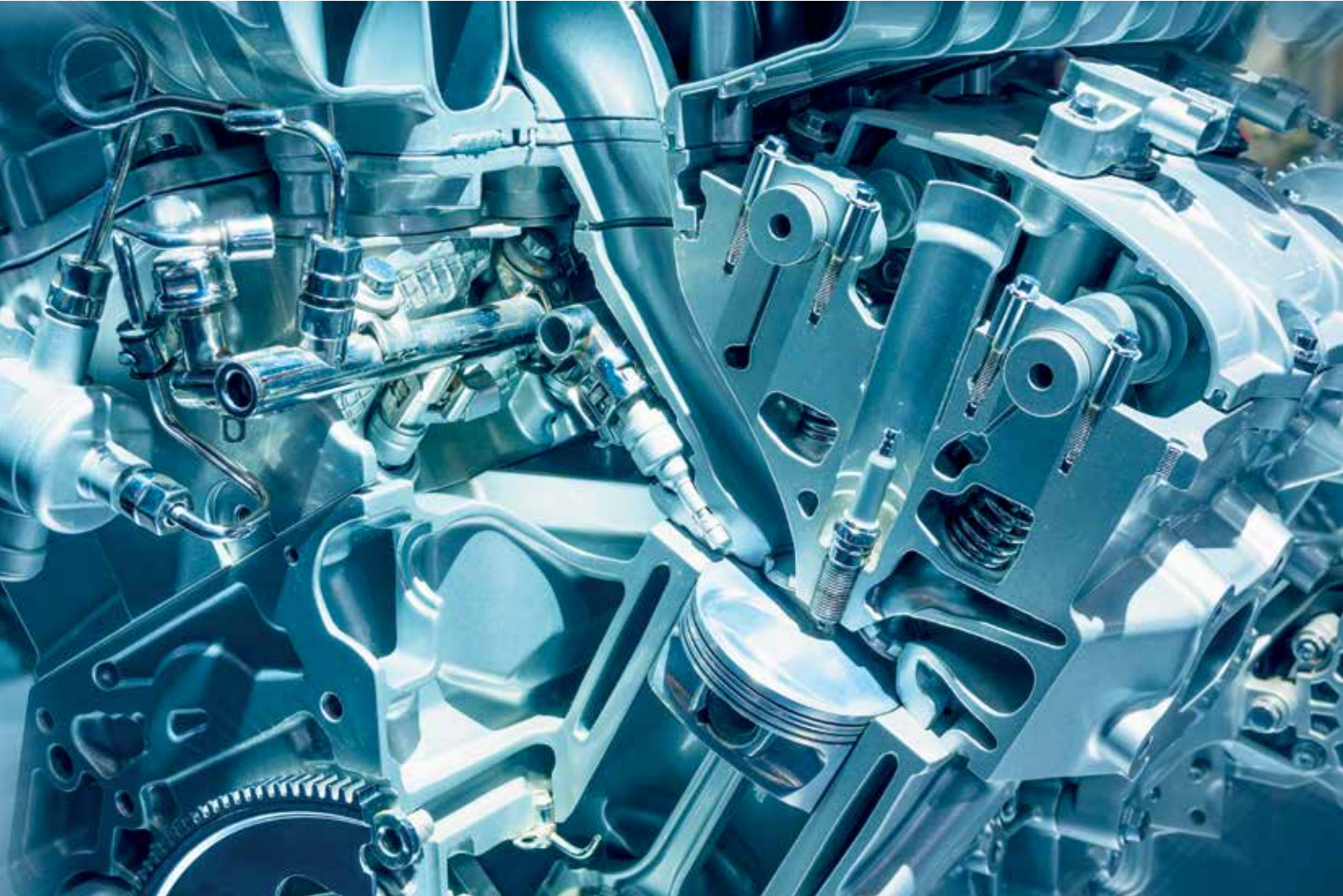


KISTLER

measure. analyze. innovate.



Methoden zur Schleppreibungsmessung mit Fremdaufladung

David Mauke, Reinhold Dolt, Juerg Stadler
Kistler Instrumente AG, Winterthur, Schweiz
Kevin Huttinger, Michael Bargende
FKFS

Inhalt

Einleitung	3
Verfahren zur Reibleistungsmessung	4
Indizier- und Messgenauigkeit	7
Versuchsaufbau	10
Ergebnisse auf Basis der integralen Seitenkraftmethode	12
Fazit	13
Formelzeichen / Abkürzungsverzeichnis	14
Literatur	15

Methoden zur Schleppreibungsmessung mit Fremdaufladung

David Mauke, Reinhold Dolt, Juerg Stadler
Kistler Instrumente AG, Winterthur, Schweiz
Kevin Huttinger, Michael Bargende
FKFS

Einleitung

Verbrennungsmotoren besitzen auch heute noch eine zentrale Bedeutung, sei es im Bereich der persönlichen Mobilität, der Güterbeförderung, des Flug-, Boots- und Schienenverkehrs oder der Energieversorgung. Doch moderne Emissionsvorschriften mit zunehmend niedrigeren Grenzwerten sowie das Bestreben nach effizienteren Antriebskonzepten bedeuten einen steigenden Aufwand bei der Entwicklung dieser Motoren. Neben effizienteren Brennverfahren und optimierten DownsPEEDING-/DownSIZING-Konzepten kommt auch der Reduzierung der spezifischen inneren Reibung eine immer entscheidendere Rolle zu. Obwohl die Reibung der einzelnen Reibpaarungen im Verbrennungsmotor heute bereits ein sehr geringes Niveau erreicht hat, ist hier durchaus noch Potential zur Optimierung vorhanden [1], [2].

Bei der Optimierung der Reibung einzelner Komponenten ist es letztendlich nötig die in der Regel simulativ ermittelten Einsparpotentiale experimentell unter möglichst realen Bedingungen nachzuweisen. In einer ersten Stufe stehen dafür Komponentenprüfstände, die den qualitativen Vergleich einzelner Baumuster erlauben, zur Verfügung. Die Abbildung möglichst realitätsnaher Randbedingungen wie sie in einem Verbrennungsmotor vorherr-

schen ist hierbei allerdings nur eingeschränkt möglich, weswegen auch eine Aussage über absolute Reibwerte lediglich fehlerbehaftet möglich ist. Eine Beurteilung der Optimierungsmaßnahmen an den Komponenten erfordert daher ebenfalls eine Überprüfung am Vollmotor. Hierfür wurden im Laufe der Zeit verschiedene, teilweise komponentenspezifische Methoden entwickelt. Allen gemeinsam ist, dass sie aufgrund der über die Jahre stetig gesunkenen Reibung, immer genauere und höher auflösende Messtechnik erfordern, um zum einen reproduzierbare Ergebnisse zu liefern und zum anderen bereits kleine Änderungen in der jeweiligen Messgröße sicher erfassen zu können.

Zunächst soll ein Überblick über einige Verfahren zur Reibungsmessung am Verbrennungsmotor gegeben werden. Anschließend wird am Beispiel der Reibungsmessung mittels der Indiziermethode auf die heute notwendige und erreichbare Genauigkeit der Messtechnik (Indizierung und Drehmomentmessung), sowie den dadurch möglichen und in Kauf zu nehmenden Fehler eingegangen. Des Weiteren soll ein neuer Ansatz zur geschleppten, fremdaufgeladenen Reibleistungsmessung vorgestellt werden.

Verfahren zur Reibleistungsmessung

Zur Bestimmung der Reibleistung von Verbrennungsmotoren sind über die Jahre verschiedenste experimentelle Messverfahren entwickelt worden. Diese lassen sich grob in die zwei Kategorien "Gesamtmotor" und "Einzelkomponente" bzw. "Teilsystem" gliedern. Je nach betrachteter Problemstellung weisen die unterschiedlichen Verfahren jeweils Vor- und Nachteile auf, weswegen über die zur Problemstellung passendste Methode abgewogen werden muss. Im Folgenden soll auf einige der wichtigsten bzw. historisch relevanten Verfahren eingegangen werden.

Reibleistungsmessung einzelner Komponenten [3] [4]

Einzelkomponentenprüfstand

Prinzipiell lassen sich die meisten Bauteile eines Verbrennungsmotors hinsichtlich ihres Reibungsverhaltens auch einzeln untersuchen. Hierfür existieren in der Regel Einzelkomponentenprüfstände zu deren Aufgaben es gehört, die in einem Motor herrschenden Randbedingungen, von Temperaturen über Drücke, Verzüge und Lasten bis hin zu Schmierverhältnissen, abzubilden. Für nicht zum Triebwerk selbst gehörende Komponenten, wie Nebenaggregate, ist ein solcher Prüfstand mit überschaubarem Aufwand zu gestalten. Für Bauteile des Rumpfmotors übersteigt der Aufwand meist jedoch die zur Verfügung stehenden Mittel, weswegen bezüglich der Genauigkeit in der Abbildung der Randbedingungen Abstriche bzw. Vereinfachungen notwendig sind, die letztendlich auch die Aussagekraft der Messergebnisse einschränken.

Messung der Reibleistung einzelner Komponenten im Gesamtsystem

Die Reibleistung einzelner Motorkomponenten lässt sich auch im Gesamtsystem ermitteln. Insbesondere für die Reibpaarung "Kolben-Kolbenringe-Liner" existieren hierzu einige Verfahren. Zu diesen gehören beispielsweise die Instantaneous-IMEP und die Floating Liner Methode.

Instantaneous-IMEP

Bei diesem Messverfahren müssen sowohl der Zylinderdruckverlauf, als auch die Dehnungen des Pleuels zeitlich hochaufgelöst erfasst werden. Das Verfahren kann im realen, gefeuerten Motorbetrieb angewendet werden. Über die Dehnungen des Pleuels lassen sich vorherrschende Kräfte am Pleuel ableiten, um anschliessend zusammen mit dem Zylinderdruck eine Kräftebilanz am Kolben aufstellen zu können. Zur Übertragung der Dehnungssignale des Pleuels wird in der Regel ein Schwingensystem eingesetzt, das drehzahl- und laufzeitbegrenzend wirkt. Zudem ist eine simulative oder experimentelle Bestimmung der

Spannungs-Dehnungs-Korrelation für die ausgewählten Messstellen am Pleuel notwendig. Mit diesem Verfahren sind gute Ergebnisse bei grossem Aufwand erzielbar.

Floating Liner Methode

Auch dieses Messverfahren lässt einen gefeuerten Motorbetrieb zu. Hierfür wird der Liner im Zylinderblock "schwimmend" gelagert und mittels Kraftaufnehmern abgestützt. Eine besondere Herausforderung stellt dabei das Abdichten der notwendigen Spalte zwischen Liner, Zylinderkopf, Wassermantel und Kurbelgehäuse dar. Die am Liner gemessenen Kräfte resultieren primär aus der Reibung zwischen Kolben bzw. Kolbenringen und Liner. Zusammen mit dem Hubverlauf des Kolbens lässt sich daraus die Reibleistung berechnen. Dieses Verfahren erfordert jedoch sehr grosse mechanische Eingriffe und Modifikationen am Motor. Auch bei diesem Verfahren sind gute Ergebnisse zu erwarten.

Reibleistungsmessung am Gesamtmotor [3] [4]

Auslaufversuche

Unter Kenntnis der Massenträgheitsmomente der rotierenden und oszillierenden Massen des Gesamtsystems lässt sich über die Drehzahlabnahme beim freien Auslaufen des Motors auf die wirkende Reibung schliessen. Hierzu wird der Motor gefeuert auf eine konstante Drehzahl beschleunigt und nach dem Erreichen eines eingeschwungenen Zustandes die Kraftstoffversorgung abgeschaltet. Vorteil dieser Methode ist die relativ einfache Umsetzbarkeit und das im Einzelfall auf eine Leistungsbremse verzichtet werden kann. Als Nachteil lässt sich anführen, dass bei fehlender Indizierung sowohl die Ladungswechselverluste als auch die thermodynamischen Verluste während der Kompression und Expansion in die Reibleistung mit eingehen. Die Qualität der Ergebnisse hängt stark von der Genauigkeit der Massenträgheitsmomente aller bewegten Komponenten des Motors ab, der Aufwand des Verfahrens ist als gering einzustufen.

Willians-Linie

Für eine jeweils konstante Drehzahl wird das erzielte Drehmoment über dem Kraftstoffverbrauch aufgetragen. Wird der Kurvenverlauf bis zu einem Kraftstoffverbrauch von Null extrapoliert, so ergibt sich ein theoretisches Reibmoment für die jeweilige Drehzahl als Schnittpunkt mit der Ordinate. Hierbei lässt sich jedoch allenfalls von einer Näherung sprechen, da das Verfahren bei linearer Extrapolation von einem, über alle Lastpunkte, konstanten Verhältnis der in mechanische Arbeit umgewandelten Kraftstoffenergie zur gesamten Kraftstoffenergie ausgeht. Vorteil dieser Methode ist ebenfalls eine relativ einfache Umsetzbarkeit.

Als nachteilig ist die geringe Genauigkeit zu erwähnen, sowie dass ohne Indizierung die Ladungswechselverluste mit erfasst werden.

Zylinderabschaltung

Nach dem Erreichen eines eingeschwungenen, stationären Betriebspunktes im gefeuerten Betrieb (n/α -Regelung) werden einer oder mehrere Zylinder abgeschaltet. Die Änderung im gemessenen Motormoment entspricht theoretisch dem "inneren Moment" der deaktivierten Zylinder. Hieraus lässt sich mittels Differenzbildung das Reibmoment des Gesamtmotors bestimmen. Auch hier fehlt ohne Indizierung die Möglichkeit, die Ladungswechselverluste gesondert zu erfassen. Des Weiteren sorgt die Zylinderabschaltung bei Motoren mit geringer Zylinderzahl für einen "unrunden" Lauf, was zu höheren Ansprüchen an die Drehmomentmessung führt.

Schleppreibungsmessung

Bei der Schleppreibungsmessung wird ein Motor mittels einem externen Antrieb auf einer konstanten Drehzahl gehalten, bis sich die Temperaturen im Öl und Wasser stabilisiert haben und über das notwendige Antriebsmoment der Reibmitteldruck bestimmt. Auch in diesem Fall gehen ohne Indizierung die Ladungswechsel- und thermodynamischen Verluste während Kompression und Expansion in die gemessene Reibung mit ein. Daher ist es bei dieser Methode notwendig, für ein aussagekräftiges Ergebnis den indizierten Mitteldruck, mittels einer genauen Indizierung, zu bestimmen. Der Reibmitteldruck ergibt sich dann durch den bekannten Zusammenhang $p_{mr} = p_{mi} - p_{me}$ aus den gemessenen Größen Drehmoment und indizierter Mitteldruck. Im Vergleich zu den übrigen Messverfahren für den Gesamtmotor ist bei dieser Methode eine Leistungsbremse nicht mehr ausreichend, sondern ein aktiver, in der Regel elektromotorischer Antrieb notwendig. Es sind jedoch auch, gute Messtechnik vorausgesetzt, die besten Ergebnisse zu erwarten.

Reibungsmessung nach der Indiziermethode

Grundsätzlich lässt sich das Verfahren der Schleppreibungsmessung auch im gefeuerten Betrieb anwenden. Dies stellt jedoch nochmals erhöhte Ansprüche an die Messtechnik sowie an die Prüfstandstechnik selbst. Darunter fallen allgemeine Randbedingungen wie eine (idealerweise externe Hochdruck-) Kraftstoffversorgung und Abgasabsaugung, aber auch hochgenaue Drehmomentmesseinrichtungen mit grossen Messbereichen. Zudem steigt der Umbauaufwand bei Variantenvergleichen erheblich an und verlängert damit die Versuchsdauer deutlich.

Neuer Ansatz: Integrale Seitenkraftmethode

Prinzipiell lässt sich anführen, dass bei allen zuvor genannten Methoden die Einflüsse der zum Zeitpunkt der Messung fehlenden Verbrennung auf die Motorreibung nicht zum Tragen kommen.

Insbesondere sind hier die Effekte des fehlenden Zylinderdrucks und der hohen Verbrennungstemperatur zu nennen. Der Verbrennungsdruck im Zylinder hat sowohl auf den Kolben über dessen Seitenkraft eine direkte Wirkung auf die Reibung am Kolbenhemd, als auch über die kinematische Kopplung des Kolbens mit dem Pleuel und der Pleuelwelle Einfluss auf die Lagerlasten in Haupt- und Pleuellagern. Die thermischen Effekte der Verbrennung wirken sich besonders auf die Reibung im Zylinder selbst aus. Die Temperaturen der Zylinderwandoberfläche liegen in der Regel höher als im ungefeuerten Betrieb, was direkte Auswirkungen auf den Ölfilm, insbesondere dessen Viskosität und Tragfähigkeit, hat. Auch der Kolben selbst weist gemeinhin höhere Temperaturen und Temperaturgradienten auf, was zu einem geänderten Verzugs- und Ausdehnungsverhalten führt.

Bei Schleppreibungsmessungen kann versucht werden, den Effekt des fehlenden Zylinderdrucks über eine externe Aufladung des Motors nachzubilden. Erste Untersuchungen hierzu fanden bereits im Jahr 1939 [5] statt. Bisherige Erfahrungen, bei welchen der Ladedruck so gewählt wurde, dass die Spitzendrücke eines vergleichbaren, gefeuerten Betriebspunktes erreicht wurden, zeigen jedoch nur eine bedingte Verbesserung der Ergebnisse [6]. Die Veröffentlichung zeigt, dass bei der Aufladung zum Erreichen des gefeuerten Spitzendrucks die Motorreibung unterschätzt wird. Eine Ursache ist die unterschiedliche kurbelwinkelbezogene Lage der Druckverläufe.

Im geschleppten Betrieb liegt das Druckmaximum sehr nahe am oberen Totpunkt. In diesen Bereichen bewegt sich der Kolben jedoch kaum und die Pleuelschrägstellung ist sehr gering, trotz der hohen Drücke wird somit nur sehr wenig Nutz- wie auch Reibarbeit verrichtet. In Kurbelwinkelbereichen mit hoher Kolbengeschwindigkeit und grosser Schrägstellung des Pleuels ist der Druck dann bereits deutlich geringer und damit das Produkt aus Kraft und Weg ebenfalls klein (Bild 1, nächste Seite).

Im gefeuerten Betrieb liegt das Druckmaximum später und auch nach dem oberen Totpunkt sinkt der Druck nicht sofort in dem Mass wie im geschleppten Betrieb. Erst nachdem die Verbrennung annähernd abgeschlossen ist, steigen die negativen Druckgradienten über die der geschleppten Druckverläufe und der gefeuerte Druck nähert sich dem aufgeladenen Schleppdruck (Bild 1) an. Bei der Verteilung der Reibarbeit des Gesamtmotors

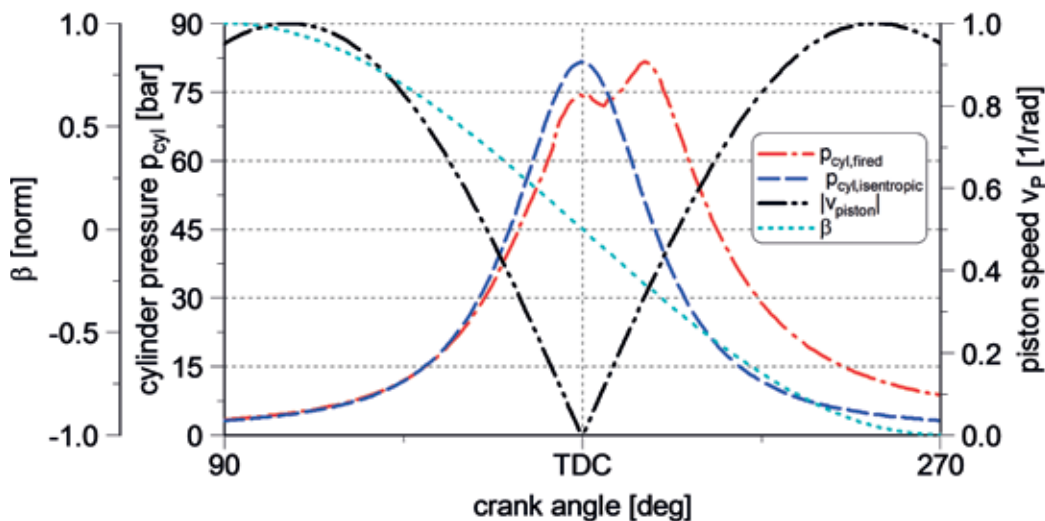


Bild 1: Druckverläufe, deren Gradienten sowie der normierte Betrag der Kolbengeschwindigkeit und der normierte Pleuelschwenkwinkel β bei 2 400/min und 100 Nm

auf dessen einzelne Komponenten (Bild 2, Bild 3), zeigt sich, dass ein Grossteil (ca. 50 %) auf die Reibpaarung "Kolben-Kolbenring-Liner" mit Pleuel entfällt. Insbesondere die Reibung des Kolbens resultiert aus dessen Anpresskräften an den Liner (Kolbenseitenkraft). Betrachtet man die anderen Komponenten die zur Gesamtreibung des Verbrennungsmotors beitragen (Bild 2), so lässt sich bei Ölpumpe, Lanchesterausgleich und Riemen davon ausgehen, dass die Verbrennung und der Zylinderspitzen- druck nur äusserst geringen Einfluss auf deren Reibverhalten haben (bei extern konditionierten Motoren). Auch bei der Kurbel- welle und dem Ventiltrieb ist davon auszugehen, dass der Gross- teil der Reibung dieser Komponenten von anderen Betriebspara- metern abhängt (Öl- und Wassertemperaturen sowie deren Einflüsse auf Lagerspiele, Öldruck usw.) und der gefeuerte Betrieb einzig die Lagerlasten der Kurbelwelle und des Pleuels erhöht. Eine Fremdaufladung im geschleppten Betrieb bildet diesen Effekt jedoch im Ansatz ebenfalls nach.

Darauf aufbauend soll im Folgenden die Idee untersucht werden, den Ladedruck im geschleppten Motorbetrieb so zu wählen, dass über den Hochdruckteil eines Arbeitsspiels die gleiche integrale Kolbenseitenkraft vorliegt. Es soll untersucht werden, ob mittels dieses Ansatzes die Differenz zwischen der Reibarbeit eines gefeuerten Motorbetriebspunktes und der eines geschleppten, fremdaufgeladenen Betriebspunktes auf ein akzeptables Mass reduziert werden kann.

Ausgehend von einem konstanten Reibungskoeffizienten inner- halb der Reibpaarungen, entspricht diese Betrachtungsweise der geleisteten Reibarbeit des Kolbens über den Hochdruckteil eines

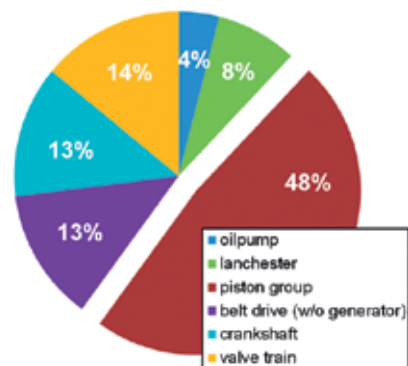


Bild 2: Reibleistungsverteilung eines 4-Zylinder Ottomotors der Fa. Daimler nach [1]

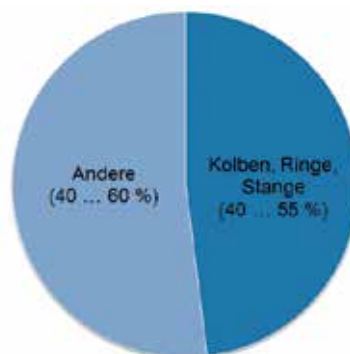


Bild 3: Verteilung der mechanischen Reibverluste des Gesamtmotors nach [4]

Arbeitsspiels. Aufgrund dessen, dass sowohl im gefeuerten als auch im geschleppten Betrieb bei gleicher Drehzahl auch die gleichen Beschleunigungen auf den Kolben wirken, kann der Einfluss von Trägheitskräften vernachlässigt werden. Auch die entgegen der Bewegung des Kolbens wirkende Reibkraft selbst soll aufgrund des unbekanntenen Reibungskoeffizienten nicht berücksichtigt werden. Somit müssen nur die auf den Kolben wirkenden Gaskräfte betrachtet werden. Im Falle des geschleppten Betriebspunktes ist kein Druckverlauf bekannt. Daher wird ein isentroper Druckverlauf mit Druck p_0 im Ladungswechsel-UT angenommen. Gleichung 1 beschreibt die gaskraftinduzierte Seitenkraft des Kolbens im gefeuerten, Gleichung 2 im geschleppten Motorbetrieb:

$$F_{N,f} = ((p_{cyl}(\alpha) - p_{cc}) \cdot A_P \div \cos(\beta)) \cdot \sin(\beta) \quad (1)$$

$$F_{N,m} = ((p_0 \cdot \left(\frac{V_{max}}{V(\alpha)}\right)^{\kappa} - p_{cc}) \cdot A_P \div \cos(\beta)) \cdot \sin(\beta) \quad (2)$$

Die Integration des Produktes aus diesen Seitenkräften, der kurbelwinkelbezogenen Kolbengeschwindigkeit

$$v_P(\alpha) = \frac{ds_P}{d\alpha}$$

und dem Reibbeiwert über Verdichtung und Expansion, ergibt die im jeweiligen Hochdruckteil theoretisch geleistete Reibarbeit (Gleichung 3 und 4).

$$E_{FN,f} = \oint |F_{N,f}(\alpha) \cdot v_P(\alpha) \cdot \mu| d\alpha \quad (3)$$

$$E_{FN,m} = \oint |F_{N,m}(\alpha) \cdot v_P(\alpha) \cdot \mu| d\alpha \quad (4)$$

Der untersuchte Ansatz fordert eine ausgeglichene Energiebilanz. Aufgrund der getroffenen Vereinfachung bezüglich des Reibbeiwerts, des ausgeblendeten Ladungswechsels und der fehlenden Verbrennungstemperatur erfassen die vorgestellten Beziehungen nicht alle relevanten Effekte wie Verzüge, thermische Ausdehnungen und variierende Schmierverhältnisse. Daher muss zusätzlich ein konstanter, motorspezifischer Kalibrierfaktor eingeführt werden. Hieraus ergibt sich die für den Ansatz grundlegende Gleichung 5.

$$E_{FN,m} \stackrel{!}{=} C \cdot E_{FN,f} \quad (5)$$

In jeder erhältlichen Indiziersoftware ist eine Funktion zur Echtzeitbestimmung des Spitzendrucks integriert, weswegen es sich anbietet, den Ladedruck so einzuregeln, dass der berechnete, isentrope Verdichtungsenddruck erreicht wird. Die Zielgröße ist in Gleichung 6 formuliert:

$$p_{max,target} = \max \left(p_0 \cdot \left(\frac{V_{max}}{V(\alpha)} \right)^{\kappa} \right) \quad (6)$$

Im Abschnitt „Ergebnisse auf Basis der integralen Seitenkraftmethode“ werden die mit dieser Methode erzielten Ergebnisse vorgestellt.

Indizier- und Messgenauigkeit

Im Laufe der vergangenen 18 Jahre sind das erzielbare Drehmoment und damit auch die Leistung der in Pkws eingesetzten Verbrennungsmotoren stetig gestiegen. Betrachtet man den Verlauf der effektiven Mitteldrücke über diese zwei Dekaden, so sind diese, sowohl im Bereich der Ottomotoren als auch im Bereich der Dieselmotoren, die prinzipbedingt höhere effektive Mitteldrücke aufweisen, um etwa 130 % respektive 85 % angestiegen (Bild 4).

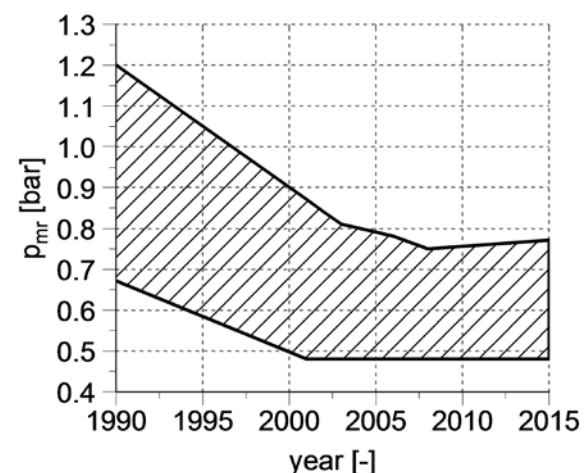
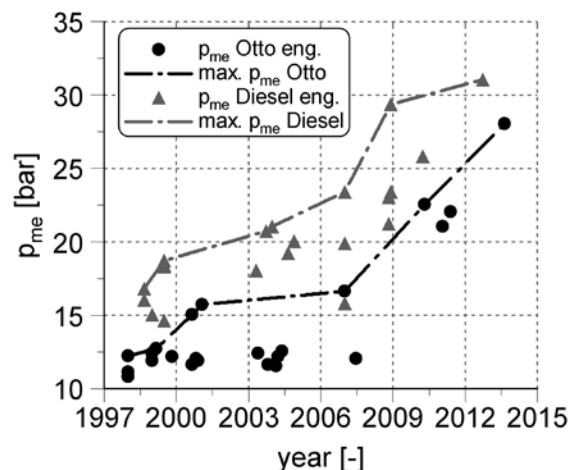


Bild 4: Effektive Mitteldrücke ausgewählter, seit 1998 vorgestellter Otto- und Dieselmotoren Reibmitteldrücke aufgeladener und nicht aufgeladener Ottomotoren, abgeleitet aus [7]

Gegenläufig verhält sich der Trend der Reibmitteldrücke beider Motorkonzepte. Seit 1990 haben die Reibmitteldrücke bei Ottomotoren um ca. 40 % abgenommen (Bild 4) [7]. Diese Entwicklung, hin zu höheren spezifischen Leistungen bei gleichzeitig abnehmender Verlustleistung, resultiert letztendlich in höheren Wirkungsgraden und sinkendem CO₂-Ausstoss.

Aufgrund dieser Entwicklung sind jedoch die Ansprüche an die zum Einsatz kommende Messtechnik bei Leistungs-, Reibungs- und Indiziermessungen stetig gestiegen. Insbesondere bei der Messung des effektiven Drehmoments und der Hochdruckindizierung sind die Auswirkungen von Messfehlern bei der Reibleistungsmessung deutlich angewachsen. Ebenfalls angestiegen sind auch die notwendigen Messbereiche der Hardware und die Belastungen, der diese ausgesetzt ist (Temperaturen, Drücke, Momente und deren Gradienten).

Wird nach der Indiziermethode ($p_{mr} = p_{mi} - p_{me}$) gearbeitet, so lag in den späten neunziger Jahren das Verhältnis des Reibmitteldruckes zum indizierten, respektive effektiven Mitteldruck (in der Vollast) noch bei etwa eins zu 15. Ein Messfehler von nur einem Prozent im p_{mi} hatte somit einen Fehler von circa 15 % im p_{mr} zur Folge. Bis heute hat sich dieses Verhältnis mehr als verdoppelt, resultierend in einem Fehler von etwa 30 % bezüglich des Reibmitteldruckes.

Auch die mechanischen und thermischen Belastungen, denen ein Druckaufnehmer im Brennraum eines Verbrennungsmotors ausgesetzt ist, sind über die Jahre stetig gestiegen. Aufgrund der hohen thermischen Belastung moderner Zylinderköpfe können sich Verzüge ergeben, durch welche, das Messergebnis beeinflussende, mechanische Spannungen über die Montagebohrung in den Sensor einleitet werden. Überdies führen die eigentlichen thermischen Belastungen bei brennraumbündig montierten Sensoren in hoch aufgeladenen Otto- und Dieselmotoren ohne eine gute Wärmeabfuhr zu nicht vernachlässigbaren Messfehlern. Es ist daher notwendig, möglichst präzise Messtechnik einzusetzen, die sowohl eine hohe absolute Genauigkeit, als auch eine, insbesondere für Variantenvergleiche, sehr hohe Wiederholgenauigkeit bei gleichzeitig hoher Belastbarkeit aufweist.

Über eine, den Empfehlungen des Herstellers entsprechende Montage der Sensoren lassen sich sowohl thermische, als auch mechanische, negative Einflüsse reduzieren.

Die technischen Spezifikationen eines, dem heutigen Industriestandard entsprechenden, piezoelektrischen Druckaufnehmers (Tabelle 1) zeigen, dass dieser bereits zu einem Thermoschockfehler von bis zu einem Prozent im p_{mi} beitragen kann.

Hersteller	Kistler
Modell	Typ 6041B
Δp [bar]	$\leq \pm 0,25$
Δp_{mi} [%]	$\leq \pm 1,0$

Tabelle 1:
Thermoschockfehler eines ausgewählten Drucksensors [8]

Die gesamte Messkette einer Druckindizierung setzt sich jedoch in der Regel aus einem Sensor, einem Ladungsverstärker und einem A/D-Wandler zusammen, die ebenfalls keine absolute Genauigkeit aufweisen. Ein dem heutigen Stand der Technik entsprechender Ladungsverstärker wird mit einem typischen Messfehler von 0,1 % angegeben, bei aktuellen A/D-Wandlern liegen Auflösungen und Messwertabweichungen in Bereichen die bei der Indizierung irrelevant sind. Werden mechanische Einflüsse auf die Messtechnik vernachlässigt, so ergeben sich über die gesamte Messkette hinweg Fehler von bis zu 1,1 %. Diese werden in der Bilanzierung dem Reibmitteldruck zugeordnet, was für eine Abweichung desselben von bis zu 33 % sorgt.

Ein weiterer entscheidender Faktor bei jeder Motorindizierung ist die Bestimmung der korrekten Phasenlage des Hochdrucksignals, das bedeutet die Lage der erfassten Messpunkte relativ zur Stellung der Kurbelwelle und damit auch zur Kolbenposition. Nur darüber lässt sich die jeweils vorliegende Änderung des Brennraumvolumens und damit die geleistete Arbeit über das Ringintegral $p_{mi} = \int p dV$ korrekt bestimmen. Ein relativ geringer Fehler in der Phasenlage führt bereits zu merklichen Änderungen im indizierten Mitteldruck. Bild 5 zeigt den sich ergebenden Fehler im Reibmitteldruck bei einer Abweichung von -2 bis 2 °KW in der Phasenlage als Funktion des Verdichtungsverhältnisses.

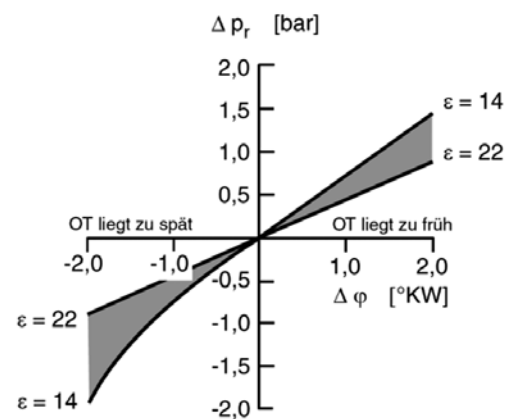


Bild 5: Reibleistungsfehler bei Abweichung der Phasenlage des Drucksignals [9]

Um eine möglichst genaue Bestimmung dieser Phasenlage vornehmen zu können, wird in der Regel der obere Totpunkt des Kolbens bestimmt und dessen Versatz zur Triggermarke des Kurbelmarkengebers ermittelt. Hierzu existieren verschiedene, mehr oder weniger aufwendige Verfahren mit unterschiedlicher Ergebnisgüte. Die gängigsten Verfahren sind hinsichtlich Aufwand und Genauigkeit in Bild 6 gegenübergestellt. Es zeigt sich, dass mit hoher Genauigkeit auch immer ein höherer Aufwand verbunden ist. Dennoch ist, wie Bild 5 zeigt, bei der Reibleistungsmessung eine möglichst genaue Bestimmung des oberen Totpunktes des betrachteten Motors unabdingbar.

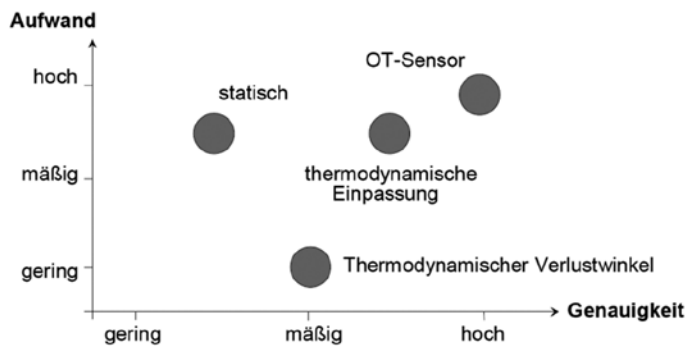


Bild 6: Aufwand und Genauigkeit verschiedener Verfahren zur OT-Findung [9]

Für vergleichende Messungen ist neben der absoluten Lage des oberen Totpunktes insbesondere die Stabilität und die Wiederholgenauigkeit der Kurbelwinkelmessung ein qualitätsbestimmender Faktor. Kommt es im Betrieb oder über die Laufzeit der Messungen aufgrund unzureichender Stabilität, Vibrationen oder zu grossem Spiel in der Sensoraufnahme des Markengebers zu geringen Verschiebungen des Kurbelwinkelaufnehmers relativ zur Kurbelwelle, so ergeben sich daraus bereits Abweichungen in den Messgrößen die über dem Niveau der Wiederholungsgenauigkeiten der übrigen Messtechnik liegen. Beispielhaft stellt Bild 7 den Fehler im Reibmitteldruck bei einer instabilen OT-Lage für den im Folgenden verwendeten Versuchsträger in einem Betriebspunkt mittlerer Last und Drehzahl dar.

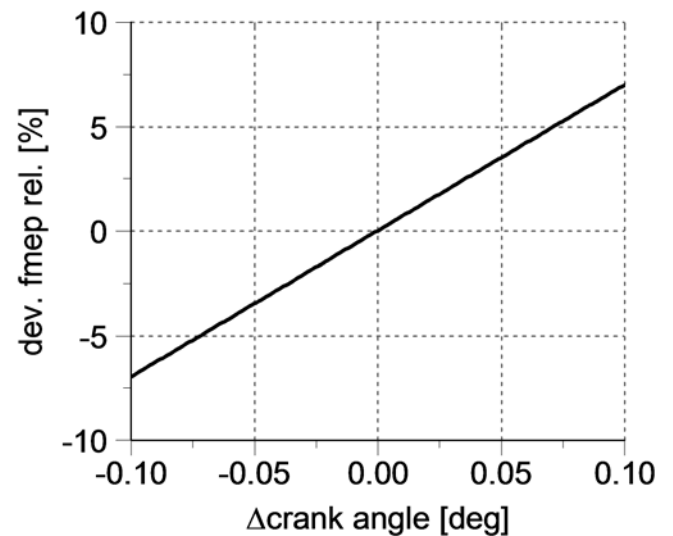
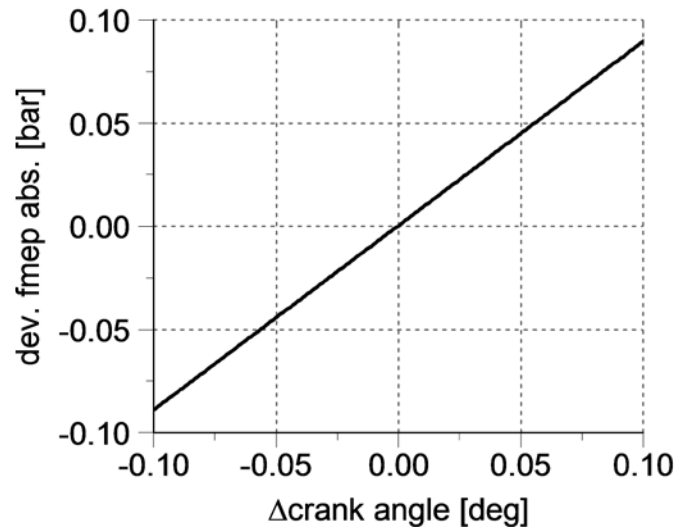


Bild 7: Fehler in der Reibleistung durch ungewollte OT-Verschiebung am Versuchsträger (n=2 400/min; p_{me}=11.9bar)

Versuchsaufbau

Die Untersuchungen wurden an einem aktuellen Reihenvierzylinder Dieselmotor durchgeführt (Tabelle 2).

Hubraum	1,5 l
Leistung	88 kW
Ventile	8
Ventiltrieb	SOHC

Tabelle 2:
Eckdaten des Versuchsträgers

Öl- und Wasserpumpe wurden durch externe Konditioniereinrichtungen ersetzt. Die gewünschten Medientemperaturen konnten damit jeweils auf $\pm 0,5$ K geregelt werden. Entsprechend wurde die Ladelufttemperatur mittels eines Wasser-Luft-Wärmetauschers ebenfalls auf $\pm 0,5$ K eingeregelt. Das Antriebsmoment der Hochdruckpumpe wurde mittels vorliegender Kennfelddaten ermittelt und im Reibmoment berücksichtigt.

Alle Untersuchungen wurden auf einem, speziell für Schleppeinrichtungen ausgelegten Prüfstand durchgeführt, der sich ebenfalls für den gefeuerten Motorbetrieb eignet. Die Drehmomentmessung erfolgte durch einen präzisen Drehmomentmessflansch. Eine über mehrere Tage wiederholte, statische Überprüfung des Flansches zeigte sehr gute Mess- als auch Wiederholgenauigkeiten (Bild 8).

Geht man hierbei von den mittleren NEFZ-Daten des verwendeten Versuchsträgers aus und legt eine mittlere Drehzahl von

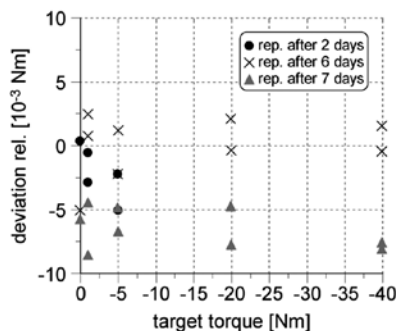
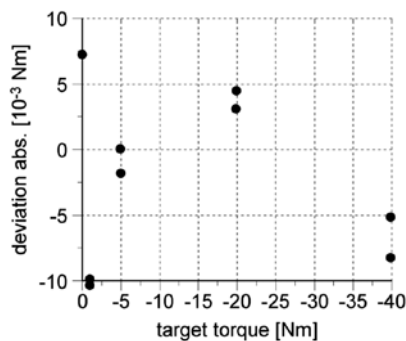


Bild 8: Absolute Genauigkeit und Wiederholgenauigkeit des verwendeten Messflansches unter statischer Last

1 500 ... 2 000/min im Zyklus zugrunde so entsprechen die absoluten Abweichungen einer Differenz von etwa 0,05 g CO₂/km. Umgerechnet entsprechen die absoluten Abweichungen einem Fehler von weniger als 0,001 bar im effektiven Mitteldruck. Es sei jedoch ausdrücklich erwähnt, dass es sich hierbei um statische Genauigkeiten handelt.

Bei den zur Indizierung verwendeten Drucksensoren handelt es sich um wassergekühlte piezoelektrische M8-Sensoren der Firma Kistler, Typ 6041B. Für den Einbau in den Zylinderkopf wurden die Glühstiftbohrungen modifiziert und aufgeweitet (Bild 9).

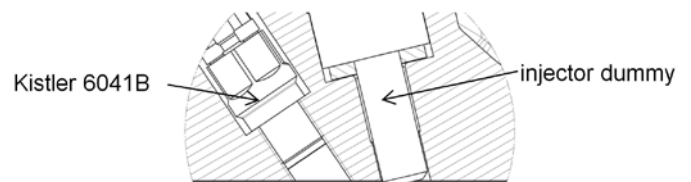


Bild 9: Einbaulagen der Drucksensoren im Zylinderkopf

Als Ladungsverstärker dienen Kistler 2-Kanal Ladungsverstärker Typ 5064, die mit Driftkompensation und -8 V Offset betrieben wurden. Die gesamte Messkette (Druckaufnehmer \rightarrow Ladungsverstärker \rightarrow A/D Wandler) wurde zu Beginn der Messungen mittels einem, über eine Druckwaage aufgeprägtem, rampenförmig ansteigendem und wieder abfallendem Drucksignal dynamisch kalibriert. Die Sensoren wurden dabei vor der eigentlichen Kalibrierung durch eine Kistler Konditionierung Typ 2621F, die auch für alle übrigen Messungen verwendet wurde, über mehr als eine Stunde auf 50 °C temperiert. Die durchgeführten Kalibrierungen zeigten eine gute Linearität und geringe Hysterese der Messkette und eine sehr geringe Abweichung von den werkseigenen Kalibrierwerten der Sensoren. Der Verlauf der Hysterese der piezoelektrischen Aufnehmer für einen Kalibrierdurchlauf ist in Bild 10 über dem Druck des Referenzsensors aufgetragen.

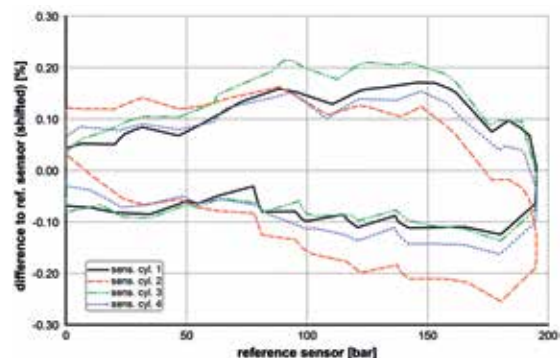


Bild 10: Hysteresekurven der gesamten Messkette für die verwendeten Drucksensoren bezogen auf 200 bar

Die OT-Findung fand unter Verwendung einer kapazitiven OT-Sonde (Kistler Typ 2629B) statt und wurde ebenfalls über mehrere Tage wiederholt. Bei den erzielten Ergebnissen ist eine sehr hohe Reproduktionsgenauigkeit festzustellen (Bild 11), die bei maximal 0,03 bar und im absoluten Mittel bei 0,01 bar Abweichung im Reibmitteldruck lag. Hierzu wurde die Hälfte aller gefeuerten Messungen in einem Abstand von einem bis 17 Tagen zufällig wiederholt. Die Reproduktionsmessungen decken dabei alle untersuchten Drehzahlen ab und liefern einen Querschnitt über das gesamte Lastspektrum des Motors.

Die maximale relative Abweichung des Reibmitteldrucks innerhalb der Reproduktionsmessungen beläuft sich auf circa 2,5 % und im betragsmässigen Mittel auf 1,1 %. Bezogen auf den indizierten Mitteldruck entspricht dies einer maximalen Abweichung von etwa 0,4 % und einer mittleren betragsmässigen Abweichung von 0,2 %. Hier zeigt sich, dass die Wiederholgenauigkeit der verwendeten Sensoren deutlich unter den maximal zulässigen Fehlern des Datenblatts liegt. Es ist ausserdem zu beachten, dass sowohl die Messfehler der Drehmomentmessung als auch die der Hochdruckindizierung in diese Ergebnisse mit einfliesst.

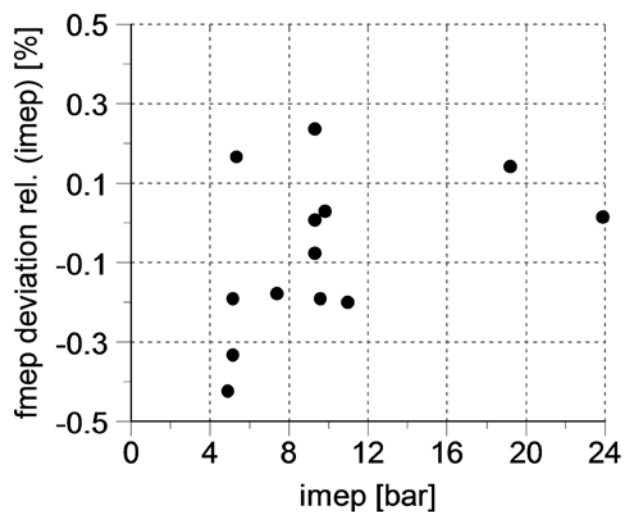
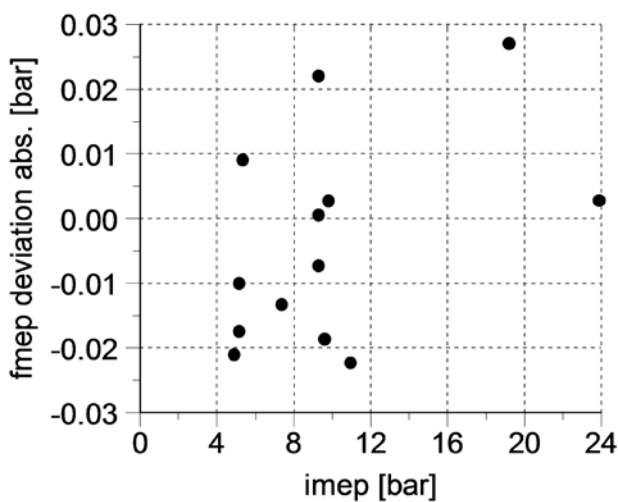
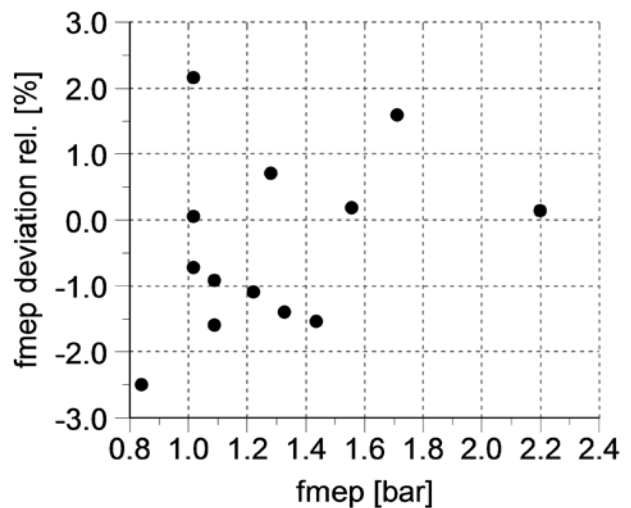
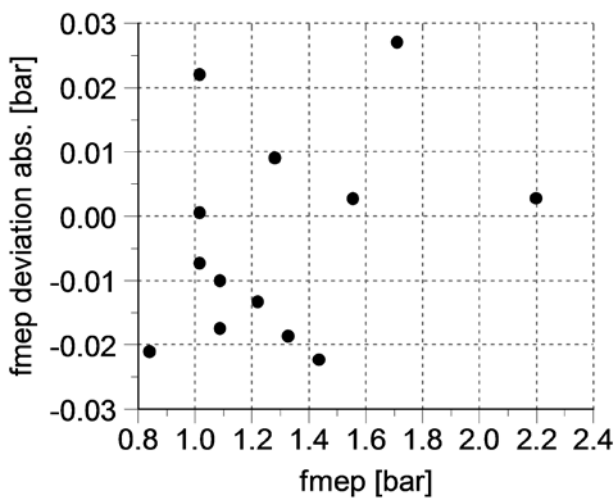


Bild 11: Streuung des Reibmitteldrucks über alle Reproduktionsmessungen (gefeuert) bezogen auf den Reibmitteldruck und den indizierten Mitteldruck

Ergebnisse auf Basis der integralen Seitenkraftmethode

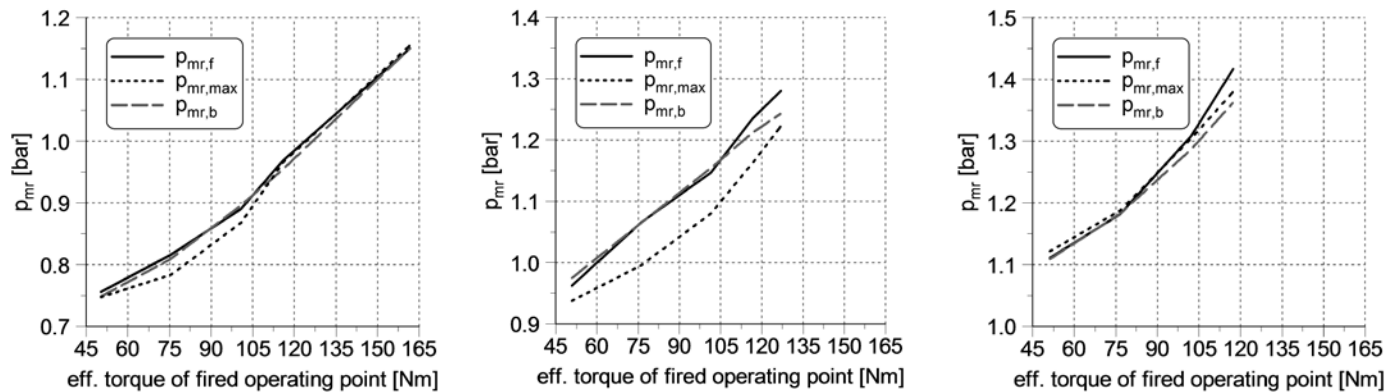


Bild 12: Gemessene Reibleistungen bei 1500/min (oben links), 2400/min (oben rechts) und 3000/min (unten) im gefeuerten Betrieb ($p_{mr,f}$), mit Fremdaufladung nach der Spitzendruckmethode ($p_{mr,max}$) und nach der neu vorgestellten Methode ($p_{mr,b}$)

Im Rahmen dieser Arbeit wurde sich zunächst auf zyklusrelevante Betriebspunkte beschränkt (1 500 ... 3 000/min). Als Kalibrierfaktor für das verwendete Versuchsaggregat wurde in einem Betriebspunkt $C = 62 \%$ (vgl. Gl 5) ermittelt und für alle weiteren Messungen übernommen. Alle Medien (Wasser, Öl, Ladeluft) wurden entsprechend den gefeuerten Messungen konditioniert und ebenfalls eingeschwungene Zustände abgewartet. Die Abbildung oben (Bild 12) zeigt die Ergebnisse der integralen Seitenkraftmethode für die drei untersuchten Drehzahlen ($p_{mr,b}$) über dem effektiven Drehmoment des jeweils abzubildenden gefeuerten Betriebspunktes ($p_{mr,f}$). Ebenfalls aufgetragen ist der Verlauf der Reibmitteldrücke bei einem, nach den Spitzendrücken der Verbrennung ein- gestellten Aufladegrad ($p_{mr,max}$). Die Auflösung der Ordinaten wurde für alle drei Diagramme so gewählt, dass eine gute Vergleichbarkeit der Differenzen gewährleistet ist.

Es ist zu erkennen, dass die Reibmitteldrücke über weite Teile des untersuchten Bereichs von der Spitzendruckmethode unterschätzt werden. Die Aufladung nach der hier vorgestellten Methode liefert erkennbar präzisere Ergebnisse. Auch in den Bereichen in welchen die Spitzendruckmethode gute Resultate liefert, sind mit der Methode der integralen Seitenkraft meist keine, oder nur geringe Abweichungen innerhalb der Streubreite der gefeuerten Messungen festzustellen. Um 120 Nm ist beim untersuchten Motor ein geringer Nachteil des neuen Ansatzes festzustellen, der aber mit steigender Last wieder verschwindet (vgl. Bild 12 links). Grundsätzlich gewichtet die Methode der integralen Seitenkraft den Effekt des Zylinderdrucks abhängig von der Schrägstellung des Pleuels. Hin zur Kurbelwinkelstellung höchster Kolbenseitenkraft wird die Auswirkung eines höher liegenden Zylinderdrucks auf die theoretische Reibkraft daher überproportional grösser

(vgl. auch Bild 1). Mit dieser Methode steigt daher, bei konstantem effektiven Mitteldruck und zunehmend späterer und längerer Verbrennung der notwendige Aufladegrad leicht an, obwohl der Verbrennungsspitzenwert im jeweiligen Betriebspunkt sinkt. Eine theoretische Betrachtung dieses Effekts liefern Bild 13 und Bild 14, die zum einen die über dem Kurbelwinkel anwachsende, theoretisch verrichtete Reibenergie und zum anderen die Verbrennungsspitzenwerte und die nach der Methode der integralen Seitenkraft berechneten Spitzendrücke für einen realen Sechszylinder Ottomotor darstellen. Als Kalibrierfaktor für die Methode der integralen Seitenkraft wurde ein Wert von $C = 100 \%$ (vgl. Gl. 5) angenommen, die absolute Lage der Kurve ist daher nicht bindend.

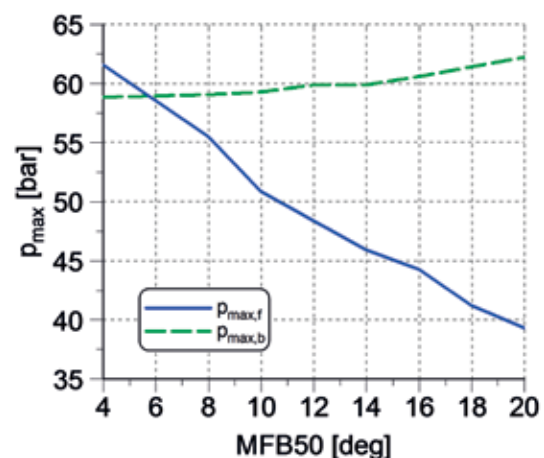


Bild 13: Notwendiger Spitzendruck nach der Methode der integralen Seitenkraft ($p_{max,b}$) und nach der Spitzendruckmethode ($p_{max,f}$) über der Umsatzzwergpunktlage bei konstantem p_{me} ($C=1$) (vgl. Gl. 5)

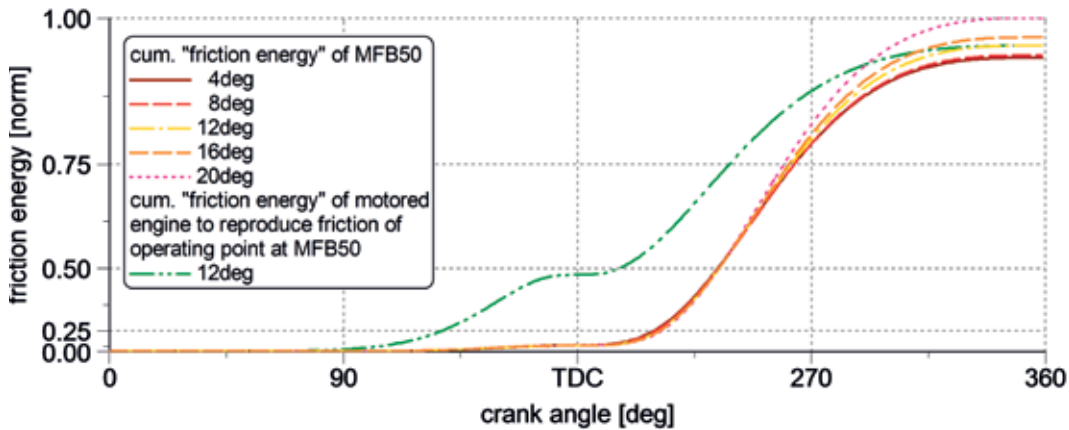


Bild 14: Anwachsende Reibenergie für verschiedene Umsatzzschwerpunktlagen sowie der vorausberechnete Verlauf dieser für einen ausgewählten, geschleppten Betriebspunkt $n = \text{konst.}$; $p_{me} = \text{konst.}$

Bild 14 zeigt anschaulich, dass sich die Reibarbeit bei aufgeladenem, geschlepptem Motorbetrieb im isentropen Fall symmetrisch

um den oberen Totpunkt verteilt und nicht wie im gefeuerten Betrieb hauptsächlich nach dem Zünd-OT geleistet wird.

Fazit

Die Problematik der Bestimmung des p_{mr} über die Differenzbildung zwischen p_{mi} und p_{me} , deren Beträge über die vergangenen Jahrzehnte stetig gestiegen sind, wohingegen der Reibmitteldruck immer geringere Werte annimmt, erfordert zunehmend genauere Messtechnik. Hierbei ist auch heute noch die Indizierung für den grössten Fehler in der Gesamtbilanz verantwortlich. Die absolute Genauigkeit als auch die Wiederholgenauigkeit der Drehmomentmessung sind in etwa eine Zehnerpotenz geringer, als die der Indizierung. Wird die Indizierung in Kurbelwinkelbestimmung und Druckerfassung aufgeteilt, so sorgt bereits ein geringer Fehler in der Kurbelwinkelmessung ($\Delta\alpha < 0,1 \text{ } ^\circ\text{KW}$) für erhebliche Abweichungen der integralen Grössen wie beispielsweise dem Reibmitteldruck. Auch die Erfassung des Zylinderdrucks mittels ungeeigneter Sensorik kann Fehler in derselben Grössenordnung hervorrufen. Daher ist es notwendig, bei der Planung und Durchführung von Indiziermessungen zur Reibleistungsbestimmung, für optimale Bedingungen bezüglich Applikation und verwendeter Hardware zu sorgen. Insbesondere mit der Auswahl geeigneter Druckaufnehmer und einer robusten Kurbelwinkelbestimmung kann ein entscheidender Einfluss auf die Ergebnisgüte genommen werden. Es hat sich aber auch gezeigt, dass die Reproduktionsgüte der hier verwendeten Sensorik deut-

lich besser war, als es die technischen Spezifikationen erwarten liessen ($< 0,5 \text{ } \%$ des p_{mi} bzw. $< 3 \text{ } \%$ des p_{mr}). Mittels der Methode der integralen Seitenkraft konnte im zyklusrelevanten Bereich die relative Abweichung zwischen gefeuertem und geschlepptem Reibmitteldruck im Vergleich zu bisherigen Schleppreibungsmessungen mit Fremdaufladung nach der Spitzendruckmethode von 2,72 % auf 1,17 % gesenkt werden. Nur in wenigen Betriebspunkten ergaben sich geringe Nachteile auf Seiten des neuen Ansatzes, diese lagen bezogen auf die Spitzendruckmethode aber bereits auf dem Niveau der Streubreite der gefeuerten Referenzmessungen. Bisher wurde die Methode nur für zertifizierungsrelevante Betriebspunkte bis zu mittleren Lasten untersucht. Für den gewählten Versuchsträger konnte die Leistung der Kraftstoff-Hochdruckpumpe nur anhand von Kennfelddaten berücksichtigt werden. Hier lassen sich geringe Unsicherheiten nicht ausschliessen. Eine extern angetriebene Hochdruckeinspritzung im gefeuerten Betrieb würde die Ergebnisqualität weiter verbessern. Grundsätzlich lässt sich aber ein Vorteil auf Seiten des neuen Ansatzes erkennen. Weiterführende Untersuchungen bei höheren Lasten und mit weiteren Versuchsträgern sind jedoch notwendig um ein abschliessendes Fazit zu ziehen.

Formelzeichen / Abkürzungsverzeichnis

Formelzeichen

α	Kurbelwinkel
A_p	Kolbenfläche
β	Pleulschwenkwinkel
C	Kalibrierfaktor
$E_{FN,f/m}$	theoretische Reibarbeit (gefeuert, geschleppt)
$F_{N,f/m}$	Kolbenseitenkraft (gefeuert, geschleppt)
K	Isotropenexponent
n	Drehzahl
P_0	Druck zu Beginn der isentr. Verdichtung
P_{cc}	Druck im Kurbelgehäuse
P_{cyl}	Zylinderdruck
$P_{max,target}$	Verdichtungsenddruck nach int. Seitenkraftmethode
P_{me}	effektiver Mitteldruck
P_{mi}	indizierter Mitteldruck
P_{mr}	Reibmitteldruck
$P_{mr,b/f/max}$	Reibmitteldruck nach: <ul style="list-style-type: none"> • integraler Seitenkraftmethode • gefeuerter Motorbetrieb • Spitzendruckmethode
μ	Reibkoeffizient
V	Zylindervolumen
V_{max}	maximales Zylindervolumen
V_p	Kolbengeschwindigkeit

Abkürzungsverzeichnis

bmep	break mean effective pressure (p_{me})
fmep	friction mean effective pressure (p_0)
imep	indicated mean effective pressure (p_{mi})
KW	Kurbelwinkel
MFB50	Umsatzschwerpunktlage
NEFZ	neuer europäischer Fahrzyklus
OT	oberer Totpunkt
UT	unterer Totpunkt

Literatur

- [1] [1] J. Schommers, H. Scheib, M. Hartweg und A. Bosler, „Reibungsminimierung bei Verbrennungsmotoren,“ MTZ, Bd. 07/08, pp. 566-573, 2013.
- [2] J. Meiser, T. Deuß, H. Ehnis und R. Künzel, „Reibleistungsmessungen am befeuerten Ottomotor,“ MTZ, Bd. 12, pp. 50-55, 2014.
- [3] R. v. Basshuysen, Hrsg., Handbuch Verbrennungsmotor, 7. Auflage Hrsg., Wiesbaden: Springer Vieweg, 2015.
- [4] D. E. Richardson, „Review of Power Cylinder Friction for Diesel Engines,“ J. Eng. Gas Turbines Power, Nr. 122(4), pp. 506-519, 2000.
- [5] K. Ullmann, „Die mechanischen Verluste des schnellaufenden Dieselmotors und ihre Ermittlung mit dem Schleppversuch,“ VDI-Verlag GmbH, Berlin, 1939.
- [6] MAHLE Stuttgart, „Reibleistungsmessungen am befeuerten Dieselmotor - Indiziermethode (Präsentation),“ in 19. Indizier-Experten-Forum, 24.11.2011.
- [7] U. D. Grebe, „Weiterentwicklung des Ottomotors, Vorlesungsunterlagen,“ TU Wien, 2015.
- [8] Kistler Gruppe, „Datenblatt Typ 6041B,“ Winterthur, 2015.
- [9] G. P. Merker, Grundlagen Verbrennungsmotoren - Simulation der Gemischbildung, Verbrennung, Schadstoffbildung und Aufladung, Wiesbaden: Vieweg+Teubner, 2009.

Kistler Group

Eulachstrasse 22

8408 Winterthur

Switzerland

Tel. +41 52 224 11 11

Kistler Group includes the Kistler Holding AG and all its subsidiaries in Europe, Asia, Americas and Australia.

Find your local contact on
www.kistler.com

KISTLER

measure. analyze. innovate.