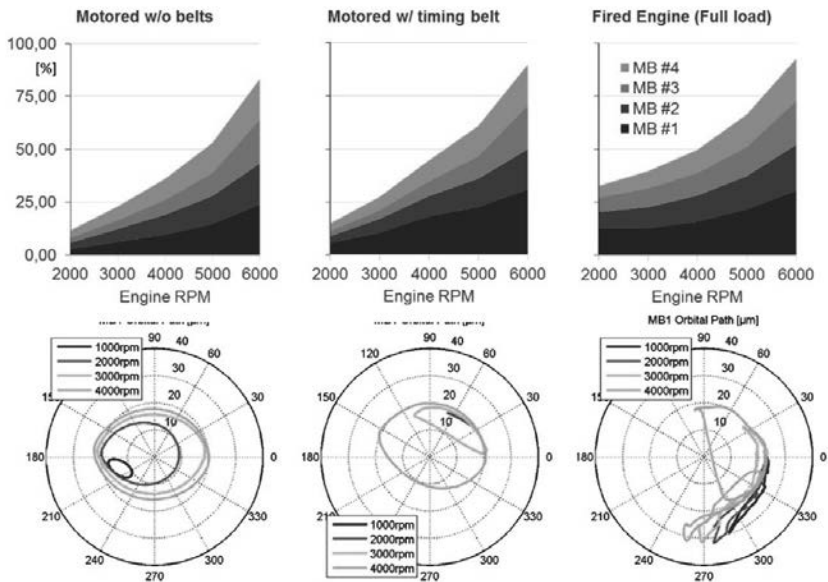


Fig. 12: Amount of motored, fired friction losses and load vector of first main bearing

The EHL plain bearing simulation has been performed with drag torque measurements and was validated under the following boundary conditions. The main bearing friction of all 4 main bearings was calculated by means of the EHL simulation model. The wear of the plain bearings was taken into account with the worn contours. Accurate accordance to drag torque test results can be achieved by iterative adjustment of the run-in wear contour of the bearing shell using the Fleischer wear model. The engine assembly does not contain connecting rods and pistons. Bob weights are applied on the crank pins at the test rig and the simulation model.

The model of the engine was used to simulate the motored full assembly without pistons and con-rods. Timing drive belt loads are applied on the crankshaft. This causes the calculated friction torque to increase in comparison to the simulation without belt load. Therefore, strip down result for primary drive is reduced by that torque. Picture 13 shows the final result of the friction validation process. The blue dotted line represents the motored friction torque measurements for the complete assembly up to 4000 rpm. The red one is the sum of all portions, taken from strip down measurements. The bars are representing the friction losses of the predictive model, where the main bearings are simulated. The friction torque of all other

components (seal, engine timing, FEAD) is obtained from strip-down measurement conducted by Ford.

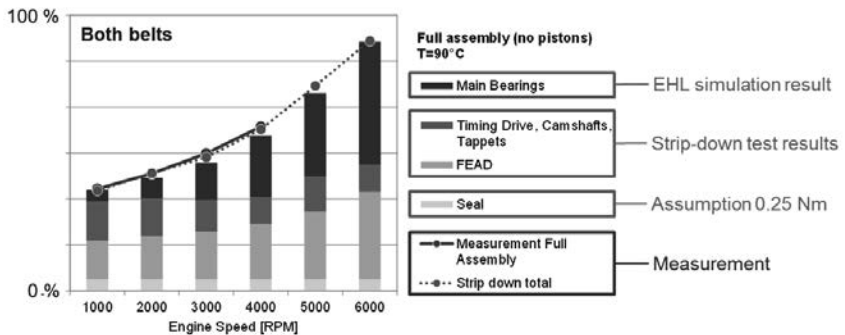


Fig 13: Validation of friction losses, plain bearing base for evaluation of rolling bearings of the 1.0L EcoBoost engine

The model is very good validated and can be used for the prediction of friction losses at the different working conditions and for the application of rolling bearings. It is used to predict all the conditions for the comparison of assemblies of bearings at the crankshaft.

Using the engine MBS model to simulate fired operation under full load conditions, picture 14 draws the difference in friction loss of the crankshaft, between the plain and rolling bearings assembly. The blue line represents the loss of all four main plain bearings. The plain bearing at low speed and full load, is working at mixed friction. At higher speed the plain bearings are able to build up more hydrodynamic pressure. Above that speed, the hydrodynamic losses are dominating the plain bearing assembly. The friction loss of a rolling bearing at low speed is negligible. At higher speed the amount of oil should be at the lowest level to minimize the rolling bearings shearing and churning of the oil film losses.

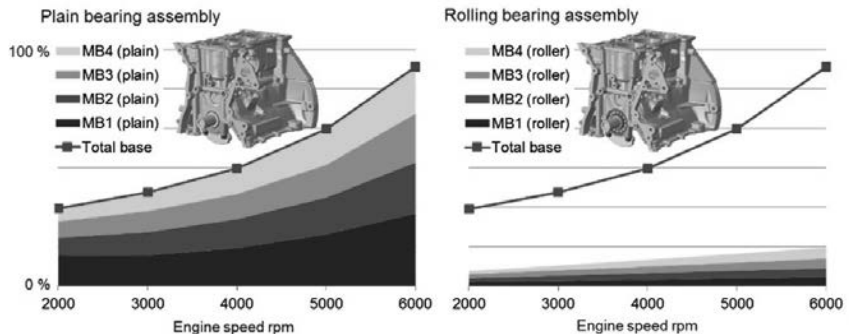


Fig. 14: Full load crankshaft friction torque loss

Prediction of efficiency during NEDC and WLTC

The full load conditions provide the highest possible advantage regarding friction torque. The comparison within the driving cycles NEDC and WLTC is more sensible, as fuel efficiency has to be evaluated. At this defined cycles, the engine is running at much lower load at different speed. Each operating point of these cycles was modelled by the EHL MBS model, as combination of gas pressure and speed.

Picture 15 draws the benefits, calculated as difference BMEP at the operating points over speed. If all main bearings are replaced by rolling bearings the friction benefit is 80~90 % of the main bearing friction at low speed, 80 % at high speed. For the total engine drag torque, a friction benefit of 1~6 % is predicted based on the simulation results.

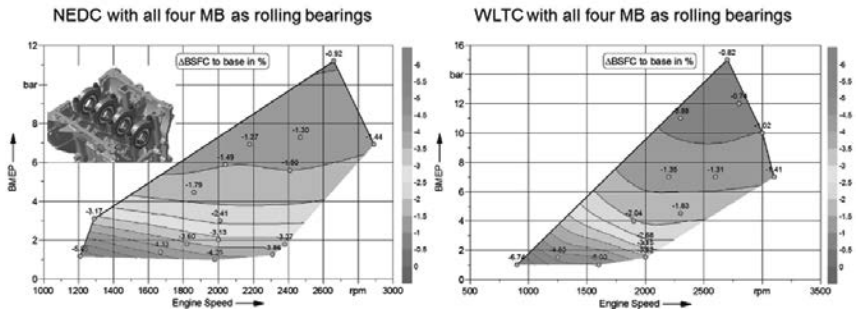


Fig 15: NEDC and WLTC stationary benefit for the Ford Focus light vehicle

The resulting friction torques at all operating points have been calculated and afterwards applied to the Ford Focus light vehicle model in the software GT-SUITE. This car model takes the occurrence and duration of each operating point into account. The advantages of fuel consumption are shown in picture 16. To change all four bearings offers the chance to gain 2.3 % (NEDC) and 1.5 % (WLTC).

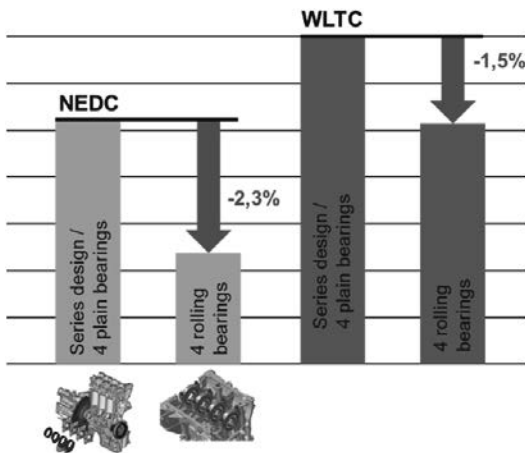


Fig. 16: Predicted enhancement in efficiency within NEDC and

Proceeding

The next steps in this project will be the optimization of the rolling bearing itself regarding acoustics, durability and friction losses by adjustment of the oil supply. The EHL/MBS model will be extended, enhanced and validated by NVH and borne noise measurements. After that, this model will be used to improve the borne noise, with respect to the friction losses and dynamics. The calculated forces and torques are used to optimize the construction and the application of the rolling bearing. Further topics are the different concepts of how to apply the rolling bearings at the crankshaft, how to build up a suitable crankshaft design, how to supply the con-rod bearings with oil and how to handle the oil flow of the surrounding systems.

Summary

Rolling bearings can play an important role in the reduction of friction losses. Because of the rolling principle, the benefits in stop-start, hybrid applications and at low end torque driving are obvious. The disadvantages, like NVH, durability and costs, have to be reduced within a next optimization process.

This project is using a holistic approach, whereas the simple changing from plain to rolling bearings is not successful. We are setting up models that are able to predict the interactions between the changes of the assembly. Each step must be validated in hardware as well as in the MBS model. This project allows us to build up predictive models for combustion engines faster and more reliable in the future.

The rolling bearing at the crankshaft main bearings is able to reduce the fuel consumption at the NEDC by approx. 2.3 % and in the more realistic WLTC conditions by 1.5 %. Optimization of durability, NVH and the construction is now within our focus.

References

- [1] Schaeffler AG.: "Mobility for Tomorrow". Presentation IAA 2015. Frankfurt Main. 2015.
- [2] Dohmen, J.: „Untersuchungen zum reibungsoptimierten Triebwerk an Pkw-Verbrennungsmotoren“. Dissertation RWTH Aachen, 2003.
- [3] von Hollen, J.: „Reibung von Kurbelwellen-Wälzlagern“. Dissertation Universität Hannover, 2013.
- [4] Buchmiller, V.: „Wälzgelagerter Kurbeltrieb.“ Dissertation TU Kaiserslautern, 2014.

Einfluss von Ölrücklaufbohrungen auf die Ölemission an einem turboaufgeladenen Benzinmotor

Dipl.-Phys. **Ioannis Papadopoulos**, Dr.-Ing. **Reiner Künzel**,
MAHLE International GmbH, Stuttgart;
Dr.-Ing. **Armin Frommer**, MAHLE GmbH, Stuttgart

Kurzfassung

Die Ölemission eines Verbrennungsmotors hat einen direkten Einfluss auf den CO₂- und Partikelausstoß. Dadurch rückt die Reduzierung der Ölemission vor allem im Rahmen der strengerer Emissionsgrenzwerte für die Automobilindustrie verstärkt in den Fokus. Um dieses Ziel zu erreichen ist ein tieferes Verständnis über die Wirkmechanismen zur Entstehung der Ölemission im Verbrennungsmotor notwendig.

Um gezielt, die von der Kolbengruppe verursachte Ölemission zu bestimmen, wird mit Hilfe eines Massenspektrometers direkt nach dem Auslassventil im Abgaskrümmer ein Teil des Abgasstroms entnommen und analysiert. Das Massenspektrometer wird dabei im Hochpassfilter-Modus betrieben um langkettige, dem Schmieröl zugeordnete Kohlenwasserstoffe detektieren zu können. Um differenzierte und detaillierte Aussagen über die Ölemissionsmechanismen treffen zu können, wird die Ölemission und Durchblasemenge im stationären und transienten Betrieb des Motors für gezielt ausgewählte konstruktive Parameter an der Kolbengruppe bestimmt. Für die Untersuchungen bei transientem Motorbetrieb wird ein speziell dafür entwickeltes hochdynamisches Prüflaufprogramm eingesetzt. Mit einem standardisierten und vollautomatisierten Auswertetool können charakteristische Kennzahlen für die Ölemission und die Durchblasemenge berechnet werden. Diese Kennzahlen spiegeln den Einfluss der verschiedenen konstruktiven Ausführungen einer Kolben- oder Ringvariante auf die Ölemission wider.

In diesem Beitrag werden das Messsystem, das speziell entwickelte Prüflaufprogramm und der Einfluss von konstruktiven Ausführungen am Kolben, wie die Ölrücklaufbohrungen im Bereich des Ölabstreifrings und Durchbrüche an der 3. Ringnutunterflanke, auf die Ölemission und die Durchblasemenge (Blow-by) beschrieben. Mit Hilfe eines besseren Verständnisses für die Ölemissionsmechanismen kann die Ölemission und dadurch die CO₂-Emission effektiver minimiert werden.

Unter dem Begriff „Ölverbrauch“ wird im Allgemeinen die Motorölmenge verstanden, um die sich die im Motor befindliche Ölmenge in einer vorgegebenen Zeit reduziert. Der ausschlaggebende höchste Ölverbrauchsanteil von meist über 90 % landet in Form unverbrannter Kohlenwasserstoffe im Abgas und wird als „Ölemission“ bezeichnet [1]. Dabei kommt es immer wieder vor, dass Motoren, die während der konventionellen stationären Prüfstandserprobung keine Ölverbrauchsprobleme aufzeigen, im normalen Alltagsbetrieb, d.h. bei transientem Motorbetrieb, eine erhöhte Ölemission mit sich bringen (Real Driving Lube Oil Consumption). Häufig wird dann zur Reduzierung des Ölverbrauchs bzw. der Ölemission als einfache Lösung die Tangentialkraft des Ölabstreifrings erhöht. Dies führt jedoch unabdingbar zu einer Erhöhung der Reibleistung des Motors und damit über den Mehrverbrauch an Kraftstoff auch zu einer Zunahme der CO₂-Emissionen [2]. Außerdem werden durch eine Erhöhung der Tangentialkraft in den stationären Betriebsbereichen oft Schmierfilmdicken soweit abgesenkt bis es zu Mangelschmierzuständen am Kolben oder Ringpaket führt. Dies sollte unbedingt vermieden werden.

Demzufolge ist für den transienten Alltagsbetrieb, eine Absenkung der Ölemission durch andere Parameter anzustreben. Im Folgenden wird daher weniger der stationäre Ölverbrauch betrachtet als mehr versucht, durch eine geeignete Auslegung von konstruktiven Parametern am Kolben den sogenannten dynamischen Ölverbrauch zu minimieren. In Bild 1 werden vier Kolbenvarianten dieser Parameterstudie schematisch dargestellt.

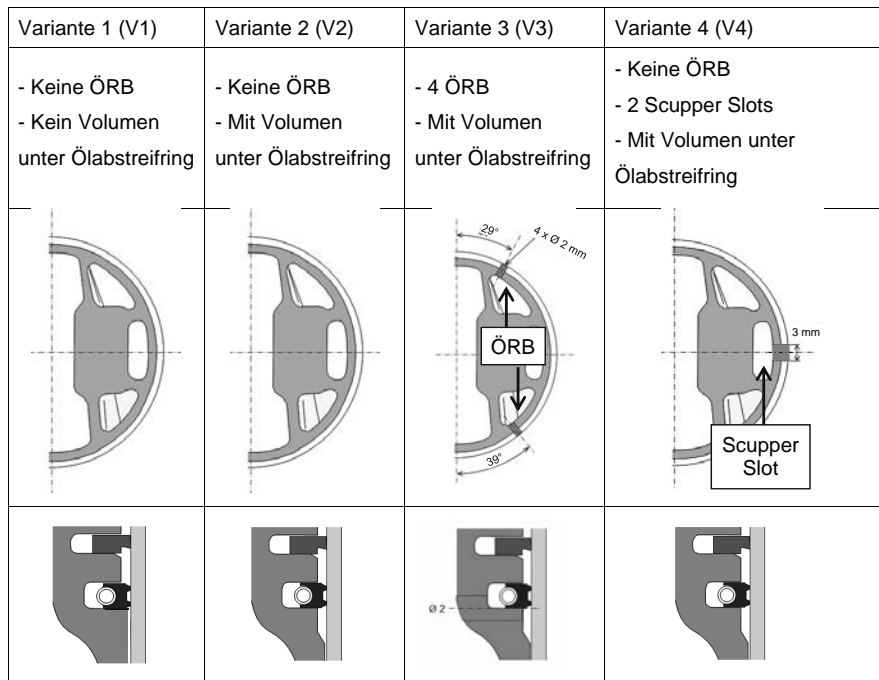


Bild 1: Schematische Darstellung der vier untersuchten Kolbenvarianten mit Abbildung eines horizontalen Schnitts in der 3. Nut (oben) und eines vertikalen Schnitts (unten)

Als Ölrücklaufquerschnittsfläche wird im Folgenden der Querschnitt der Ölrücklaufbohrungen (ÖRB) in der 3. Nut und der Querschnitt des Durchbruchs an der 3. Ringnutunterflanke, der als Scupper Slot (sc) bezeichnet wird, definiert. Dabei liegt der Fokus auf Maßnahmen, die den Ölabbfluss im Bereich unterhalb des Ölabstreifrings beeinflussen. Bei den Varianten 3 und 4 wird die Ölrücklaufquerschnittsfläche variiert, während die Varianten 1 und 2 keine Ölrücklaufbohrungen besitzen. Die Variante 1 besitzt zusätzlich als einzige Variante unter dem Ölabstreifring kein Entlastungsvolumen in Form eines umlaufenden Einstichs (fehlende J-Groove).

2. Messsystem (Quadrupol-Massenspektrometer)

Je nach erforderlichem Untersuchungsziel und festgelegter Problemstellung, können verschiedene Messmethoden zur Ölemission eingesetzt werden. Besonders für

hochdynamische Last- und Drehzahlwechsel als auch für schnelle, reproduzierbare Online-Messungen des gesamten Motorkennfeldes hat sich die massenspektrometrische Messtechnik bewährt. In Bild 2 ist das Ölemissionsmesssystem [3] dargestellt, mit dem die Messungen am turboaufgeladenen Benzinmotor durchgeführt wurden.

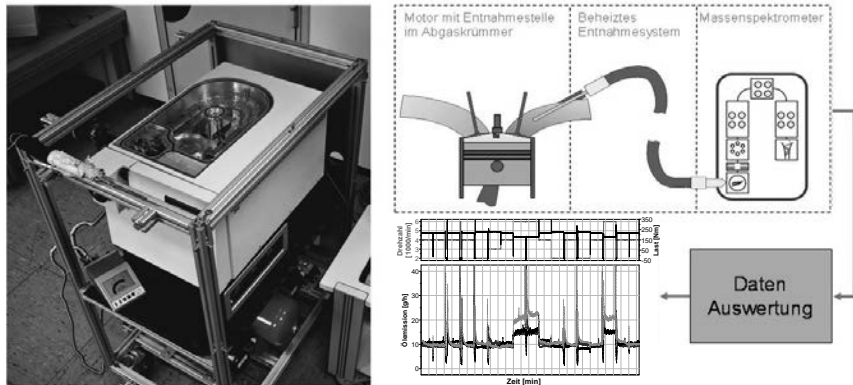


Bild 2: Massenspektrometrisches Messsystem LUBRISENSE 1200, schematischer Versuchsaufbau und transientes Prüflaufprogramm zur Ölemissionsmessung

Die im Abgas enthaltenen unverbrannten Ölmoleküle werden direkt detektiert. Die Messeinrichtung entnimmt mittels eines beheizten Entnahmesystems, bestehend aus Entnahmesonde, kurzer Transferstrecke und einem druckgeregelten Probeneinlass, kontinuierlich eine bestimmte Menge an Abgas aus dem Abgasstrang eines Zylinders. Über das Entnahmesystem wird ein Teil der entnommenen Abgasmenge in die Ionenquelle des Massenspektrometers überführt. Durch Elektronenstoß-Ionisation werden die entnommenen Abgasmoleküle ionisiert und anschließend durch einen Hexapol zu den Massefiltern (Quadrupole) geleitet. Dort erfolgt die Trennung unterschiedlicher Abgasbestandteile aufgrund ihrer Molekülmasse. Die leichtflüchtigen Anteile aus dem Verbrennungsprozess, sowie die kurzkettingen Kohlenwasserstoffe aus dem Kraftstoff, werden durch die Quadrupol-Massefilter von den langkettingen Kohlenwasserstoffanteilen des Schmieröls mit höherer Molekularmasse getrennt [4]. Somit werden nur Kohlenwasserstoffmoleküle aus dem Schmieröl detektiert, die am Detektor in ein elektrisches Signal umgewandelt werden. Auf Basis dieses Signals wird die Ölkonzentration im Abgas bestimmt. Mit dem Abgasmassenstrom, der aus angesaugter Luftmasse und Kraftstoffmasse ermittelt wird, wird

aus der Ölkonzentration die Ölemission berechnet. Parallel zur Ölemissionsmessung wird die Durchblasemenge hochgenau miterfasst und ausgewertet.

Applikation Abgasentnahmestellen

Für die Durchführung der Ölemissionsmessung wird der Abgaskrümmter mit Abgasentnahmestellen ausgerüstet (Bild 3). Die Abgasentnahmestellen werden dabei möglichst mittig in den jeweiligen Abgaskanälen im Abgaskrümmter positioniert, wobei der Abstand zu den Auslassventilen konstant gehalten wird. Dies garantiert für alle Zylinder vergleichbare thermo- und strömungsdynamische Einflüsse auf das Messergebnis.

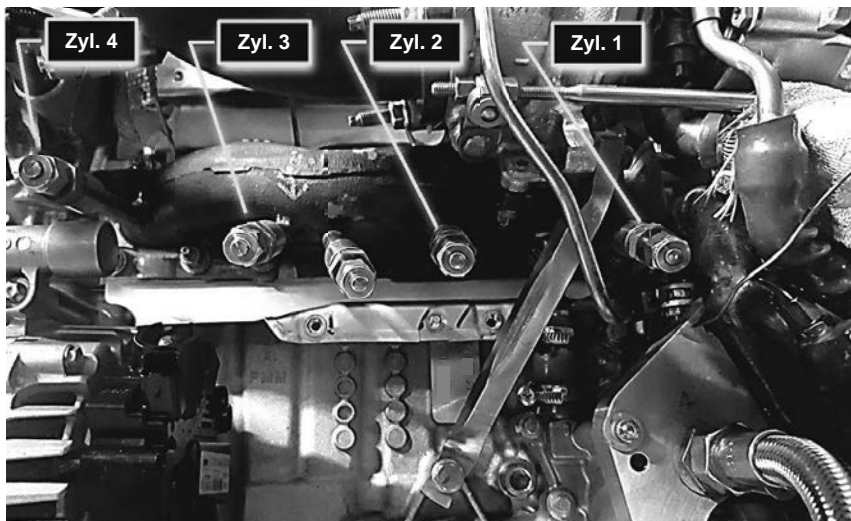


Bild 3: Abgasentnahmestellen im Abgaskrümmter für Zylinder 1 bis 4 am turboaufgeladenen Benzinmotor

3. Transientes Prüflaufprogramm

Um Ölemissionsmechanismen detailliert zu analysieren, wird ein speziell dafür entwickeltes transientes Prüflaufprogramm bestehend aus 25 Betriebspunktwechseln eingesetzt [5, 6]. Der Drehzahl-Last-Verlauf des Prüflaufprogramms ist in Bild 4 schematisch in einem Ölemissionskennfeld dargestellt.

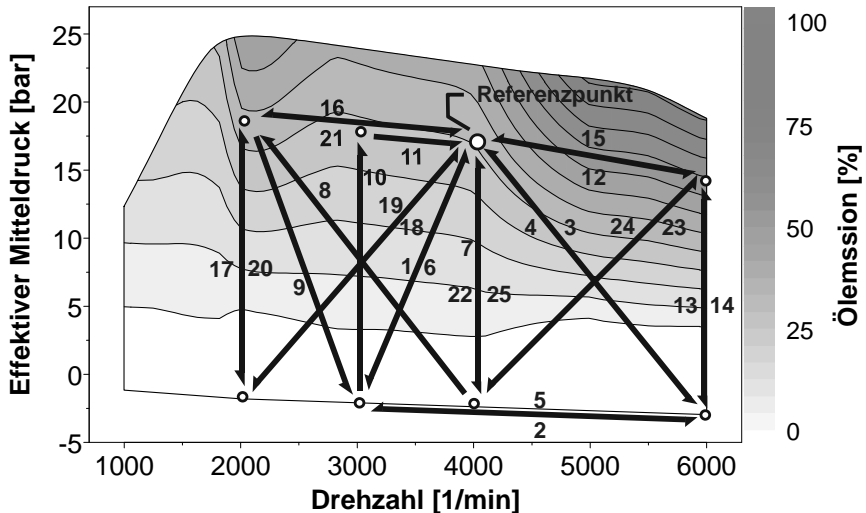


Bild 4: Transientes Ölemissions-Prüflaufprogramm schematisch dargestellt im Kennfeld eines turboaufgeladenes Benzinmotors (100 % Ölemission entsprechen dem Maximalwert im Ölemissionskennfeld) [6]

Das Prüflaufprogramm mit 25 aufeinanderfolgenden Drehzahl- und Lastwechseln enthält definierte Rampen- und Haltezeiten, um die Ölemissionssignale entsprechend auswerten zu können. Die Betriebspunktwechsel erfolgen innerhalb einer Sekunde von Schub zu 75 % Last und umgekehrt, wobei im vorliegenden Fall Drehzahlen von 2000 1/min bis 6000 1/min angefahren werden. Die einzelnen Betriebspunktänderungen zielen nicht auf eine Nachbildung des realen Fahrbetriebs ab, sondern dienen ausschließlich dazu, Rückschlüsse auf physikalische Zusammenhänge im Motor ziehen zu können. In Bild 5 wird schematisch ein typisches Ölemissions- bzw. Blow-by-Signal nach einem Drehzahl- und/oder Lastwechsel dargestellt. Die Phase I repräsentiert die dem Betriebspunktwechsel vorangehende Konditionierung, als Phase II ist die Auswertung hinsichtlich des dynamischen Verhaltens nach dem Betriebspunktwechsel bezeichnet. In der verbleibenden Haltezeit, gekennzeichnet als Phase III, erfolgt eine erweiterte Auswertung hinsichtlich Ölemission und Blow-by bei Stationärbetrieb. Mit einem eigens dafür entwickelten, standardisierten und vollautomatisiertem Auswertetool können charakteristische Kennzahlen für die Ölemission [6] und die Durchblasmenge berechnet werden.

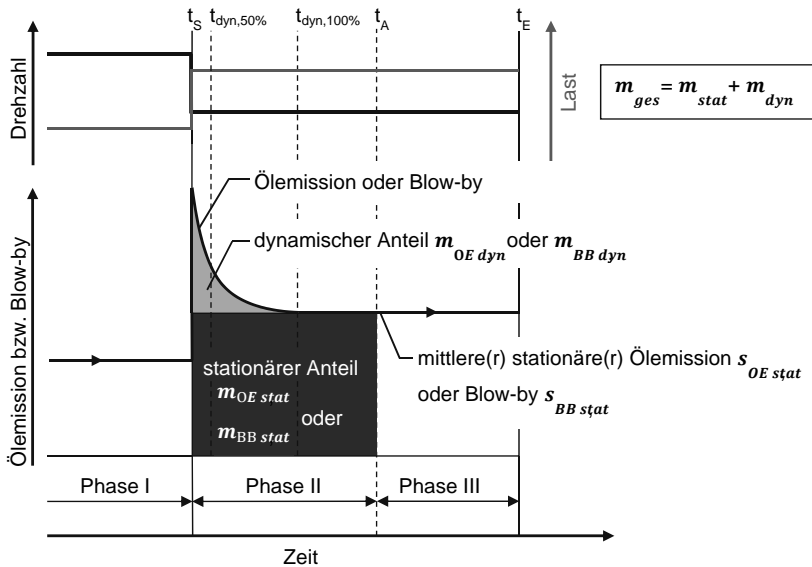


Bild 5: Schematische Darstellung eines dynamischen Ölemissionsverlaufs bzw. Blow-by-Verlaufs nach einem Drehzahl- oder Lastsprung des Motors [6]

Die jeweils gesamte emittierte Masse m_{ges} besteht somit aus einem stationären Massenanteil m_{stat} und einem dynamischen Massenanteil m_{dyn} . In diesem Beitrag werden exemplarisch die drei Kennzahlen $m_{OE,dyn}$, $m_{BB,dyn}$ und $m_{BB,stat}$ vorgestellt und ausgewertet.

4. Messergebnisse

Im Rahmen einer umfangreichen Parameterstudie wurden die vier vorgestellten Kolbenvarianten an einem turboaufgeladenen Benzinmotor gemessen und ausgewertet. In Bild 6 wird die Ölemission und die Durchblasemenge im transienten Prüflaufprogramm der Varianten 1 bis 4 dargestellt. Dabei zeigt sich, dass Querschnitte und Volumina, die unter dem Ölabbstreifring der Öldrainage dienen, einen Einfluss auf das Blow-by-Verhalten und damit auf den dynamischen Anteil der Ölemission haben können.

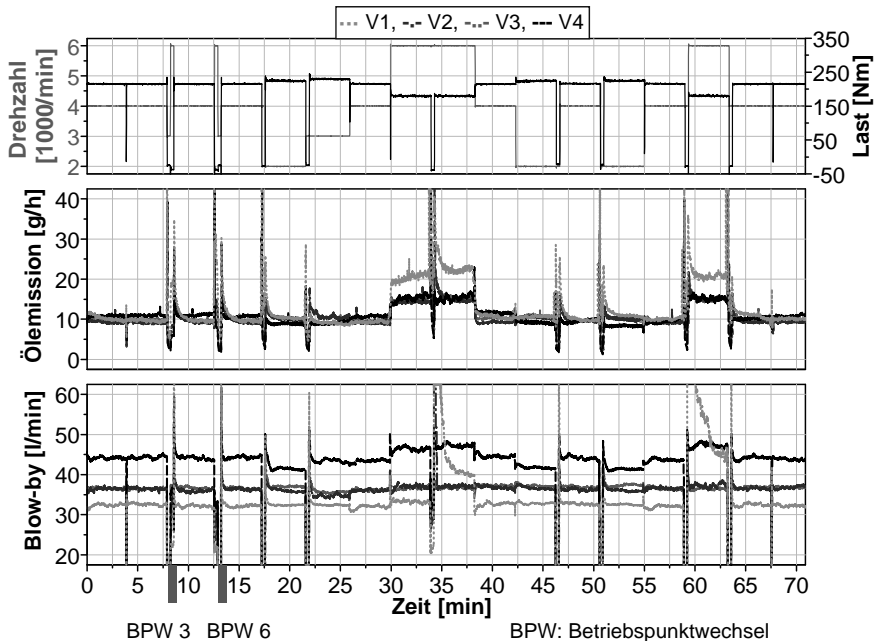


Bild 6: Ölemission und Blow-by über dem Prüflauf mit vier verschiedenen Kolbenvarianten

Aus den Ergebnissen des transienten Ölemissions-Prüflaufprogramms lässt sich eine mittlere stationäre Ölemission von $10 \text{ g/h} \pm 1,5 \text{ g/h}$ ermitteln. Dieser Wert scheint zwischen 2000 1/min und 4000 1/min weitgehend unabhängig von den konstruktiven Änderungen der Varianten zu sein. Bei 6000 1/min zeigen die Varianten 2 bis 5 eine erhöhte mittlere stationäre Ölemission von ungefähr $14 \text{ g/h} \pm 1,5 \text{ g/h}$. Variante 1 (ohne Volumen unter dem Ölabstreifring) hat bei dieser Drehzahl sogar eine mittlere stationäre Ölemission von $20,5 \text{ g/h} \pm 1,5 \text{ g/h}$. Im Gegensatz zur Ölemission scheint sich aber in Abhängigkeit von der Ölrücklaufquerschnittsfläche und ihrer Position das stationäre Blow-by-Verhalten bei allen Varianten zu ändern. Dabei ist eine deutliche Zunahme der Durchblasemenge von ca. 30 l/min auf bis zu 45 l/min zu beobachten.

Um das Ölemissions- und Blow-by-Verhalten, insbesondere deren dynamische Anteile, detaillierter betrachten zu können sind die in Bild 6 markierten Betriebspunktwechsel (BPW)

in Bild 7 und 8 vergrößert dargestellt. Bei beiden Betriebspunktwechseln findet jeweils eine Erhöhung der Last statt. Der Unterschied zwischen diesen Betriebspunktwechseln besteht darin, dass in BPW 3 (Bild 7) eine negative Drehzahländerung von 6000 1/min auf 4000 1/min und in BPW 6 (Bild 8) eine positive Drehzahländerung von 3000 1/min auf 4000 1/min erfolgt.

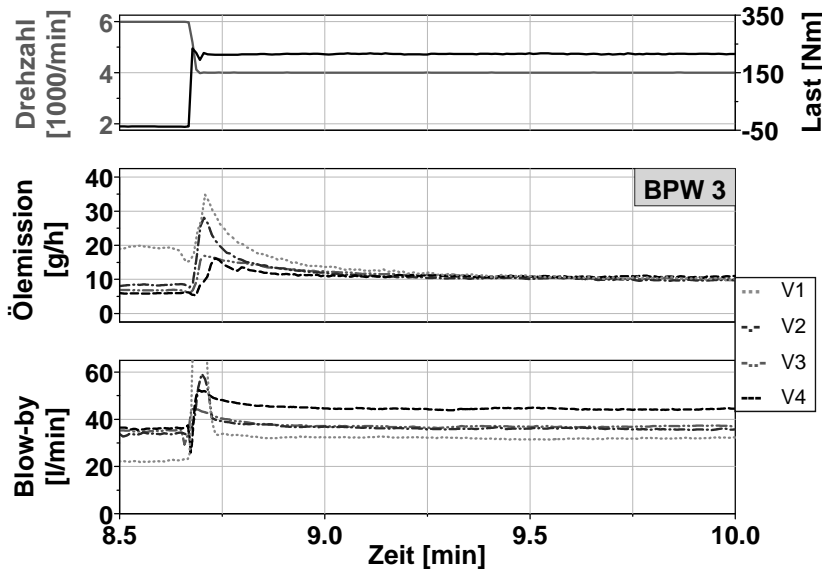


Bild 7: Ölemissions- und Blow-by-Verhalten während Betriebspunktwechsel 3 des transienten Prüflaufprogramms

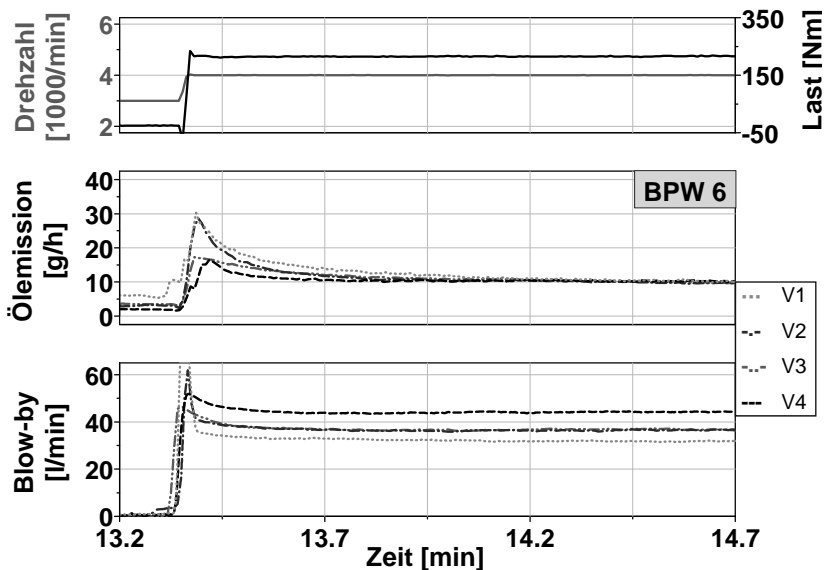


Bild 8: Ölemissions- und Blow-by-Verhalten während Betriebspunktwechsel 6 des transienten Prüflaufprogramms

Aus den Ölemissionsverläufen ist zu erkennen, dass unter Verwendung der Varianten mit Volumen unter dem Ölabbstreifring, mit Ölrücklaufbohrungen und mit Scupper Slots der dynamisch emittierte Ölemissionsanteil gegenüber Variante 1 stark abnimmt, während sich für alle Varianten ein vergleichbares stationäres Ölemissionsniveau einstellt. Die Ergebnisse der Blow-by-Messungen zeigen sowohl Unterschiede im dynamischen Verhalten als auch bei Stationärbetrieb zwischen den untersuchten Varianten. Um zu prüfen, inwiefern eine Korrelation zwischen der dynamischen Ölemission und der Durchblasemenge besteht, werden für eine quantitative Bewertung die Ölemissions- und Blow-by-Massen im gesamten Prüflaufprogramm durch Integration über der Laufzeit bestimmt. Bild 9 zeigt die dynamisch emittierte Ölmasse $m_{OE,dyn}$ für jede Variante und jeden Betriebspunktwechsel des Prüflaufprogramms.

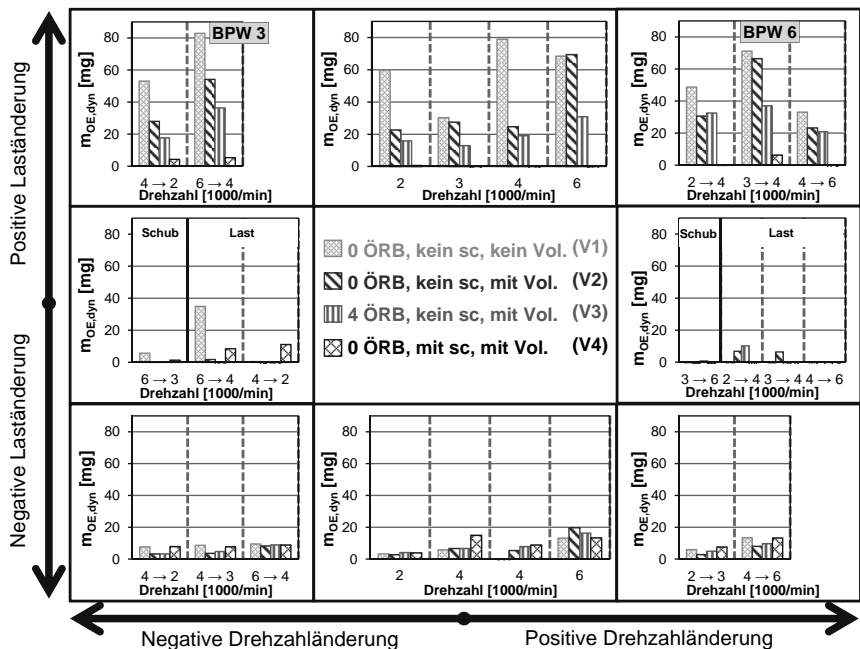


Bild 9: Graphische Darstellung der dynamisch emittierten Ölmassen für die vier untersuchten Kolbenvarianten als Ergebnis der Drehzahl- und Laständerungen des transienten Prüflaufprogramms

Durch die Anordnung der Einzelergebnisse der dynamisch emittierten Ölmassen in Bild 9 wird entsprechend ihrer zugehörigen Last- und Drehzahländerungskomponenten die Ursachenanalyse erleichtert [6]. Die Zeilen und Spalten geben jeweils Aufschluß über den Einfluss der Drehzahl- und Laständerung auf die dynamisch emittierte Ölmasse. In der oberen Zeile sind positive Laständerungen, in der mittleren lastneutrale und in der unteren negative Laständerungen angeordnet. In der linken Spalte sind negative Drehzahländerungen, in der mittleren drehzahlneutrale und in der rechten positive Drehzahländerungen dargestellt.

Ohne Laständerungen oder bei negativen Laständerungen ist die dynamisch emittierte Ölmasse bei allen Varianten verhältnismäßig gering. Es können keine nennenswerten

Unterschiede zwischen den Varianten festgestellt werden. Im Gegensatz dazu, ist bei positiven Laständerungen (aus dem Schub kommend) ein großer Einfluss der Varianten auf die dynamisch emittierte Ölmasse zu erkennen. Die Betriebspunktwechsel 3 und 6 führen mit Variante 1 zu einer dynamischen Ölmasse von über 70 mg, wohingegen Variante 4 bei diesen Betriebspunktwechseln lediglich eine dynamische Ölmasse von unter 10 mg aufweist. Dies zeigt, dass die Gestaltung der Ölrücklaufquerschnittsfläche einen nennenswerten Einfluss auf die dynamisch emittierte Ölmasse hat.

Im Vergleich zu den anderen Varianten sind bei Variante 1 deutlich höhere dynamisch emittierte Ölmassen zu beobachten. Der Vergleich zu Variante 2 belegt, dass sich das Volumen unter dem Ölabstreifring verringert auf das dynamische Ölemissionsverhalten auswirkt. Ohne Ölrücklaufquerschnittsflächen, wie bei Variante 2, dient das Volumen als Ölereservoir, welches beim Abwärtshub eine gleichmäßige Verteilung des Öls durch das Ringpaket auf der Zylinderoberfläche begünstigt. Somit wird der Öltransport zum Kolbenfeuersteg hin eingeschränkt, so dass bei einer positiven Laständerung weniger Öl in den Brennraum gelangt. Bei den Varianten 3 und 4 lenkt das Volumen das Öl gezielt zu den Ölrücklaufbohrungen und den Scupper Slots und trägt somit verstärkt zum Ölabfluss aus dem Nutbereich des Ölabstreifrings bei. Die Ergebnisse zeigen zudem, dass die dynamisch emittierte Ölmasse mit Scupper Slots (Variante 4) geringer ausfällt als mit Ölrücklaufbohrungen (Variante 3). Daraus lässt sich ableiten, dass auch die Position und Geometrie der Ölrücklaufquerschnittsflächen Einfluss auf die Ölemission haben.

Im Folgenden werden die Betriebspunktwechsel mit positiver Laständerung detaillierter in Bezug auf die zugehörige dynamische und stationäre Blow-by-Masse analysiert. Bild 10 zeigt die dynamisch emittierte Ölmasse nach einer positiven Laständerung sowohl im Vergleich zur dynamischen (oben) als auch zur stationären Blow-by-Masse (unten). Dabei ist auf Basis der gegenübergestellten Werte kein klarer Zusammenhang zwischen der dynamisch induzierten Blow-by- und Ölmasse festzustellen. Die vergleichende Betrachtung der dargestellten Ergebnisse lässt jedoch auf eine grundsätzliche Abhängigkeit zwischen der stationären Blow-by-Masse und der dynamisch emittierten Ölmasse schließen. Mit steigender stationärer Blow-by-Masse sinkt die dynamisch emittierte Ölmasse ab.

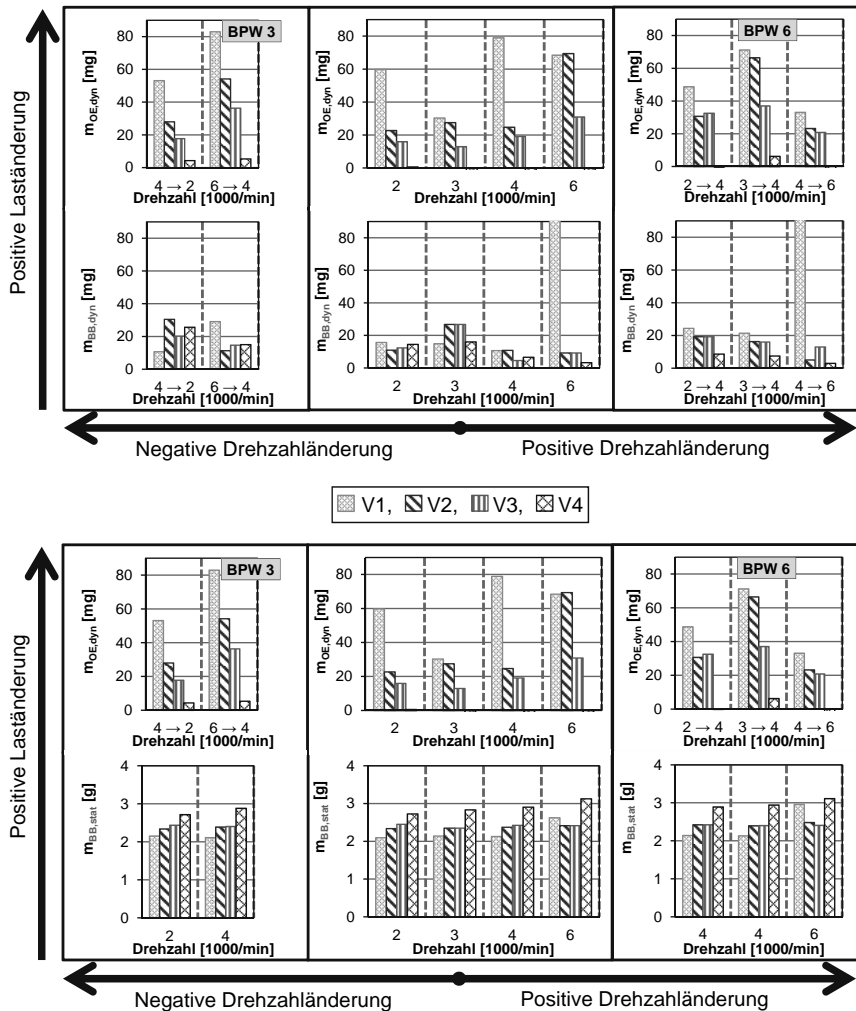


Bild 10: Graphische Darstellung der dynamisch emittierten Ölmasse nach einer positiven Laständerung im Vergleich zur dynamischen (oben) und stationären (unten) Blow-by-Masse

5. Fazit

Durch die Untersuchung der Einflüsse verschiedener konstruktiver Öldrainagemerkmale auf das Ölemissions- und Blow-by-Verhalten an einem turboaufgeladenen Benzinmotor konnte der grundsätzliche Einfluss des Volumens unterhalb des Ölabstreifings, der Ölrücklaufbohrungen und der Scupper Slots aufgezeigt werden. Mit zunehmender Verbesserung der Wirkung der Öldrainage ist bei der dynamisch emittierten Ölmasse und der stationären Blow-by-Masse eine annähernd lineare gegenläufige Auswirkung zu erkennen. Je höher die mittlere stationäre Durchblasmenge, desto geringer ist die mittlere dynamisch emittierte Ölmasse.

In Bild 11 ist eine Zusammenfassung der über alle Betriebspunktwechsel gemittelten Ergebnisse mit positiver Laständerung für die untersuchten Varianten graphisch dargestellt.

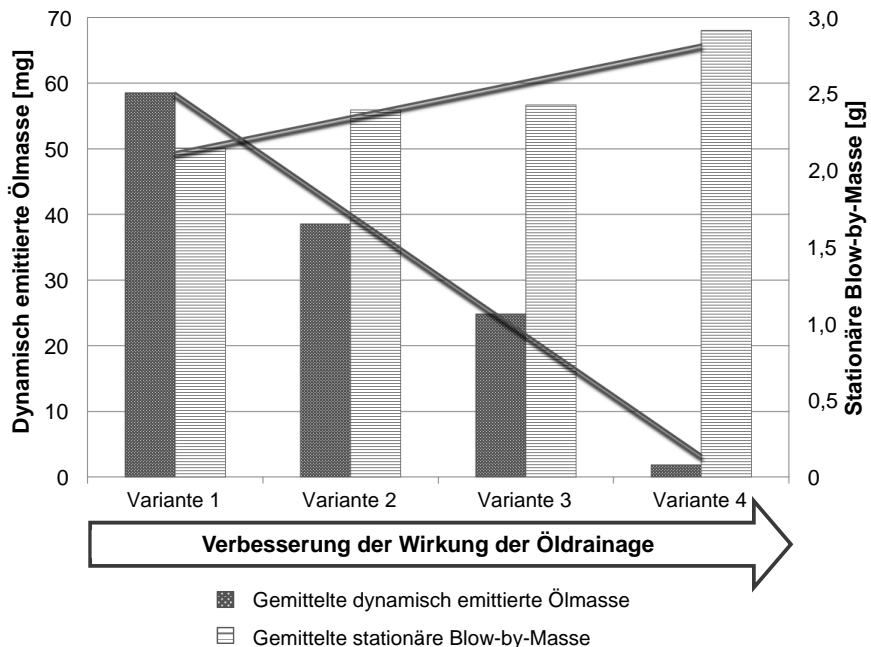


Bild 11: Graphische Darstellung der dynamisch emittierten Ölmasse und der stationären Blow-by-Masse, gemittelt über alle Betriebspunktwechsel mit positiver Laständerung des transienten Prüflaufprogramms

Die Ergebnisse lassen zudem einen Einfluss von Lage und Geometrie der Ölrücklaufquerschnittsflächen auf die dynamisch emittierte Ölmasse vermuten. Dies wird bei MAHLE durch weitere Varianten gezielt untersucht um bei optimaler Drainagewirkung möglichst geringe festigkeitsseitige Einbußen in Kauf nehmen zu müssen.

- [1] MAHLE GmbH (Hrsg.): Kolben und motorische Erprobung. Stuttgart: Springer Vieweg 2015
- [2] Frommer, A.; Deuß, T.; Ehnis, H.; Künzel, R.: Auslegung der Tangentialkraft des Ölabstreifrings – Ölemission versus Reibung. MTZ 77 (2016) S. 50 - 54
- [3] LUBRISSENSE Oil Emission Measurement Technology, Informationsbroschüre, LUBRISSENSE GmbH, Hamburg 2013
- [4] Gohl, M.: Massenspektrometrisches Verfahren zur dynamischen Online-Messung der Ölemission von Verbrennungsmotoren. Technische Universität Hamburg-Harburg Diss. 2004
- [5] Frommer, A.; Beeckmann, A.; Freier, R.; Künzel, R.: Analyse des Ölverbrauchs bei transientem Motorbetrieb. MTZ 47 (2013) S. 47 – 53
- [6] Frommer, A.: Massenspektrometrische Untersuchung des Ölemissionsverhaltens von Verbrennungsmotoren bei stationärem und transientem Betrieb. Helmut-Schmidt-Universität/Universität der Bundeswehr Hamburg Diss. 2016

Untersuchung tribologischer Maßnahmen am Kolbensystem zur Senkung des Kraftstoffverbrauchs eines Ottomotors

Investigation of tribological measures on the piston system to improve fuel consumption of a gasoline engine

B.Eng. **Jochen Schumacher**, Dipl.-Ing. **Edward Werninghaus**,
KS Kolbenschmidt GmbH, Neckarsulm;
MSc. **Urban Morawitz**, FORD-Werke GmbH, Köln-Merkenich

Kurzfassung

Eine der Hauptaufgaben in der heutigen Motorenentwicklung besteht darin, den Kraftstoffverbrauch und die damit verbundenen CO_2 -Emissionen weiter zu senken. Hierzu gilt es, vor allem den mechanischen Wirkungsgrad zu verbessern. Ausreichend Potenzial zur Steigerung des mechanischen Wirkungsgrads bietet eine Reduktion der Reibung am Kolbensystem, bestehend aus Kolben, Kolbenringen und Zylinderlaufbahn.

In einem weiteren Vorentwicklungsprojekt der KS Kolbenschmidt GmbH in Kooperation mit der Ford-Werke GmbH wurden Reibungs- und Verbrauchsmessungen an einem Dreizylinder 1,0 l Ottomotor durchgeführt. Im Zusammenhang mit den Bestrebungen, Reibungsverluste, Kraftstoffverbrauch und CO_2 -Emissionen zu reduzieren, ohne den Ölverbrauch oder das Kolbengeräusch negativ zu beeinflussen, stellt die tribologische Optimierung des Kolbensystems aufgrund der Komplexität der Bauteile und deren Zusammenspiel eine große Herausforderung dar. Ebenso ist die sichere und reproduzierbare Erfassung der relevanten physikalischen Messgrößen unter realen Betriebsbedingungen im Verbrennungsmotor eine Aufgabe mit hoher Komplexität. Aus einer Vielzahl von konstruktiven und werkstofftechnischen Ansätzen, die Reibung im Kolbensystem zu minimieren, wurde der Fokus auf reibungsarme Leichtbaukolben der LiteKS-Familie sowie optimierte Kolbenringe gelegt. Durch diese Optimierungen konnten signifikante Vorteile in der Reibung sowie dem Kraftstoffverbrauch am untersuchten Motor gemessen werden.

Abstract

One of the main tasks in today's engine development is to further reduce fuel consumption and the associated CO_2 -emissions. This in particular includes the improvement of the mechanical efficiency. The reduction of the friction at the piston system, consisting of piston, piston rings and cylinder liner, provides sufficient potential for increasing the mechanical efficiency.

In a further advanced engineering project of KS Kolbenschmidt GmbH in cooperation with Ford-Werke GmbH, friction and fuel consumption have been measured on an award winning modern three cylinder 1.0 l gasoline engine. In connection with the efforts to reduce friction losses, fuel consumption and CO_2 -emissions without affecting negatively oil consumption or the piston noise, the tribological optimization of the piston system represents a major challenge, due to the complexity of the components and their interaction. Likewise the safe and reproducible measurement of relevant physical parameters under real operating conditions in the combustion engine is a high complexity task. From a variety of structural and materials engineering approaches to minimize friction in the piston system the focus has been placed on low friction lightweight pistons of the LiteKS family and optimized piston rings. Due to these optimizations, significant benefits in friction and fuel consumption on the investigated engine could be measured.

1. Einleitung

Ziel der im Weiteren beschriebenen Untersuchungen war es, ein zur Kraftstoff- und CO_2 -Reduzierung entwickeltes Kolbensystem in einem Vollmotor zu untersuchen. Hierzu wurden an einem Dreizylinder 1,0 l Demonstratormotor Reibungs- und Verbrauchsmessungen durchgeführt. Um das Potenzial zur Senkung der Reibleistung zu untersuchen, wurde zuerst die Serienvariante vermessen. Anschließend wurde das Kolbensystem umgebaut und die Messungen mit der reibungsoptimierten Variante wiederholt. Mit Hilfe der gewonnen Messergebnisse wurde nach Abschluss der Prüfstanduntersuchungen eine Fahrzyklussimulation durchgeführt. Parallel zu den Reibungs- und Verbrauchsmessungen wurden die beiden Varianten hinsichtlich ihres Ölverbrauch sowie ihrer Kolbengeräusch-Eigenschaften untersucht.

2. Änderungen am Kolbensystem

Das Kolbensystem als tribologisches System wird mit dem Grundkörper Zylinderlaufbahn und dem Gegenkörper, bestehend aus Kolben und Kolbenringen, dargestellt. Auf eine Änderung am Grundkörper Zylinderlaufbahn wurde beim untersuchten Demonstratormotor bewusst verzichtet. Eingesetzt wurden reibungsarme Leichtbaukolben sowie ein reibungsoptimiertes Kolbenringpaket.

Kolben

Bei der neuesten LiteKS-Generation wurde das Reibungsverhalten durch eine Optimierung der Kolbengrundstruktur und einer weiter entwickelten Laufspielformgebung verbessert (Abbildung 1). Das Laufspiel des Kolbens ist asymmetrisch ballig ausgeführt. Für Druck- und Gegendruckseite wurden jeweils unterschiedliche, über die Kolbenschafthöhe variable Ovalitäten verwendet. Im neuen Design konnten außerdem die Kolbenschaftflächen weiter reduziert werden. Diese Ansätze haben zur Folge, dass die Reibung weiter gesunken ist. Hierdurch soll das neue LiteKS-Konzept einen wertvollen Beitrag zur CO_2 -Reduzierung bei modernen Ottomotoren leisten.









Bild 1: LiteKS-Design

Kolbenringe

Um die Reibung beim verwendeten Demonstratormotor zu minimieren, wurde ein optimiertes „Low-friction“-Ringpaket verwendet. Hierbei wurde der erste Kompressionsring mit einer DLC-Schicht versehen. Außerdem wurde seine Tangentialkraft verringert. In der zweiten Ringnut wurde ein Stahlring anstatt dem Serienring aus Eisenguss verbaut. Des Weiteren wurde beim zweiten Kompressionsring neben der verringerten Tangentialkraft auch die Ringhöhe sowie die Ringbreite reduziert. Beim Ölabstreifring wurde ein zweiteiliger Ring dem in Serie dreiteiligen Ring vorgezogen. Auch dieser Ring wurde mit DLC beschichtet. Die

Tangentialkraft des Ölabstreifrings wurde deutlich reduziert. Die Kolbenringspezifikationen sind Tabelle 1 zu entnehmen.

Tabelle 1: Kolbenringspezifikationen

	Standard	Low friction
1. Nut		
Material	Cr-Si Steel	Cr-Si Steel
h1 x a1 [mm]	1.0 x 2.5	1.0 x 2.5
Tangentialkraft [N]	ref.	-25%
Ringoberfläche	PVD	DLC
2. Nut		
Material	Alloyed cast Iron	Cr-Si Steel
h1 x a1 [mm]	1.2 x 3.1	1.0 x 2.5
Tangentialkraft [N]	ref.	-30%
Ringoberfläche	Phosphate	Phosphate
3. Nut		
Material	Stainless Steel	Carbon Steel
h1 x a1 [mm]	2.0 x 2.5 (Assembly)	1.5 x 2.0 (Assembly)
Tangentialkraft [N]	ref.	-50%
Ringoberfläche	Nitride	DLC

Kolbeneinbauspiel

Wie in [1 – 3] beschrieben, hat das Kolbeneinbauspiel einen signifikanten Einfluss auf das tribologische System Kolben mit Ringen und Zylinderlaufbahn. Das Kolbeneinbauspiel wurde beim Demonstratormotor vergrößert. Diese konstruktive Maßnahme verursacht nach Erfahrungen, gesammelt am Einzylinder Floating-Liner Motor, in der Kombination Aluminiumkolben auf Graugusszylinderliner einen direkt am Kolbensystem gemessenen Reibmitteldruckvorteil von bis zu 8%. Bei der Auslegung des Kolbeneinbauspiels spielt der Zielkonflikt zwischen einerseits geringeren Überdeckungskräften bei Betriebstemperatur, welche großen Einfluss auf die Reibung zwischen Kolben und Zylinderlaufbahn haben, und andererseits einem akzeptablen Kolbengeräusch beim Kaltstart eine entscheidende Rolle.

3. Systematische Messfehler

Zufällige Messfehler können durch die Wahl des Messequipments minimiert werden. Der geeignete Messbereich sowie gute Stabilität über Zeit und Temperatur sind dafür maßgeblich. Um die Messgenauigkeit signifikant zu verbessern, sollte die Messung so oft wie möglich wiederholt, ein robuster Mittelwert generiert und eventuelle Ausreißer verworfen werden. Jeder Drehzahl-Last-Betriebspunkt wurde für beide Varianten basierend auf über 300 Einzelmessungen gemittelt. Zufällige Fehler wurden mit Hilfe statistischer Bearbeitung der Messdaten reduziert. Um die kombinierte Messunsicherheit zu berücksichtigen wurde das 95% Vertrauensintervall der Dispersion der Messung, welches in den folgenden Graphen als Fehlerbalken dargestellt wird, berechnet.

Bei den im Anschluss beschriebenen Messungen wurden zwei unabhängige Messtechniken verwendet. Parallel wurden Kraftstoffverbrauchsmessungen sowie Messungen des Zylinderdrucks (mit Berechnung des indizierten Mitteldrucks) durchgeführt. Beide Messtechniken, zusammen mit Drehmoment, Drehzahl und Heizwert des Kraftstoffs, ermöglichen eine Abschätzung der Motoreffizienz der verschiedenen Varianten. Da beide Messtechniken unterschiedlichen physikalischen Prinzipien unterliegen, resultieren daraus auch unterschiedliche Messfehlerursachen. Ein Vergleich beider stellt eine Kreuzvalidierung der Messdaten dar. Somit ist bei einer Steigerung des mechanischen Wirkungsgrads eines Motors, durch Reduktion der Reibung am Kolbensystem, grundsätzlich von einer kennfeldabhängigen Reduktion des Kraftstoffverbrauchs auszugehen [4].

4. Reibungsmessungen

Um die angewandten Maßnahmen am Kolbensystem an einem Vollmotor zu untersuchen, wurden Reibungsmessungen an einem Demonstratormotor durchgeführt. Zur Bestimmung des Reibmitteldrucks am Vollmotor wurde die Indiziermethode angewandt. Bei der Indiziermethode wird mit Hilfe eines Drucksensors der Zylinderdruck gemessen und daraus der indizierte Mitteldruck p_{mi} berechnet. Zur Bestimmung des effektiven Mitteldrucks p_{me} wird das Drehmoment an der Kurbelwelle des Versuchsmotors gemessen. Aus der Differenz der beiden Werte lässt sich der Reibmitteldruck p_{mr} berechnen. Nachteil der Indiziermethode ist die erforderliche sehr hohe Messgenauigkeit von indiziertem Mitteldruck und effektivem Mitteldruck, da diese beiden ähnlich großen Werte voneinander abgezogen werden. Der Vorteil ist die Messung des Reibmitteldrucks an einem befeuerten Vollmotor bei realen Temperaturen, Lasten und Drehzahlen [5].

Um reproduzierbare Reibungsmessungen an den Motorvarianten durchführen zu können, war es notwendig, die Betriebspunkte genau zu definieren und diese bei allen Versuchsdurchläufen möglichst genau anzufahren. Bei einem Prüflauf aus insgesamt zehn Teillast-Betriebspunkten, wurde die Drehzahl von 860 1/min bis auf 4000 1/min Schrittweise erhöht. Für jede Drehzahl wurden verschiedene Lasten angefahren. Um den inneren Wirkungsgrad bei den Reibungsmessungen so konstant wie möglich zu halten war es notwendig, bei beiden Varianten denselben indizierten Mitteldruck anzufahren. Hierzu wurde jeder Drehmoment-Drehzahl-Betriebspunkt im Kennfeld um zwei weitere Punkte erweitert und zwischen den Punkten interpoliert. Die Erweiterung der Betriebspunkte wurde mit konstanter Drehzahl und einer Drehmomentänderung von $\pm 10\%$ erreicht. In Abbildung 2 wird ersichtlich wie der Reibmitteldruck, für den bei beiden Varianten identischen indizierten Mitteldruck, bestimmt wurde.

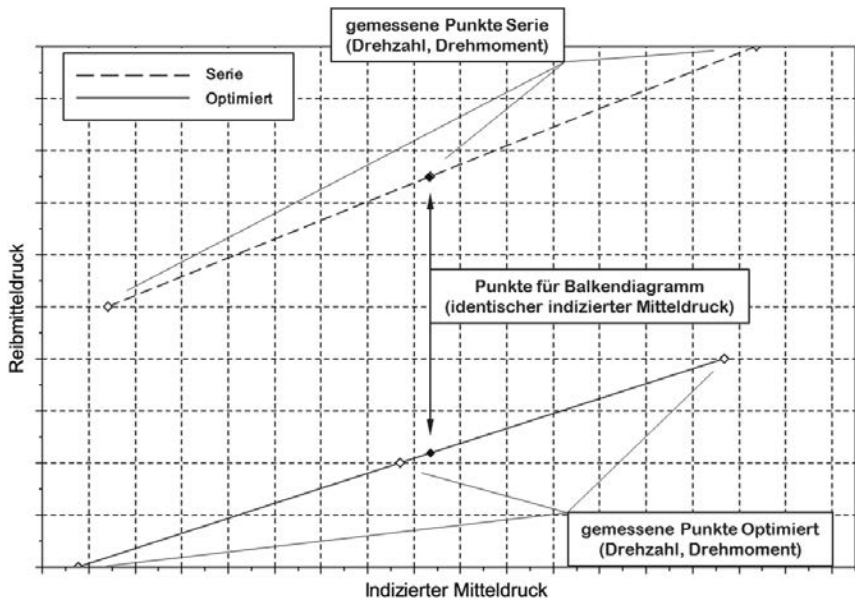


Bild 2: Bestimmung des Reibmitteldrucks bei identischem indiziertem Mitteldruck

In Abbildung 3 ist zu sehen, dass in allen gemessenen Betriebspunkten eine Senkung des Reibmitteldrucks bei der reibungsoptimierten Motorvariante erreicht wurde. Durch den Ein-

bau des reibungsoptimierten Kolbensystems wurden Reibungsvorteile von bis zu 13% erzielt.

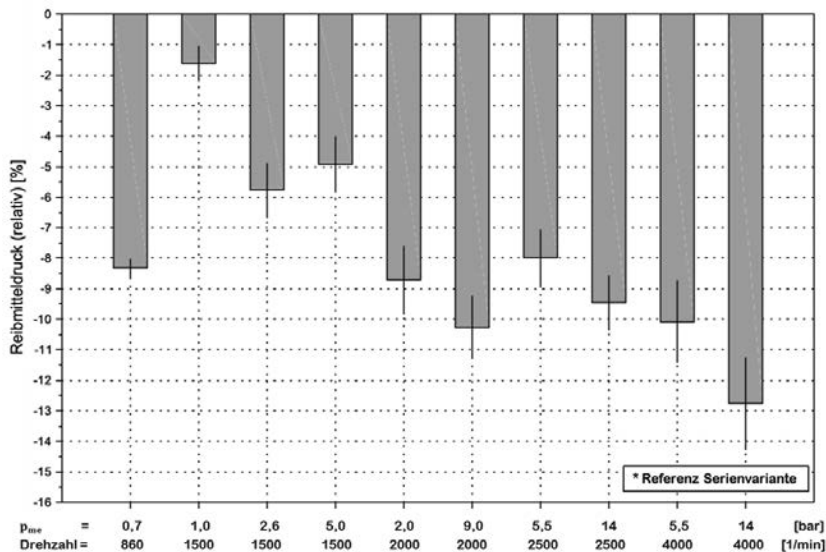


Bild 3: Relativer Reibmitteldruck – optimierte Variante im Vergleich zur Serienvariante

5. Einfluss auf den Kraftstoffverbrauch

Die Einsparungen im Kraftstoffverbrauch, resultierend aus der Senkung der Reibung am Kolbensystem, sind in Abbildung 4 zu sehen. Eine deutliche Reduktion des Kraftstoffverbrauchs und den direkt abhängigen CO_2 -Emissionen konnte vor allem bei niedrigen Lasten erreicht werden. Bei diesen, für den Fahrzyklus NEDC (New European Driving Cycle) sehr relevanten Betriebspunkten, ist der Anteil der Reibleistung im Verhältnis zur effektiven Motorleistung sehr groß. Damit liegt auch das Optimierungspotenzial deutlich höher als bei höheren Lasten. Bei den höchsten gemessenen Lasten von 14 bar effektivem Mitteldruck konnte, trotz signifikanter Reibungsvorteile, nur wenig Kraftstoff eingespart werden. In diesen Betriebspunkten spielen die Verluste durch Reibung eine nur untergeordnete Rolle.

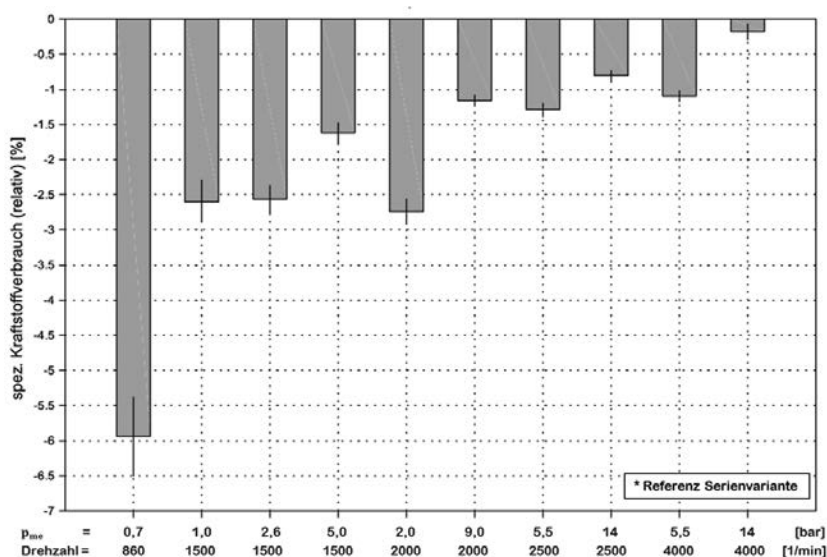


Bild 4: Relativer spez. Kraftstoffverbrauch – optimierte Variante im Vergleich zur Serienvariante

6. Simulation im Fahrzyklus

Die am Prüfstand ermittelten Messwerte für Reibung und Kraftstoffverbrauch wurden im Anschluss zur Verifizierung einer Fahrzyklussimulation verwendet. Hierbei wurden Reibung, Kraftstoffverbrauch sowie CO_2 -Emissionen der beiden Motorvarianten in den drei relevanten Zyklen NEDC, WLTP (Worldwide Harmonized Light-Duty Vehicles Test Procedure) und FTP-75 (Federal Test Procedure 75) simuliert.

Die Ergebnisse der Fahrzyklussimulation haben gezeigt, dass der Kraftstoffverbrauch und die davon abhängigen CO_2 -Emissionen in den drei simulierten Fahrzyklen deutlich reduziert werden konnte. Im NEDC konnte hiermit beim simulierten C-Klasse Fahrzeug eine Senkung der CO_2 -Emissionen von 2,0 g/km erreicht werden. Das entspricht einer Reduktion von knapp 1,7%. Im WLTP wurde eine Reduktion von 1,3% erzielt. Der FTP-75-Zyklus wurde mit einer Ersparnis von 1,6% absolviert. Alle Fahrzyklen wurden mit Motor-Start-Stopp-System simuliert.

7. Ölverbrauch und Kolbengeräusch

Die unter anderem angewandten Maßnahmen die Reibung des Kolbensystems zu reduzieren, das Einbauspil zu vergrößern und die Tangentialkraft der Kolbenringe zu reduzieren, stehen in engem Zusammenhang mit dem Kolbengeräusch und dem Ölverbrauch des Motors. Deshalb wurden an zwei weiteren, parallel gefahrenen Demonstratormotoren Kolbengeräusch- sowie Ölverbrauchsmessungen durchgeführt.

Wie bereits in Abschnitt 2 beschrieben, führt ein vergrößertes Kolbeneinbauspil aufgrund der kleineren Überdeckungskräfte zu geringerer Reibung zwischen Kolben und Zylinderlaufbahn. Hierbei sollte aber das Kolbengeräusch, vor allem bei sehr kaltem Motor, nicht unbeachtet bleiben. Das Kolbengeräusch kann zum Beispiel durch eine Änderung der Schaftform, der Schaftsteifigkeit oder der Kolbenbolzendesachsierung beeinflusst werden. Aufgrund der speziellen Schaftform und -steifigkeit der reibungsoptimierten Kolbenvariante, konnten keine signifikanten Unterschiede zur Serienvariante bei den sehr umfangreichen Kolbengeräuschmessungen festgestellt werden. Abbildung 5 zeigt, dass sich die reibungsoptimierte Kolbenvariante in den jeweils relevanten Betriebspunkten für „Quaken“ (links) und „Rasseln“ (rechts) vorteilhafter gegenüber der Serienvariante darstellt.

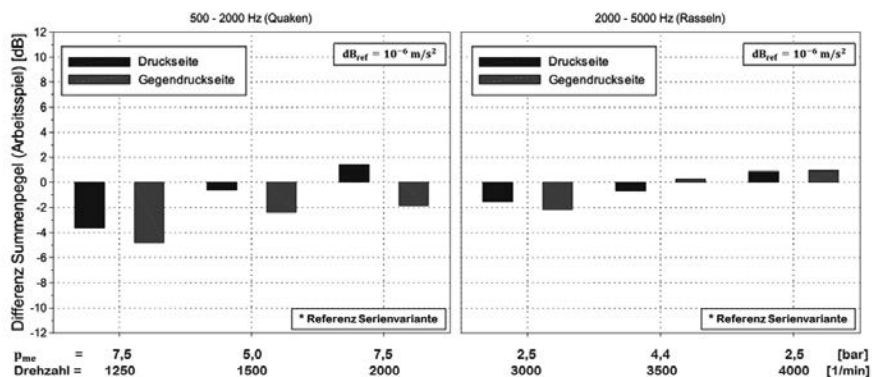


Bild 5: Differenz der Summenpegel - optimierte Variante im Vergleich zur Serienvariante

Eine ähnliche Kontroverse ergibt sich bei der Reduktion der Tangentialkraft der Kolbenringe, vor allem der des Ölabbstreifings. Dabei spielt der Zielkonflikt zwischen einerseits einer zuverlässigen Ölabbstreifwirkung, welche im Betrieb den Schmierfilm und zugleich den Ölverbrauch signifikant beeinflusst, und andererseits einer möglichst geringen Ringreibung eine entscheidende Rolle. Der Ölverbrauch wurde am Prüfstand mit Hilfe der Radionuklidtechnologie

(RNT) gemessen. Hierbei wird dem Schmieröl ein leicht radioaktives Additive beigemischt. Dieses lässt sich während des Prüflaufs im Abgas nachweisen und somit auf den Ölverbrauch des jeweiligen Motors schließen. Mit der RNT ist es möglich, den Ölverbrauch bei definiertem Betriebspunkt zu messen.

Abbildung 6 zeigt den relativen Ölverbrauch der reibungsoptimierten Motorvariante im Vergleich zur Serienvariante. Zu sehen ist, dass außer in den Betriebspunkten mit hoher Last und Drehzahl, die optimierte Variante einen geringeren Ölverbrauch aufweist. Durch den großen Vollast- und Hochdrehzahl-Anteil lag der Ölverbrauch der optimierten Variante am Ende des Ölverbrauchprüflaufs etwas höher als bei der Serienvariante. Beide Varianten lagen sicher in den vom OEM festgelegten Grenzen für Ölverbrauch.

Die dem Ölverbrauch nebenläufigen Messungen des Blow-by zeigten keine nennenswerten Unterschieden der beiden Motorvarianten.

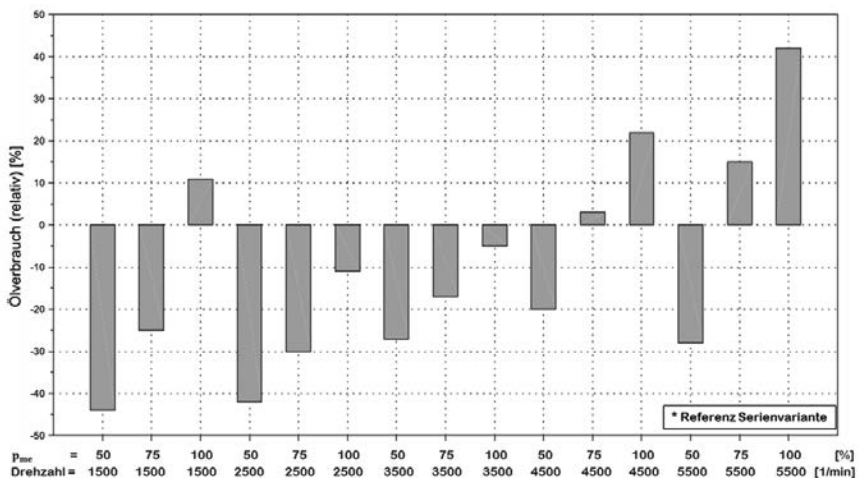


Bild 6: Relativer Ölverbrauch – optimierte Variante im Vergleich zur Serienvariante

8. Zusammenfassung

Kern des vorliegenden Berichts sind Reibleistungsuntersuchungen am Kolbensystem eines Ottomotors. Zur Messung der Reibung und des Kraftstoffverbrauchs stand ein 1,0 l Dreizylinder Ottomotor zur Verfügung. Um eine Reibungsreduzierung im tribologischen System zu erreichen, wurden Kolben und Kolbenringpaket des Demonstratormotors ausgetauscht. Der Motor wurde vor und nach Tausch des Kolbensystems vermessen. Des Weiteren wurde der

Einfluss der Optimierungen am Kolbensystem auf den Ölverbrauch sowie das Kolbengeräusch am Prüfstand untersucht.

Zur Untersuchung der Reibung beider Motorvarianten wurde die Indiziermethode verwendet. Um das Reibungsverhalten in einem möglichst großen und relevanten Betriebsfeld zu untersuchen, wurden insgesamt 10 Betriebspunkte unter Variation von Last und Drehzahl angefahren. Bei den Untersuchungen zum Potential des reibungsoptimierten Kolbensystems wurde zuerst die Serienvariante vermessen. Beim anschließenden Vermessen der optimierten Variante wurde eine Reibungssenkung von bis zu 13% erzielt. Bei einer abschließenden, mit den Messdaten verifizierten Fahrzyklussimulation wurde eine Kraftstoffersparnis im NEDC von knapp 1,7% erreicht. Die parallel stattfindenden Messungen für Ölverbrauch und Kolbengeräusch ergaben keine signifikanten Unterschiede der untersuchten Motorvarianten.

Literatur

- [1] Rehl, A.; Wild, A.; Fahr, M.; Morawitz, U.: Potenziale zur Senkung des Kraftstoffverbrauchs durch Reduzierung der Reibung im Kolbensystem eines Ottomotors. VDI-Fachtagung Zylinderlaufbahn, Kolben, Pleuel, Baden-Baden 2012
- [2] Hanke, W.; Buschbeck, R.; Rehl, A.; Voigt, M.; Urabe, M.: Reibungs- und Gewichtsoptimierung in Kolbensystemen für moderne aufgeladene Ottomotoren. VDI-Fachtagung Zylinderlaufbahn, Kolben, Pleuel, Baden-Baden 2010
- [3] Kunkel, S.: Hochgenaue experimentelle Ermittlung der Reibungsverluste der Kolbengruppe eines gefeuerten Motors. Technische Universität München Diss. 2011
- [4] Natrella, M. G.: Experimental Statistics, National Bureau of Standards Handbook 91. Washington, D.C. 1963
- [5] Ekert, D.: Entwicklung eines Messverfahrens zur Bestimmung der Reibungsverluste am Kolbensystem „Kolben-Ring-Zylinderlauffläche“ an einem befeuerten Motor. Hochschule Heilbronn Diplomarbeit. 2008

Innovative Kolbenschaft- und Bolzenbeschichtungen für Otto- und Dieselmotoren

Dr. M. Blümm, Dr. T. Fuhrmann, A. Baberg, Dr. F. Dörnenburg,
Federal-Mogul Powertrain, Nürnberg

Kurzfassung

Die Reibungsminimierung spielt eine wachsende Rolle für die Gesamteffizienz von Verbrennungsmotoren. Schaftbeschichtungen mit Trockenschmierstoffschichten sind daher sowohl bei Otto- als auch bei Dieselskolben verbreitet. Weiter steigende Anforderungen im Brennraum erfordern inzwischen Schaftbeschichtungen mit noch höherem Leistungsvermögen. Federal-Mogul hat deshalb seine Beschichtungsfamilie um zwei neue Formulierungen erweitert.

Diese beiden neuen Beschichtungssysteme (eine Otto- und eine Dieselbeschichtung) werden im Folgenden vorgestellt. Außer- und innermotorische Testergebnisse zu Reibung und Verschleiß werden detailliert erläutert.

Reibung tritt zudem zwischen Kolben und Kolbenbolzen auf. Seit etwa 10 Jahren werden zur Reibungsminimierung Kolbenbolzen mit DLC-Schichten eingesetzt, die sehr niedrige Reibungskoeffizienten aufweisen. Immer höhere Flächenpressungen und Temperaturen bringen diese DLC-Schichtsysteme an Ihre Grenze. Diesen erhöhten Anforderungen wird bei Federal-Mogul mit neuen Beschichtungen entgegnet, die neben einer höheren mechanischen Belastbarkeit zugleich bessere Reibeigenschaften aufweisen. Zudem ist eine chemische Beständigkeit gegenüber den niedrigviskosen oder hoch additvierten Ölen gewährleistet.

1. Antrieb für neue Beschichtungen am Kolbenschaft und am Bolzen

Effektive Maßnahmen zur Kraftstoffreduzierung führen zu erhöhten thermischen und mechanischen Belastungen und können somit erhöhte Reibung erzeugen. Die Reibungsverluste wirken der Kraftstoffreduzierung entgegen, diese gilt es somit zu verringern.

Kolben und Kolbenbolzen sind bei einem Ottomotor für etwa 17% der gesamten Reibungs- und Nebenaggregatsverluste verantwortlich, siehe Bild 1 [1]. Die meiste Reibung entsteht beim Kolben am Kolbenschaft, an dem sich der Kolben im Zylinder auf und ab bewegt.

Einen großen Anteil an der Reibung hat das Kolbenspiel. Je größer das Spiel umso kleiner der Reibungsverlust im heißen Motor, aber auch umso höher die Geräuschentwicklung im

kalten Motor. Neben Anpassung von Schaftsteifigkeit, Profil, Ovalität, Bolzenversatz etc. tragen vor allem Beschichtungen zur Reibungsminimierung bei.

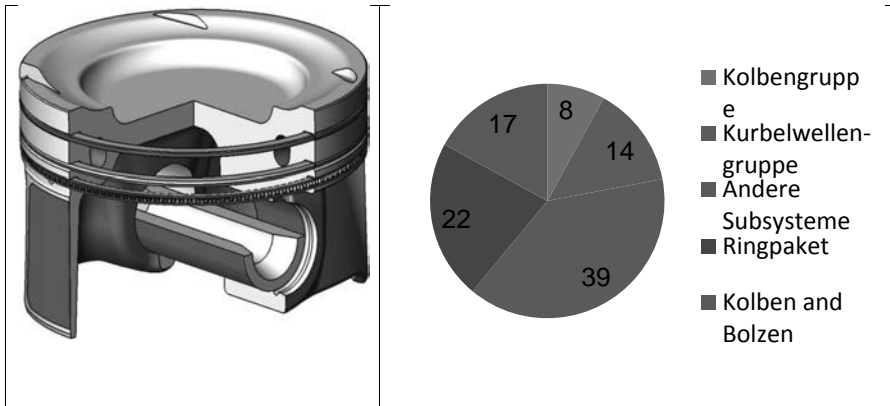


Bild 1: Links: Auftretende Reibung am Kolben und rechts: Aufteilung Reibungs- und Nebenaggregatverluste im Ottomotor [%].

2. Innovative Kolbenschaftbeschichtungen für Ottomotorkolben

In Ottomotoren mit Direkteinspritzung und Turboaufladung steigen die Zünddrücke immer mehr an. Dies erhöht u.a. die Seitenkräfte, was zu höherer Reibbelastung und auch Fressneigung zwischen den Reibpartnern Kolbenring/Kolbenschaft und Zylinderlauffläche führt. Um Kolbenfresser zu vermeiden, wurde die frühere Zinnbeschichtung durch partielle Trockenschmierstoffbeschichtungen, die sogenannten Grafitschichten oder Anti Friction Coatings abgelöst. Die herkömmlichen Schaftbeschichtungen decken die bisherigen Anforderungen gut ab.

Für die neuen hoch belasteten Ottomotoren, z.B. in T-GDI-Aggregaten können jedoch diese Beschichtungen an ihre Grenze stoßen. Deshalb wurde bei Federal-Mogul eine neue Beschichtung namens EcoTough-New Generation entwickelt, die sich insbesondere durch ihre hohe Verschleißbeständigkeit in Verbindung mit niedrigerer Reibleistung auszeichnet.

Während Grafitschichten üblicherweise dunkelgrau sind ist EcoTough-New Generation sofort an ihrem roten Farbton zu erkennen. Die Beschichtung besteht aus einer Harzmischung als Matrix, in die verschiedene Trockenschmierstoffe und festigkeitssteigernde Metalloxidpartikel eingebettet sind. Bild 2 zeigt ein Schliiffbild der Schicht im Rasterelektronenmikroskop. Die

Metalloxidpartikel sind hier rot eingefärbt und zeigen eine mittlere Korngröße von einigen Nanometern, die teilweise lose agglomeriert sind und sich bei Beanspruchung lösen.

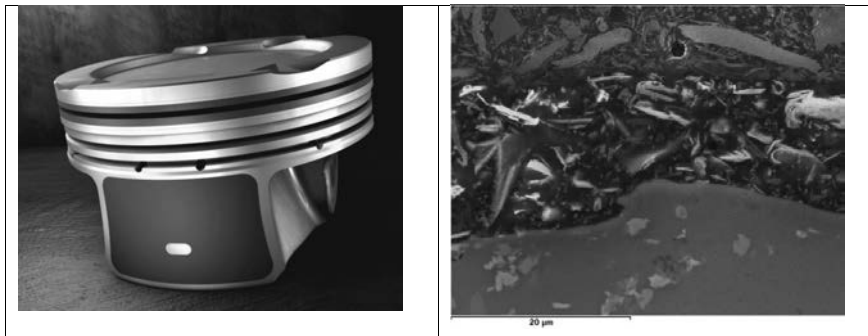


Bild 2: Links: Kolben mit EcoTough-New Generation und rechts: Schliffbild zur Darstellung der unterschiedlichen Bestandteile von EcoTough-New Generation.

Die Reibminderungsschicht wird wie die anderen Schichten mittels Siebdruck aufgebracht und unter Temperatur ausgehärtet. Die empfohlene Schichtdicke beträgt 15 µm, niedrigere oder höhere Schichtdicken sind möglich.

Umfangreiche Testverfahren bestätigen die gute Verarbeitbarkeit und die hervorragenden Eigenschaften der neuen Schaftbeschichtung. Nach bestandenen Druck-, Haftungs- und Aushärtungstests wurden außermotorische Verschleißtests auf einem Testrig durchgeführt. Die erfolversprechendsten Varianten wurden anschließend in einem befeuerten Kaltstartmotorlauf validiert. Dieser Motortest zeichnet sich durch äußerst anspruchsvolle tribologische Bedingungen, sprich engem Spiel und rauer Zylinderoberfläche, aus. Der Verschleiß wurde hier durch Messungen mehrerer Durchmesser vor dem Beschichten und beschichtet vor und nach dem Motorlauf bestimmt.

Reibungsverluste wurden in einem Floating Liner-Motor [3] bestimmt.

Wie in Bild 3 zu sehen ist zeigt die neue Schaftbeschichtung sowohl je nach Vergleichsbeschichtung bis zu 40% weniger Verschleiß und zugleich bis zu 15% weniger Reibungsverluste

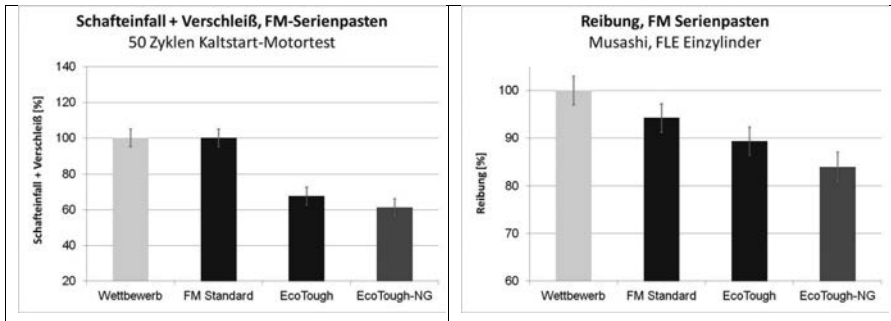


Bild 3: Verschleiß und Reibung der EcoTough-New Generation Schaftbeschichtung im Vergleich zum Otto-Marktstandard

Numerische Simulationen stellen für die Entwicklung der Schaftbeschichtungen und insbesondere für die Validierung ihres Betriebsverhaltens eine große Wichtigkeit dar. Auch Testergebnisse können mit Hilfe von Simulationen verifiziert werden. Auf Bild 4 ist die Simulation des Kontaktdruckes einer gelaufenen Schaftbeschichtung gegenübergestellt. Es wird hier deutlich, dass EcoTough-New Generation in diesem 1,6-l-Ottomotor selbst an den am höchsten belasteten Bereichen keinen Verschleiß zeigt. Diese Fähigkeit, vor allem lokale Flächenpressungen ohne Schädigung zu ertragen verdeutlicht die Verschleißbeständigkeit des Kolbenschaftes und der Zylinderlauffläche in hochbelasteten Motoren.



Bild 4: Gegenüberstellung der Simulation der im Motor gelaufenen Schaftbeschichtung (links) und des Kontaktdruckes (rechts).

3. Innovative Kolbenschaftbeschichtungen für Dieselmotorkolben

Dieselmotoren unterscheiden sich gegenüber Ottomotoren vor allem durch die höheren Zünddrücke und die höheren Seitenkräfte auf den Kolben. Hochbelastete Dieselskolben sind wesentlich struktursteifer und neigen deshalb zu „Kolbenfressern“. Durch eine gegenüber den Otto-Schaftbeschichtungen erhöhtem Festschmierstoffgehalt wird das Risiko dieser Schädigung vermieden. Zudem vermindert der höhere Gehalt den Reibungsverlust signifikant.

Ziel bei der Weiterentwicklung von Dieselschaftbeschichtungen war es, den höheren mechanischen Belastungen durch verschleißbeständigere Beschichtungen entgegen zu wirken, ohne die Reibleistung negativ zu beeinflussen.

Die für diese Anforderungen entwickelte EcoTough-Diesel-Schaftbeschichtung eignet sich sowohl für die Applizierung auf Aluminiumkolben als auch auf Stahlkolben. In Bild 5 ist ein mit EcoTough-D beschichteter Pkw-Stahlkolben dargestellt.



Bild 5: Pkw-Stahlkolben mit der neuen EcoTough-Diesel-Schaftbeschichtung

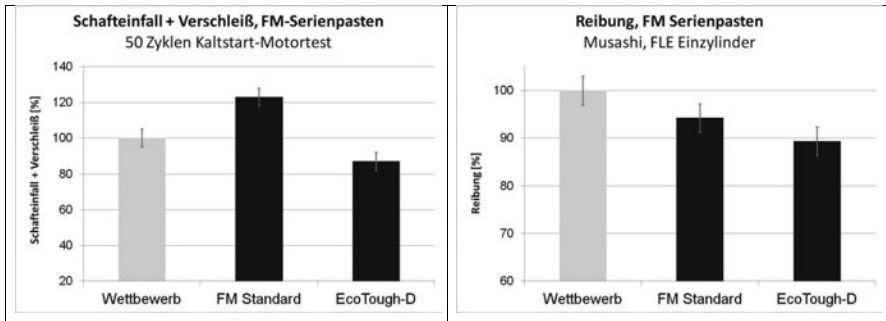


Bild 6: Verschleiß und Reibung der EcoTough-D Schaftbeschichtung für Dieselkolben im Vergleich zu herkömmlichen Beschichtungen auf Grafitbasis

Die höhere Verschleißbeständigkeit wird durch die Einarbeitung von Karbonfasern in die mit Festschmierstoff angereicherte Harzmatrix erzielt. Durch den hohen Festschmierstoffgehalt wird insbesondere die Einlaufphase erleichtert, die Schicht stellt aber eine Lebensdauerschicht dar.

Mit den neuen Schichtsystemen stehen sowohl für den Ottomotor als auch für den Dieselmotor innovative Kolbenschaftbeschichtungen für hochbelastete Motoren zur Verfügung, die geforderte Verschleißbeständigkeiten bei geringerer Reibung aufweisen.

4. Innovative Bolzenbeschichtungen

Weiterhin wurde die Reibung im System Kolben-Kolbenbolzen durch die Auswahl von tribologisch günstigen Schichten wie DLC optimiert. Die als Trockenschmierstoff dienende Beschichtung stellt weiterhin einen Fresschutz dar.

Bekanntermaßen verbindet der Kolbenbolzen das Pleuel mit dem Kolben und sorgt so für eine Übertragung der Kräfte, welche beim Verbrennungsvorgang entstehen. Hierbei kann es aufgrund der geringen Relativbewegungen zu ungünstigen Schmierverhältnissen kommen [4]. Aufgrund dieser Tatsache und den immer weiter zunehmenden Flächenpressungen, bedingt durch steigende Verbrennungsdrücke, wurden DLC Beschichtungen für Kolbenbolzen schon vor einiger Zeit in die Serienfertigung übernommen [5]. Sowohl Verschleißbeständigkeit als auch Reibleistungsvorteile haben diese Entwicklung begründet. Zum Einsatz kommen bevorzugt wasserstoffhaltige amorphe Schichten vom Typ a-C:H, beschrieben durch die VDI 2840. Bezüglich der Schichtanbindung der DLC-Beschichtung an die Oberfläche des Kolbenbolzens haben sich in den vergangenen Jahren einige Entwicklungen ergeben. So ist

derzeit Stand der Technik und weit verbreitet ein Beschichtungssystem Cr/CrN/CrC/a-C:H, während gerade in der Anfangszeit der beschichteten Kolbenbolzen einfachere Schichtarchitekturen zum Einsatz kamen.

Wie auch schon in der VDI2840 dargestellt, handelt es sich bei DLC um eine Mischung von Kohlenstoffatomen, die teilweise diamantartige Atomverknüpfungen zeigen und teilweise dem Grafit ähnlicher sind. Chemiker sprechen hier vom Hybrdisierungsgrad zwischen sp^2 und sp^3 , der angibt, zu welchem Anteil welche Art von Vernetzung in der Schicht vorliegt. Hieraus wiederum lassen sich Vorhersagen auf physikalische Eigenschaften wie z.B. Härte machen. Aber auch der in den Beschichtungen enthaltene Wasserstoff besitzt einen Einfluss auf die chemische und physikalische Stabilität der Beschichtung. Untersuchungen in der Vergangenheit haben gezeigt, dass das thermodynamische Gleichgewicht von Kohlenstoff auf Seiten des Grafit liegt [6]. Somit neigen die heute auf Kolbenbolzen zum Einsatz kommenden a-C:H-DLC-Schichten bei sehr hohen Drücken, besonders bevorzugt in Kombination mit erhöhten Temperaturen zu Grafitisierung und damit zu Verschleiß. Bislang waren solche Erscheinungen nur ausnahmsweise bei hochbelasteten Dieselmotoren mit hohen Flächenpressungen und sehr langen Laufzeiten zu beobachten, in der Regel in sehr begrenzten Bereichen mit lokalen Belastungspunkten. Mit der Einführung von Stahlkolben wurde aufgrund der gestiegen Materialfestigkeiten kürze Kolbenbolzen und damit signifikant höhere Flächenpressungen realisiert. Dies sorgt nun mit deutlich größerer Wahrscheinlichkeit, in Abhängigkeit der genauen Beschichtung, der realisierten Verbrennung und den damit einhergehenden Kolbentemperaturen und der vorhandenen Ölkühlung für eine Grafitisierung der DLC Beschichtung und damit für einen klar erkennbaren Verschleiß, beispielhaft dargestellt in Bild 7.



Bild 7: DLC Bolzen nach Motorlauf

Aus einer ganz anderen Richtung zeigt sich eine weitere Herausforderung. Zur Senkung der CO₂-Emissionen werden immer niedrigviskosere Öle zum Einsatz gebracht. Weiterhin wird über „friction modifier“ versucht die Reibungssituation im Grundmotor weiter zu optimieren. Hier ist eine Vielzahl von Substanzen im Einsatz und in der Erprobung, unter anderem auch Molybdändithiocarbamate (MoDTC) und Molybdändithiophosphate (MoDTP). Verschiedenste Untersuchungen des Tribosystems Stahl gegen DLC haben gezeigt, dass es unter Anwesenheit dieser Öladditive zu einem erhöhten Verschleiß der wasserstoffhaltigen DLC Beschichtungen aufgrund von tribochemischem Verschleiß kommt [7].

Bislang war die tribologische Kombination Stahl gegen DLC im System Kolben/Kolbenbolzen ohne jegliche Bedeutung. Dies hat sich nun einerseits mit der Einführung von Stahlkolben im PKW Dieselmotor geändert. Weiterhin gibt es inzwischen Serienmotoren mit buchsenlosem Pleuel, so dass auch hier der DLC Bolzen direkt einem Stahlgegenkörper gegenüber steht. Interne tribologische Untersuchungen (Plint TE 77, Phönix Tribology Ltd) bei FM Nürnberg haben unter Verwendung von Originalpleuellmaterial gegenüber DLC Serienbolzen bei Einsatz von verschiedenen, unterschiedlich additvierten Markenölen analoge Ergebnisse geliefert.

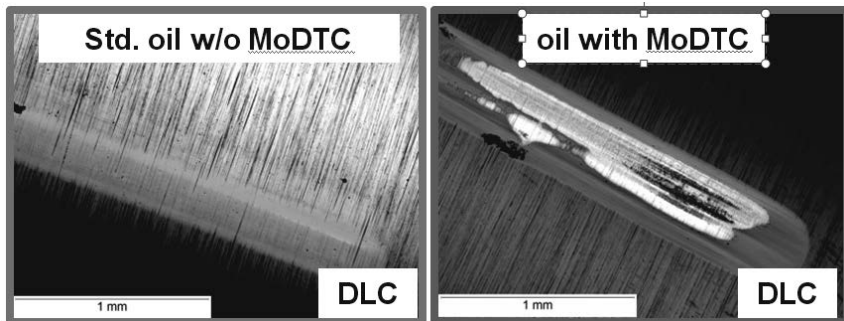


Bild 8: Reibspur nach tribologischem Test, Stahl/DLC, mit unterschiedlichen Ölen

Wie in Bild 8 rechts gezeigt, sorgt bei identischen Versuchsbedingungen ein mit MoDTP-additviertes Öl für einen Verschleiß der DLC Schicht im Bereich des Reibkontaktes bis hinunter auf das Substrat, während ein Standard-Öl ohne wesentliche MoDTP-Zusätze keinerlei nennenswerten Verschleiß der DLC Schicht bedingt.

Um beiden angesprochenen Herausforderungen in der Zukunft wirkungsvoll begegnen zu können, hat Federal-Mogul mit Unterstützung seiner Zulieferer zwei neue Bolzenbeschichtungen ins Portfolio aufgenommen.

Verfügbar sind nun Bolzen mit einer wasserstofffreien DLC-Beschichtung vom Typ ta-C, Bild 9 links. Eine bessere Vernetzung der Kohlenstoffatome, erzeugt durch ein andersartiges Aufbringungsverfahren, sorgt für eine höhere Schichthärte und damit für eine größere Schichtstabilität gegen chemische und mechanische Belastungen, wodurch auch gleichzeitig niedrigere Beschichtungsdicken realisiert werden können. So kommen hier bei einer minimalen Vickershärte von $4000\text{HV}_{0,002}$ Schichtdicken zwischen $1,0$ und $1,5\text{ }\mu\text{m}$ zum Einsatz. Weiterhin sind auch Bolzen mit völlig andersartiger Hartstoffbeschichtung verfügbar. δ -MoN hat sich hier bezüglich der Verwendung als tribologisch akzeptable Verschleißschicht besonders positiv dargestellt, wie auch andere Untersuchungen schon gezeigt haben [8], Bild 9 rechts. Hier finden Schichtdicken im Bereich von $2,5\text{ }\mu\text{m}$ bei einer Schichthärte von mehr als $2400\text{HV}_{0,002}$ Anwendung. Wie in Bild 10 dargestellt, haben beide Beschichtungen im tribologischen Test gezeigt, dass sie gegenüber MoDTP additiven Ölen vollständig stabil sind.



Bild 9: Silver Glide ta-C-Bolzen und Silver Glide MoN-Bolzen

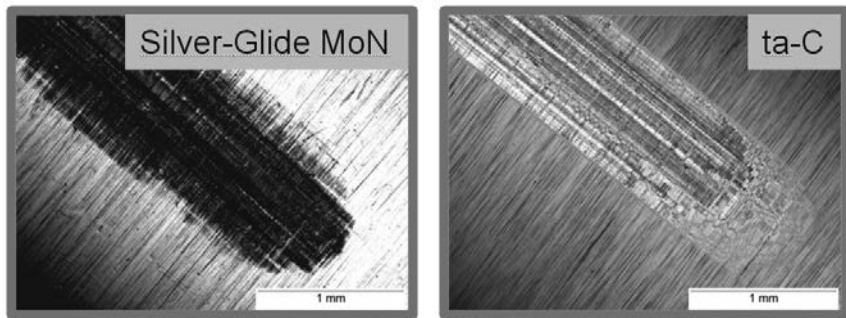


Bild 10: Reibspuren nach Reibverschleißtest unter Verwendung von MoDTP haltigem Öl

Bezüglich Temperaturstabilität ist von MoN lässt sich sagen, dass hier eine Grafitisierung verständlicherweise nicht stattfinden kann und dass eine chemische Stabilität über 400°C Anwendungstemperatur hinaus [8] gegeben ist.

Im Rahmen der tribologischen Untersuchungen wurden auch die Reibungskoeffizienten der ta-C und der MoN Beschichtung gegenüber dem im System Kolben/Pleuel verfügbaren Gegenkörpern untersucht. Als Referenz wurde in der Untersuchungen auch Bolzen ohne Beschichtung und Teile mit einer Standard-a-C:H DLC Beschichtung betrachtet. In Bild 11 wird jeweils der Mittelwert aus drei signifikanten Einzelversuchen gezeigt.

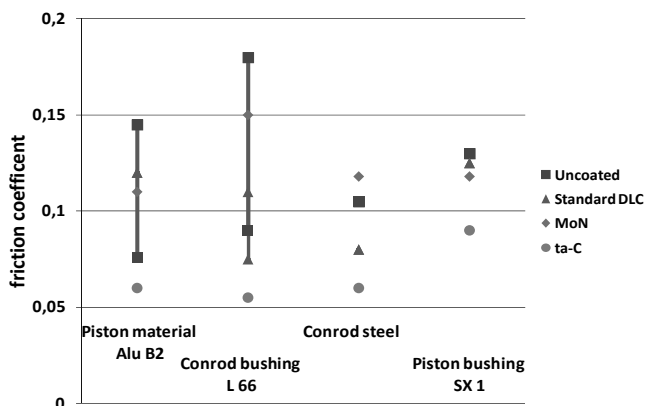


Bild 11: Reibungskoeffizienten im Vergleich

Die ta-C Beschichtung zeigt gegenüber allen denkbaren Gegenkörpern einen klaren Reibleistungsvorteil, während die MoN-Reibwerte vergleichbar zur Standard DLC Beschichtung liegen oder leicht darüber. Gerade für die Pleuelbuchsenlegierung L 66 wurde auch schon in der Vergangenheit eine große Varianz der Ergebnisse beobachtet, hier dargestellt durch den entsprechenden Fehlerbalken.

Zur Prüfung der Verwendungsfähigkeit wurden intern bei Federal-Mogul und auch bei diversen Kunden Motorläufe mit beiden Beschichtungen durchgeführt. Hier haben sich sowohl in hochaufgeladenen Ottomotoren als auch in Diesel Stahlanwendungen keinerlei negativen Erscheinungen wie beispielsweise erhöhter Verschleiß von Gegenkörpern des Kolbenbolzens gezeigt. Sowohl Vollastdauerläufe mit hoher Betriebsstundenzahl als auch Testprogramme mit stark wechselnden Bedingungen wurden hierbei bewertet.

Abschließend ist festzustellen, dass die heute serienmäßig erhältliche DLC Beschichtungen eine gute Maßnahme bezüglich Reibleistungsoptimierung und Verschleißschutz darstellen. Aufgrund aber immer zunehmender Belastungen werden wir uns in der Zukunft immer wieder mit Anwendungen beschäftigen müssen, bevorzugt im PKW Diesel Stahlkolbenbereich, in welcher das klassische a-C:H DLC nicht mehr ausreichend ist. Aufgrund der vorgestellten Lösungen SilverGlide ta-C und Silverglide MoN sieht sich Federal-Mogul hier gut für die Zukunft aufgestellt.

- [1] Jückstock, R.: Perspektiven zur Reibungsreduzierung im Grundmotor, MTZ 75 (2014), S. 114-118
- [2] Blümm, M., Baberg, A., Dörnenburg, F. u. Leitzmann, D.: Innovative Schaftbeschichtungen für Otto- und Dieselmotoren, MTZ 77 (2016), S. 54-58
- [3] Dermot, M., Kwangsoo, K. u. Masaaki T.: Piston Friction and Noise Study of Three Different Piston Architectures for an Automotive Gasoline Engine, SAE Paper 2006-01-0427.
- [4] Mahle GmbH: Zylinderkomponenten. Wiesbaden: Springer Vieweg 2015
- [5] Morgenstern, R. et al.: Minimierung von Verschleiß und Reibungsverlusten durch neue Kolbenbolzenbeschichtungen, MTZ 68 (2007), S. 800
- [6] Liu, Y., Erdemir, A. u. Meletis, E.I.: An Investigation of the Relationship between Grafitization and Friction Behavior of DLC Coating, Surface and Coating Technology (1996) S.564-568
- [7] Kosarieh, S. et al.: The Effect of MoDTC-type friction modifier on the wear performance of a hydrogenated DLC coating, Wear (2013) 302, S. 890-898.
- [8] Becker J. et al.: Alternative to Carbon-based Coating in Automotive Applications. Proceedings of the 20th International Colloquium Tribology, TAE Esslingen 2016.

Optimierung von Reibung und Verschleiß im Kontakt der Zylinderlauffläche mit dem Kolbenring

Dr.-Ing. **P. Ernst**, M.Sc. **P. Luethy**, Dipl.-Ing. **Ch. Bohnheio**,
Oerlikon Metco AG, Wohlen, Schweiz;
Dr. **J. Ramm**, Dipl.-Ing. **F. Seibert**, **B. Widrig**,
Oerlikon Surface Solutions AG, Balzers, Liechtenstein

Kurzfassung

Der Reibkontakt zwischen der Zylinderlaufbahn und dem Kompressionsring am Kolben wurde optimiert, um die Reibung des Systems und den Verschleiss an den beiden Reibpartnern zu minimieren. Dazu wurden die Zylinderlaufflächen mit verschiedenen Materialien durch Atmosphärisches Plasma Spritzen (APS) beschichtet. Untersucht wurden sowohl Eisenbasierte Legierungen sowie verschiedene Oxidkeramiken. Zusätzlich wurden noch CrN und AlCrO Schichten mittels reaktiver kathodischer Funkenverdampfung hergestellt, die für die Beschichtung des Kolbenringes gedacht sind. An all diesen Schichten wurden Schwingungs-Reibungs-Verschleiss Versuche (sog. SRV-Tests) sowohl für trockene wie auch geschmierte Bedingungen durchgeführt. Die geschmierten SRV-Tests wurden sowohl für Raumtemperatur als auch für erhöhte Temperaturen bis 160°C durchgeführt. Da die Schichtoptimierung vor allem unter dem Gesichtspunkt einer Verbesserung der thermischen Schichtstabilität durchgeführt werden sollte, wurde als Gegenkörper für die SRV-Tests Aluminiumoxid (Korund) gewählt. Die Versuchsergebnisse der SRV-Versuche erlaubten eine Klassifizierung der Beschichtungen bezüglich Reibung, Verschleiss und der Neigung bezüglich Materialübertrag zwischen den Partnern und wurden zur Vorauswahl von vorteilhaften Materialkombinationen verwendet, welche anschliessend auf entsprechende Komponenten in einem Versuchsmotor aufgebracht wurden. Neben Ergebnissen der SRV-Versuche werden erste Ergebnisse dieser Motorenversuche vorgestellt und diskutiert. Als Baseline diente die Motorkonfiguration aus der Serienproduktion, mit einer Nikasil-Beschichtung, aber einem speziellen Rennkolben mit zugehörigen Kolbenringen.

1. Einleitung

Bei einem Personenwagen wird rund ein Drittel der Energie aus dem Kraftstoff verwendet, für Reibungsverluste im Motor, dem Getriebe, den Reifen und den Bremsen [1]. Ca. 5% aus der Kraftstoffenergie entfallen dabei auf die Kolbengruppe im Motor. Es ist deshalb attraktiv, diesen Anteil an den Reibverlusten zu reduzieren.

Thermisch gespritzte Beschichtungen auf Laufflächen in Zylindern von Verbrennungsmotoren werden seit vielen Jahren erfolgreich in der Grossserie eingesetzt. Je nach Zusammensetzung und Oberflächenstruktur (Porosität und Honung) können solche Schichten die Reibung zwischen den Kolbenringen und der Zylinderlauffläche deutlich reduzieren, z.B. im Vergleich zu einer Graugussoberfläche oder einer galvanisch aufgetragenen Nickel-basierten Beschichtung. Damit tragen sie zu Treibstoffeinsparungen und somit zur Reduktion von Emissionen bei. Neben der Reibungsminderung können solche Schichten auch die Korrosionsbeständigkeit der Lauffläche verbessern, den Ölverbrauch und den mechanischen Verschleiss über die Lebensdauer des Motors vermindern, oder den Wärmefluss aus der Brennkammer in den Zylinderblock verbessern (gegenüber eine Lösung mit Graugussbuchse im Aluminiumblock). Durch die Verwendung eines Pulver-basierten, atmosphärischen Plasmaspritzprozesses (APS) können benötigte Schichteigenschaften praktisch modular kombiniert und auf die Zylinderlauffläche aufgebracht werden.

Als Reibpartner der Zylinderlauffläche kommt den Kolbenringen eine grosse Bedeutung zu, insbesondere dem obersten Ring, dem Kompressionsring. Seine Hauptaufgabe besteht darin, den Durchlass von Verbrennungsgasen vom Brennraum ins Kurbelgehäuse zwischen der Zylinderwand und dem Kolben zu verhindern. Die Laufstege an den Kolbenringen werden zur Verbesserung des tribologischen Verhaltens beim Kontakt mit den Zylinderlaufflächen vielfach durch eine Oberflächenbehandlung modifiziert oder es wird eine Beschichtung aufgebracht. Typische Prozesse sind z.B. Nitrierverfahren, physikalische Gasphasenabscheidung (PVD) oder das Aufspritzen von Materialien aus Pulvern oder Drähten, mittels thermischer Spritzverfahren (HVOF oder Plasma). Auch wenn die Modifikation nur einen relativ kleinen Bereich der Ringoberfläche betrifft, so können mit solchen Verfahren der Verschleiss, die Reibung und wenn nötig auch die Korrosionsbeständigkeit drastisch beeinflusst werden.

Die Reduktion von Reibung und Verschleiss sind zwei wichtige technische Ziele, um die Serviceintervallzeiten zu vergrössern und den Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors zu verbessern. Ein weiterer wichtiger Aspekt betrifft die Temperaturstabilität der verwendeten Materialien. Hier besteht der Wunsch, diese zu verbessern, um einen Verbrennungsprozess bei höheren Temperaturen zu realisieren und damit die Effizienz des Motors zu erhöhen. Die Suche nach temperaturstabilen Schichtmaterialien, welche die kompakte Materialoberfläche bei diesen höheren Temperaturen schützen und sowohl bei Umgebungstemperatur wie auch bei den hohen Temperaturen gute tribologische Eigenschaften besitzen, war das Hauptmotiv dieser Untersuchungen. Deshalb werden in der vorliegenden Arbeit vor allem oxidkeramische Materialien im Kontakt gegeneinander getestet. Die SRV- Tests werden dann mit ers-

ten Ergebnissen aus einem Motorentest verglichen, die den Vergleich mit bereits verwendeten Standardbeschichtungen erlauben.

2. Tribologische Untersuchung eines komplett oxidkeramischen Systems mittels des SRV Tests

2.1 Versuchsaufbau und Durchführung

Das Austesten von Schichtpaarungen im tribologischen System von Kolbenring-Zylinderlaufbahn liesse sich am besten am realen Verbrennungsmotor durchführen. Diese Tests sind allerdings zu kostenintensiv, um sie für alle möglichen Materialkombinationen durchzuführen. Zudem besteht auch das Risiko, dass unbekannte Materialkombinationen zu Schäden im Testmotor führen können. Deshalb werden vorgängig oft aussermotorische Tests durchgeführt. Ein wichtiger Test dieser Art ist der Schwingungs-Reibungs-Verschleiss (SRV) - Test (nach DIN 51834), mit dem sich das Verschleiss- und Reibverhalten von Materialien charakterisieren lässt und der im Bild 1 gezeigt ist.

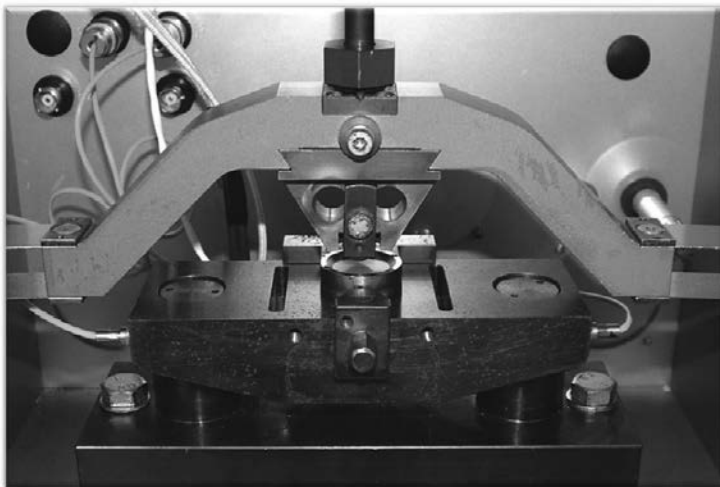
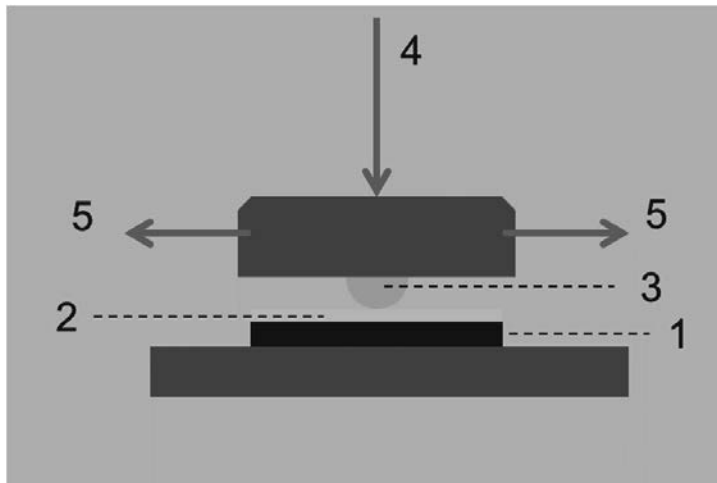


Bild 1: SRV Prüfstand wie er für die hier beschriebenen Versuche verwendet wurde

Bild 2 beschreibt das Prinzip des SRV-Tests und zeigt die Versuchsbedingungen. Das tribologische System besteht aus zwei Tribopartnern, dem Substrat (1) und dem Gegenkörper (3). Während das Substrat mit einer Beschichtung (2) versehen ist, wurde in den Experimen-

ten ein kugelförmiger, polierter Gegenkörper aus Aluminiumoxyd verwendet. Das Substrat ist fest in eine Unterlage eingespannt und kann geheizt werden. Der Gegenkörper wird durch horizontale Oszillationen (5) über die beschichtete Oberfläche bewegt und gleichzeitig mit einer Last beaufschlagt (4). Im geschmierten Test wird zusätzlich ein Schmiermittel beigegeben.



Versuchsbedingungen	Bezeichnung der Komponenten
<ul style="list-style-type: none"> • Last: 20N (Rampe 2.5 min) • Frequenz: 5 Hertz • Amplitude: 1 mm • Nicht poliert/trocken (17.5 min) • Poliert/geschmiert (122.5 min) • Motorenöl 10W40 teilsynthetisch 	<ol style="list-style-type: none"> 1. Substrat, poliert, gehärteter Stahl 2. Thermisch gespritzte Schicht (APS) 3. Gegenkörper (Kugel aus Al_2O_3, Ø10 mm, poliert) 4. aufgebrauchte Last 5. Kraft für oszillierende Bewegung

Bild 2: Prinzip des SRV Versuches und Beschreibung der Versuchsbedingungen

In unseren Untersuchungen wurden die Parameter des Tests so gewählt, dass Mangelschmierung im tribologischen Kontakt nachgestellt wurde. Die gezeigten Parameter wurden sowohl für den Fall der Mangelschmierung verwendet, als auch für die trockenen Versuche, ohne Schmiermittel. Ein solcher Test liefert erfahrungsgemäss Aussagen über zwei grundsätzliche Verschleissverhalten. Im trockenen Test wird vor allem das Aufschmier- oder

Fressverhalten der Partner im tribologischen Kontakt untersucht und der relative Verschleiss der Tribopartner deutlich. Die geschmierten Versuche unter diesem hohen Kontaktdruck simulieren Mangelschmierung. Diese Testbedingungen geben Aufschluss über den Verschleiss der Tribopartner und liefern auch Reibungskoeffizienten, welche einen relativen Vergleich unter den Materialkombinationen zulassen.

Die Schichten wurden auf planaren Probekörpern durch thermisches Spritzen (APS) abgeschieden und so nachbehandelt, dass sich möglichst die für das Honen typischen Oberflächenrauigkeiten ergaben. Als Gegenkörper in den SRV-Tests wurden polierte Kugeln aus Aluminiumoxyd (Korund) verwendet. Die Tests wurden sowohl trocken und geschmiert durchgeführt. Als Öl für die geschmierten Tests wurde das auch in den Motorentests verwendete, teilsynthetische 10W40 Öl von Panolin verwendet („Samurai“). Es wurde bei Umgebungstemperatur und für Temperaturen von 100°C und 160°C, nahe an der Stabilitätsgrenze des verwendeten Schmiermittels getestet, um damit auch die Stabilität der Schichten bei höheren Temperaturen zu untersuchen. Die Tabellen 1 und 2 fassen die untersuchten Schichten zusammen, geben deren chemische Zusammensetzung an und die nach dem Bearbeiten erzielten Oberflächenrauigkeiten.

Die Tabelle 1 beschreibt jene Schichten, die mittels thermischer Spritzverfahren hergestellt wurden. In Tabelle 2 werden die oxidkeramischen Schichten aufgeführt, die mittels PVD hergestellt wurden, wobei hier speziell das Verfahren der reaktiven kathodischen Funkenverdampfung benutzt wurde.

Tabelle 1: Bezeichnung der thermisch gespritzten Materialien mit Zusammensetzung und Oberflächenrauigkeit

Benennung der Beschichtung	Pulvermaterial	Chemische Zusammensetzung der Beschichtung	Oberflächenrauigkeit Ra [µm]
F6418	Titan-Oxyd	TiO ₂	0.25
XPT512	Fe-Basis (niedrig leg. C-Stahl)	Fe-1.4Cr-1.4Mn-1.2C	0.5
F6399	Chrom-Oxyd	Cr ₂ O ₃	0.15

Tabelle 2: Schichten die mit kathodischer Funkenverdampfung hergestellt wurden und vorwiegend für die Beschichtung der Kolbenringe gedacht sind

Benennung der Beschichtung	Beschichtung	Chemische Zusammensetzung der Beschichtung	Oberflächenrauigkeit Ra [μm]
PVD AlCrO	Aluminium-Chrom-Oxyd	AlCrO (Al0.7Cr0.3) ₂ O ₃	0.4
PVD AlCrO (nachbehandelt)	Aluminium-Chrom-Oxyd	AlCrO (Al0.7Cr0.3) ₂ O ₃	nachbehandelt 0.15

Dabei wurde in einem ersten Schritt der Fokus auf das AlCrO als Materialsystem gelegt. Dieses weist korundähnliche Eigenschaften auf und es wurde untersucht, welchen Einfluss eine Nachbehandlung der Schicht auf die Ergebnisse des SRV-Tests hat. Zum Vergleich wurde auch CrN-Beschichtungen untersucht, die als Vergleich in den Motorentests dienten. Aber nicht in der Tabelle aufgeführt sind.

2.2. Ergebnisse und Diskussion der SRV Tests an Oxidschichten mit Al₂O₃ Gegenkörper

Aus Gründen der Übersichtlichkeit und wegen der grossen Datenmenge werden sämtliche Resultate in tabellarischer Form angegeben. Für den Reibungskoeffizient wurde derjenige Wert in die Tabelle übernommen, der sich am Ende des jeweiligen Tests ergab. Die Bewertung des Verschleisses von Beschichtung und Gegenkörper basiert auf der optischen Einschätzung von lichtmikroskopischen Verschleissbildern und der quantitativen Auswertung von optisch abgetasteten Oberflächenprofilen (1 = kein Verschleiss, 2 = Verschleisstiefe weniger als 1 μm , 3 = 1 bis 3 μm , 4 = 3 bis 10 μm , 5 = grösser als 10 μm). Zum besseren Verständnis der in tabellarischer Form angegebenen Werte, wird für alle Arten der Resultate und der untersuchten Bedingungen auch ein Beispiel als Abbildung angegeben.

Der zeitliche Verlauf des Reibungskoeffizienten wurde für alle Schichtvarianten unter trockenen sowie geschmierten Bedingungen bei Raumtemperatur, 100°C und 160°C gemessen.

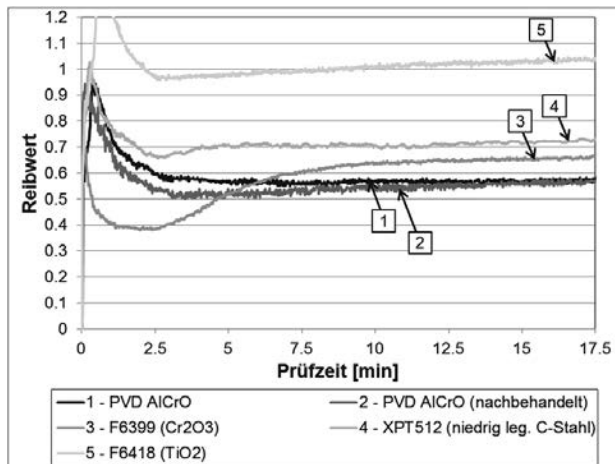


Bild 3: Zeitlicher Verlauf der Reibwerte im trockenen System gegen den Al_2O_3 Gegenkörper

Beispielhaft sind in Bild 3 diese Verläufe für die fünf untersuchten Schichten unter trockenen Bedingungen mit dem Aluminiumoxidgegenkörper gezeigt.

Man sieht einen qualitativen Unterschied im Reibungskoeffizienten für die drei gespritzten Materialien, aber nur wenig Unterschied zwischen den beiden PVD-Schichten. Interessant ist, dass die beiden PVD-Schichten und das gespritzte Chromoxid die niedrigsten Reibungskoeffizienten aufweisen. Das kann dadurch erklärt werden, dass für diese die mechanischen Eigenschaften denen des Korundgegenkörpers sehr ähnlich sind.

Wie eingangs bereits erwähnt, besteht das Interesse darin, temperaturstabile Schichten aus Oxiden zu untersuchen. Auffallend bei den SRV Tests unter trockenen Bedingungen ist das gute Verhalten von F6399, welches einen Reibungskoeffizienten von 0.66 zeigt, sowie der beiden PVD-Schichten, welche die niedrigsten Werte von 0.56 zeigten. Alle Reibungskoeffizienten der ungeschmierten SRV Tests sind in der Tabelle 3 zusammengefasst.

Tabelle 3: Übersicht der SRV Ergebnisse der trockenen Tests gegen Al_2O_3

Benennung der Beschichtung	Reibungskoeffizient bei Testende	Schichtverschleiss	Gegenkörperverschleiss
F6418 (TiO_2)	1.04	5	1
XPT512 (niedrig leg. C-Stahl)	0.73	4	1
F6399 (Cr_2O_3)	0.66	1	1
PVD AlCrO	0.56	1-2	1
PVD AlCrO (nachbehandelt)	0.56	1	1

Es ist nicht verwunderlich, dass die unterschiedlichen Reibungskoeffizienten sich auch im Schichtverschleiss widerspiegeln. Mit dem sehr harten Aluminiumoxid als Gegenkörper verschleissen die Schichten XPT512 und F6418 stark, während die Chromoxidschicht F6399 keinen Verschleiss zeigt. Ebenfalls keinen Verschleiss zeigen die PVD-Schichten, wobei aber bei dem unbehandelten AlCrO ein gewisser Einglättungseffekt beobachtet wurde. Für alle Schichtmaterialien kann zudem kein Verschleiss des Gegenkörpers beobachtet werden. In Abbildung 4 ist der Schichtverschleiss nochmals anhand der Schichtprofile nach dem SRV-Test verdeutlicht. Aus diesen Messungen liesse sich schliessen, dass selbst unter trockenen Bedingungen der Tribokontakt für F6399 und die PVD-Schichten eine gewisse Zeit stabil und verschleissarm laufen könnte.

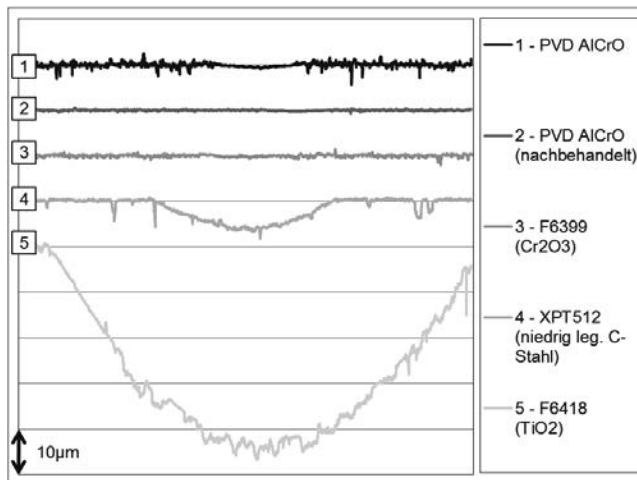


Bild 4: Schichtverschleiss im SRV-Test unter trockenen Bedingungen gegen Al₂O₃

Die Resultate der SRV Tests bei Raumtemperatur unter geschmierten Bedingungen sind in der Tabelle 4 zusammengefasst. Die Reibungskoeffizienten bei Testende liegen für alle fünf Schichtmaterialien in einem ziemlich engen Band zwischen 0.16 und 0.20, wobei das F6399 und das nachbehandelte PVD-Oxid die niedrigsten Werte aufweisen. Der Schichtverschleiss ist bei F6418 deutlich gegenüber dem trockenen Test reduziert, aber immer noch hoch. XPT512 zeigt wenig Verschleiss, der vermutlich nur vom Glätten im Einlauf herkommt. Das trifft auch für F6399 und das unbehandelte AlCrO zu, für welches im Wesentlichen nur ein Einglätten der Schicht zu beobachten ist. Kein messbarer Verschleiss konnte für das nachbehandelte AlCrO festgestellt werden. Es muss noch vermerkt werden, dass die geschmierten Tests über 120 min gefahren wurden, im Gegensatz zu der Dauer der Tests unter trockenen Bedingungen, welche lediglich 17,5 min dauerten. Für F6418 kann ein geringer Verschleiss des Gegenkörpers beobachtet werden. Es könnte sein, dass im Kontakt zwischen dem weicheren Schichtmaterial mit dem sehr harten Aluminiumoxid (Korund) Abrieb entsteht, welcher zu diesem Effekt führt. Für alle anderen Schichten kann kein Verschleiss des Gegenkörpers beobachtet werden.

Tabelle 4: Übersicht der SRV Ergebnisse der geschmierten Tests gegen Al_2O_3 bei RT

Benennung der Beschichtung	Reibungskoeffizient bei Testende	Schichtverschleiss	Gegenkörperverschleiss
F6418 (TiO_2)	0.19	3-4	2
XPT512 (niedrig leg. C-Stahl)	0.20	1-2	1
F6399 (Cr_2O_3)	0.18	1-2	1
PVD AlCrO	0.20	1-2	1
PVD AlCrO (nachbehandelt)	0.16	1	1

Die SRV Tests bei der erhöhten Temperatur von 100°C ergaben für alle Schichtmaterialien Reibwerte, die zwischen 0.18 und 0.21 liegen (Tabelle 5). Kein Schichtverschleiss wurde wiederum für das F6399 und die beiden PVD-Oxide beobachtet. Für keine Schicht konnte Gegenkörperverschleiss gemessen werden.

Tabelle 5: Übersicht der SRV Ergebnisse der geschmierten Tests gegen Al_2O_3 bei 100°C

Benennung der Beschichtung	Reibungskoeffizient bei Testende	Schichtverschleiss	Gegenkörperverschleiss
F6418 (TiO_2)	0.21	3	1
XPT512 (niedrig leg. C-Stahl)	0.21	2	1
F6399 (Cr_2O_3)	0.20	1	1
PVD AlCrO	0.19	1	1
PVD AlCrO (nachbehandelt)	0.18	1	1

Die Untersuchungen bei der unter unseren Testbedingungen maximalen Temperatur von 160°C waren für die oxydischen Schichten besonders interessant, weil man erwarten kann, dass diese Materialien neue Möglichkeiten beim Design eines Verbrennungsmotors erlauben. Ein tribologisches System, bei dem sowohl der Körper wie der Gegenkörper oxydische

Oberflächen aufweisen und welches darüberhinaus eine Reibungsminderung zeigt, könnte deshalb bei der weiteren Entwicklung des Verbrennungsmotors Vorteile bringen. Die Ergebnisse für die SRV Tests sind in Tabelle 6 dargestellt.

Tabelle 6: Übersicht der SRV Ergebnisse der geschmierten Tests gegen Al_2O_3 bei 160°C

Benennung der Beschichtung	Reibungskoeffizient bei Testende	Schichtverschleiss	Gegenkörperverschleiss
F6418 (TiO_2)	0.21	3	1
XPT512 (niedrig leg. C-Stahl)	0.21	2	1
F6399 (Cr_2O_3)	0.20	1	1
PVD AlCrO	0.20	1-2	1
PVD AlCrO (nachbehandelt)	0.19	1	1

Die Änderungen des Reibungskoeffizienten bei den Schichtmaterialien gegenüber den Versuchen bei 100°C sind nur marginal. Der Schichtverschleiss ist in Bild 5 dargestellt. Dieser ist sehr gering für XPT512 und F6399 und zeigt mittleren Schichtverschleiss für F6418. Die AlCrO-Schichten zeigen keinen Schichtverschleiss, wobei aber für das unbehandelte AlCrO ein Einglätten beobachtet werden kann. Diese Resultate sind praktisch identisch mit denen, die sich bei 100°C ergaben. Auch für den Gegenkörper konnte, ebenfalls wie bei 100°C , kein Verschleiss für alle Schichten gemessen werden, was an den ausgemessenen Profilen der Aluminiumoxydgegenkörper (Bild 6), die nach dem Test gemessen wurden, deutlich wird.

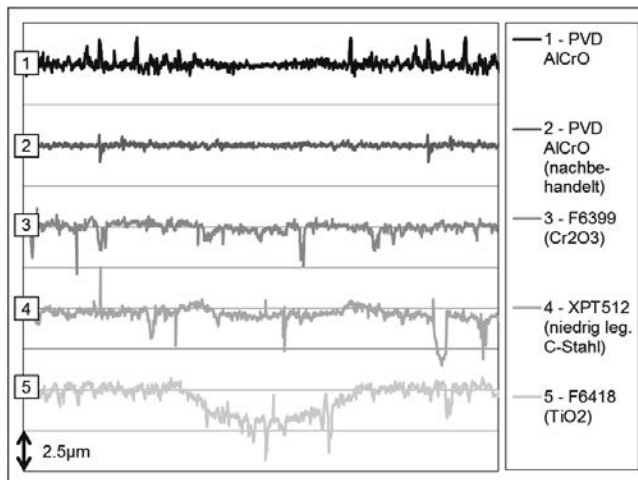


Bild 5: Schichtverschleiss im SRV-Test, geschmiert, gegen Al_2O_3 bei 160°C

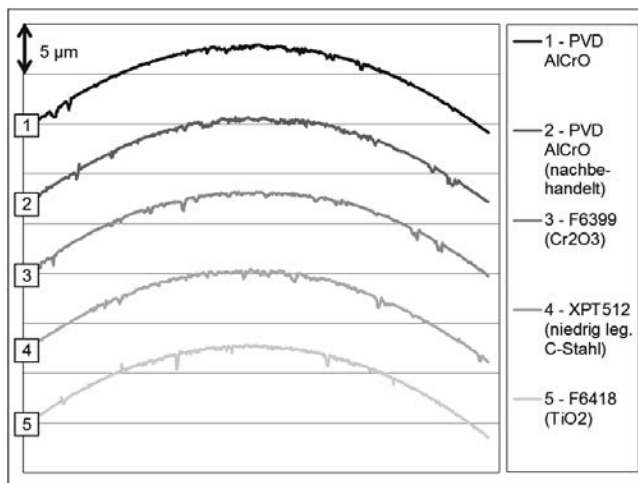


Bild 6: Gegenkörperverschleiss (Al_2O_3) im SRV-Test, geschmiert, bei 160°C

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass mit Hilfe des SRV Tests eine Vorauswahl an Schichtmaterialien getroffen werden kann, falls ein tribologisches System mit einem Aluminiumoxydgegenkörper bezüglich seiner tribologischen Eigenschaften optimiert werden soll. Die Ergebnisse weisen darauf hin, dass es vorteilhaft ist, die mechanischen Eigenschaften der Schichten einander anzupassen, was mittels der diskutierten Schichtherstellungsmethoden möglich ist. Die Ergebnisse zeigen eine vielversprechende Möglichkeit, mit neuartigen Oxidmaterialien die Effizienz von Verbrennungsmotoren zu erhöhen und Reibungsverluste zu verringern.

3. Motorenversuche

Das Potential zur Reibungsminderung in der Kolbengruppe durch die Verwendung einer APS gespritzten TiO_2 Zylinderlaufflächenbeschichtung ist seit Längerem bekannt und an verschiedenen Stellen gemessen und dokumentiert worden. Die ersten Ergebnisse stammen aus einem NASCAR V8 Graugussmotor [2] und eine spätere Bestätigung des Effektes stammt aus einem sog. Floating Liner Versuchsstand [3].

In 2014 wurde von Oerlikon Metco in Zusammenarbeit mit der Firma Suter Racing in der Schweiz ein Versuchsmotor auf der Basis eines Suzuki GSX1300 Hayabusa Motorradmotors aufgebaut, um das Potential zur Reibungsminderung von verschiedenen Laufflächenbeschichtungen zu messen und zu vergleichen. Als Vergleichsbasis (Baseline) diente zu Beginn der Standardmotor von 2005 mit einer Nikasil Laufflächenbeschichtung, wobei der Kompressionsring am Kolben mit Chrom beschichtet war. Der Motor hatte in dieser Konfiguration eine maximale Leistung von ca. 170 PS bei 10'400 U/min.

Für die im Folgenden dargestellten Versuchsergebnisse wurde anstelle des Standardkolbens und der verchromten Ringe ein Rennkolben mit einem nitrierten Kompressionsring verwendet. Diese Anpassung war notwendig, damit die neuen, zu untersuchenden Kolbenringbeschichtungen auf dieselben Ringe aufgebracht werden konnte, wie sie bereits in der Baseline-Konfiguration verwendet wurden. Dies war bei den ursprünglich verwendeten, verchromten Ringen (Suzuki Standard) nicht möglich, da keine genügende Haftung der PVD-Schichten auf dem Chrom erzielt werden konnte. Auf den nitrierten Rennringen konnten die PVD-Schichten nach einer Vorbehandlung jedoch erfolgreich aufgebracht werden.

3.1 Versuchsaufbau und Durchführung der Motorentests

Bild 7 zeigt den Versuchsaufbau mit dem Motor im Prüfstand bei der Firma Suter Racing. Die Leistung wurde mit einer Bremse gemessen (Borghi Saveri, FE-260-S). Als Motorenöl wurde ein teilsynthetisches 10W40 Öl von Panolin verwendet („Samurai“).

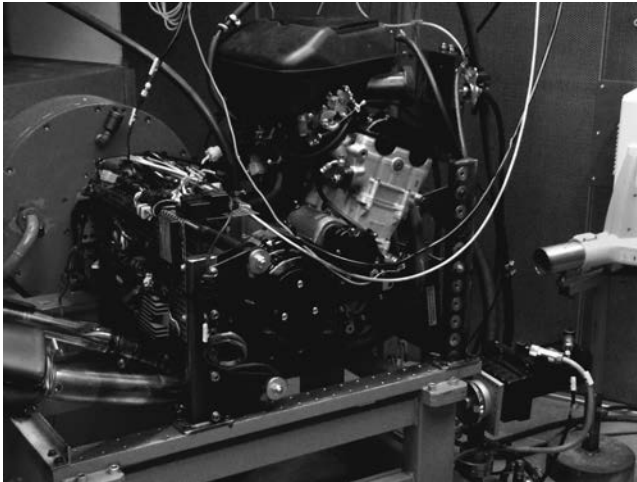


Bild 7: Im Prüfstand aufgebauter Versuchsmotor Suzuki GSX1300 Hayabusa

Für alle zu vergleichenden Laufflächen / Kolbenring Varianten (inkl. Baseline) wurden mehrere Leistungskurven bis zur Maximaldrehzahl gefahren und die Daten aus mindestens 3 Kurven gemittelt. Danach wurde mit jeder Konfiguration ein Dauerlauf von 30 min gefahren, im Leistungsbereich von 20-70%, gefolgt von nochmaliger Ermittlung von min. 3 Leistungskurven, um allfällige Veränderungen (Einlaufeffekte) zu messen.

Nach der Ermittlung der Baseline wurde auf den Zylinder mit der F6399 Beschichtung umgebaut und die im Folgenden beschriebenen Ringmaterialien getestet. Ausser den Ringen blieben alle anderen Komponenten identisch, auch die Lauffläche aus F6399. Die Lauffläche, wurde nach jedem Versuch mit neuem Ringmaterial vermessen (Durchmesser). Bild 8 zeigt den mit F6399 beschichteten und gehonten Zylinder, wie er für die Versuche verwendet wurde.

Am Ende der Testreihe mit der plasmabeschichteten Zylinderlauffläche wurde die Baseline mit dem Nikasil Zylinder wiederholt, um sicherzustellen, dass sich diese während den Versuchen nicht verändert hatte.



Bild 8: F6399 beschichteter und gehonter 4-Zylinder Block wie er für die Motorenversuche verwendet wurde

3.2 Ergebnisse und Diskussion der Motorentests

Bild 9 zeigt die wichtigsten Ergebnisse der ersten Motorenversuche mit der oxidkeramischen Laufflächenbeschichtung F6399 (Cr_2O_3) mit verschiedenen Ringmaterialien im Vergleich zur Baseline und untereinander. Wie bereits erwähnt, wurden nitrierte Standardringe nach einer Vorbehandlung in einem PVD Prozess mit CrN beschichtet, andere mit dem bereits beschriebenen AlCrO.

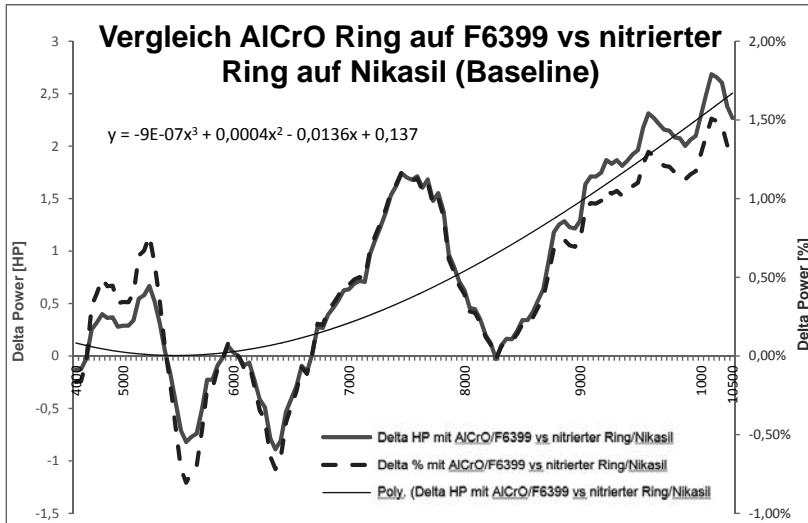


Bild 9: Vergleich der gemessenen Differenz in der abgegebenen Motorleistung. Oben: AlCrO Ring zusammen mit F6399 Lauffläche, im Vergleich zur Baseline (nitrierter Ring mit Nikasil). Unten: AlCrO-Ring im Vergleich zum nitrierten Ring, beide auf der F6399 Lauffläche

In Bild 9 oben ist zu erkennen, dass der Motor in welchem die F6399 Lauffläschenschicht zusammen mit der AlCrO Beschichtung auf dem Kompressionsring gefahren wurde, im höchsten Drehzahlbereich eine ca. 1.5% höhere Leistung abgibt, als der Motor mit der Baseline Konfiguration (nitrierter Ring auf Nikasil). Die höhere Leistung wird einer niedrigeren Reibung zugeschrieben. Wird der nitrierte Ring zum direkten Vergleich mit dem AlCrO Ring ebenfalls auf der F6399 Lauffläche gefahren, so ergibt sich praktisch dieselbe Differenz in der Leistung der beiden Motoren, d.h. der AlCrO Ring liegt wieder ca. 1-1.5% höher als der nitrierte Ring.

Die gezeigten Vergleichskurven sind die Differenzen von jeweils aus 3 Leistungskurven pro Konfiguration gemittelten Leistungen, aufgetragen über der Drehzahl. Hierfür wurden die gemittelten Leistungskurven nach den 30 minütigen Dauerläufen verwendet. Der Vergleich der gemittelten Leistungskurven vor und nach dem Dauerlauf zeigte in der Regel eine Leistungssteigerung nach dem Dauerlauf. Dieser „Einfahreffekt“ war bei AlCrO Ring ausgeprägter als bei dem nitrierten Ring. Es ist also durchaus möglich, dass sich die Differenz zwischen der Konfiguration mit nitriertem Ring und derjenigen mit dem AlCrO Ring bei längeren Dauerläufen noch weiter zugunsten des AlCrO Ringes vergrößert.

Die gleichen Versuche mit dem CrN beschichteten Ring wurden ebenfalls durchgeführt, sind hier aber nicht dargestellt. Die Ergebnisse zeigen gegenüber dem nitrierten Ring nur eine geringfügige Verbesserung der Leistung von weniger als 0.5%.

Die Ergebnisse der Motorenversuche zeigen, dass aus den SRV Tests nützliche Informationen zu potentiell vorteilhaften Materialkombinationen für Lauffläche und Kompressionsring abgeleitet werden können. Die bereits durchgeführten SRV Versuche sind umfangreicher als in dieser Arbeit präsentiert und mindestens 2 weitere oxydkeramische Schichtsysteme für die Lauffläche werden in der nächsten Testkampagne im Versuchsmotor eingesetzt, um deren Potential zu ermitteln.

4. Ausblick und Wirtschaftlichkeit

Das im Rahmen dieser Studie gezeigte Laufflächenmaterial F6399 (Cr_2O_3) zeichnet sich durch seine keramischen Werkstoffeigenschaften aus. Im Vergleich zu einem metallischen Schichtwerkstoff wie z.B. XPT512 (niedrig legierter C-Stahl) sind solche keramischen Werkstoffe prozesstechnisch anspruchsvoller zu verarbeiten. Dies spiegelt sich insbesondere in einer oft niedrigeren Schichtauftragsrate und in der daraus resultierenden, längeren Prozesszeit wieder.

Um insbesondere Nachteile bei den Auftragsraten im Vergleich zu Draht-basierten Prozessen zukünftig zu beseitigen, erfolgte eine Weiterentwicklung der bewährten, Pulver-basierten SUMEBore-Technology. Besonderes Augenmerk wurde dabei auf ein Kernelement des Equipments gelegt – die sog. RotaPlasma™ Einheit. Dies ist ein Werkzeugmanipulator mit welchem ein APS-Innenbrenner in Rotation versetzt wird um das pulverförmige Material im Innern einer Zylinderbohrung aufzubringen. Bisher war die maximale Drehzahl der RotaPlasma Einheit und damit der Brenner auf 200 U/min begrenzt, was auch die maximale Förderrate der Pulver begrenzte. Die Begrenzung war notwendig, wollte man nicht riskieren, dass hohe Eigenspannungen in den Schichten zu Abplatzungen führen. Diese Gefahr ist insbesondere bei keramischen Werkstoffen gegeben und führt dazu, dass diese in der Regel nur mit sehr niedrigen Förderraten aufgetragen werden können, was die Wirtschaftlichkeit von solchen keramischen Beschichtungen in Frage stellt.

Eine weiterentwickelte „highspeed“ Version der RotaPlasma Einheit befindet sich gegenwärtig in der Endphase der Produktvalidierung. Diese erlaubt es die Drehzahl des Brenners auf bis zu 800 U/min zu erhöhen, was auch eine deutliche Anhebung der Pulver Förderraten im Beschichtungsprozess erlaubt und die Taktzeiten um den Faktor 2-3 reduzieren kann. Die mit der Validierung der neuen RotaPlasma Einheit einhergehenden Spritzversuche zeigen auch deutlich, dass die Erhöhung der Relativgeschwindigkeit zwischen Pulverstrahl und der zu beschichtenden Oberfläche (als Resultat der höheren Drehzahl) einen positiven Einfluss auf die Schichtqualität hat. Dies ist insbesondere bei den keramischen Schichten zu beobachten.

Als Beispiel ist die Parameteroptimierung für das Material F6418 (TiO₂) gezeigt, für welches die Förderrate dank dem neuen, schnellen RotaPlasma von 25g/min auf 100g/min erhöht werden konnte, bei gleichzeitiger Verbesserung der Schichtqualität.

Bild 10 zeigt die Mikrostrukturen der Beschichtungen nach dem Schichtauftrag mit verschiedenen Förderraten und Drehzahlen von 200 bis 800 U/min. Die Schichten mit niedrigen Förderraten sind rissbehaftet, was bisher für dieses Material „normal“ war. Solche TiO₂ Beschichtungen sind trotz dieser bekannten Rissbildung in den letzten Jahren erfolgreich in verschiedenen Motorsportanwendungen gelaufen und auch bei Motorenversuchen für einen Grosserienmotor für gut befunden worden. Eine entsprechende Parameteroptimierung für das Material F6399 ist in Vorbereitung.

Berücksichtigt man die niedrige Dichte des Materials von nur ca. 4g/cm³ in der gespritzten Schicht, so kann mit diesen 100g/min ein Schichtaufbau erreicht werden, welcher einem Ei-

sen-basierten Material mit einer Förderrate von über 160g/min entspricht, bei einer Dichte von ca. 6.5g/cm^3 in der Schicht.

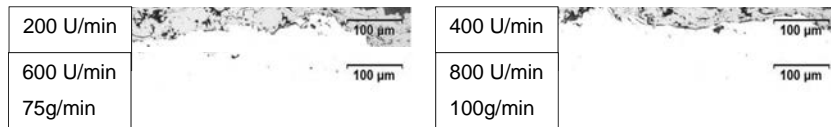


Bild 10: Mikrostrukturen von F6418 (TiO₂), hergestellt durch APS Beschichtung mit unterschiedlichen Förderraten und Brennerdrehzahl.

5. Zusammenfassung

Mit dieser Arbeit konnte gezeigt werden, dass eine Kombination von oxidkeramischen Laufflächen mit Oxidbeschichtungen auf dem Kompressionsring eines Versuchsmotors die Reibung der Kolbengruppe senken kann, was entweder als höhere Leistungsausbeute oder zur Verringerung des Treibstoffverbrauches und damit der Emissionen genutzt werden kann.

6. Literatur

- [1] Holmberg K. et al.
- [2] "Global energy consumption due to friction in passenger cars", Tribology International 47 (2012), 221-234
- [3] Ernst P., Jenckes Ch.
- [4] "The successful use of Plasma Spray Cylinder Coatings in a NASCAR application to achieve friction reduction and cost benefits", Engine Expo Stuttgart, 2010
- [5] Ring F., Theiss F.
- [6] "Reibminderung Kolbengruppe", VKA & IOT der RWTH Aachen, Abschlussbericht zum Projekt "Low Friction Powertrain", 2012

Der Einsatz der RSW-Zylinderlaufbahntechnologie in der neuen Boxermotorgeneration von Porsche – wie wurde das neue Tribosystem entwickelt?

Application of the RSW Cylinder Liner Technology at the new Porsche Boxer Engine – how was the new tribological system developed?

Dipl.-Ing. **M. Roehr**, Dipl.-Ing. **H. Klumpp**, Dipl.-Ing. **S. El Daibani**,
Dipl.-Ing. **J. Anhalt**, Dipl.-Ing. **H. Kämpfe**,
Dr.-Ing h.c. F. Porsche AG, Weissach

Kurzfassung

Um den gestiegenen Anforderungen an moderne Sportwagenmotoren in Zukunft gerecht zu werden, wurde der 9A2-Boxermotorbaukasten auf eine neue Zylinderlaufbahntechnologie umgestellt. Um diese neue Funktionsschicht mit dem Kurbelgehäuse zu verbinden, wurde ein geometrisch bestimmtes Aufrauhverfahren entwickelt. Aufgrund der deutlich gestiegenen Härtewerte der RSW-Spritzschicht (**R**otating **S**ingle **W**ire) müssen sowohl die Kolbenringe als auch der Honprozeß im Detail betrachtet werden. Die Armierung der Kolbenringe und die Topographie der Zylinderlaufbahn sind die beiden wirkungsvollsten Stellhebel um das Tribosystem aufeinander abzustimmen. Bei Beachtung der dargestellten Randbedingungen stellt die RSW-Zylinderlaufbahntechnologie eine absolut robuste, zuverlässige, reibungsarme und kosteneffiziente Lösung für die Weiterentwicklung von Sportwagenmotoren dar.

1. Einleitung

Der Boxermotor im Heck des 911 stellt als Antriebskonzept ein Alleinstellungsmerkmal im Sportwagensegment dar. Er verbindet Tradition mit moderner Technik und steht für herausragende Fahreigenschaften. Seit mehr als 50 Jahren wurde dieses Antriebskonzept den aktuellen Markterfordernissen immer wieder angepasst [1]. Die gestiegenen Leistungsdichten führten im Jahre 2008 zu einer Neukonstruktion aller Boxermotoren auf Closed-Deck-Bauweise. Dieses Kurbelgehäusedesign konnte in der, tribologisch am Markt bestens bewährten, Lokasil-Technologie gießtechnisch nicht dargestellt werden. Die Kurbelgehäusekonstruktion legte somit das Gießverfahren fest und damit indirekt die Laufbahntechnologie. Mit dem Einsatz der Closed-Deck-Bauweise wurden alle Boxermotoren auf Alusil (AlSi17Cu4Mg) umgestellt.

Die Alusil-Laufbahntechnologie stellt gegenüber Lokasil sehr hohe Anforderungen an die Abstimmung des Tribosystems Zylinderlaufbahn/Kolbenring [2].



Bild1: 6-Zylinder Boxermotor mit Alusilmonoblock Typ 9A1

Sorgfältige tribologische Abstimmungen bezüglich Kolbenringwahl (Ringtyp und Werkstoff) waren erforderlich um die notwendige Robustheit des Tribosystems Alusil/Kolbenring sicherzustellen.

Brillenhonung, DLC beschichtete Kolbenringe, steife Kurbeltriebsteile und aktive Laufbahnbeölung waren zusätzlich für den sicheren Einsatz von Alusil im Sportwagenbereich unerlässlich. Der Zielkonflikt zwischen Kurbelgehäusekonzept, robuster Zylinderlaufbahn und Gießverfahren wurde somit überdeutlich. Dieser Zielkonflikt wird durch zukünftige Anforderungen an moderne Sportwagenmotoren weiter verstärkt.

2. Anforderungen an moderne Sportwagenmotoren

Die sich immer weiter verschärfenden globalen gesetzlichen Rahmenbedingungen bezüglich Verbrauch und Emissionen stellen alle OEM vor große Herausforderungen. Um ihnen zu begegnen, müssen technische Lösungen umgesetzt werden, welche das Tribosystem Zylinderlaufbahn/Kolbenring deutlich höher belasten als dies in der Vergangenheit der Fall war. Mit den Verbrauchsmaßnahmen „Downsizing“ und „Hybridisierung“ steigt nicht nur die spezifische Belastung aller Motorbauteile. Der intermittierende und zum Teil transiente Betrieb des Verbrennungsmotors stellt bei Hybridanwendungen eine zusätzliche tribologische Beanspruchungsgröße für alle mechanischen Lagerungen einschließlich der Zylinderlaufbahn dar. Die Limitierung der Partikelemissionen bei Otto-Motoren rückt den Ölverbrauch viel schärfer in den Focus der Entwicklung als dies in der Vergangenheit der Fall war. Der Öleintrag in den Brennraum darf die Injektoren nicht zusätzlich verkoken, um eine Beeinflussung der Gemischbildung und damit der Emissionen über Lifetime zu verhindern. Die Ölemissionen bei transienter Fahrweise und die Ablagerungen (CCD, combustion chamber deposit) im Brennraum können nur durch wirksame Kolbenringpakete begrenzt werden. Eine Einschränkung in der Auswahl der Kolbenringe, um eine Überlastung des Tribosystems zu vermeiden, ist zukünftig nicht mehr möglich. Der trade-off zwischen Ölverbrauch und Reibung verschärft sich signifikant.

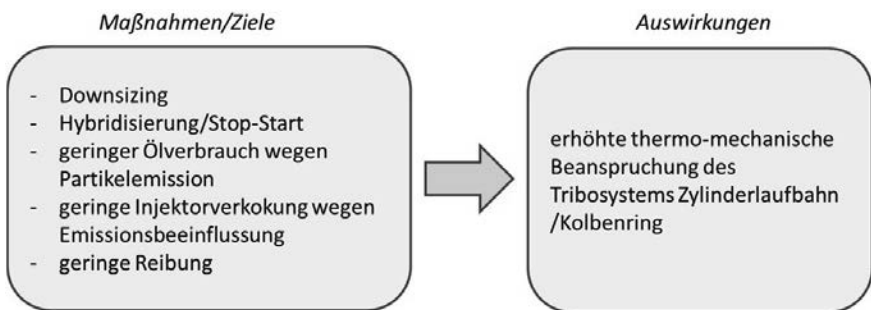


Bild 2: Auswirkungen auf das Tribosystem Laufbahn/Kolbenring

Der Zielkonflikt zwischen Kurbelgehäusekonzept, Gießverfahren und robuster Zylinderlaufbahn lässt sich nur durch eine Funktionstrennung zwischen Zylinderlaufbahn und ZKG auflösen.

3. Funktionstrennung zwischen Motorblock und Zylinderlaufbahn

Die Zylinderlaufbahn vom Kurbelgehäuse und damit indirekt vom Gießverfahren funktional zu trennen, stellt eine elegante Lösung des oben beschriebenen Zielkonfliktes dar.

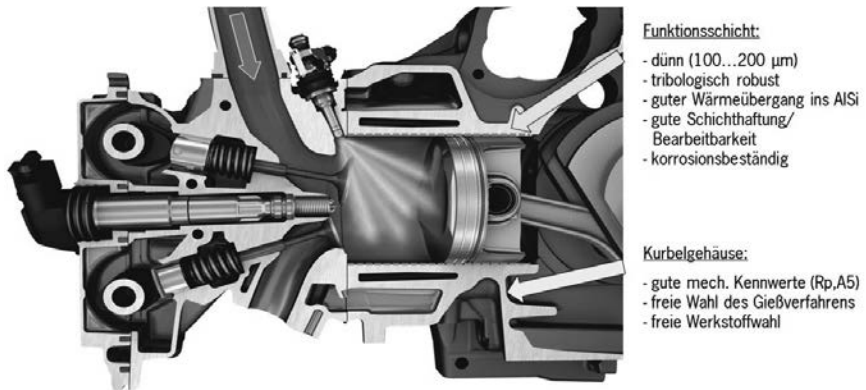


Bild 3: Prinzip der Funktionstrennung zwischen Kurbelgehäuse und Laufbahn

Die Anforderungen an die Funktionsschicht und das Kurbelgehäuse sind aus Bild 3 ersichtlich. Es gibt seit vielen Jahren Aggregate im Markt, welche eine Thermische Spritzschicht als Funktionsschicht einsetzen. Die Sicherstellung ausreichender Haftzugwerte dieser Spritzschichten war bisher jedoch nur mit sehr großem Aufwand darstellbar.

Die Porsche AG hat sich von 2005 bis 2008 am BMBF-Projekt NacoLab [3] als Projektpartner beteiligt und konnte erste Erfahrungen mit thermischen Spritzschichten auf Drahtbasis im Sportwagenbereich sammeln. Es wurden sowohl LDS-Schichten (**L**ichtbogen **D**raht **S**pritzen) als auch PTWA-Schichten (**P**lasma **T**ransferred **W**ire **A**rc) getestet. Mit beiden Technologien konnten bei Einsatz identischer Drahtwerkstoffe (unlegierter C-Stahl) tribologisch ähnliche Funktionsschichten dargestellt werden. Das damalige PTWA-Verfahren, welches inzwischen von der Fa. GTV zum RSW-Verfahren (**R**otating **S**ingle **W**ire) weiterentwickelt wurde, stellte für Porsche die bevorzugte Lösung im Hinblick auf Einfachheit und Robustheit der Prozessführung (z.B. bei der Verwendung von Fülldrähten), Zukunftsfähigkeit und Marktverfügbarkeit dar. Aus diesem Grund startete die Porsche AG eine tiefere Konzeptuntersuchung für RSW-Schichtsysteme.

Begleitend zu dieser Konzeptuntersuchung musste ebenfalls ein Aktivierungsverfahren für die Vorbehandlung der Aluminiumoberflächen unter Serienbedingungen entwickelt werden. Ziel war die Umsetzung eines „geometrisch bestimmten“ Aufrauhprofils mit Hinterschnitt, um den Aktivierungsaufwand vor dem thermischen Spritzen deutlich zu reduzieren.

Es wurde von Porsche eine Zielgeometrie definiert und deren Umsetzung durch kompetente Werkzeughersteller in enger Kooperation mit der Motorentwicklung sichergestellt.

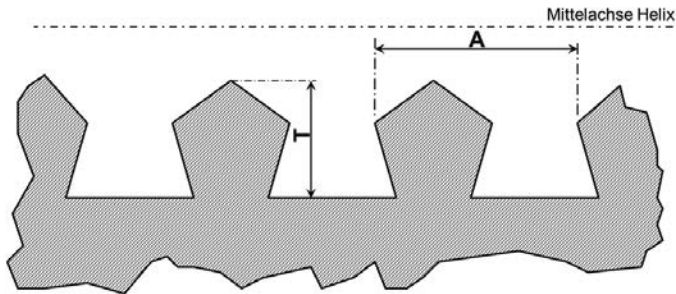


Bild 4: Geometriedefinition des Aufrauprofiles

Diese Profildefinition ist universell einsetzbar und muss nur noch durch die Festlegung der Parameter A und T an das jeweilige thermische Spritzverfahren angepasst werden. Im Fall der RSW-Technologie betragen die beiden Parameter ca. 150...200 μm . In Bild 5 ist die Umsetzung im fertigen Bauteil im Schliff erkennbar.

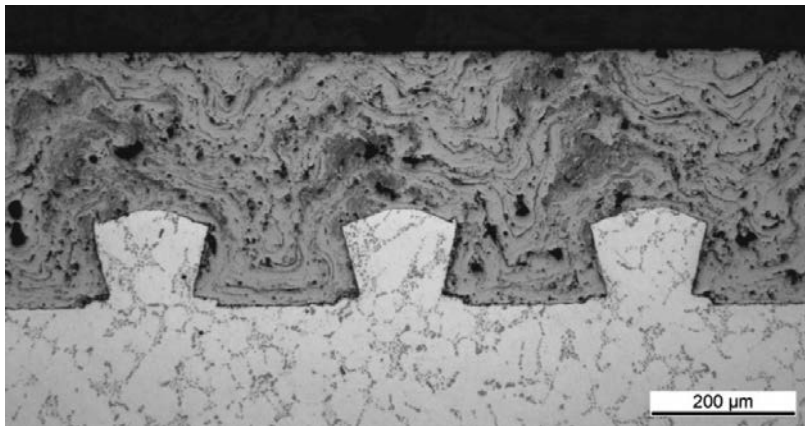


Bild 5: RSW-Schicht im Schliff nach dem Honen

Mit der Umsetzung dieser Geometrie werden ausreichende Haftzugwerte ($> 25 \text{ MPa}$) für den Motorbetrieb sichergestellt.

Um eine eventuelle, durch Kerbwirkung hervorgerufene, Anrißbildung im Aufrauhsprofil auszuschließen, wurden mehrere Zylinderlaufbahnen einer externen Pulserprüfung unterzogen. Bei der Belastung nach Bild 6, bis zum Bruch der Laufbahn, ging bei allen Bauteilprüfungen der Anriß immer von der Wassermantelseite aus. Das mechanische Aufrauhsprofil erzeugt somit keine erhöhten Kerbspannungen im Motorbetrieb.

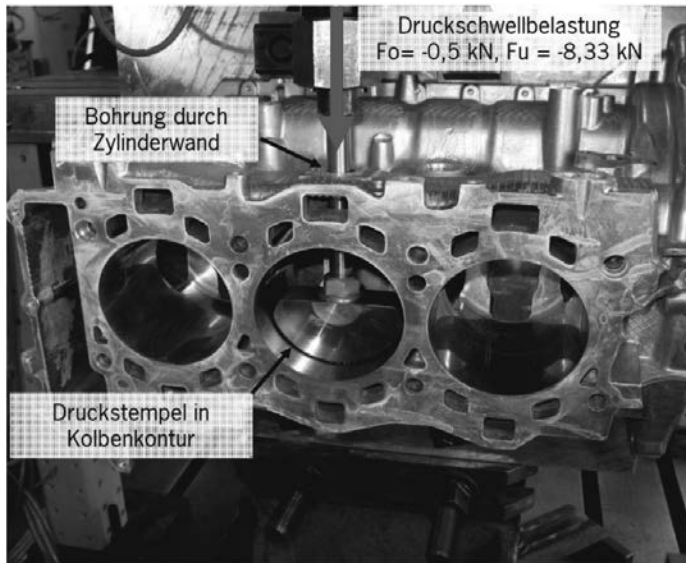


Bild 6: Pulserprüfung zur Ermittlung der Kerbwirkung

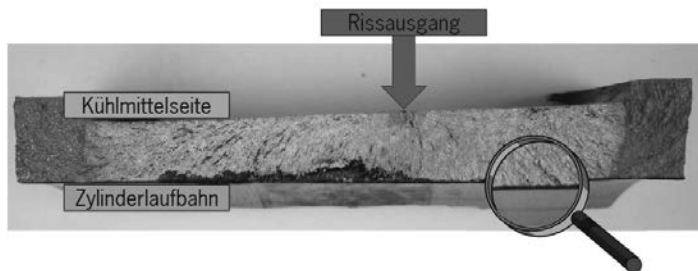


Bild 7: Bruchspiegel der Zylinderwand nach der dynamischen Bauteilprüfung

4. Tribosystem RSW-Stahlspritzschicht / Kolbenring

Während der Konzeptphase wurden erste Saugmotoren auf RSW-Laufbahn (Werkstoff C80) umgebaut, wobei die Kolbenringe vom Alusilmotor übernommen wurden, um deren Einfluß zu bewerten. Nur die Kolben wurden zusätzlich mit einer Grafalbeschichtung ausgestattet, alle anderen Teile wurden vom Serienmotor übernommen.

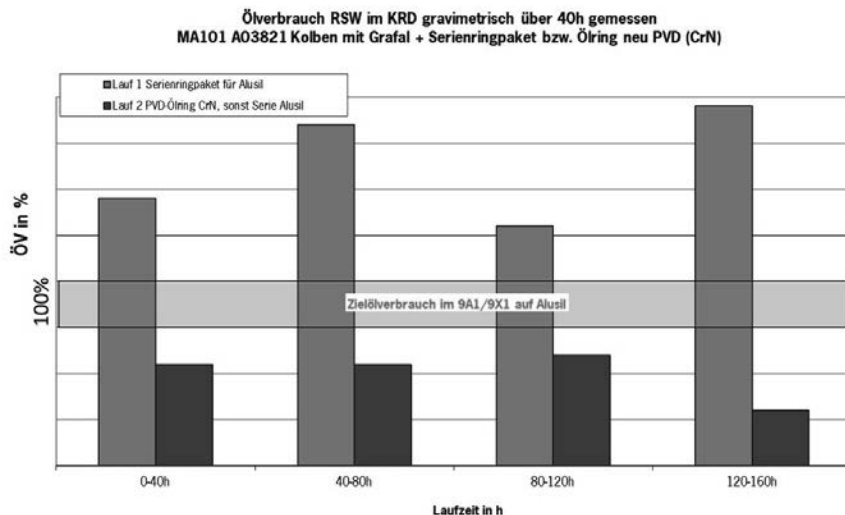


Bild 8: Einfluss des Kolbenringverschleißes auf den Ölverbrauch

Bereits nach Motorstart fiel der RSW-Motor mit deutlich höherem Ölverbrauch gegenüber dem Alusil-Serienmotor auf. Dieser Zustand änderte sich auch über längere Laufzeit nicht mehr. Nach der Zerlegung wurde ein dramatischer Railverschleiß der Serien-Ölabstreifringe festgestellt. Der Tausch der bauartgleichen Ölabstreifringe auf eine PVD-Beschichtung (**Physical Vapor Deposition**) hat den Ölverbrauch des Motors sofort in den Zielbereich gebracht. Damit rückte die Werkstoffpaarung zwischen Kolbenring und thermischer Spritzschicht in den Focus der Entwicklung.

Der Alusil-Serienmotor ist aus Reibungsgründen mit einer „Glatthnung“ ausgestattet. Diese Hontopographie, welche auf eher geringe Rpk-Werte zielt, wurde für die RSW-Schicht ebenfalls übernommen. In Bild 9 ist der Zustand der RSW-Schicht während der Konzeptphase abgebildet. Zusätzlich war eine stark ungleichmäßige Porenverteilung über die Zylinderhöhe zu beobachten.

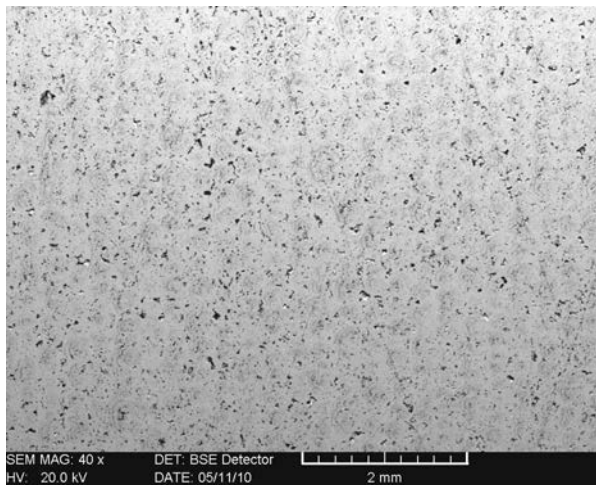


Bild 9: RSW-Laufbahn mit „Glatthnung“ während der Konzeptphase ($R_{pk} < 0,1 \mu\text{m}$)

Allerdings wurde mit dieser Glatthnung bei einigen Konzeptmotoren eine deutliche Erhöhung der Blowby-Menge im hohen Drehzahlbereich festgestellt, was auf ein geringes Ölhaltevolumen in der Schicht im oberen Totpunkt hindeutet.

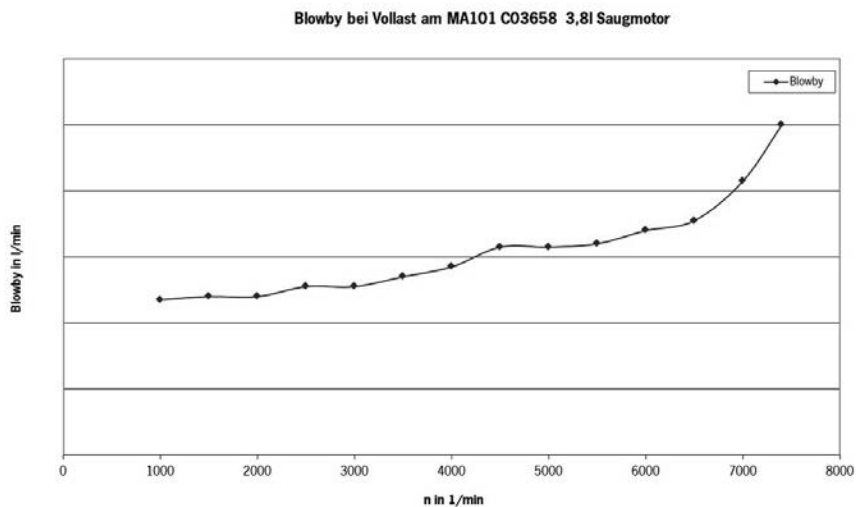


Bild 10: Blowbymeasurement bei Vollast mit RSW-Glatthnung an einem 3,8l-Saugmotor

Schlussfolgerungen aus der Konzeptphase

Die Werkstoffpaarung, thermische Spritzschicht/Kolbenring, ist essentiell für das Verschleißverhalten und damit die Lebensdauer des Motors. Aufgrund der hohen Härte der RSW-Spritzschicht (ca. 400-500 HV bei C80-Draht) müssen die Kolbenringe diesem Sachverhalt angepasst werden. Tribometerversuche bezüglich Reibung und Verschleiß sind mit den Originalteilen zwingend durchzuführen.

Die Topographie der Zylinderlaufbahn bestimmt sowohl die Ringreibung, den Ringverschleiß als auch das Abdichtvermögen der Zylinder, was speziell bei Turbomotoren entscheidend ist. Aus diesem Grund wurden alle Kolbenringe für den RSW-Einsatz mit einer Verschleißschicht armiert und die Laufbahntopographie um zusätzliche Rvk-Anteile erweitert. Diese „glatte“ Spiralleithonung wird somit nur über Rpk und Rvk definiert.



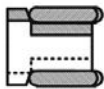
Ringtyp	Geometrie	Alusil	RSW-Spritzschicht
	sym. balliger Rechteckring mit Innenfase	Stahl nitriert+ DLC	Stahl nitriert+ CrN
	Nasen-Minutenring	Guss ohne Schicht	Guss verchromt
	3S-Ring Typ VentSC	Stahl nitriert ohne Schicht	Stahl nitriert+ CrN

Bild 11: Ringtypen und Armierungen bei den Laufbahnen Alusil vs. RSW

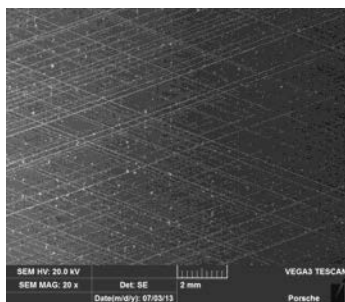


Bild 12: „glatte“ Spiralleithonung für die RSW-Schicht

Um die Porsche-Topographievorgaben für diese Zylinderlaufbahn prozesssicher einzuhalten wurde gemeinsam mit der Fa. Elgan ein 7-stufiger Honprozess entwickelt und implementiert. Die Zielvorgabe war ein $Rpk < 0,1\mu\text{m}$ und ein Rvk von $1...4\mu\text{m}$. Das Risiko einer Schichtschädigung war minimal zu halten. In Bild 13 ist die Zieltopographie exemplarisch dargestellt.

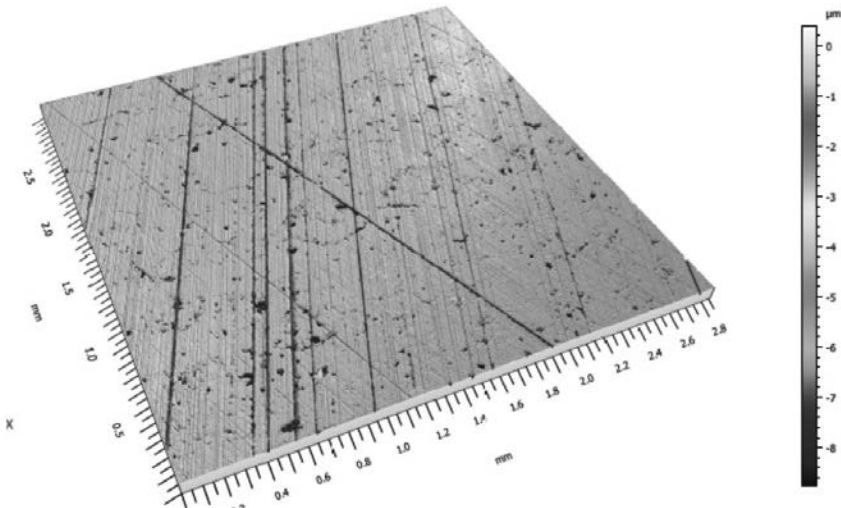


Bild 13: Topographie der Laufbahn nach Porsche-Definition vor DL

5. Erprobung des optimierten RSW-Tribosystems am Boxermotor

Mit dem Start der Serienentwicklung für die 9A2-Motorfamilie wurden alle oben genannten Erfahrungen und Randbedingungen von Anfang an berücksichtigt. Es war während der gesamten Serienentwicklung keine Nachbesserung sowohl auf der Kolbenringseite als auch auf der Laufbahnseite notwendig. Alle Dauerläufe wurden ohne Beanstandungen des Tribosystems RSW-Spritzschicht/Kolbenring absolviert. Die Ölverbräuche im Straßen-DL sind mit $0,04\text{ l}/1000\text{ km}$ auf dem gewünscht niedrigen Niveau, sodass eine Beeinträchtigung der Abgasemissionen infolge CCD (**C**ombustion**C**hamber**D**eposits) oder Gemischbildungs-anomalien infolge Ölablagerungen auszuschließen sind.

Die Blowby-Werte haben einen ausreichenden Abstand zur Werfgrenze des Motors, liegen aber tendenziell höher als bei Alusilmotoren. Ein Einfluß der Laufbahnhärte auf das Abdichtvermögen der Kolbenringe kann in diesem Zusammenhang nicht ausgeschlossen werden. In vergleichenden Schleppmessungen wurde das sehr gute Reibleistungsniveau des Alusilmotors mit dem optimierten RSW-Tribosystem unterschritten.

Ein Verschleiß der Zylinderlaufbahn findet bei den 9A2-Boxermotoren praktisch nicht statt. Ein Zwickelverschleiß im oberen Totpunkt ist nicht messbar. Nach den Dauerläufen sind keinerlei axiale Riefen in der Zylinderlaufbahn erkennbar, was auf ein optimal abgestimmtes Tribosystem hindeutet.

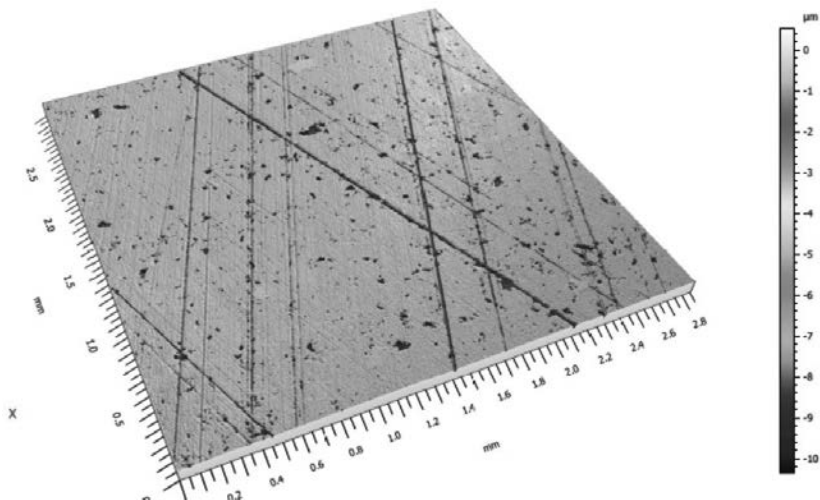


Bild 14: RSW-Laufbahn im 9A2 nach 800h Pst.-Dauerlauf

Da die Kolbenringbeschichtung essentiell für die Funktion des Tribosystems ist, darf selbige über die Motorlebensdauer nie komplett verschleifen. Alle Kolbenringe weisen nach den Dauerläufen eine ausreichende Verschleißreserve auf. In Bild 15 sind die typischen Ringverschleißgrößen aufgetragen.

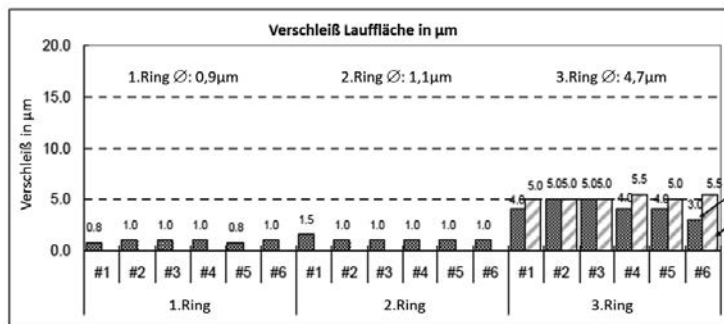

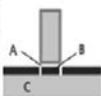


Bild 15: Ringverschleißwerte an der Lauffläche nach 800h DL, ermittelt von Fa. Riken

Die Schichthaftung am Grundwerkstoff des ZKG stellte ebenfalls kein Problem dar und nach den Dauerläufen war immer eine ausreichende Schichthaftung vorhanden.

	Prüfstelle #	Haftzugfestigkeit SOLL	Haftzugfestigkeit IST	Versagensbereich		
				%A	%B	%C
	1 (OT)	100 %	161 %		25	75
	2		163 %	20	20	60
	3		182 %	5	50	45
	4		123 %	25	75	
	5		199 %			100
	6 (UT)		196 %			100
Mittelwert			171 %			



A = Kleber
B = Schicht
C = Grundwerkstoff

Bild 16: Schichthaftzugwerte nach 90.000 km Straßen-DL

Aufgrund der Oxidation der Spritzpartikel beim RSW-Verfahren ist eine Korrosionsneigung bei der Verwendung von unlegierten Drähten auf jeden Fall gegeben. Dem muss sowohl bei der Fertigung als auch beim Teiletransport Rechnung getragen werden. Die Korrosionsneigung ist aber deutlich geringer ausgeprägt als beispielsweise bei einer Graugusslaufbahn, welche ja immer noch eine dominante Marktverbreitung hat.

Nach speziellen Korrosionsdauerläufen und Labortests wurden nur vereinzelt partielle Korrosionsflecken festgestellt. Eine Systematik der Verteilung konnte nicht beobachtet werden. Der Korrosionsangriff erfolgt dabei immer entlang der Oxidschichten in der RSW-Spritzschicht. Dabei ergeben sich Vertiefungen vergleichbar einer Porenvergrößerung, welche aber keinen

Einfluss auf die Funktion des Aggregates haben. In Bild 17 ist ein solcher partieller Korrosionsfleck mittels Konfokalmikroskop dargestellt. Der Motor lief über 45.000 km in einem Schlecht-kraftstoffmarkt mit marktüblichen Kraftstoffen. Der Ölverbrauch lag für Mega-City-Fahrweise bei kleiner 0,1l/1000km. Die Korrosionsneigung der unlegierten RSW-Schichten stellt somit für die Anwendung im Ottomotor kein Problem dar. Für Dieselanwendungen sind tiefergehende Untersuchungen erforderlich.

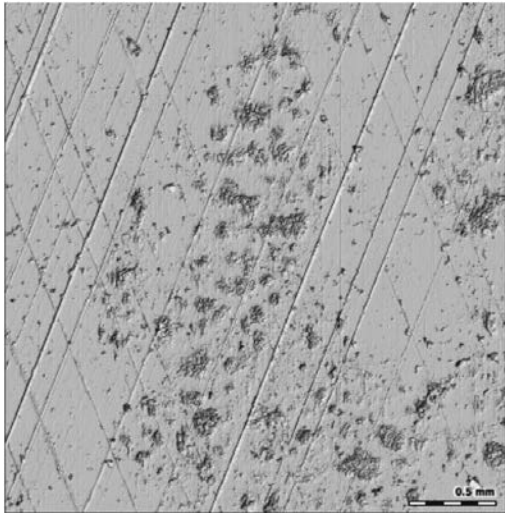


Bild 17: partieller Korrosionsfleck nach 45.000 km im Schlechtkraftstoffmarkt

6. Zusammenfassung

Der Einsatz von RSW-Spritzschichten in Verbindung mit einem geometrisch bestimmten Aufrauprofil führt zu einer deutlichen Robustheitssteigerung des Tribosystems Kolbenring/ Zylinderlaufbahn. Allerdings müssen sowohl die Werkstoffpaarung als auch die Laufbahntopographie aufeinander abgestimmt werden. Bei Nichtbeachtung dieses Sachverhaltes riskiert man einen frühzeitigen Verschleiß der Kolbenringe und damit eine Fehlfunktion des Motors. War bei Alusilmotoren der Verschleiß der Laufbahn lebensdauerbestimmend, so ist es bei den RSW-Spritzschichten (mit 0,8% C-Gehalt) der Kolbenring. Hier hat somit ein Paradigmenwechsel stattgefunden, dem zwingend Rechnung zu tragen ist.

Aus diesem Grund ist dem Honprozeß der RSW-Schicht besondere Aufmerksamkeit zu schenken, weil nur durch eine sauber abgestimmte Prozeßführung eine Schädigung der inhomogenen Schicht sicher vermieden werden kann. Die Qualität des Honprozesses beein-

flusst den zu erwartenden Kolbenringverschleiß, die Ringreibung und damit indirekt die Lebensdauer des Motors. Bei der Wunschttopographie sollten möglichst glatte Oberflächen bei ausreichend großem Ölhaltevolumen angestrebt werden, um eine geringe Reibleistung zu gewährleisten.

Literatur

- [1] Kerner, J., Wasserbäch, T., Baumann, M., Maier, F.: 50 Jahre Sechszylinder Boxer-motoren von Porsche. MTZ Motortechnische Zeitschrift, 75 (01/2014), 36-43
- [2] Popov, V.: Kontaktmechanik und Reibung. Berlin: Springer 2009
- [3] Verbundprojekt: Nanokristalline Composite-Beschichtung für Zylinderlaufbahnen mit nanostrukturierter Oberfläche und Verschleißvorhersage für hochbelastbare Benzin- und Dieselmotoren - NaCoLab,

Rotating Single Wire: Serienfertigung für den neuen Porsche Boxermotor

Rotating Single Wire: Serial production of the new Porsche flat engine

Dipl.-Ing. **Leander Schramm**, Dr.-Ing. **Christian Klimesch**,
KS HUAYU AluTech GmbH, Neckarsulm

Kurzfassung

Die gesetzlichen Bestimmungen bezüglich der CO₂-Emissionen und Abgaswerte und das sich ändernde Kundenverhalten hin zu leistungsfähigeren und sparsameren Fahrzeugen sind ausschlaggebend für die Weiterentwicklung von Verbrennungsmotoren. Daraus resultieren auch neue Anforderungen an die Zylinderlaufbahn. Das Beschichten der Zylinderlaufbahn ist eine sehr gute Möglichkeit diesen gerecht zu werden. Die Herstellung von beschichteten Zylinderkurbelgehäusen in Großserienlösung ist eine neue Herausforderung in der Automobilindustrie, denn das Beschichten von Zylinderlaufbahnen erfordert gegenüber herkömmlichen Zylinderlaufbahnkonzepten neue bzw. angepasste Technologien und Prozesse. Diese beinhalten neben dem Beschichten der Zylinderlaufbahn, auch vor- und nachgelagerte Bearbeitungsschritte.

Kundenanforderungen/Marktnachfrage

Der Markt fordert neue Technologien, um die gesetzlichen Vorgaben u.a. die Einhaltung der strengereren CO₂-Gesetzgebung erfüllen zu können. Diese sollen im Jahr 2020 95g/km betragen [1]. Des Weiteren wird im Zuge der Globalisierung und des weltweiten Vertriebs der Fahrzeuge und den damit verbundenen stark schwankenden Kraftstoffqualitäten eine hohe Verträglichkeit mit sogenannten Schlechtkraftstoffen gefordert. Gleichzeitig erwartet der Kunde immer leistungsstärkere und gleichzeitig sparsamere Motoren. Ein probates Mittel um diesen Zielkonflikt erfüllen zu können ist derzeit das Downsizing [2]. Daraus entstehen aber gesteigerte Anforderungen an die Motorenwerkstoffe im Allgemeinen und im Speziellen an die Zylinderlaufbahn.

Vorteile der Zylinderlaufbahnbeschichtung

Das Beschichten von Zylinderlaufbahnen in Aluminiumzylinderkurbelgehäusen bietet gegenüber herkömmlich eingesetzten Graugussbuchsen folgende Vorteile:

- **Erzeugung tribologisch optimierter Oberflächen:**

Durch die Poren in der Schicht welche beim Honen geöffnet werden, wird ein zusätzliches Ölrückhaltevolumen erzeugt. Somit kann die Oberfläche letztendlich feiner gehont werden, da das Öl nicht nur über die Honung sondern auch über die geöffneten Poren bereitgestellt wird. Die mit Öl gefüllten Poren, in Verbindung mit einer glatten Honung, führen ebenfalls zum Aufschwimmen des Kolbenrings (siehe Abbildung 1).

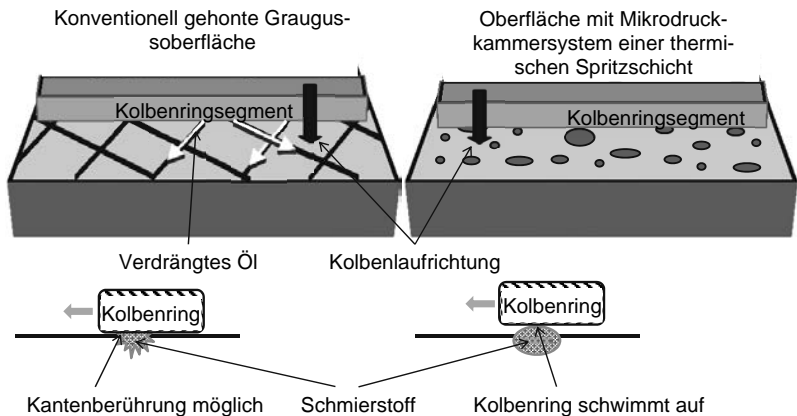


Bild 1: Vergleich der Ölverteilung einer standardgehonten Graugusslauffläche und einer porösen beschichteten Lauffläche [3]

- **Verbesserte Korrosionsbeständigkeit:**

Durch die Möglichkeit chromhaltige Werkstoffe im Beschichtungsprozess einzusetzen kann der Korrosionsangriff z. B. durch Schlechtkraftstoffe stark reduziert werden. (siehe Abbildung 2).

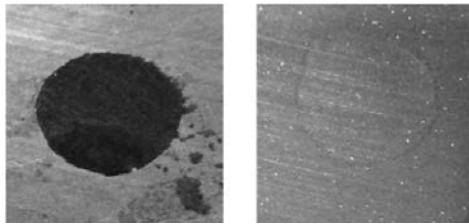


Bild 2: Oberfläche nach Korrosionstest mit H_2SO_4 ,
Grauguss (links), 17% Cr-Schicht (rechts)

- **Verbesserte Anbindung:**

Beim Beschichten der Zylinderlaufbahn treffen die aufgeschmolzenen Partikel mit einer hohen Geschwindigkeit (bis 130m/s in Abhängigkeit vom Beschichtungsverfahren) auf das Substrat und füllen die Hinterschnitte der aufgerauten Substratoberfläche mit einer sehr guten Anbindung im Interface (siehe Abbildung 3).

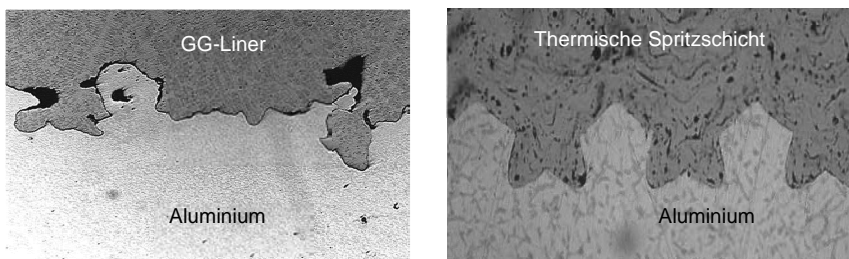
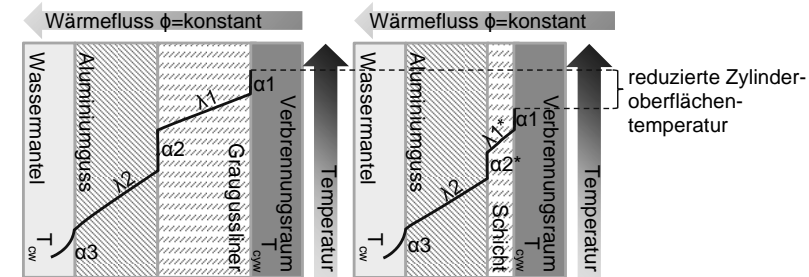


Bild 3: Vergleich Interface
Aluminium-Graugussliner (links) und Aluminium-Schicht (rechts)

- **Geringere Zylinderoberflächentemperatur:**

Diese wird zum einen durch eine geringe Wärmekapazität erreicht, denn die Schichtdicke, im Mittel ca. 150 μm nach dem Honen, ist im Vergleich zum Graugussliner mit einer Dicke von ca. 3 mm geringer. Zum anderen wird durch die bessere Anbindung der Schicht, der Wärmeübergangskoeffizient verbessert (siehe Abbildung 4).



Legende:

- α_1 Wärmeübergangskoeffizient vom Öl zur Zylinderwand
- α_2 Wärmeübergangskoeffizient vom Graugussliner zum Aluminiumguss
- α_2^* Wärmeübergangskoeffizient von der Schicht zum Aluminiumguss
- α_3 Wärmeübergangskoeffizient von der Außenwand zum Wassermantel
- λ_1 Wärmeleitfähigkeit Graugussmaterial
- λ_1^* Wärmeleitfähigkeit Schichtmaterial
- λ_2 Wärmeleitfähigkeit Aluminiumgussmaterial

Bild 4: Wärmefluss aus dem Verbrennungsraum in das Kühlwasser für einen Graugussliner (links) [4] und einer thermischen Spritzschicht (rechts)

• Gewichtseinsparung:

Eine Gewichtseinsparung kann durch die Substitution der Graugussliner mittels einer dünnen thermischen Spritzschicht erzielt werden. Durch den Entfall der Graugussliner wird der frei gewordene Raum bei gleichem Zylinderabstand mit Aluminium aufgefüllt, welches eine wesentlich geringere Dichte besitzt (siehe Abbildung 5). Dieser zusätzlich gewonnene Raum kann beispielsweise für eine Stegkühlung genutzt werden oder um dem Zylinderabstand zu reduzieren um weiteres Gewicht einzusparen. Diese Vorteile einer thermisch gespritzten Laufbahn tragen dazu bei, Motoren effizienter, leichter und robuster zu gestalten und damit letztendlich CO_2 einzusparen.

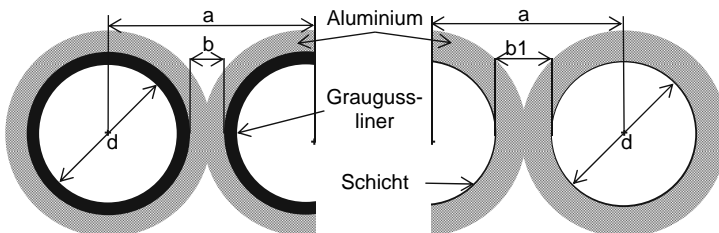


Bild 5: Querschnitt eines Graugussliners mit Aluminiumumguss (links) und einer thermischen Spritzschicht auf Aluminium (rechts), $b < b_1$

Beschichtungsverfahren

Zur Realisierung von Zylinderlaufbahnen wurden verschiedenste thermische Spritzprozesse weiterentwickelt. Aus diesen Entwicklungen kommen folgende Systeme zur Zylinderlaufbahnbeschichtung am Markt zum Einsatz (siehe Abbildung 6). Diese Systeme haben alle Vor- und Nachteile, welche zum Teil durch unterschiedliche thermische Spritzprozesse bedingt sind, aus denen die einzelnen Systeme entwickelt wurden.


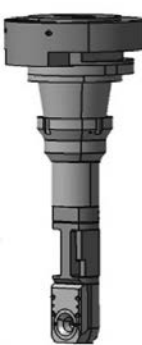

Atmosphärisches Plasma Spritzen (APS) [5]	Lichtbogendraht-spritzen (LDS) [6]	Rotating Single Wire (RSW) [7]
		
<ul style="list-style-type: none"> + komplette Werkstofffreiheit + in Serie + kleiner Brennerkopf - kleine Förderraten ca. 50g/min - hohe Pulverkosten im vgl. zum Draht - Wasserkühlung inkl. Zus. Equipment - Dichtigkeitsprobleme - Pulverförderung 	<ul style="list-style-type: none"> + sehr hohe Förderraten + in Serie + keine Wasserkühlung + Verwendung von Drähten - Begrenzter Einsatz von Fülldrähten - hoher Gasverbrauch - großer Brennerkopf - keine Fassförderung - keine völlige Werkstofffreiheit 	<ul style="list-style-type: none"> + hohe Förderraten + kleiner Brennerkopf + Fassförderung + keine Wasserkühlung + Verwendung von Drähten/Fülldrähten - bisheriger Einsatz nur in Kleinserien - keine völlige Werkstofffreiheit

Bild 6: Übersicht von marktüblichen Zylinderlaufbahnbeschichtungsprozessen

Entwicklung bis zur Serienfertigung

Der Boxermotor ist eine Herausforderung für den Beschichtungsprozess. Durch die Anordnung der Zylinder in zwei Hälften ragt die Lagergasse, die der Aufnahme der Kurbellwelle dient, im Gegensatz zum Reihenmotor in jedem Zylinder sehr weit in die Bohrung (siehe Abbildung 8). Dies hat zur Folge, dass die zu beschichtende Bohrung sich stark verengt und dem Beschichtungsbrenner im Laufbahnende nur wenig Platz zur Verfügung steht. Durch diese konstruktiv bedingte Herausforderung ist es nicht möglich mit jedem Beschichtungsverfahren die Zylinderbohrung eines solchen Motorkonzepts zu beschichten.

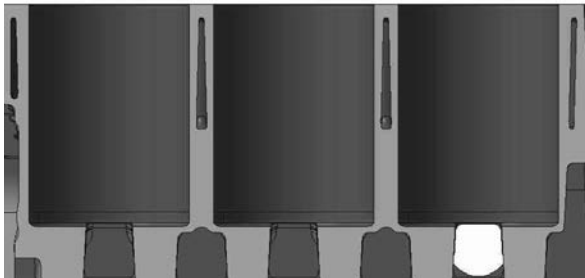


Bild 7: Schnitt Boxermotor

Im Rahmen der Entwicklungen wurden verschiedene Aufrauverfahren zur Aktivierung der Aluminiumoberfläche untersucht. Diese wurden hinsichtlich der Haftzuganforderungen durch den Kunden, die dafür notwendigen Investitionen und der Prozessstabilität in einer Serienfertigung bewertet. Die Ergebnisse sind in Tabelle 1 zusammengefasst.

Tabelle 1: Bewertung Aufrauverfahren zum Einsatz in der Serienfertigung

Prozess	Vorteile	Nachteile
Sand-strahlen	- Serienerprobt - Standard Vorbehandlung im thermischen Spritzen	- Kornverfeinerung im Serienprozess - Zusätzliches Equipment - Gefahr von Reststrahlmittel im Substrat
HDWS	- Serienerprobt	- Hohe Investitionen - Zusätzliches Equipment - Hohe laufende Kosten - Hoher Instandhaltungsaufwand - Aufreißen von Gussfehlstellen
Rauhonen		- Hohe Investitionen - Kein Serieneinsatz
Laseraufrauen		- Geringe Aufrautiefe - Hohe Investitionen - Risiko Öffnen von Poren
NiAl-Flux	- Erprobt im Reparaturbereich	- Zusätzliche Prozessschritte nötig (Auftragen von Flux und NiAl-Bondcoat) - Zusätzliches Equipment - Hohe Investitionen
Mechanisches Aufrauen	- Einfache Integration (Bearbeitung auf BAZ) - Reproduzierbare Oberfläche	- Bisher nur Erfahrung aus Kleinserien - Profilmessung

Basierend auf dieser Bewertung wurde entschieden, die Aktivierung der Oberfläche, unter Einhaltung der Vorgaben des Kunden mit dem mechanischen Aufrauverfahren wirtschaftlich und prozesssicher zum Einsatz zu entwickeln. Zu diesem Zeitpunkt waren keine serientauglichen Schneiden frei auf dem Markt erhältlich. Somit wurde gemeinsam mit der Porsche AG und einem ausgewählten Werkzeughersteller spezielle Schneiden entwickelt, sodass ein Aufrauprofil erzeugt werden konnte, welches neben den Haftzuganforderungen serienfähig beschichtbar ist und eine hohe Werkzeugstandzeit aufweist.

Neben der Entwicklung einer Serienschneide ist es auch erforderlich das Aufrauergebnis zu überwachen und zu prüfen. Da es mit dem zum Entwicklungszeitpunkt bekannten Methoden nicht möglich war das Aufrauergebnis zerstörungsfrei zu prüfen, wurde ein System entwickelt, welches es ermöglicht die Schneide nach jedem aufgerauten Block zu untersuchen. Hierzu wurden folgende Prämissen unterstellt, dass das zukünftige System erfüllen muss:

- Erkennung von Schneidenfehlern
- Integrierbarkeit in ein Bearbeitungszentrum
- Prüfung in der Nebenzeit

Hierzu wurde eine optische im Bearbeitungszentrum integriert. Bei dieser Prüfung kann die Kontur der Schneide vermessen und Schneidenbrüche detektiert werden. Mit Hilfe dieser Prüfeinrichtung wurde ermöglicht eine Überwachung des Aufrauprofils im Serienprozess sicher zu stellen.

Neben dem Aufrauen und der dazugehörigen Überwachung war der Beschichtungsprozess selbst ein wesentlicher Bestandteil der Entwicklung. Der in der frühen Entwicklungsphase eingesetzte Plasma Transferred Wire Arc (PTWA) Brenner wurde zum Rotating Single Wire (RSW) Brenner weiter entwickelt (Abbildung 8).

Des Weiteren sind Maskierungen im Beschichtungsprozess ein fester Bestandteil der Entwicklung. Hier wurde das Prinzip „Die beste Maskierung ist keine Maskierung“ verfolgt. Durch Anpassungen, beginnend am Gussteil bis hin zur Bearbeitungsstrategie, welche darauf ausgerichtet ist so wenig wie möglich Flächen vor dem Beschichten zu bearbeiten, ist es gelungen in der Serie vollständig auf Maskierungen zu verzichten.



Bild 8: Vergleich PTWA und RSW-Brenner

Der Fertigungsschritt Honen wurde gemeinsam mit der Porsche AG und einem namhaften Honanlagenhersteller entwickelt. Die gehonten RSW-Schichten wurden während der Entwicklungsphase auf Motorprüfständen tribologisch untersucht und stetig optimiert.

Die durchgeführten Entwicklungen wurden schlussendlich allesamt in eine Serienfertigung überführt. In Abbildung 9 ist der schematische Ablauf mit den einzelnen Anlagen und deren Verkettung dargestellt. Da es durch die Konstruktion des Boxermotors bedingt immer zwei Motorblockhälften gibt, die zu einem Bauteil zusammen gefügt werden müssen, gibt es immer zwei Bearbeitungszentren, welche die gleiche Bearbeitung ausführen.

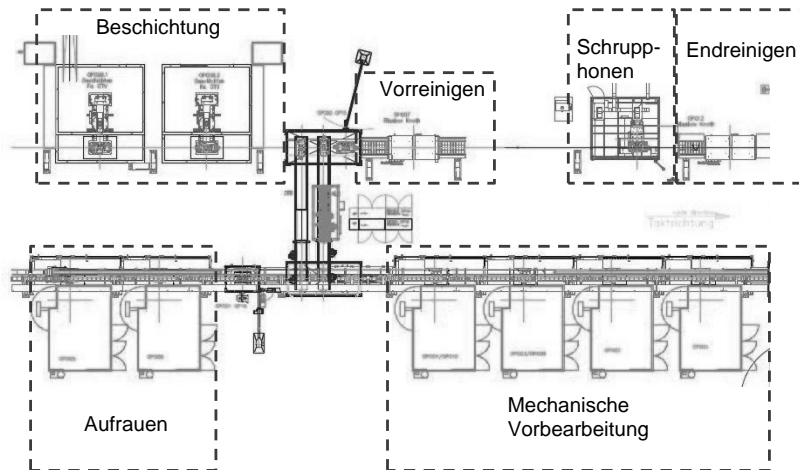


Bild 9: Serienlinie zum Beschichten der Boxermotoren

Die heute in der Serie befindliche Bearbeitungslinie ist derart ausgelegt, dass alle Varianten des 4- und 6-Zylinderkurbelgehäuses der Boxerfamilie bearbeitet werden können.

Zusammenfassung

Durch die zielorientierte Entwicklung in allen Bereichen rund um die Beschichtung ist es gemeinsam mit der Porsche AG gelungen, die Beschichtung der Zylinderlaufbahn der neuen Boxermotorenfamilie in die Serienfertigung zu überführen. Hierbei wurden die Prozesse der Aktivierung der Oberfläche, des Beschichtens, der Prüfverfahren und Methodik zur Qualitätsabsicherung bis hin zum Honen speziell auf das Zylinderkurbelgehäuse des Boxermotors optimiert und zur Serienreife entwickelt.

Literatur

- [1] Verordnung (EU) Nr. 333/2014 Des europäischen Parlaments und des Rates vom 11. März 2014
- [2] Golloch, R.: Downsizing bei Verbrennungsmotoren Ein wirkungsvolles Konzept zur Kraftstoffverbrauchssenkung, 2005, ISBN 3540238832, Page 127
- [3] Seck, E.; Strobel, J.: Diamant-Fluidstrahl-Glätthonung - Ein neues Verfahren zur Bearbeitung der Zylinderlaufbahnen von Kurbelgehäusen aus Grauguss, In: MTZ-Motortechnische Zeitschrift, 02/2001, Page 187
- [4] Hoppe, S.; Munchow, F.; Esser, F.: DLC – Hochleistungsbeschichtung für Kolbenring, Potential und Einsatzerfahrungen, In: VDI Berichte 1994 Zylinderlaufbahn, Kolben, Pleuel: Innovative Systeme im Vergleich, 2008, Page 143-156
- [5] Kruessel, T.: Zentrifugalprojektionsbeschichtung –iCPC- mittels Elektronenstrahl, Dissertation Hannover, 2005, Page 21
- [6] Walther, M.; Schadewald, J.; Methner, O.; Lahres, M.; Holdik, K.: LDS-Beschichtung von Zylinderlaufbahnen, In: Tagungsband zum 4. GTV Kolloquium Thermisches Spritzen, ISSN 16100530, 2008, Page 7-8
- [7] URL: <http://www.gtv-mbh.com/thermisches-spritzen/rsw/> (Stand: April 2016)

Laufbahnbeschichtung in der Großserie am Beispiel des 1,4l 4-Zylinder TSI[®] Motors

Aufrauen – Beschichten – Prüfen

Dr. rer. nat. **Klaus Stefan Klimek**, Dr.-Ing. **Ulf Harbs**,
Volkswagen AG Salzgitter

Kurzfassung

Die Entwicklung von modernen Verbrennungsmotoren zielt neben einer deutlichen CO₂-Reduzierung zur Erfüllung künftiger Abgasvorschriften auch auf eine Leistungssteigerung der Motoren, um den Fahrspaß bei sinkenden Emissionen zu erhalten. Zugleich steigt die Bauteilbelastung durch eine Verringerung des Hubraums bei mindestens gleichbleibender Leistung (Downsizing) oder nicht-optimale Betriebsbedingungen durch Verwendung von Kraftstoffen mit hohen Schwefelgehalten oder Alkoholzusätzen bzw. durch intermittierende Betriebszustände in Fahrzeugen mit Hybridantrieben.

Am größten Einzelbauteil des Motors, dem Zylinderkurbelgehäuse, fokussieren sich diese Randbedingungen besonders auf die Gestaltung der Zylinderlaufbahn. Für Aluminium-Zylinderkurbelgehäuse kommen bei Volkswagen seit mehr als 15 Jahren Verfahren zur Beschichtung der Laufbahn in der Serienfertigung zum Einsatz. Dieser Artikel gibt einen Überblick zur aktuellen Prozesskette für die Zylinderlaufbahnbeschichtung inklusive des Analytik-konzeptes. Die Umsetzung in der Serienfertigung wird am Beispiel der Otto-Motoren R4 TSI und W12 TSI dargestellt.

1. Einleitung

Für die Weiterentwicklung aktueller Verbrennungsmotoren kommt dem Leichtbau aufgrund ökologischer Notwendigkeiten zur Kraftstoffeinsparung und Einhaltung immer strengerer Abgasvorschriften eine zentrale Rolle zu.^[1,2] Ein Baustein in dieser Strategie sind die 3- und 4-Zylinder Otto-Motoren im Volkswagen Konzern. Durch Gewichtseinsparung, Reibungsreduzierung und einer Verringerung des Hubraums bei mindestens gleichbleibender Leistung kann am größten Einzelbauteil des Motors, dem Zylinderkurbelgehäuse, ein signifikanter Beitrag zur CO₂-Einsparung geleistet werden, ohne den Fahrspaß einzuschränken.^[3] Eine verbesserte Tribologie in Aluminium-Zylinderkurbelgehäusen mit beschichteten Laufbahnen sorgt neben einer geringeren Reibung durch optimierte Oberflächentopographien auch für einen geringeren Verschleiß und eine höhere Fresssicherheit.^[4]

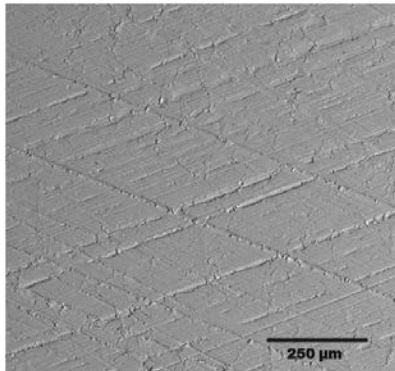


Bild 1: Grauguss mit Fluidstrahlhonung
Ölhaltevolumen in Honstruktur und
TiC-Ausbrüchen

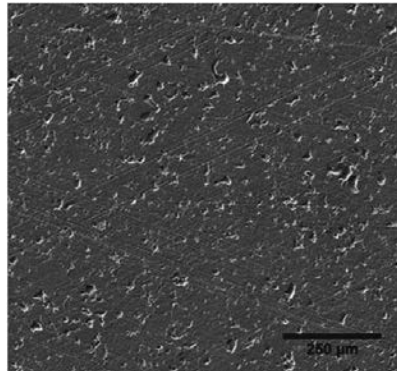


Bild 2: Plasmaspritzschicht Glatthonung
Ölhaltevolumen in Schichtporosität

Zu den thermodynamischen Vorteilen einer Laufbahnbeschichtung zählt auch eine sehr gute Wärmeabfuhr aus dem Verbrennungsraum in das Zylinderkurbelgehäuse, wodurch hohe Leistungsdichten und kleinere Zylinderabstände bei geringer Bauteilbelastung (Kolben und Zylinderkurbelgehäuse) realisiert werden können.

Weltweit stark schwankende Kraftstoffqualitäten, verbunden mit intermittierenden Betriebsbedingungen, wie HEV bzw. PHEV oder gekühlten Abgasrückführungen zur Einhaltung bestehender und kommender Abgasnormen, können unter bestimmten Umständen zu korrosiven Prozessen und nachfolgend zu einer Schädigung der Zylinderlaufbahnen führen. Die

Verwendung von angepassten, korrosionshemmenden Schichtsystemen bietet die Chance, robuste Zylinderlaufbahnen für alle Betriebsbedingungen und Weltregionen zur Verfügung zu stellen bzw. sogar neue Märkte zu erschließen.

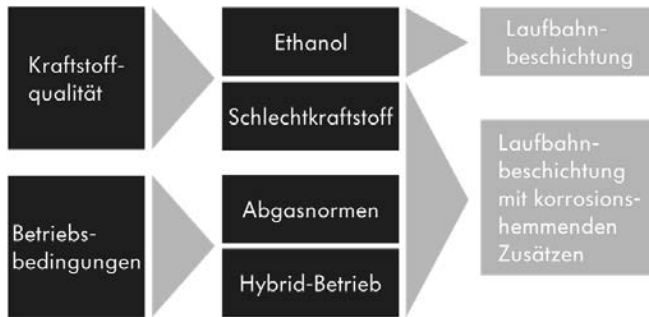


Bild 3: Einflussfaktoren Zylinderlaufbahn

Um die beschriebenen Vorteile der Zylinderlaufbahnbeschichtung zu nutzen, werden im Volkswagen Konzern seit mehr als 15 Jahren Zylinderkurbelgehäuse aus Aluminium aber auch aus Grauguss in der Großserie im Atmosphärischen Plasmaspritz Verfahren (APS) beschichtet und Schichtsysteme für neue Anforderungen angepasst bzw. optimiert.

2. Fertigungskonzept Laufbahnbeschichtung

Um die flexible Nutzung weltweit bestehender Standardfertigungslinien zur mechanischen Fertigung von R4 TSI Zylinderkurbelgehäusen wahlweise mit eingegossener Graugussbuchse oder Zylinderlaufbahnbeschichtung sicherzustellen, wurde im Volkswagen Konzern ein segmentiertes Fertigungskonzept eingeführt. Dazu wurde ein eigenständiges Fertigungssegment Laufbahnbeschichtung zwischen der Gießerei und der mechanischen Fertigung implementiert, so dass die Beschichtung lokal von der mechanischen Fertigung getrennt und an wenigen Beschichtungsstandorten konzentriert werden kann.



Bild 4: Fertigungskonzept Laufbahnbeschichtung

Das Fertigungskonzept am Beispiel des Motors R4 TSI sieht nach dem Druckgussprozess eine Anarbeitung, inkl. Erstschnitt in der Gießerei vor. Im Fertigungssegment Laufbahnbeschichtung folgen eine erste mechanische Teilbearbeitung, inkl. Feinspindelprozess, das Laserstrahlaufrauen und die Beschichtung der Zylinderbohrungen im APS-Verfahren, sowie eine weitere mechanische Teilbearbeitung und ein Vorhonen. Danach werden die Zylinderkurbelgehäuse der Fertigbearbeitung in der mechanischen Fertigung zugeführt.

3. Aufrau- und Beschichtungsprozess

Zur Fertigung von R4 TSI und W12 TSI Otto-Motoren mit Zylinderlaufbahnbeschichtung wird im Volkswagen Konzern neben dem bei Volkswagen neu entwickelten Laserstrahlaufrauen das Atmosphärische Plasmaspritzen (APS) eingesetzt.^[5]

In der Prozesskette des thermischen Beschichtens ist der vorgelagerte, notwendige Aufrauprozess ein qualitätsbestimmender Schritt für die Dauerhaltbarkeit der Beschichtung, da dieser für eine optimale Anbindung der Schicht an den Grundwerkstoff sorgt.

Der eingesetzte Laserstrahlaufrauprozess für Zylinderbohrungen wurde bei Volkswagen gemeinsam mit der Audi AG zur Großserienreife entwickelt. Dabei wird mit Hilfe eines Lasers eine Topographie in der Zylinderbohrung erzeugt, die optimal auf die späteren Anforderungen der Beschichtung abgestimmt ist. Aufgrund hoher Abtragsgeschwindigkeiten lassen sich Zylinderbohrungen in 10-15 Sekunden strukturieren. Das dabei aus der Oberfläche heraus-sublimierte Material wird im Prozess abgesaugt. Die erzeugte aufgeraute Zylinderbohrung kann ohne weitere Reinigungsoperationen direkt im Anschluss beschichtet werden. Dabei ist dieser neu entwickelte Aufrauprozess materialunabhängig an Aluminium- und Grauguss-Zylinderkurbelgehäusen einsetzbar und es entstehen keine kostenintensiven Werkzeugwechsel und Rüstzeiten, da der Laser verschleißfrei arbeitet.

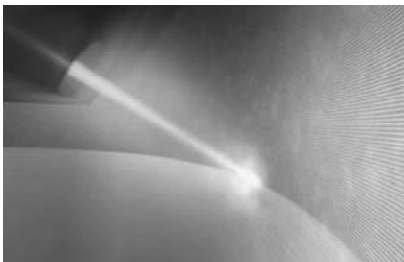


Bild 5: Laserstrahlaufrauprozess



Bild 6: Plasmaspritzprozess

Im nächsten Prozessschritt folgt die eigentliche Beschichtung der Zylinderlaufbahn durch Atmosphärisches Pulver-Plasmaspritzen. In einem mit Wolframkathode und Kupferanode ausgerüsteten Brenner, wird zwischen den wassergekühlten Elektroden ein Lichtbogen gezündet, der ein Plasmagas anregt, das aufgrund einer großen Volumenausdehnung die Düse mit hoher Geschwindigkeit als hell leuchtender Plasmastrahl verlässt.^[6] In dieser Plasmaflamme werden Spritzwerkstoffe mit einer definierten Ausgangsgröße aufgeschmolzen, stark beschleunigt und in einer rotierenden Bewegung auf die Zylinderlaufbahn aufgetragen.

Aufgrund der definierten Größe der Spritzpartikel lassen sich beschichtete Zylinderlaufbahnen mit gleichmäßigen Rohschichtdicken von nur 200 – 250 µm erzeugen, die ohne weitere Zerspanprozesse direkt dem Honprozess zugeführt werden können, ohne die Toleranzen von Lage, Form und Rechtwinkligkeit Zylinderbohrung/Kurbelwelle zu beeinträchtigen.^[7]

Die so erzeugte Plasmaspritzschicht wird zur optimalen Reibungsminderung für den späteren motorischen Betrieb glatt gehont, wobei die dabei freigelegten fein verteilten Poren auf der Oberfläche der gehonten Plasmaspritzschicht das Ölrückhaltevolumen bilden und für die sehr gute Tribologie des Laufbahnsystems verantwortlich sind.

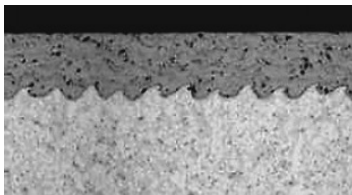


Bild 7: Längsschliff Zylinderlaufbahnbeschichtung

Plasmaspritzbeschichtungen bieten aufgrund ihrer pulverförmigen Ausgangsmaterialien einen sehr hohen Freiheitsgrad in ihrer Zusammensetzung.^[7,8] So können durch Anpassung der Pulverzusammensetzung beispielsweise korrosionshemmende/-resistente Schichtsysteme für den weltweiten Einsatz robuster Zylinderlaufbahnen bereitgestellt werden.

3. Analytikkonzept

Die Qualität der plasmagespritzten Zylinderlaufbahnen wird durch verschiedene Prüftechniken in den einzelnen Fertigungsabschnitten überwacht.



Bild 8: Qualitätsprüfungen in der Prozesskette Plasmaspritzen

So wird die mechanische Vorbearbeitung auf Maßhaltigkeit kontrolliert und der Aufrauprozess mittels Konfokalmikroskopie in einer serienbegleitenden Prüfung systematisch überwacht und Software unterstützt hinsichtlich Gleichförmigkeit und Tiefe des ausgebildeten Aufrauprofiles ausgewertet.



Bild 9: 3D-Topografie Laserstrahlaufrauen mittels Konfokalmikroskopie

Die beschichteten Zylinderlaufbahnen werden neben zerstörenden Prüfungen, wie Haftzugprüfung und metallographischer Schliffpräparation auch zerstörungsfrei durch eine serienbegleitende Wirbelstromprüfung kontrolliert.

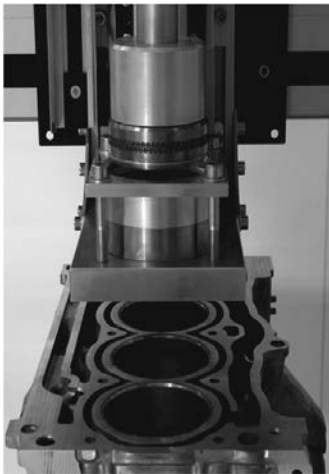


Bild 10: Sensorkopf Wirbelstromprüfung

Die Wirbelstromtechnik nutzt das physikalische Prinzip der Induktion. Durch ein mittels Wechselstrom generiertes oszillierendes Magnetfeld wird in einem leitfähigen Material ein Elektronenfluss bzw. Wirbelstrom erzeugt, der wiederum ein eigenes Magnetfeld hervorruft. Diese Felder und Spulen können nach der Lenzschen Regel mit gegenseitiger Induktion wechselwirken.^[9,10,11] Unterschiedliche Leitfähigkeiten, hervorgerufen durch Materialveränderungen, Schichtdickenunterschiede, Anomalien, etc. verändern das Muster und die Amplitude der Wirbelströme und damit das resultierende Magnetfeld. Diese Veränderungen können u.a. durch bildgebende Verfahren leicht interpretierbar dargestellt und ausgewertet werden. Die Weiterentwicklung dieser Technologie durch den Einsatz der Array-Technik in einem 360° mit Wirbelstromsensoren bestückten Prüfkopf und die schnelle Software unterstützte Auswertung erlauben sehr kurze Messzeiten, sowie die direkte Bewertung der aufgetragenen Beschichtung auf Schichtdicke, Anbindungssituation der Schicht, sowie Fehler in bzw. unter der Schicht in Linientaktzeit.^[12,13]

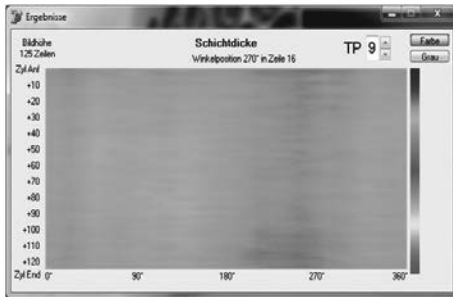


Bild 11: Schichtdickenkontrolle

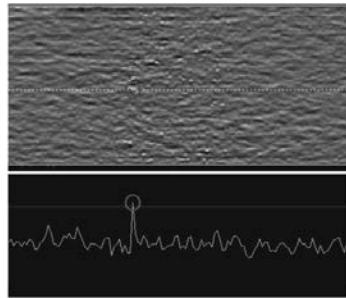


Bild 12: Detektion verdeckter Fehlstellen

Diese bei Volkswagen verwendeten Prüftechnologien stellen sicher, dass nur einwandfrei gefertigte Zylinderkurbelgehäuse das Fertigungssegment Zylinderlaufbahnbeschichtung verlassen.

4. Ausblick

Die beschriebene Zylinderlaufbahnbeschichtung von R4 und W12 Zylinderkurbelgehäusen stellt die Anknüpfung, Weiterführung und den Ausbau der seit dem Jahr 2000 erfolgreichen Beschichtungsstrategie in der Großserie dar.

Diese Technologie könnte in den kommenden Jahren für ein weltweites "Roll-Out" bereit stehen und wird aktuell durch die Verwendung neuer Brenner- und Anlagentechnik zur Steigerung der Auftragsleistung bei gleichbleibender Schichtqualität optimiert.

Neue Hochleistungsschichtsysteme für den Einsatz in allen Weltregionen und weiteren Motortypen werden derzeit für einen Serieneinsatz qualifiziert, so dass die Aggregate des Volkswagen Konzerns neben einem weltweiten Schutz vor negativen Folgen durch schlechte Kraftstoffqualitäten auch niedrigen Kraftstoffverbrauch, niedrige Emissionen und Fahrspaß mit herausragendem Drehmoment- und Leistungsangebot bieten.

5. Literaturverzeichnis

- [1] Klimek, K. S., Gebauer-Teichmann, A, Röders, G., Rie, K.-T.: Innovationen durch PACVD Duplex Schichtsysteme im Leichtmetall-Druckguss. Materialwissenschaft u. Werkstofftechnik 37 (2006), 202 - 208.
- [2] Ernst, P., Barbezat, G.: Thermal spray applications in Powertrain contribute to the saving of energy and materials resources. Surface and Coatings Technology 202 (2008), 4428 – 4431.
- [3] Eichler, F., Middendorf, H., Helbing, C., Hentschel, L., Scherf, J., Wendt, W.: Der neue 1,0l 3-Zylinder TSI. 35. Internationales Wiener Motorensymposium, 2014, 20-37.
- [4] J. Dohmen, F.-G. Hermesen, G. Barbezat: Untersuchungen an plasmabeschichteten Zylinderlaufflächen. MTZ; 65 (3/2004), 204.
- [5] Eichler, F., Demmelbauer-Ebner, W., Strobel, J., Kühlmeyer, J.: Der neue W12 TSI-Motor des Volkswagen Konzerns. 36. Internationales Wiener Motorensymposium, 2015, 91 – 111.
- [6] Haefer, R. A.: Oberflächen- und Dünnschicht-Technologie, Teil I. Berlin, Heidelberg, New York:Springer-Verlag 1987.
- [7] Distler, B, Ernst, P.: Integration von thermischen Spritzschichten für Zylinderlaufflächen in die Großserie. VDI-Berichte 2230 (2014), 87 – 108.
- [8] Ernst, P., Distler, B.: SUMEBore – Die Pulver-basierte Plasma Beschichtung für Zylinderlaufflächen. VDI-Berichte 2163 (2012), 159 – 176.
- [9] Schulz, M.: Zerstörungsfreie Charakterisierung von Plasmaspritzschichten auf Aluminium-Zylinderlaufflächen mit Wirbelstrom. IWF OVGU Magdeburg Diplomarbeit 2013.
- [10] Hellier, C.J.: Handbook of Nondestructive Evaluation - Eddy Current Testing, McGraw-Hill Professional, 2001.
- [11] Mallwitz R.: Analyse von Wirbelstromsignalen mit problemangepaßten Funktionen für die zerstörungsfreie Materialprüfung, Kassel University Press, 1996.
- [12] Mook, G., Pohl, J., Michel, F., Simonin, J.: Hochauflösende Verfahren zur zerstörungsfreien Prüfung, Journal of Mechanical Engineering of the National Technical University of Ukrain "Kyiv Polytechnic Institute" 61 (2011) Band 1, 11 – 17.
- [13] McIntyre, P., Mester, M.: Nondestructive Testing Handbook Second Edition Volume IV, American Society for Nondestructive Testing, Inc., 1986.



VDI-Gesellschaft
Materials Engineering

ISBN 978-3-18-092282-9

<https://doi.org/10.51202/9783181022825> - Generiert durch IP 216.73.216.36, am 18.01.2026, 14:51:22. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts im Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.