

Untersuchungen zum aktiven Kolbenbolzen-Schmiersystem eines schnelllaufenden Dieselmotors unter Deformationseinfluss

Investigations on the Active Oil Supply System of a Piston Pin under
Deformation Influence on a High-Speed Diesel Engine

Von der Fakultät für Maschinenwesen
der Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule Aachen
zur Erlangung des akademischen Grades eines

Doktors der Ingenieurwissenschaften

genehmigte Dissertation

vorgelegt von

Daniel Arnold-Hancioğullari, geb. Hancioğullari

Berichter/in: Univ.-Prof. Dr.-Ing. (USA) Stefan Pischinger
Univ.-Prof. Dr.-Ing. Katharina Schmitz

Tag der mündlichen Prüfung: 16.09.2025

Diese Dissertation ist auf den Internetseiten der Universitätsbibliothek online verfügbar.

Gib das, was dir wichtig ist, nicht auf, nur weil es nicht einfach ist.
Albert Einstein

*Das Volumen des Festkörpers wurde von Gott geschaffen,
seine Oberfläche aber wurde vom Teufel gemacht.*
Wolfgang Pauli

Sometimes you had to know. Sometimes you had to see.
Stephen King

Kurzfassung

Schnelllaufende Hochleistungsdieselmotoren stellen einen unverzichtbaren Bestandteil mobiler und stationärer Antriebe in der Klasse von Bohrungsdurchmessern bis $D = 300$ mm und bei Drehzahlen über $n_M = 1000 \text{ min}^{-1}$ dar. Bestrebungen, den Wirkungsgrad und die Leistungsdichte weiter zu steigern, führen zu Entwicklungszielen von Spitzendrücken bis $p_{\max} = 300$ bar. Steigende mechanische Belastungen im Kurbeltrieb stellen eine große Herausforderung an die Auslegung und Validierung von Lagerkonzepten in Großdieselmotoren, insbesondere die Lagerung des kleinen Pleuelauges steht im Fokus der Entwicklung. Die passive Schmierung bestehender Systeme kommt bei den hochbelasteten Konstruktionen, insbesondere unter Berücksichtigung der hohen erwarteten Lebensdauer und den Zuverlässigkeitsanforderungen im industriellen Sektor, an die Grenzen des Konzepts.

Innerhalb dieser Arbeit wird erstmals ein bestehendes aktives Schmiersystem an einem schnelllaufenden Hochleistungsdieselmotor messtechnisch und simulativ im Detail untersucht. Die Methodik umfasst die Einbringung von drei hochdynamischen Drucksensoren in die Versorgungsbohrung im Pleuel, die um zwei Temperaturmessstellen in der Bohrung, eine Deformationsmessung des kleinen Pleuelauges und die messtechnische Erfassung der Kolbenbolzenrotation mittels einer GMR (Giant Magnetoresistance) Sensorik ergänzt wird. Die Übertragung der Signale erfolgt mit einer spezifisch ausgelegten Messschwinde.

Neben einer Auswertung des Basisverhaltens des Versuchsträgers hinsichtlich des Einflusses von Drehzahl, Last und Einspritzlage werden die Sensitivitäten auf motorische Randbedingungen wie dem Niveau des Galeriedrucks, dem Fördervolumen der Kolbenspritzdüse und der Motoröltemperatur auf Basis der messtechnischen Untersuchungen analysiert. Zusätzlich werden zwei Hardwarevarianten, eine modifizierte Einlaufnutgeometrie und der Einfluss des Durchflussquerschnitts, in verschiedenen Drehzahl- und Lastpunkten bis $n_M = 1961 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\max} = 220$ bar untersucht. Eine begleitende FE (Finite Elemente) Analyse gibt Aufschluss über die Deformationsmoden und die Schmierstoffdruckverteilung im kleinen Pleuelauge. Über alle Messpunkte zeigt sich ein sehr gut reproduzierbares Verhalten der Kolbenbolzenrotation, das hauptsächlich auf die diskontinuierlichen Gas- und Massenkraftanteile, die wirkenden Flächenverhältnisse zwischen der Anlage des Kolbenbolzens im kleinen Pleuelauge und in den Kolbennaben, die Deformation der Reibpartner sowie auf die Schmierstoffdrücke in der Versorgungsbohrung zurückgeführt werden kann. Die Hardwarevarianten deuten auf eine geringe durch die Versorgungsbohrung geförderte absolute Menge von Schmierstoff hin. Darüber hinaus ist der Einfluss von in das große Pleuelauge zurückströmenden Schmierstoff erkennbar, der bei einer Auslegung des Systems berücksichtigt werden muss.

Auf Basis der Messergebnisse wird ein 1D-Simulationsmodell aufgebaut und validiert. Das Modell erweitert die Erkenntnisse aus den Messdaten um den Einfluss geometrischer Parameter wie dem Durchmesser und der Lage der Versorgungsbohrung sowie der Anzahl der Versorgungsbohrungen im Kurbelzapfen und dem Einfluss der Drehrichtung auf das bestehende System. Eine gezielte Auswertung der geförderten Schmierstoffmenge ermöglicht die Ableitung von Konstruktionsrichtlinien für zukünftige Systeme.

Abstract

High-speed, high-performance diesel engines are an indispensable component of mobile and stationary drives in the engine class with bore diameters up to $D = 300$ mm and at speeds above $n_M = 1000 \text{ min}^{-1}$. Efforts to further increase efficiency and power density lead to development targets of peak pressures up to $p_{\max} = 300$ bar. Increasing mechanical loads in the crankshaft drive pose a major challenge to the design and validation of bearing concepts in large diesel engines, with the bearing of the small connecting rod eye in particular being the focus of development. Passive lubrication of existing systems is reaching the limits of the concept for the highly stressed designs, especially when taking into account the high expected service life and reliability requirements in the industrial sector.

Within this work, for the first time, an existing active lubrication system on a high-speed high-performance diesel engine is investigated in detail by measurement and simulation. The methodology includes the insertion of three highly dynamic pressure sensors into the supply bore in the connecting rod, which is supplemented by two temperature measurement points in the bore, a deformation measurement of the small connecting rod eye and the metrological recording of the piston pin rotation by means of a GMR (Giant Magnetoresistance) sensor system. The signals are transmitted using a specifically designed measuring rocker.

In addition to an evaluation of the basic behavior of the test specimen with regard to the influence of speed, load and injection timing, sensitivities to engine boundary conditions such as the gallery pressure level, the delivery volume of the piston cooling jet and the engine oil temperature are analyzed on the basis of the metrological investigations. In addition, two hardware variants, a modified inlet groove geometry and the influence of the flow cross section, are investigated at different speed and load points up to $n_M = 1961 \text{ min}^{-1}$ and $p_{\max} = 220$ bar. An accompanying FE (finite elements) analysis provides information on the deformation modes and the lubricant pressure distribution in the small connecting rod eye. In all measurement points, the piston pin rotation behavior shows very good reproducibility, which can mainly be attributed to the discontinuous gas and inertia force components, the acting area ratios between the contact of the piston pin in the small connecting rod eye and in the piston hubs, the deformation of the friction partners and the lubricant pressures in the supply bore. The hardware variations further indicate that only small absolute amounts of lubricant are delivered through the supply bore. In addition, the effect of lubricant flowing back into the connecting rod bearing is apparent and must be taken into account in the design of the system.

Based on the measurement results, a 1D simulation model is built and validated against the measurement data. The simulation model extends the findings from the measured data to include the influence of geometric parameters such as the diameter and position of the supply hole as well as the number of supply holes in the crankpin and the influence of the direction of rotation on the existing system. A targeted evaluation of the quantity of lubricant conveyed enables design guidelines to be derived for future systems.

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen von Forschungsarbeiten, die von der FEV Europe GmbH in enger Zusammenarbeit mit dem Lehrstuhl für Thermodynamik mobiler Energiewandlungssysteme (TME) der RWTH Aachen unter Leitung von Herrn Professor Dr.-Ing. Stefan Pischinger durchgeführt wurden.

Herrn Professor Dr.-Ing. Stefan Pischinger gilt mein besonderer Dank für die wohlwollende Unterstützung während der Promotionszeit und die Förderung dieser Arbeit.

Besonderer Dank gebührt desweiteren Herrn Dr.-Ing. Daniel Henaux für die Übernahme der Betreuung und die einhergehenden fachlichen Diskussionen, die maßgeblich zum Entstehen dieser Arbeit beigetragen haben. Darüber hinaus möchte ich mich bei Herrn Henrik Brillowski für die Ausführungen zu dem Thema im Rahmen seiner Masterarbeit bedanken, die in diese Arbeit eingeflossen sind. Bei meinen Kollegen am Lehrstuhl für Thermodynamik mobiler Energiewandlungssysteme und bei der FEV Europe GmbH möchte ich mich ebenfalls für die Unterstützung verschiedener Art bedanken.

Namentlich Dr.-Ing. Carl Ritterskamp, Dr.-Ing. Peter Theisen, Dr.-Ing. Max Stadermann, Dr.-Ing. Dominik Lückmann, Tülay Cilek und Achim Völkel. Ebenso gilt mein Dank dem Team der mechanischen Werkstatt um Gereon Voßen, die durch die Fertigung von Präzisionsteilen die vorliegenden Messergebnisse möglich gemacht haben.

Mein größter Dank jedoch gilt meiner Frau Viktoria Arnold, die allen Unwägbarkeiten und herausfordernden Zeiten zum Trotz immer an mich geglaubt hat. Ihr und unserer gemeinsamen Tochter Elisa Arev ist diese Arbeit gewidmet. Auch meinen Eltern, Familie und Freunden möchte ich danken für die fortwährende Unterstützung während der Promotionszeit.

Daniel Arnold-Hancioğullari
Schwerfen, September 2025

Inhalt

1	Einleitung	1
2	Grundlagen und Stand der Technik	3
2.1	Funktion des Kolbenbolzenlagers	3
2.1.1	Kinematik	4
2.1.2	Kraftübertragung	6
2.2	Auslegung des Kolbenbolzenlagers	7
2.2.1	Mechanische Auslegung	7
2.2.2	Konstruktive Auslegung	9
2.2.3	Auslegung des Schmierstoffversorgungssystems	15
2.3	Schadensmechanismen	17
2.3.1	Reibung	18
2.3.2	Kavitation	19
2.4	Stand der Technik	23
2.4.1	Messtechnische Untersuchungen	23
2.4.2	Simulative Untersuchungen	31
2.5	Motivation	33
3	Beschreibung des untersuchten Systems	34
3.1	Versuchsträger	34
3.1.1	Technische Daten	34
3.1.2	Schmierstoffversorgungssystem der Kolbenbolzenlagerung	34
3.2	Messtechnik	36
3.2.1	Sensorik	36
3.2.2	Signalübertragung	39
3.3	Hardwarevarianten	42
3.3.1	Schmierstoffversorgungsnut	42
3.3.2	Strömungswiderstand	43
3.4	Signalverarbeitung und Prüfstandsrandbedingungen	44
4	Messtechnische Untersuchung der Kolbenbolzenschmierung	46
4.1	Auswertung des Basisverhaltens	46
4.1.1	Stabilität des Rotationsverhaltens	46
4.1.2	Makroskopische Betrachtung der Kolbenbolzenrotation	48
4.1.3	Drehzahleinfluss	49
4.1.4	Lasteinfluss	56
4.1.5	Einspritzlage	62
4.1.6	Tribologische Analyse	64
4.2	Sensitivitätsanalyse motorischer Randbedingungen	66
4.2.1	Einfluss des Galeriedruckniveaus	67
4.2.2	Einfluss des Fördervolumens der Kolbenspritzdüse	70
4.2.3	Einfluss der Motoröltemperatur	71

4.3	Variantenauswertung	73
4.3.1	Einfluss der Einlaufnutgeometrie	73
4.3.2	Einfluss des Durchflussquerschnitts	76
4.4	Zusammenfassung der messtechnisch ermittelten Einflüsse	79
5	Simulative Untersuchung der Ölzuführbohrung im Pleuelschaft	81
5.1	Aufbau des Simulationsmodells	81
5.1.1	Mathematische Modellbildung	81
5.1.2	Fluideigenschaften	82
5.1.3	Modellaufbau	82
5.2	Abgleich mit Messdaten	83
5.2.1	Löse- und Entlösecharakteristik	83
5.2.2	Druckverlauf	85
5.3	Variantenauswertung	87
5.3.1	Bohrungsdurchmesser	87
5.3.2	Bohrungslage	90
5.3.3	Ölzuführung	98
5.3.4	Drehrichtung	99
5.4	Zusammenfassung der simulativ ermittelten Einflüsse	100
6	Zusammenfassung und Ausblick	101
	Literaturverzeichnis	103
	Abbildungsverzeichnis	112
	Tabellenverzeichnis	115
	Formelzeichen, Symbole und Abkürzungen	116

1 Einleitung

Großdieselmotoren haben seit ihrem Aufkommen in dem ersten Drittel des 20. Jahrhunderts einen hohen Stellenwert für die effiziente Energiewandlung in mobilen und stationären Anwendungen [1]. Schnelllaufende Hochleistungsdieselmotoren stellen dabei innerhalb der Gruppe der Großdieselmotoren eine eigene Kategorie dar. Mit dem Begriff werden allgemein Großmotoren mit Bohrungsdurchmessern bis zu $D = 300$ mm im Drehzahlbereich über $n_M = 1000 \text{ min}^{-1}$ bezeichnet [2], [3].

Schnelllaufende Hochleistungsdieselmotoren zeichnen sich aufgrund ihres Bohrungsdurchmessers durch höhere erreichbare Systemleistungen im Vergleich zu Nutzfahrzeugmotoren aus und sind der nächstgrößeren Motorenkategorie, den Mittelschnellläufern, in Leistungsgewicht und Bauraum überlegen. Sie werden daher insbesondere für schnelle Schiffe, transportable Stromaggregate, große Muldenkipper sowie für Lokomotiven und Triebwagen eingesetzt [2]. Ein bekanntes Beispiel für eine der ersten Anwendungen, bei der die Eigenschaften dieser Motorkategorie erfolgreich genutzt werden konnten, ist der Einsatz des Maybach GO 5 im Schnelltriebwagen „Fliegender Hamburger“ von 1933 [4], [5].

Ein Studie zu Produktionszahlen aus dem Jahr 2018 zeigt, dass in der Leistungsklasse über 500 kW 95 % aller für Stromaggregate genutzten Motoren den Schnellläufern zuzuordnen sind. In derselben Leistungsklasse stellen Schnellläufer 75 % aller Schiffsantriebe (Haupt- sowie Hilfsantriebe) dar. Die verschiedenen Einsatzgebiete zeichnen sich antriebsseitig durch die Forderung nach hohen Leistungsdichten und Wirkungsgraden sowie Langlebigkeit und Zuverlässigkeit bei geringen Wartungskosten aus. Eine stetige Verringerung der Betriebskosten bei gleichzeitig steigenden Leistungsanforderungen treibt in der Entwicklung die Erhöhung von Leistungsdichte und Wirkungsgrad und somit die Anhebung des Spitzendrucks bei der Verbrennung. Ein aktuelles Ziel in der Entwicklung ist die Anhebung des Spitzendrucks von derzeit bis zu $p_{\max} = 250$ bar auf zukünftig $p_{\max} = 300$ bar [6].

Lagerstellen im Kurbeltrieb werden durch steigende Motorleistungen erhöhten mechanischen Belastungen ausgesetzt und durch die Forderung einer konsequenten Verringerung der Reibungsverluste [7] über eine Verringerung der Schmierungsleistung gleichzeitig weiter an ihre konstruktive Grenze gebracht. Die Lagerstelle zwischen Kolbenbolzen und Pleuel, das kleine Pleuelauge, stellt aufgrund seiner konstruktiven Merkmale einen besonders anspruchsvollen Reibkontakt dar. Die Loslagerung des Kolbenbolzens in Kolben und Pleuel lässt in Kombination mit der periodischen Schwenkrichtungsumkehr keinen kontinuierlichen hydrodynamischen Schmierfilmaufbau wie in Pleuel- oder Hauptlagerstellen zu. Der sich stattdessen einstellende elasto-hydrodynamische Schmierfilm ist aufgrund der vergleichsweise kleinen Lagerfläche insbesondere im kleinen Pleuelauge höchsten Belastungen ausgesetzt und durch das Deformationsverhalten von Kolbenbolzen und Pleuelauge wechselhaften Randbedingungen unterworfen. Aufgrund des stark betriebspunktabhängigen Rotationsverhaltens des Kolbenbolzens liegen darüber hinaus keine konstanten Randbedingungen für eine kinematische Beschreibung der Relativbewegung der Reibpartner

vor. Auslegungsfehler haben innerhalb kürzester Zeit kapitale Motorschäden zur Folge, so dass zumeist eine individuelle Auslegung und Erprobung des Systems erforderlich ist.

Die Schmierung des kleinen Pleuelauges kann grundsätzlich in passive und aktive Systeme unterteilt werden. Passive Systeme nutzen das Spritzöl im Kurbeltrieb sowie das vom Kolbenboden zurücklaufende Kühllöl für die Schmierung des Kolbenbolzens. Aktive Systeme haben eine Ölzuführbohrung im Pleuelschaft, die die Lagerstelle im kleinen Pleuelauge mit Drucköl aus dem Pleuellager versorgt. Dem Vorteil der kostengünstigen Umsetzung eines passiven Schmiersystems durch den Entfall der Ölzuführbohrung im Pleuel steht die Notwendigkeit einer in allen Betriebspunkten ausreichenden Ölfangkapazität des Lagers gegenüber, die mitunter mit Formbohrungen für den Kolbenbolzen und Fangbohrungen sowie Fangtaschen im kleinen Pleuelauge erreicht werden muss. Aktive Schmiersysteme haben den Vorteil einer direkten Schmierstoffzuführung in das kleine Pleuelauge, können aber auch Schäden im versorgenden Pleuellager durch einen Eingriff in den Schmierhaushalt und Stoßkavitation hervorrufen.

Ziel der vorliegenden Arbeit ist die Verbesserung und Erweiterung des Verständnisses der aktiven Kolbenbolzenschmierung. Dazu werden druckdynamische Effekte in der Versorgungsbohrung, die Bolzenrotation sowie der Deformationseinfluss am kleinen Pleuelauge auf Basis von Messungen im gefeuerten Betrieb untersucht. Eine begleitende FE (Finite Elemente) Analyse wird für eine Betrachtung der Deformation und der Schmierfilmdruckverteilung genutzt. Darüber hinaus wird ein 1D-Simulationsmodell zur Beschreibung der druckdynamischen Effekte entwickelt. Das Simulationsmodell wird zur Bewertung von Hardwarevarianten eingesetzt, um eine über das messtechnisch erfasste System hinausgehende Sensitivitätsanalyse der aktiven Kolbenbolzenschmierung durchzuführen und Konstruktionsrichtlinien abzuleiten. Die vorliegende Arbeit erweitert darüber hinaus den bisher weitgehend auf PKW-Motoren basierenden Stand der Forschung zur Kolbenbolzenrotation durch die erstmalige Anwendung einer Messmethodik mit GMR (Giant Magnetoresistance) Sensorik an einem schnelllaufenden Dieselmotor.

2 Grundlagen und Stand der Technik

In diesem Kapitel werden die zum Verständnis der Arbeit notwendigen Grundlagen vorgestellt. Zunächst wird das System der Kolbenbolzenlagerung hinsichtlich seiner Funktionsanforderungen betrachtet und daraus folgend die Lagerauslegung vorgestellt sowie Schadensmechanismen erörtert. Es folgt eine zusammenfassende Beschreibung bereits erfolgter messtechnischer und simulativer Untersuchungsansätze und deren Ergebnisse.

2.1 Funktion des Kolbenbolzenlagers

Unabhängig von der Größe eines Verbrennungsmotors umfasst die Kolbenbolzenlagerung grundsätzlich die drei Bauteile Kolben, Kolbenbolzen und Pleuel. Abbildung 2.1 zeigt den generellen Aufbau anhand eines PKW-Dieselmotorkolbens. Die Lagerung des Kolbenbolzens im Kolben erfolgt in den beiden Kolbennaben, die Lagerung zwischen Kolbenbolzen und Pleuel befindet sich im kleinen Pleuelauge.

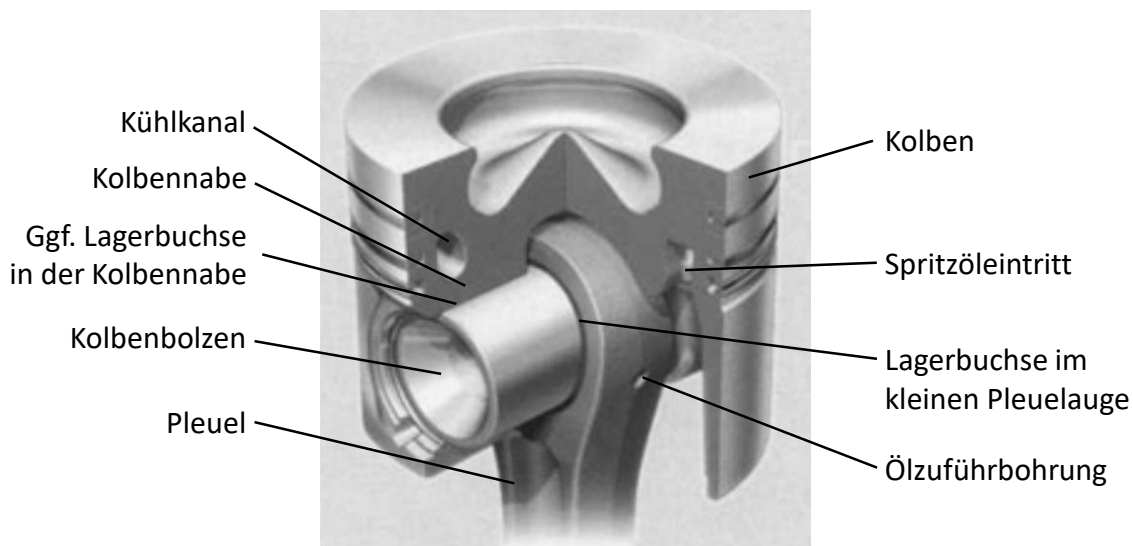


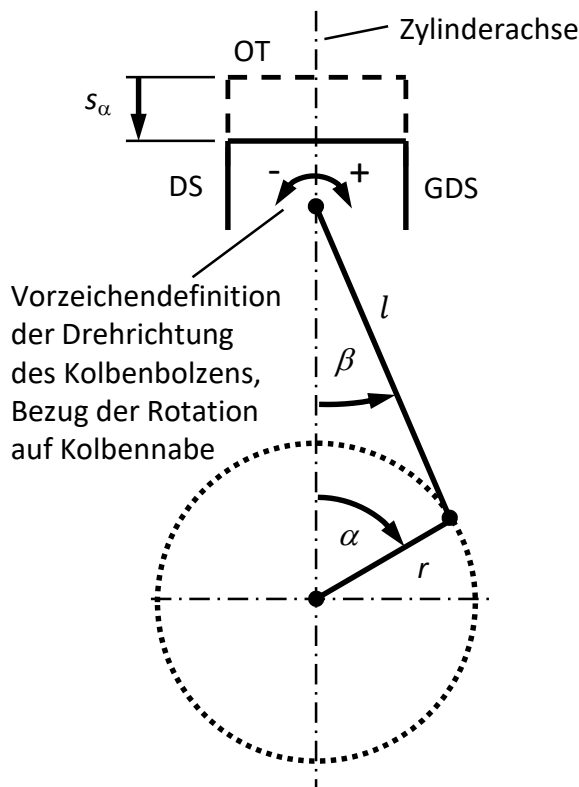
Abb. 2.1: PKW-Dieselmotorkolben mit Kolbenbolzen und Pleuel angelehnt an [8]

Das Kolbenbolzenlager erfüllt im Kurbeltrieb die folgenden Aufgaben:

- Kinematik: Ermöglichen der Rotationsbewegung zwischen Kolben und Pleuel
- Kraftübertragung: Aufnahme und Weiterleitung von Gas- und Massenkräften zwischen Kolben und Pleuel
- Schmierstoffversorgung: Leitung des Schmierstoffs aus dem Pleuelschaft zu den Kolbennaben (nur bei ausgewählten Konstruktionen)

2.1.1 Kinematik

Ein kinematisches Ersatzmodell des ungeschränkten Kurbeltriebs ist in Abbildung 2.2 dargestellt. Um die translatorische Bewegung des Kolbens entlang der Zylinderachse in eine rotatorische Bewegung der Kurbelwelle zu überführen, wird das Pleuel als bewegliches Bindeglied zwischen Kurbelzapfen und Kolben eingesetzt. Als Resultat führt das Pleuel



Ungeschränkter Kurbeltrieb:

$$\lambda_s = \frac{r}{l}$$

$$r \cdot \sin \alpha = l \cdot \sin \beta$$

α Kurbelwinkel

β Pleuelschwenkwinkel

λ_s Schubstangenverhältnis

l Pleuellänge

r Kurbelradius

s_α Kurbelweg

OT Oberer Totpunkt

DS Druckseite

GDS Gegendruckseite

Abb. 2.2: Kinematisches Modell des ungeschränkten Kurbeltriebs

eine überlagerte translatorische und rotatorische Bewegung aus, die einen rotatorischen Freiheitsgrad an beiden Anbindungspunkten des Pleuels, dem großen und kleinen Pleuelauge, erforderlich macht. Das große Pleuelauge ist trennbar aufgebaut, um die Montage des Pleuels auf dem Kurbelzapfen zu ermöglichen. Stand der Technik ist für Großmotoren eine hydrodynamische Lagerung des großen Pleuelauges mit eingesetzten Lagerschalen. Am kleinen Pleuelauge wird die kinematische Verbindung zu den Pleuellängen im Pleuelauge über den Pleuelbolzen hergestellt. Stand der Technik ist eine schwimmende Lagerung, bei der der Bolzen relativ zu Pleuel und Pleuelauge frei rotieren kann. Innerhalb dieser Arbeit wird eine Rotation des Pleuelbolzens als positiv bezeichnet, wenn sich der Pleuelbolzen mit der Drehrichtung der Pleuellänge dreht (siehe Abbildung). Die Drehung wird grundsätzlich relativ zu der Pleuellänge betrachtet. Bei einer negativen Rotation dreht sich der Pleuelbolzen entsprechend entgegen der Drehrichtung der Pleuellänge.

Bei einer Betrachtung der Pleuelbolzenrotation relativ zu den Pleuellängen muss die Pleuelbewegung des Pleuels als Anregung für die Pleuelbolzenrotation gesehen werden.

Die Schwenkbewegung des Pleuels relativ zur Zylinderachse lässt sich über geometrische Zusammenhänge in Abhängigkeit des Kurbelwinkels α beschreiben:

$$\beta = \arcsin\left(\frac{r}{l} \cdot \sin \alpha\right) = \arcsin(\lambda_s \cdot \sin \alpha) \quad (2.1)$$

Über Differentiation nach dem Kurbelwinkel α können aus Gleichung (2.1) die Geschwindigkeit $\dot{\beta}$ (Gleichung (2.2)) und die Beschleunigung $\ddot{\beta}$ (Gleichung (2.3)) des Schwenkwinkels β bestimmt werden. Die Gleichungen sind jeweils gültig für eine konstante Winkelgeschwindigkeit $\dot{\alpha}$ und eine Winkelbeschleunigung $\ddot{\alpha} = 0 \frac{^\circ \text{KW}}{\text{s}^2}$.

$$\dot{\beta} = \frac{\lambda_s \cdot \cos \alpha}{\sqrt{1 - \lambda_s^2 \cdot \sin^2 \alpha}} \cdot \dot{\alpha} \quad (2.2)$$

$$\ddot{\beta} = \frac{(\lambda_s^3 - \lambda_s) \cdot \sin \alpha}{(1 - \lambda_s^2 \cdot \sin^2 \alpha)^{\frac{3}{2}}} \cdot \dot{\alpha}^2 \quad (2.3)$$

Die Verläufe von β , $\dot{\beta}$ und $\ddot{\beta}$ sind in Abbildung 2.3 über einen Motorarbeitszyklus bei einer Drehzahl von $n_M = 2000 \text{ min}^{-1}$ dargestellt.

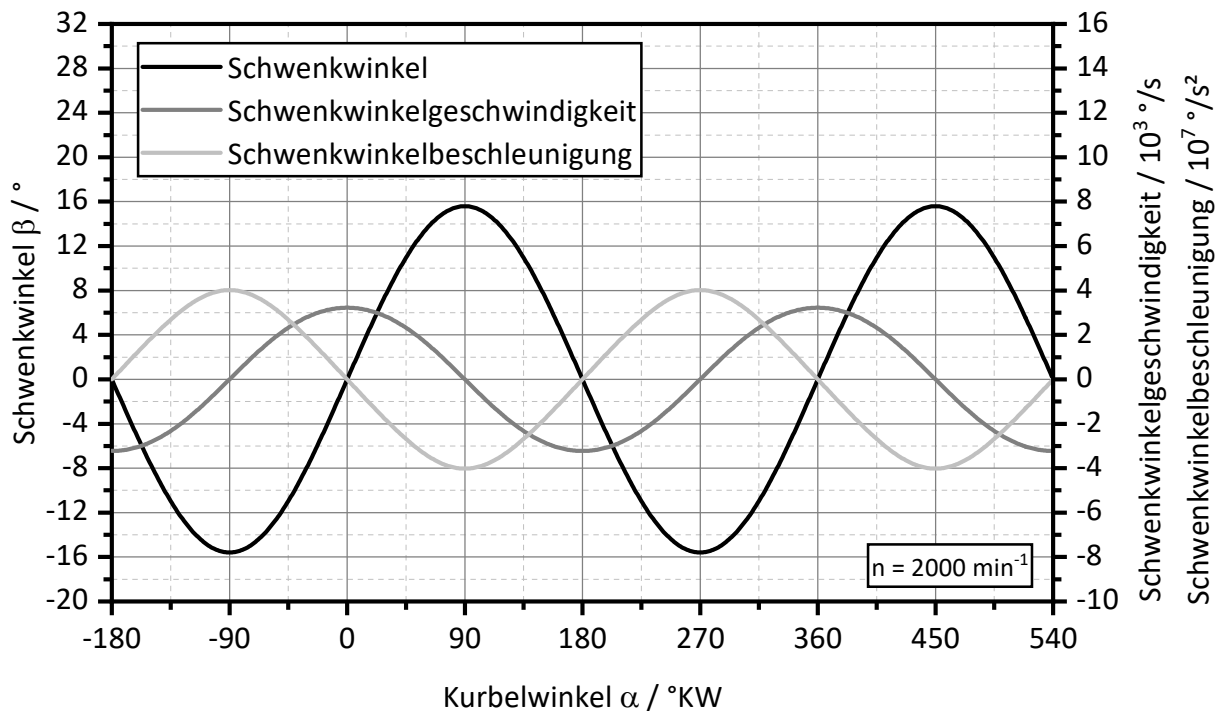


Abb. 2.3: Pleuelschwenkwinkel β , Winkelgeschwindigkeit $\dot{\beta}$ und Winkelbeschleunigung $\ddot{\beta}$ für $\lambda_s = 0,27$

Der Schwenkwinkel zeigt einen oszillierenden Verlauf und weist Maxima bzw. Minima jeweils bei 90°KW bzw. 270°KW auf. Analog finden sich die Bereiche größter Schwenk-

winkelgeschwindigkeit bei 0 °KW im Oberen Totpunkt (OT) bzw. bei 180 °KW im Unteren Totpunkt (UT). Die Extremwerte der Beschleunigung liegen an der gleichen Position vor wie die Extrema des Schwenkwinkels mit entgegengesetztem Vorzeichen.

2.1.2 Kraftübertragung

Die dynamische Belastung des Kolbenbolzens im gefeuerten Betrieb resultiert aus einer Überlagerung von Gas- und Massenkraft. Die Gaskraft wirkt entlang der Zylinderachse auf die Kolbenfläche und kann gemäß Gleichung (2.4) berechnet werden:

$$F_G = p_{Zyl} \cdot A_K = p_{Zyl} \cdot D^2 \frac{\pi}{4} \quad (2.4)$$

Die Massenkraft F_M (Gleichung (2.5)) entsteht durch die ungleichförmige Bewegung von Massen und lässt sich zerlegen in einen translatorischen und einen rotatorischen Anteil. Im Folgenden wird nur der Anteil der translatorisch bewegten Masse von Kolben, Kolbenringen und Kolbenbolzen betrachtet, die für die Belastung durch Massenkraft im kleinen Pleuelauge verantwortlich sind:

$$F_M = m \cdot a = (m_{\text{Kolben}} + m_{\text{Kolbenringe}} + m_{\text{Kolbenbolzen}}) \cdot \ddot{s}_\alpha \quad (2.5)$$

Die Beschleunigung der Massen lässt sich aus der Kurbeltriebskinematik berechnen. Die translatorische Bewegung des Kolbens wird mit der Hubfunktion s_α beschrieben [9] (Gleichung (2.6)):

$$s_\alpha = r \cdot \left((1 - \cos \alpha) + \frac{1}{\lambda_s} \cdot \left(1 - \sqrt{1 - \lambda_s^2 \cdot \sin^2 \alpha} \right) \right) \quad (2.6)$$

Über zweifache Differentiation nach dem Kurbelwinkel ergibt sich die translatorische Beschleunigung entlang der Zylinderachse $\ddot{s}_\alpha$. Näherungsweise folgt für $\lambda_s \ll 1$:

$$\ddot{s}_\alpha = r \cdot \omega^2 \cdot (\cos \alpha + \lambda_s \cdot \cos 2\alpha) \quad (2.7)$$

Die aus Gas- und Massenkraft resultierende dynamische Belastung der Lagerstelle im kleinen Pleuelauge ist in Abbildung 2.4 für einen Vierzylinder-Dieselmotor dargestellt. γ beschreibt den Winkel der resultierenden Kraft im kleinen Pleuelauge relativ zur Zylinderachse. Der Stern markiert den Zünd-OT (Z-OT), anschließend sind alle 30 °KW mit einem Punkt markiert. Klar zu erkennen ist die hohe Belastung durch die Gaskraft kurz nach Z-OT und das schmale Band in dem sich der Winkel γ bewegt. Die Hauptbelastung im kleinen Pleuelauge liegt somit in Hochrichtung mit einem Versatz von $\sim 0,5 \gamma$ in Richtung der Gegendruckseite (rechts in der Abbildung). Eine Krafrichtungsumkehr und somit ein Anlagewechsel im Kolbenbolzenlager findet nur im Ladungswechsel-OT (LW-OT) statt. Der Betrag des hauptsächlich durch die Massenkraft bedingten Kraftvektors ist deutlich kleiner im Vergleich zu der kombinierten Gas- und Massenkraftbelastung um den Z-OT. Im gefeuerten Betrieb ist dieser Zusammenhang stark last- und drehzahlabhängig. Bei hohen Drehzahlen und niedrigen Lasten kann der Anlagewechsel im Lager durch eine temporär die Gaskraft übersteigende Massenkraft auch um den Z-OT hervorgerufen werden.

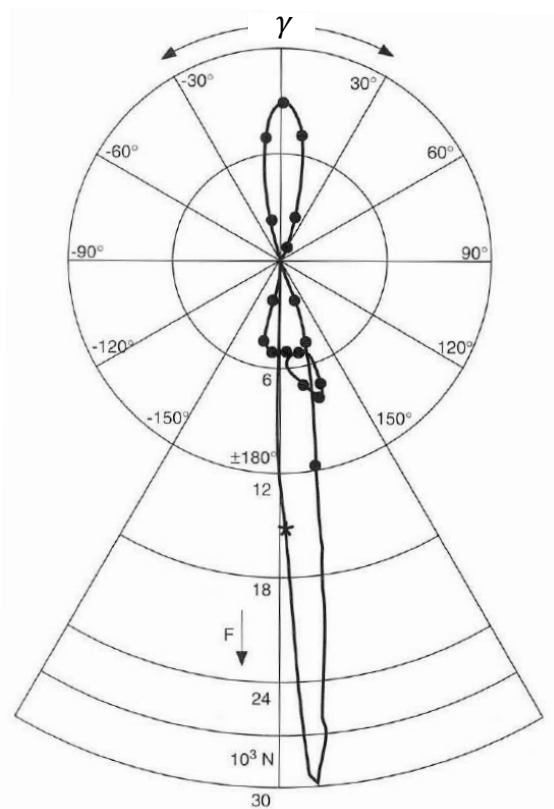


Abb. 2.4: Polardiagramm der aus Gas- und Massenkraft resultierenden Belastung im kleinen Pleuelauge nach [10]

2.2 Auslegung des Kolbenbolzenlagers

Bei der Auslegung des Kolbenbolzenlagers muss neben der Gestaltung der drei Komponenten kleines Pleuelauge, Kolbenbolzen und Kolbennabe auch die Wechselwirkung zwischen den Reibpartnern berücksichtigt werden. Im Folgenden wird ein Überblick über die mechanische und konstruktive Auslegung des Kolbenbolzenlagers sowie seines Schmiersystems gegeben.

2.2.1 Mechanische Auslegung

Betriebsbelastung

Die Betriebsbelastung des Kolbenbolzenlagers resultiert aus der Überlagerung von Gas- und Massenkraft und kann betriebspunktabhängig zu einem Anlagewechsel des Kolbenbolzens in den Kolbennaben und im kleinen Pleuelauge führen. Abbildung 2.5 zeigt den Einfluss der Gaskraft, die eine Druckbelastung auf den Kolben ausübt. Die Lasteinleitung in den Kolbenbolzen erfolgt dabei in den beiden Kolbennaben, was vereinfacht betrachtet zu einer Durchbiegung (links dargestellt) und gleichzeitig zu einer Ovalisierung des Bolzens führt (mittig dargestellt). Die Deformation infolge der Ovalisierung führt zu der

Ausbildung von tangentialen Zugspannungen in Hochrichtung und tangentialen Druckspannungen in Querrichtung auf der Außenseite des Bolzens. Auf der Innenseite ergeben sich tangentiale Spannungen mit entgegengesetztem Vorzeichen. Darüber hinaus liegen überlagert radiale Spannungszustände sowie Zug- und Druckspannungen aus der Biegung vor. Neben den vorgenannten Belastungen erfährt der Kolbenbolzen im Bereich zwischen dem kleinen Pleuelauge und den Kolbennaben eine Belastung auf Scherung.

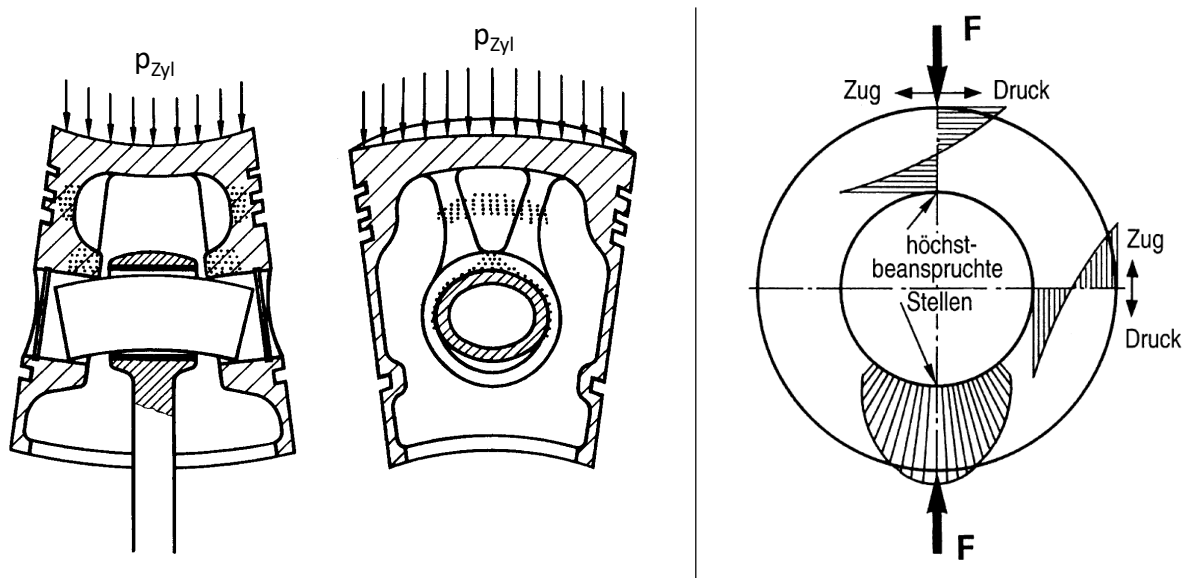


Abb. 2.5: links: idealisierte Deformation von Kolben und Bolzen unter Gaskrafteinfluss nach [11] / rechts: Spannungsverteilung am Kolbenbolzen (schematisch) [12]

Die Abstützung der Kräfte zwischen Kolbennabe / Kolbenbolzen und Kolbenbolzen / kleines Pleuelauge führt abhängig von den geometrischen Voraussetzungen und der Verformung im Betrieb lokal zu unterschiedlichen Druckverteilungen in den Schmierpalten der Lagerstellen.

Festigkeitsberechnung

1940 stellt Schlaefke [13] ein vereinfachtes Rechenmodell für die Ermittlung einer Gesamtspannung σ_{ges} am Kolbenbolzen auf, das bis in die heutige Zeit für die Festigkeitsberechnung Anwendung findet. Über die Annahme einer Punktlast in der Nabenbohrung und einer Flächenlast im kleinen Pleuelauge werden eine Spannung infolge Biegung σ_B und eine Spannung infolge Ovalisierung σ_O berechnet. Die Gesamtspannung wird gemäß Gleichung (2.8) über die Wurzel aus der Summe der quadrierten Spannungen gewonnen.

$$\sigma_{\text{ges}} = \sqrt{\sigma_O^2 + \sigma_B^2} \quad (2.8)$$

Aufgrund der vereinfachten Lastannahmen in den Lagerstellen erfolgt die Beurteilung auf Basis von Erfahrungswerten für Gesamtspannung und Deformation [14]. Vereinfachte analytische Berechnungen unter Annahme eines zweiachsigen Spannungszustands wie die von

Schlaefke vernachlässigen unter anderem Einflüsse des elasto-hydrodynamischen (EHD) Schmierfilmkontakts, der Kolbensteifigkeit (beeinflusst durch die Geometrie und Temperaturverteilung), der lokalen Bolzenquerschnitte und Bolzendeformation sowie der unterschiedlichen Werkstoffe von Kolben und Bolzen. Heutzutage werden daher insbesondere für

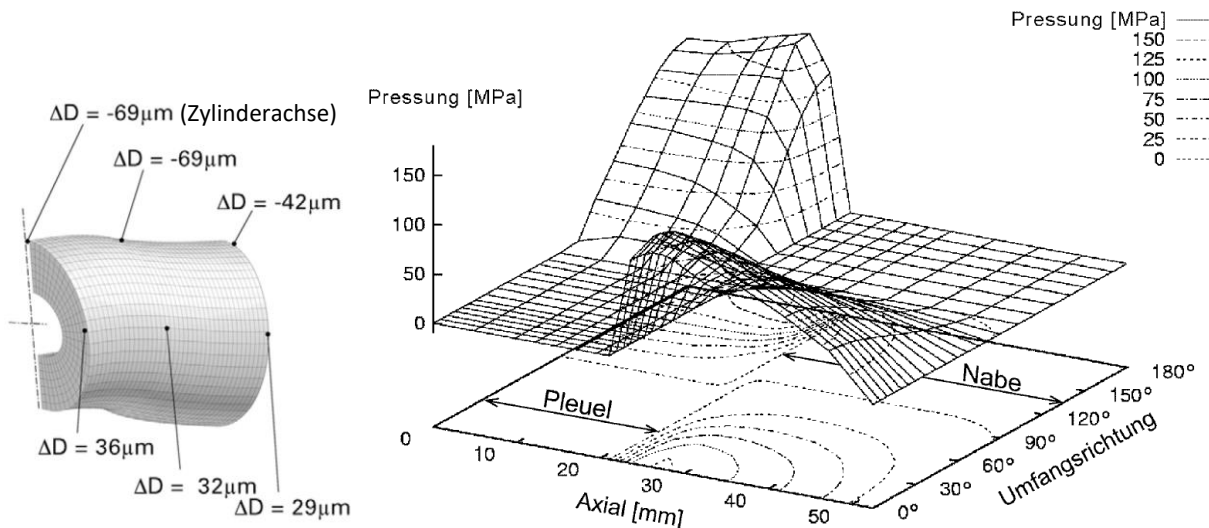


Abb. 2.6: links: berechnete Deformation eines Großmotor-Kolbenbolzens (Mahle Programm MPOT) / rechts: EHD-Druckverteilung für Parallelabstützung nach [14]

hochbelastete Motoren 3D-FE-Berechnungen zur Belastungsermittlung angewendet, deren Ergebnisse stark von den vereinfachten Rechenmodellen abweichen [14], [15].

Abbildung 2.6 zeigt exemplarisch die mit dem Mahle-Programm MPOT berechnete Deformation eines Großmotor-Kolbenbolzens sowie eine mögliche EHD-Druckverteilung für den Fall einer Parallelabstützung (siehe Abschnitt 2.2.2). Es wird deutlich, dass die tatsächliche Deformation des Kolbenbolzens stark von der idealisierten Betrachtung in Abbildung 2.5 abweicht. Neben der lokal unterschiedlich stark ausgeprägten Ovalisierung liegt keine rein bogenförmige Durchbiegung vor. Stattdessen zeigt der Bolzen aufgrund der Scherbelastung zwischen Pleuelauge und kleinem Pleuelauge eine Änderung der Krümmungsrichtung. Nach [14] und [15] befinden sich die lokal am höchsten belasteten Bereiche des Kolbenbolzens auf der Innenseite in der Horizontalen im Scherbereich zwischen Pleuelauge und Pleuelauge. Aus der EHD-Druckverteilung in den Lagerstellen resultiert ein Maximum der Pressung im Lagerspalt am Rand des kleinen Pleuelauges bzw. am Rand der Pleuelauge in Richtung des kleinen Pleuelauges.

2.2.2 Konstruktive Auslegung

Kolbenbolzenlager hochbelasteter Otto- und Dieselmotoren werden als schwimmende Lagerung ausgeführt. Dies ermöglicht ein gleichmäßiges Tragbild des Kolbenbolzens durch den rotatorischen Freiheitsgrad gegenüber kleinem Pleuelauge und der Pleuelauge. Gleichzeitig wird die maximale Relativgeschwindigkeit der Reibpartner Kolbenbolzen und Pleuelauge im Vergleich zu einem im Pleuelauge verpressten Kolbenbolzen verringert, was sich

positiv auf den Verschleiß auswirkt. Gegen ein axiales Auswandern wird der Kolbenbolzen im Kolben z.B. mit Seegerringen gesichert. Messtechnische und simulative Untersuchungen zu dem Vergleich schwimmender und pleuelfester Kolbenbolzenlagerungen können [16], [17] und [18] entnommen werden.

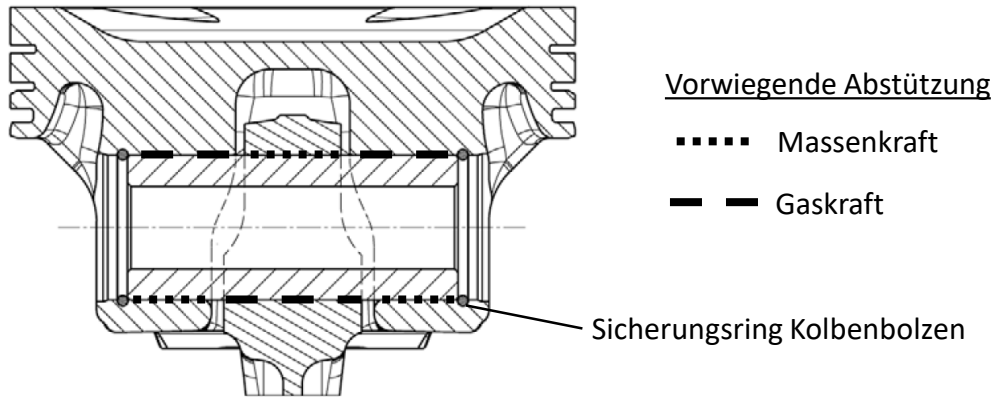


Abb. 2.7: Schwimmende Kolbenbolzenlagerung mit Stufenabstützung in Anlehnung an [14]

Um die Flächenlast im Lager bei einer Druckbelastung durch die Gaskraft zu verringern werden hochbelastete Motoren mit einer Trapez- bzw. Stufenabstützung anstelle einer Parallelabstützung ausgeführt, siehe Abbildung 2.7. Dabei wird die Oberseite des kleinen Pleuelauges, die nur durch Massenkkräfte belastet wird, schmaler ausgeführt als die Unterseite, die die höhere Belastung durch die Gaskräfte aufnehmen muss. Die Ausführung des Pleuelauges mit Trapez- bzw. Stufenabstützung ermöglicht eine Verbreiterung der oberen Auflagefläche in der Kolbennabe, die ebenfalls die höhere Belastung durch die Gaskraft im Arbeitstakt aufnehmen muss. Die Unterseite der Kolbennabe ist entsprechend schmaler ausgeführt. Bei der Auslegung ist der axiale Freigang zwischen Kolben und Pleuel bei dem maximalen Schwenkwinkel des Pleuels zu berücksichtigen.

Die Auslegung des Lagerspiels beeinflusst das Verschleiß- und Akustikverhalten des Lagers. Mahle [14] empfiehlt für Großmotoren mit Stahlkolben und einer schwimmenden Lagerung ein relatives Lagerspiel bezogen auf den Außendurchmesser des Kolbenbolzens von $> 0,5 \text{ ‰}$ in der Kolbennabe und $> 1,0 \text{ ‰}$ im kleinen Pleuelauge. Unterschiedliche thermische Ausdehnungen der Reibpartner sind bei der Auslegung zu berücksichtigen, um das gewünschte Lagerspiel unter gefeuerten Bedingungen zu erhalten und auch bei tiefen Kaltstartbedingungen einen schadenfreien Lauf zu gewährleisten.

Kolbenbolzen

Aus der Funktion der Kolbenbolzenlagerung ergeben sich in Anlehnung an [3] und [12] folgende Anforderungen für die Kolbenbolzenauslegung:

- geringe Masse (Massenkraft)
- möglichst hohe Steifigkeit (Rückwirkung auf die Kolbenbeanspruchung)

- ausreichende Festigkeit und Zähigkeit (Betriebssicherheit)
- hohe Oberflächengüte und Formgenauigkeit (Laufeigenschaften)
- Oberflächenhärte (Verschleiß)

Eine Vielzahl von möglichen Werkstoffen, Konstruktionsparametern und Oberflächenbehandlungen kann zur Erreichung der Anforderungen an den Kolbenbolzen eingesetzt werden. Die Norm ISO 18669-1 [19] standardisiert Begrifflichkeiten und verschiedene Auslegungsparameter.

Als Werkstoff werden für Kolbenbolzen hochwertige Stähle eingesetzt, die die Festigkeits- und Zähigkeitsanforderungen erfüllen und gleichzeitig härtbar sind. Hierfür eignen sich insbesondere Einsatz- und Nitrierstähle, beispielsweise 16MnCr5 und 17CrNi6 (Einsatzstähle) sowie 31CrMoV9 (Nitrierstahl) [14]. Während der Härtung entstehen Druckeigenspannungen in der äußeren und inneren Randschicht des Kolbenbolzens, die Zugspannungen in hochbelasteten Bereichen entgegenwirken und das Verschleißverhalten verbessern. Eine hohe Reinheit zur Vermeidung von Werkstoff- und Gefügefehlern ist von besonderer Bedeutung, weswegen Stähle für Großkolbenbolzen mit Elektro-Schlacke-Umschmelzverfahren (ESU) erzeugt werden.

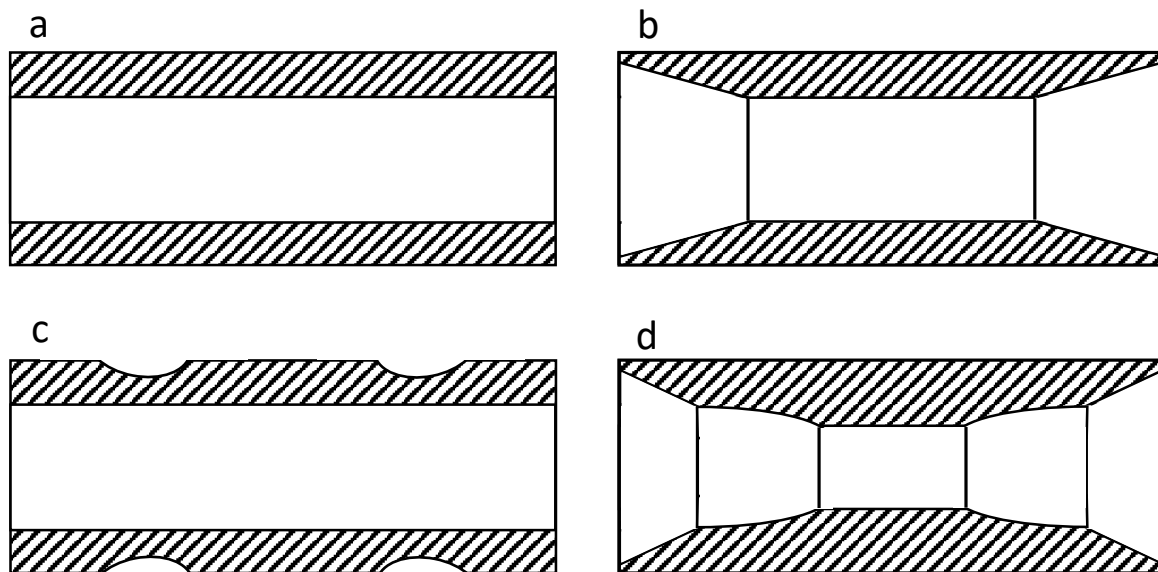


Abb. 2.8: a: Standard-Kolbenbolzen / b: Bolzen mit Innenkonus / c: (Außen-)Formbolzen (übertriebene Darstellung) / d: Bolzen mit profilierter Innenform

Eine Übersicht verschiedener Kolbenbolzenbauarten ist in Abbildung 2.8 dargestellt. Der Standard-Kolbenbolzen (a) stellt die einfachste und ökonomischste Bauweise dar. Der Bolzen ist als dickwandiges Rohr ausgeführt, um die Bolzenmasse gering zu halten. Der Bolzen mit Innenkonus (b) kann zur weiteren Verringerung der Bolzenmasse eingesetzt werden. Mit dem Formbolzen (c) wird eine Verlagerung der maximalen Pressung weg vom Rand der Kolbennabe erreicht, was zu einer erhöhten Belastbarkeit der Kolbennabe führt. Je

nach Deformation der Kolbennabe und des Bolzens ist die dargestellte Form am Bolzen nur wenige μm tief. Der Bolzen mit profilierter Innenform (d) kann bei hochbelasteten Dieselmotoren eingesetzt werden. Im Bereich des kleinen Pleuelauges ist der Materialquerschnitt für erhöhte Belastbarkeit größer ausgeführt, die konischen Bolzenenden tragen zur Verringerung der Masse bei. Nicht dargestellt sind Kolbenbolzen mit zusätzlichen Bohrungen, die für eine Schmierstoffversorgung der Kolbennaben aus dem kleinen Pleuelauge eingesetzt werden, siehe Abbildung 2.12. Dies setzt eine aktive Schmierstoffversorgung des kleinen Pleuelauges voraus.

Eine hohe Oberflächenqualität verringert Reibverschleiß und Rissbildung. Nach Norm [19] wird die Oberflächenqualität als Mittenrauwert R_a je nach Klasse für einen nicht beschichteten Bolzen im Durchmesserbereich $>54\text{ mm}$ bis $\leq 100\text{ mm}$ mit $0,8\text{ }\mu\text{m}$ bis $0,9\text{ }\mu\text{m}$ angegeben. Die Innenbohrung wird abhängig von der Bearbeitung mit Mittenrauwerten von $3,2\text{ }\mu\text{m}$ bis $5,0\text{ }\mu\text{m}$ toleriert. Weitere Maßnahmen für einen verschleißarmen Lauf sind die enge Tolerierung von Durchmesser, Rundheit und Zylindrizität. Eine Fase bzw. Ver rundung der Bolzenkanten erleichtert den Einbau und kann die lokale Belastung der Kolbennabe im Randbereich des Kolbenbolzens verringern. Ebenfalls sind verschiedene Oberflächenbeschichtungen und -texturierungen zur weiteren Verbesserung des Verschleißverhaltens möglich, die bei [14], [20] und [21] näher beschrieben werden. Insbesondere DLC-Beschichtungen (Diamond Like Carbon) sind dabei Bestandteil aktueller Publikationen [22], [23], [24].

Kleines Pleuelauge

Stand der Technik für die schwimmende Lagerung des Kolbenbolzens im kleinen Pleuelauge ist bei Großmotoren eine eingepresste Gleitlagerbuchse. Anforderungen an Gleitlagerbuchsen sind nach [25]:

- Verschleißfestigkeit (auch bei Mischreibungsverhältnissen)
- Ermüdungsfestigkeit (zyklische Betriebsbelastung durch Gas- und Massenkraft)
- Anpassungsfähigkeit (Ausgleich von Oberflächenunebenheiten des Reibpartners)
- Einbettungsfähigkeit (Toleranz gegen Fremdpartikel)
- Korrosionsbeständigkeit (gegenüber Säuren im Motoröl)

Zur Erfüllung der zum Teil gegensätzlichen Anforderungen werden Mehrschichtlager eingesetzt. Dabei ermöglicht die Kombination verschiedener Werkstoffe die gezielte Anpassung der lokalen Eigenschaften der Lagerbuchse. Im Wesentlichen bestehen Lagerbuchsen aus einer tragenden Stahlschicht am Lagerrücken für die Stabilität und einer weicheren Laufschiicht mit gezielt einstellbaren Eigenschaften auf der Lageroberfläche. Die Laufschiicht kann bei hochbelasteten Pleuelbuchsen aus bleihaltiger Bronze (CuSn10Pb10) angefertigt werden. Das Material mit der Werkstoffnummer 792 nach SAE (Society of Automotive Engineers) weist eine sehr gute Verschleiß- und Korrosionsbeständigkeit auf [26]. Um die gesundheitsschädlichen Auswirkungen von Blei zu vermeiden sind alternative Legierungen entwickelt worden, beispielsweise CuSn8Ni und CuSn10Bi3 [27].

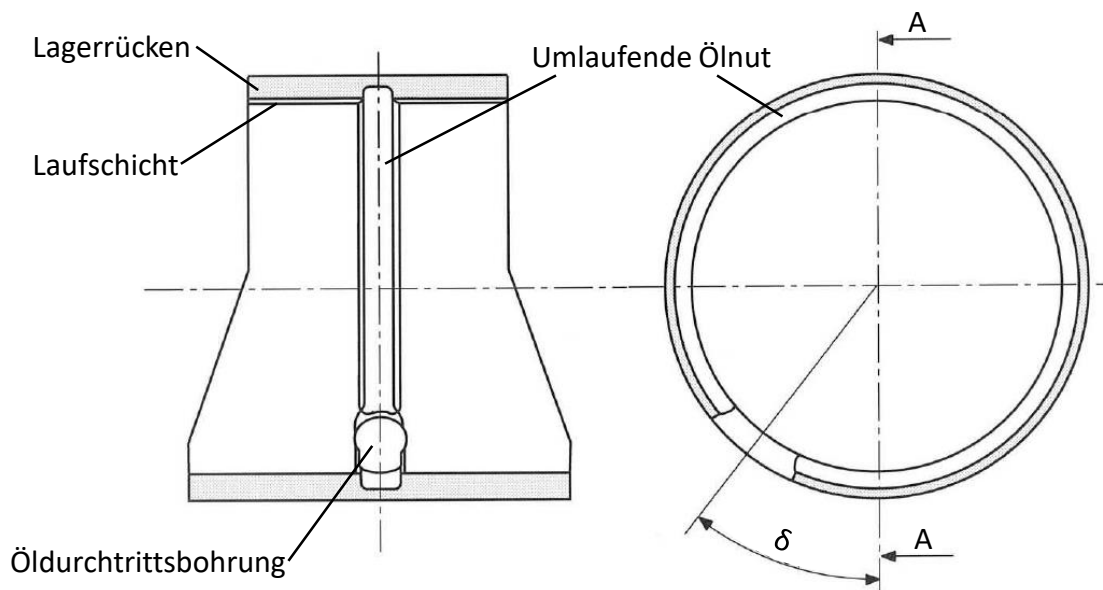


Abb. 2.9: Gleitlagerbuchse mit Schmiernut und Öldurchtrittsbohrung für einen mittelschnell laufenden Motor in Anlehnung an [10]

Lagerbuchsen für Großmotoren werden aus Flachmaterial gerollt und im kleinen Pleuelauge verpresst. Die Bolzenbohrung und somit die Lagerfläche wird anschließend zur Einstellung des gewünschten Lagerspiels endbearbeitet. Um die Presspassung im kleinen Pleuelauge zu erreichen wird die Lagerbuchse mit Übermaß gefertigt. [10] gibt einen Zielwert für die Pressung zwischen $10 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ und $20 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ an. Zu beachten sind die Unterschiede in der Pressung zwischen schmalere und breiterem Teil des kleinen Pleuelauges bei einer Trapezabstützung. Der untere Teil mit der flächigeren Abstützung hat nominell entsprechend des Flächenanteils eine verringerte Anpressung und kann unter Massenkraftentlastung und Deformation durch Zug am kleinen Pleuelauge eine Relativbewegung gegenüber dem Pleuelgrundkörper erfahren. Ein Abheben oder Verdrehen der Lagerbuchse darf nicht auftreten, siehe auch [28], [29] und [30]. Zusätzlich sollte die Einschnürung des kleinen Pleuelauges senkrecht zur Kraftrichtung weniger als 60 % des minimalen Lagerspiels betragen, um erhöhten Verschleiß oder sogar ein Klemmen des Kolbenbolzens zu vermeiden. Die Fugenstelle der Lagerbuchse, die aus dem Rollen während der Fertigung resultiert, wird in einem gering belasteten Bereich des Lagers angeordnet, idealerweise zwischen 30° und 40° zur Hochachse des Pleuels. Je nach Auslegung des Schmiersystems können zur Schmierstoffversorgung des Lagers Bohrungen und Verteilnuten in die Lagerbuchse eingebracht werden, siehe Abbildung 2.9. Bohrungen und Verteilnuten in einem Lager verringern die Tragfähigkeit und sind daher nach Möglichkeit in Bereichen geringerer Lagerlast anzuordnen [31].

Kolbennaben

Hauptaufgabe der Kolbennaben ist die Kraftübertragung zwischen Kolben und Kolbenbolzen. Neben der hohen Belastung insbesondere an der Nabenoberseite, die sich aus Gas- und

Massenkräften ergibt, müssen die Naben zusätzlich die Belastung durch Rotation und Deformation des Kolbenbolzens dauerfest aufnehmen. Die Naben bewegen sich im Gegensatz zum kleinen Pleuelauge ausschließlich translatorisch (das Kolbenkippen durch den Anlagewechsel wird an dieser Stelle aufgrund der Geringfügigkeit der Bewegung vernachlässigt), so dass sie im Gegensatz zur Pleuelstange die Kolbenbolzenrotation nicht selbst aktiv anregen, sondern aufgrund der Reibung bei einer Relativbewegung durch die Drehung des Bolzens der Anregung zur Drehbewegung entgegenwirken.

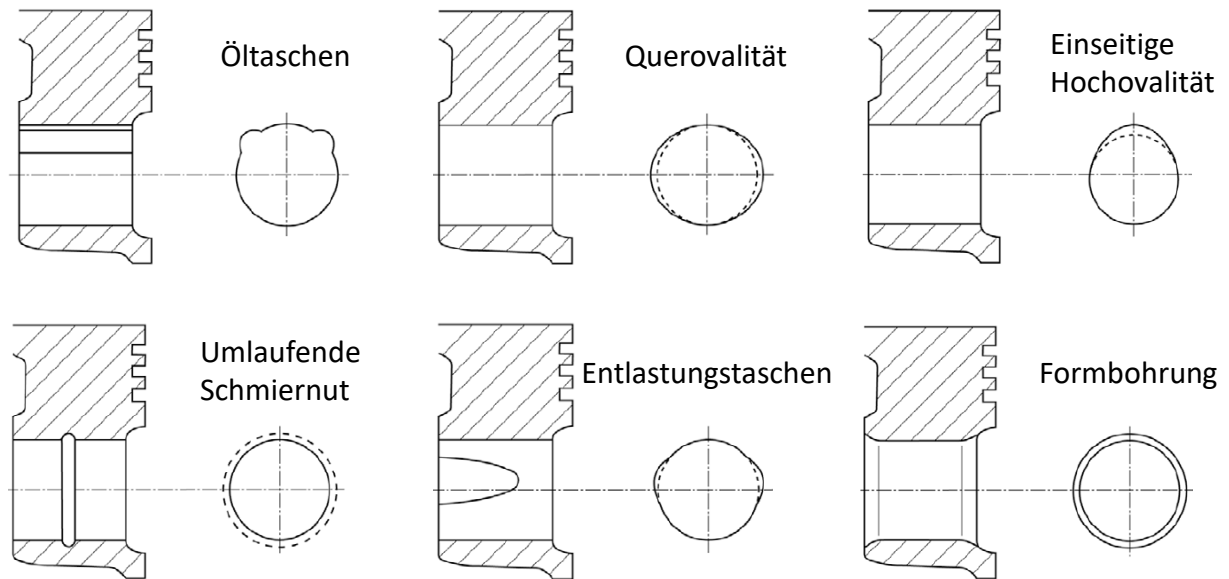


Abb. 2.10: Möglichkeiten zur Ausführung der Nabengeometrie in Anlehnung an [32], siehe auch [33]

Das Material des Kolbens beeinflusst die maximal möglichen Nabenbelastungen. Bei Großdieselmotoren mit Spitzendrücken über $p_{\max} = 200$ bar werden gebaute Kolben mit einem Oberteil aus Stahl und einem Schaft aus Aluminium oder Stahlkolben eingesetzt [2]. Stahl bietet gegenüber Aluminium den Vorteil höherer ertragbarer Temperaturen und gesteigerter mechanischer Festigkeit bei gleichzeitig geringeren Deformationen. Bei Aluminiumkolben, gebauten Kolben mit Aluminiumunterteil sowie Stahlkolben können Buchsen in den Kolbennaben eingesetzt werden. Bei Aluminiumkolben steigern sie die Ermüdungsfestigkeit der Naben, bei Stahlkolben werden sie zur Steigerung der Verschleißfestigkeit bzw. Freyssicherheit eingesetzt. Zu beachten sind die sich ergebenden Druckspannungen im Nabenbereich durch den Presssitz. Zur Verbesserung der Gleit- und Verschleißigenschaften können bei Stahlkolben ohne Buchsen Beschichtungen eingesetzt werden. Mangan-Eisen-Mischphosphate mit einer Schichtdicke um $5\text{ }\mu\text{m}$ schützen insbesondere während der Einlaufphase vor Reib- und Freysschäden. Auch Polymermatrixen mit eingelagerten Graphitpartikeln und Molybdänsulfidpigmenten in Schichtdicken um $8\text{ }\mu\text{m}$ bieten einen längeren Schutz in der Einlaufphase. Die Oberflächenrauheit der Naben wird zur Gewährleistung der Funktion zwischen $0,63\text{ }\mu\text{m}$ und $1,0\text{ }\mu\text{m}$ eingestellt [32].

Die Nabengeometrie im Kolben kann zur Beeinflussung verschiedener Faktoren abweichend

zu einer Standardbohrung ausgeführt werden. Abbildung 2.10 zeigt verschiedene mögliche Ausführungen der Nabengeometrie. Öltaschen sowie eine umlaufende Schmiernut dienen einer gezielten Beeinflussung des Schmierölhaushalts der Naben. Die zusätzlichen Volumina ermöglichen eine Speicherung und Verteilung von Öl um die Schmiereigenschaften zu verbessern. Eine eingebrachte Querovalität sowie nahe der Querachse eingebrachte Entlastungstaschen verringern die Nabenspannungen in der Gaskraftphase durch eine Ovalisierung des Kolbenbolzens. Eine einseitige Hochovalität verringert Spannungen an der Brennraumoberfläche, die aufgrund des über die Kolbennaben eingeleiteten Biegemoments stark belastet sein kann. Eine Formbohrung (meist eine trompetenförmige Aufweitung der Nabenbohrungsenden) verringert die maximale Spannung im Kantenbereich der Nabe, die durch die Durchbiegung des Kolbenbolzens höher belastet ist als die Mitte der Nabe.

2.2.3 Auslegung des Schmierstoffversorgungssystems

Die Schmierung des Kolbenbolzens findet in den Lagerstellen des kleinen Pleuelauges und der Kolbennaben statt. Beide Lagerstellen können durch passive und aktive konstruktive Maßnahmen mit Schmierstoff versorgt werden. Aktive Maßnahmen bezeichnen in dieser Arbeit eine druckgetriebene, direkte Versorgung einer Lagerstelle, passive Maßnahmen eine drucklose, undefinierte Zuführung von z.B. Spritzöl. Neben der Versorgung sind für eine ausreichende Schmierung auch Maßnahmen zur Schmierstoffverteilung in den Lagerstellen von großer Bedeutung. Die Eigenschaften des Schmierstoffs selbst werden in dieser Arbeit nicht betrachtet. [34] gibt einen umfassenden Überblick über Schmierstofffunktionen in Verbrennungsmotoren.

Passive Schmierstoffversorgung und -verteilung

Schnitt kleines Pleuelauge

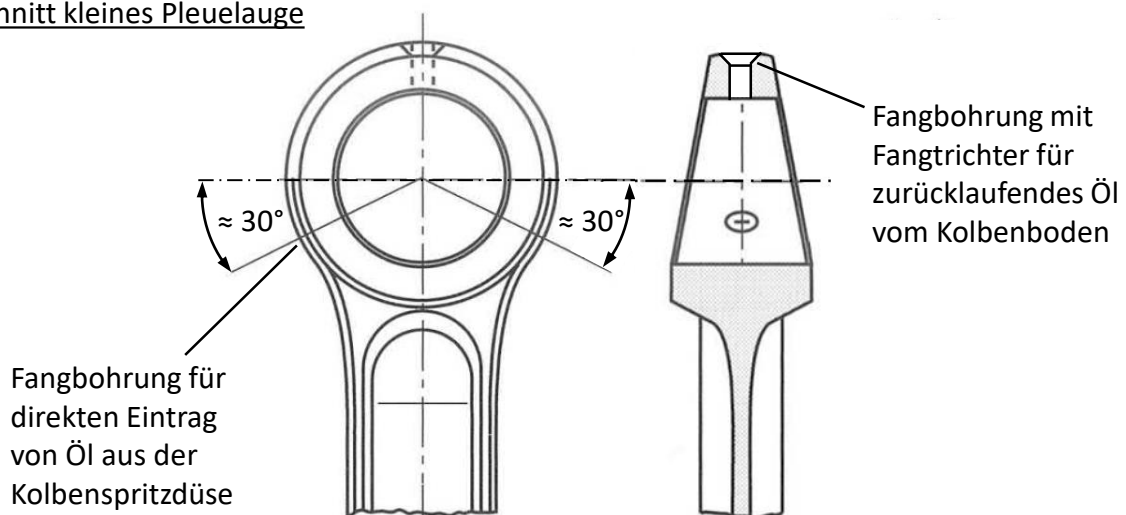


Abb. 2.11: Möglichkeiten zur Ausführung von Ölfangbohrungen im kleinen Pleuelauge in Anlehnung an [10]

Die passive Schmierstoffversorgung der Kolbenbolzenlager stellt den Standard bei kleinen bis mittelgroßen Verbrennungsmotoren dar. Eine passive Schmierstoffversorgung beschreibt dabei die drucklose und weitgehend ungesteuerte Zuführung von Schmieröl. Der passive Transport des Schmieröls innerhalb des Kurbelgehäuses kann über Ölnebel und zusätzlich über das Abtropfen vom Kolbenboden erfolgen, der in der Regel zur Kühlung von einer oder mehreren Kolbenspritzdüsen gezielt mit Öl bespritzt wird. Das Schmieröl erreicht dabei die Ränder des kleinen Pleuelauges und der Kolbennaben, von wo es über kapillare Kräfte und verlagerungsbedingte Pumpeffekte in die Lagerstelle transportiert wird. Abbildung 2.11 zeigt konstruktive Möglichkeiten, um den passiven Schmierstofftransport in das Lager zu verbessern. Dabei werden sogenannte Fangbohrungen im kleinen Pleuelauge eingesetzt, welche mit einer Fase versehen rücklaufendes Öl sammeln und dem Inneren der Lagerstelle zuführen. Je nach Ausführungsart befinden sich diese Bohrungen im oberen Bereich des kleinen Pleuelauges (Fangen von rücklaufendem Kolbenkühlöl) oder im unteren Bereich des kleinen Pleuelauges (Fangen von Kolbenspritzöl bevor es auf dem Kolben auftrifft). Zusätzlich ergibt sich bei Motoren mit einer Kolbenkühlung über einen Kühlkanal die Möglichkeit einen weiteren Öltransportweg in die Lagerfläche der Nabe zu konstruieren. Dabei wird die Kolbennabe in etwa mittig über eine Durchtrittsbohrung mit dem Einspritz- bzw. Austrittsloch zur Kolbenkühlung verbunden. Diese Maßnahme ermöglicht einen Transport von Öl in das Innere der Nabenlager. Da bei dieser Schmierart ebenfalls kein direkter druckgetriebener Transport stattfindet (Durchtrittsbohrung senkrecht zu Ölspritzrichtung angeordnet) wird diese Möglichkeit der Nabenschmierung zu den passiven Schmierstoffversorgungsarten gezählt.

Aktive Schmierstoffversorgung und -verteilung

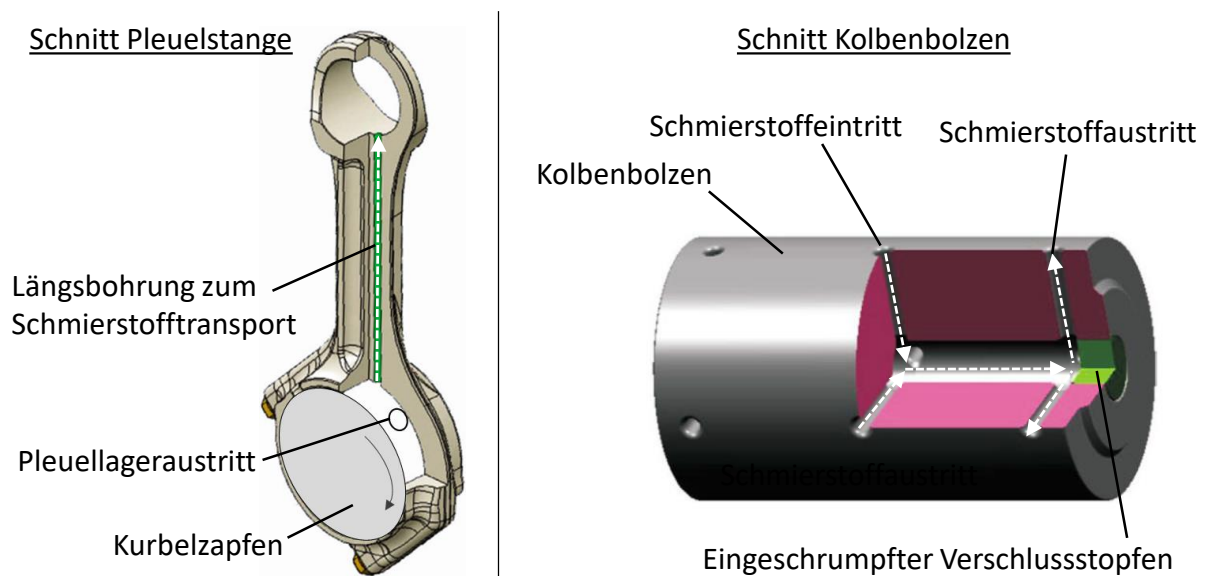


Abb. 2.12: links: Schematische Darstellung einer Ölversorgungsbohrung im Pleuelschaft / rechts: Kolbenbolzen mit Bohrungen zur Nabenschmierung, beide mit Fließrichtung und in Anlehnung an [14]

Passive Schmierstoffversorgungssysteme können Lagerstellen bei hohen Lagerbelastungen teilweise nicht mehr ausreichend versorgen, es kommt zu einer Mangelschmierung und infolgedessen zu einem Lagerschaden der i.d.R. mit einem kapitalen Motorschaden gleichzusetzen ist. [10] gibt einen Grenzwert der Lagerbelastung von $80 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ an, ab dem eine aktive Schmierstoffversorgung des kleinen Pleuelauges notwendig wird. Da sich die verfügbaren Lagermaterialien sowie die Fertigungsverfahren seit dem Erscheinen der Quelle weiterentwickelt haben, ist heute von einer höheren Belastbarkeit von Lagerbuchsen ohne aktive Schmiermaßnahmen auszugehen. Die tatsächliche Grenze hängt neben den vorgenannten Faktoren stark von der konstruktiven Ausführung eines Lagers sowie den Betriebsrandbedingungen ab und kann daher nicht allgemeingültig formuliert werden. Die notwendigen zusätzlichen Bearbeitungsschritte in der Fertigung (z.B. Tiefbohren) steigern die Kosten, sodass eine aktive Schmierstoffversorgung nur eingesetzt wird, wenn die Lebensdaueranforderung des Motors es erforderlich macht.

Eine aktive Schmierstoffversorgung erweitert den herkömmlichen Ölkreislauf eines Verbrennungsmotors: Das Öl wird von der Ölpumpe angesaugt und über einen ÖlfILTER zu den Hauptlagern der Kurbelwelle gefördert. Innerhalb der Kurbelwelle wird das Öl über Bohrungen zu den Kurbelzapfen geleitet, wo es in die Lagerstelle des großen Pleuelauges eintritt. Bei einer aktiven Schmierstoffversorgung des kleinen Pleuelauges wird die Pleuelstange um eine Bohrung in Längsrichtung ergänzt, siehe Abbildung 2.12. Das Öl wird darüber in das kleine Pleuelauge geleitet. Die obere Pleuellagerschale muss mindestens um eine Durchgangsbohrung ergänzt werden. Um die Versorgung des kleinen Pleuelauges weiter zu verbessern, können Nuten in Pleuellagerschale, Lagerbuchse und den Pleuelgrundkörper (mit Durchtrittsbohrungen in die Lagerschale bzw. -Buchse) vorgesehen werden. Bei Großmotoren kann zusätzlich der Kolbenbolzen um entsprechende Bohrungen erweitert werden und ermöglicht so die aktive Schmierstoffversorgung der Kolbennaben aus dem kleinen Pleuelauge. Ein Risiko der aktiven Schmierstoffversorgung liegt in einer möglichen Schädigung der Lagerstelle des großen Pleuelauges durch einen Stoßkavitationseffekt aufgrund der Trägheit der Ölsäule in der Pleuelstange [35]. Zusätzlich stellt der Öldurchtritt in der oberen Pleuellagerschale und der Gleitlagerbuchse im kleinen Pleuelauge eine Störstelle für die Schmierfilme dar, die nicht zu einem erhöhten Verschleiß oder Versagen der jeweiligen Lagerstelle führen darf.

2.3 Schadensmechanismen

Aktive und passive Schmiersysteme können aufgrund der jeweilig zugrunde liegenden Öltransportmechanismen unterschiedliche Schadbilder zeigen. Bei passiven Schmiersystemen kommt es bei Erreichen der Leistungsgrenze des Systems zu einer Mangelschmierung, Schäden aufgrund unzulässig hoher Reibung und Verschleiß sind die Folge. Aktive Schmiersysteme, die zur verbesserten Schmierstoffversorgung im Vergleich zu passiven Systemen eingesetzt werden, können durch den Eingriff in den Schmierhaushalt des großen Pleuelauges kavitative Schädigungen hervorrufen und den Verschleiß der Lagerstelle erhöhen. Im Folgenden werden die Grundlagen der jeweiligen Schadensmechanismen dargelegt.

2.3.1 Reibung

1902 beschreibt Stribeck [36] erstmals den heute als Stribeck-Kurve bekannten Zusammenhang zwischen dem Reibkoeffizienten μ (auch Reibungszahl f) und der relativen Geschwindigkeit zweier Reibpartner in einem Gleitlager. Abbildung 2.13 veranschaulicht den

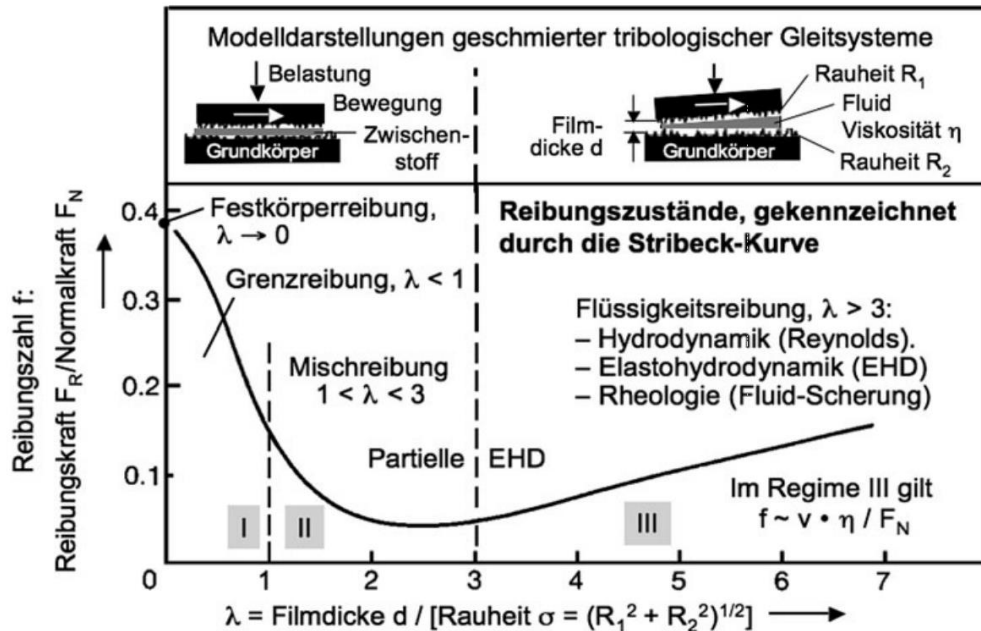


Abb. 2.13: Reibungs- und Schmierzustände anhand der Stribeck-Kurve [37]

Zusammenhang. Demnach setzt sich die Gesamtreibung in einem Gleitlager aus Festkörperreibung und Flüssigkeitsreibung zusammen, deren Anteil an der Gesamtreibung von der Gleitgeschwindigkeit im Lager abhängig ist. Grund für diesen Zusammenhang ist der sich mit zunehmender Geschwindigkeit aufbauende Schmierfilm zwischen den Reibpartnern. Setzt man die Schmierfilmdicke d in Relation zu der Rauheit σ erhält man die spezifische Schmierfilmdicke λ über die sich drei verschiedene Reibungsregime definieren lassen:

- Grenzreibung ($\lambda < 1$ [37] bzw. $\lambda < 0,2$ [38]): Die Schmierfilmhöhe reicht nicht aus um die Körper vollständig voneinander zu trennen. Der Reibungskoeffizient zeigt eine signifikante Abhängigkeit von der Schmierfilmdicke (hoher Gradient). $\mu = 0,1 \dots 0,2$ [38] bzw. $\mu = 0,06 \dots 0,1$ [39]
- Mischreibung ($1 < \lambda < 3$ [37] bzw. $0,2 < \lambda < 3$ [38]): Im Übergangsbereich treten Festkörperreibung und Flüssigkeitsreibung gemeinsam auf, in diesem Bereich liegt das Minimum des Reibungskoeffizienten. $\mu = 0,01 \dots 0,1$ [38] bzw. $\mu = 0,001 \dots 0,1$ [39]
- Flüssigkeitsreibung ($\lambda > 3$): Es kommt zu keinem Festkörperkontakt mehr, die Reibung ist jetzt rein von den dynamischen Vorgängen in dem Schmierstoff abhängig. Die Grenze zwischen Mischreibung und Flüssigkeitsreibung wird auch als Ausklinkpunkt bezeichnet. $\mu = 0,001 \dots 0,01$ [38] bzw. $\mu = 0,0006 \dots 0,001$ [39]

Im Gegensatz zu hydrodynamischen Lagern weisen schwimmend gelagerte Kolbenbolzen keine kinematisch erzwungene Rotation auf wie beispielsweise ein Kurbelzapfen. Dadurch kann es grundsätzlich zu allen drei Reibungsregimen kommen, die abwechselnd abhängig von der Bewegung des Kolbenbolzens auftreten können. Liegen die tribologisch ungünstigen Grenzreibungs- oder Mischreibungszustände in den Lagerstellen des Kolbenbolzens vor, kann es zu einem Schaden kommen. Abbildung 2.14 zeigt einen solchen Fressschaden am

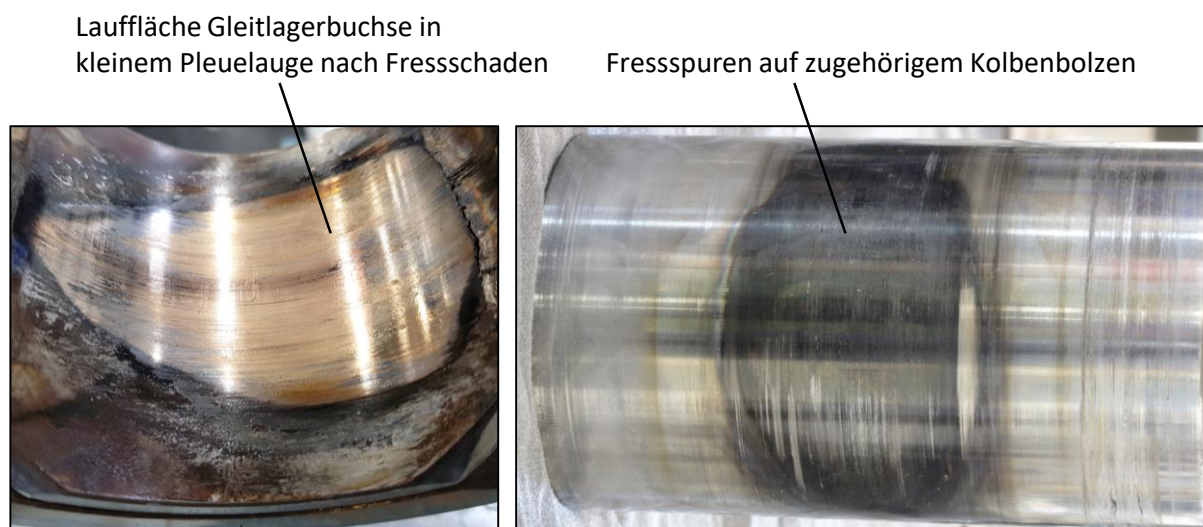


Abb. 2.14: Fressschaden am kleinen Pleuelauge eines schnelllaufenden Dieselmotors

kleinen Pleuelauge eines schnelllaufenden Dieselmotors. In dem gezeigten Fall kam es im laufenden Prüfstandsbetrieb zu einem Anstieg der Reibung der zu einer Motorabschaltung führte. Eine Analyse des Laufzeugs zeigt deutliche Reibspuren im kleinen Pleuelauge und an der zugehörigen Bolzenoberfläche, die bereits zu einem Klemmen des Kolbenbolzens im kleinen Pleuelauge geführt hatten.

Rheinmetall Automotive beschreibt in einer Firmenschrift der MS Motorservice GmbH [40] einen ähnlichen Schadenspfad, der zu einer Schädigung der Kolbennaben bei schwimmend gelagerten Kolbenbolzen führt. Schäden in den Lagerstellen des Kolbenbolzens entstehen demnach hauptsächlich durch zu gering bemessenes Lagerspiel im kleinen Pleuelauge und infolgedessen durch ein Klemmen oder Festfressen des Kolbenbolzens in der Gleitlagerbuchse. Ist die Drehung des Kolbenbolzens damit fest an die Schwenkbewegung des Pleuels gekoppelt, steigt die Relativgeschwindigkeit in den Kolbennaben an. Das bei einer schwimmenden Lagerung enger ausgelegte Spiel reicht für die angestiegene Relativgeschwindigkeit nicht aus, ein starker Temperaturanstieg, der Zusammenbruch des Schmierfilms und ein Trockenlauffresser sind die Folge.

2.3.2 Kavitation

Die verschiedenen Arten der Kavitation sind in Tabelle 2.1 aufgeführt. Es wird zwischen Dampfkavitation, Gaskavitation und Pseudokavitation unterschieden.

Dampfkavitation

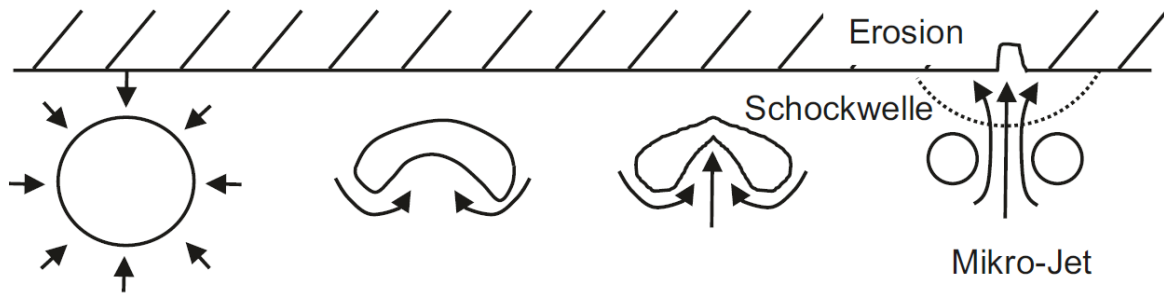


Abb. 2.15: Erosive Wirkung eines wandnahen Mikro-Jets [41]

Die Dampfkavitation (auch: echte Kavitation) stellt durch die hohen Druckgradienten beim Blasenzerfall ein Schädigungsrisiko für insbesondere die weichen Lagerlaufflächen dar. Abbildung 2.15 veranschaulicht den physikalischen Effekt. Beim Unterschreiten des Dampfdruckes eines Fluids entstehen lokale Dampfblasen. Wird der Dampfdruck wieder überschritten kollabiert die Blase. Der schlagartige Volumenverlust induziert eine starke lokale Strömung, den Mikro-Jet. In Wandnähe kann es durch die Kombination von Strömung und Druckwelle zu einem erosiven Abtrag von Lagermaterial kommen. Der entstehende Druck bzw. die Belastung des Materials nahe der implodierenden Blase kann mit der Joukowsky-Stoßformel berechnet werden, siehe Gleichung (2.9). Die Stoßdauer liegt im Bereich von einigen Mikro- bis Millisekunden [42], [43]. Nach [44] können dabei lokale Belastungen zwischen $750 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ und $1500 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ erreicht werden. Die Werte übersteigen deutlich die Belastbarkeit von Gleitlagerwerkstoffen. So liegt die mittlere Versagenslast von beispielsweise CuSn8Ni bei $203 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ [27].

$$p = \rho \cdot v \cdot c \quad (2.9)$$

Gaskavitation

Die Gaskavitation (auch: unechte oder weiche Kavitation) bezeichnet die Auslösung und Lösung eines Gases in einem Fluid. Das Gaslösevermögen eines Fluids wird über den Bunsenkoeffizient χ bestimmt. Für die Paarung Luft-Mineralöl beträgt er im Sättigungszustand unter Normalbedingungen $\chi_{\text{Luft}} \approx 8 - 9 \text{ vol.-%}$. Die Druckabhängigkeit des Gaslösevermögens wird über das Henry-Dalton'sche Gesetz beschrieben [45], [46], siehe Gleichung (2.10):

$$V_{\text{Gas}}^0 = \chi \cdot V_{\text{Öl}}^0 \cdot \frac{p_{\text{rel}} + p^0}{p^0} \quad (2.10)$$

Der lineare Zusammenhang ist bis zu Drücken von ca. 300 bar gültig. Neben dem Druck als Haupteinfluss ist die Lösefähigkeit ebenfalls von Temperatur und Viskosität abhängig [47].

Tab. 2.1: Arten der Kavitation nach [41]

	Dampfkavitation	Gaskavitation	Pseudokavitation
Physikalischer Prozess	Phasenübergang (Verdampfen und Kondensieren); Massenaustausch zwischen flüssiger und gasförmiger Phase	Ausgasungs- bzw. Diffusionsprozess; Massenaustausch zwischen freien und gelösten Gasen (z.B. Luft)	Druckabhängige Dichte und damit Volumenänderung der Gasblasen; kein Massenaustausch
Ursache	Schlagartiges Entstehen von Dampfblasen sobald der Druck unter den Dampfdruck fällt; Schlagartiges Kondensieren und Implodieren sobald der Druck wieder über den Dampfdruck steigt	Kontinuierliche Ausgasung sobald der Druck unter den Sättigungsdruck fällt; Langsame und kontinuierliche Rücklösung freier Gase sobald der Druck über den Sättigungsdruck steigt	Vorhandensein von freiem Gas; Lokale Druckänderung in der Strömung; Starke Kompressibilität des Gases (z.B. Idealgasgesetz)
Auswirkungen	Erosionsschäden durch Mikrojets beim Implodieren; Geräuschentwicklung; Druckverluste	Befüllungsverluste; Ölalterung durch Oxidation (Diesel-effekt); Absenkung der Systemsteifigkeit (geringes Kompressionsmodul)	Befüllungsverluste; Absenkung der Systemsteifigkeit (geringes Kompressionsmodul)

[47] gibt an, dass der Überdruck um mindestens das 100-fache des Sättigungsdrucks eingestellt werden muss, um eine Ölprobe ohne gelöstes Gas innerhalb weniger Minuten in den Sättigungszustand zu bringen. Gaskavitation erfolgt mit einer deutlich geringeren Geschwindigkeit als Dampfkavitation, sie erreicht somit nicht das erosive Schädigungspotential der Dampfkavitation. Da die Lösung und Auslösung von Gas nicht von einer physikalischen Zustandsänderung wie dem Dampfdruck abhängig ist, sondern nach dem Henry-Dalton'schen Gesetz linear mit dem Fluiddruck in Zusammenhang steht, kann eine Auslösung von Gas immer auftreten, wenn der Fluiddruck den aktuellen Sättigungsdruck der Lösung unterschreitet. Dabei kann eine Scherbelastung neben einem Druckabfall das Ausgasen aus dem Fluid beschleunigen [48], ebenso können Wandunebenheiten die Blasenbildung begünstigen [49]. Über die Größe der in dem Öl auftretenden Gasblasen lassen sich unterschiedliche Schaumregime mit verschiedenen Eigenschaften beschreiben [50]. Insbesondere die Lösegeschwindigkeit zeigt eine Abhängigkeit von der Blasengröße [51].

Die Bildung und der Zerfall von Gasblasen in dem Schmierkreislauf von Verbrennungsmotoren wird aufgrund der sich ständig ändernden Randbedingungen in dem System als metastabiler Zustand beschrieben [52]. Das Auslösen von Luft verändert die Zusammen-

setzung des Fluids in einem hydraulischen System. Es tritt von dem einphasigen (Öl) in den zweiphasigen Zustand (Öldispersion bzw. Ölschaum) über. Diese Änderung beeinflusst verschiedene charakteristische Eigenschaften des Fluids wie beispielsweise die Steifigkeit, die Schmierfähigkeit und die Wärmekapazität [53]. Infolgedessen kann es bei motorischen Anwendungen zu Störungen bei der Erfüllung von hydraulischen Zusatzfunktionen des Fluids kommen, wie beispielsweise dem hydraulischen Ventilspielausgleich, der hydraulischen Spannung der Steuerkette oder der Einstellung des Kompressionsverhältnisses in einem VCR (Variable Compression Ratio) System [54], [55], [56].

[47] und [57] beschreiben die Auswirkungen von Gaskavitation in der Ölzuführung zu Lagerstellen im großen Pleuelauge von Verbrennungsmotoren. [47] betrachtet den grundlegenden Mechanismus des fliehkraftabhängigen Druckprofils in der Pleuellage, welches zur Ausbildung einer stationären Gasblase führen kann. [57] betrachtet die Veränderung der Druckdynamik in der Zuführungsbohrung der Lagerstelle des großen Pleuelauges. Grundlegende Auswirkungen eines steigenden freien Luftanteils in dem Schmierstoffsystem der Pleuellage sind nach dieser Arbeit:

- Reduktion hochfrequenter Schwingungsanteile (Bedämpfung des Systems)
- Abnahme des Maximalwerts von Druckspitzen (Änderung der Systemsteifigkeit)
- Abnahme des fliehkraftbedingten Druckprofils in der Pleuellage bis hin zum vollständigen Unterbrechen der Schmierstoffversorgung des großen Pleuelauges

Pseudokavitation

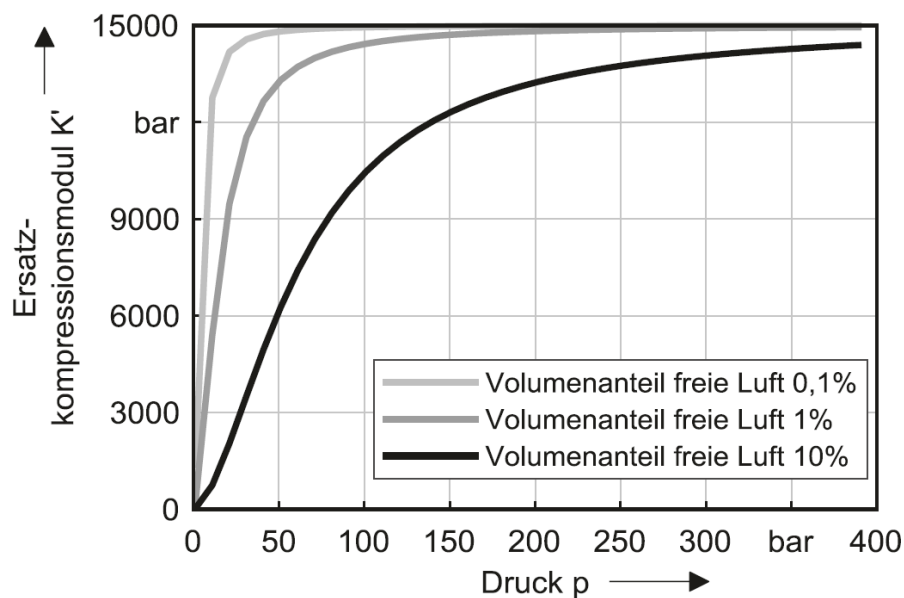


Abb. 2.16: Analytische Berechnung des Ersatzkompressionsmoduls für unterschiedliche Volumenanteile freier Luft [41]

Pseudokavitation beschreibt den Einfluss von vorhandenem freiem Gas auf die hydraulischen Eigenschaften in einem Öl-Luft Gemisch, ohne dabei die Löse- und Entlösevorgänge

zu betrachten. Wie bereits im vorhergehenden Abschnitt erläutert beeinflusst ein steigender Luftanteil im Öl-Luft Gemisch neben der Schmierfähigkeit und der Wärmekapazität vor allem die Kompressibilität des Fluids. Abbildung 2.16 zeigt den Zusammenhang, siehe auch [41], [58]. Die Ersatzkompressibilität K' setzt sich gemäß Gleichung (2.11) zusammen aus der Kompressibilität der Flüssigkeit ΔV_{FL} und der Kompressibilität von Bauteilen ΔV_{BT} . Der asymptotische Verlauf der Kompressibilität ist durch die Komprimierung der Gasblasen in dem Öl mit steigendem Druck begründet. In dem für Verbrennungsmotoren relevanten Druckbereich <50 bar ist eine deutliche Änderung der Kompressibilität mit dem Druck zu beobachten, die stark von dem Anteil freier Luft abhängig ist. In höheren Druckbereichen nähern sich die Kurven einander an und verlaufen gegen den gleichen Grenzwert, die Ersatzkompressibilität für ein System mit Öl ohne freie Luftanteile. Methoden zur messtechnischen Bestimmung der Kompressibilität sowie die Erstellung eines analytischen Rechenmodells für die möglichst exakte Berechnung der Kompressibilität in Abhängigkeit von dem freien Gasanteil, dem Druck, der Temperatur und dynamischer Zustandsänderungen des Fluids sind Teil der aktuellen Forschung [59], [60], [61], [62], [63].

$$K' = \frac{V_0 \cdot \Delta p}{\Delta V_{FL} + \Delta V_{BT}} \quad (2.11)$$

2.4 Stand der Technik

Die Funktionsweise und das Verhalten der Kolbenbolzenlagerung und seiner Schmierung wird in der Literatur über verschiedene Ansätze analysiert. Die Untersuchung der Kolbenbolzenbewegung, des Reibkontakts, der Schmierpaltfüllung und des Schmierstofftransports sowie des Schmierfilmdrucks ist von verschiedenen Autoren mit messtechnischen und simulativen Ansätzen für unterschiedliche Motorgrößen vorgenommen worden. Im Folgenden wird ein Überblick über ausgewählte Vorarbeiten gegeben, die den aktuellen Stand der Technik zusammenfassen.

2.4.1 Messtechnische Untersuchungen

Kolbenbolzenbewegung

Ritterskamp [64] untersucht 2008 die Bewegung eines schwimmend gelagerten Kolbenbolzens mit passivem Schmiersystem an einem Vierzylinder PKW-Ottomotor mit Saugrohrreinspritzung. Nach einer Gegenüberstellung verschiedener möglicher Messmethoden wählt er eine induktive Methode, die seinerzeit den besten Kompromiss aus den verfügbaren Messmethoden darstellt. Die Temperaturdrift der induktiven Messmethode gleicht er durch eine Kalibrierung der Messkette unter den zu erwartenden Temperaturen sowie einen erhöhten Aufwand bei der Auswertung der Messdaten aus. Tabelle 2.2 gibt die Bewertung der einzelnen Messmethoden von [64] wieder, erweitert um die heute verfügbare magnetoresistive Messmethodik (siehe [65]).

Die Erfassung der Kolbenbolzenbewegung erreicht [64] über aus Invar gefertigte Spiralkörper, die auf die Bolzenenden aufgesetzt werden. Die Abwicklung einer schiefen Ebene

Tab. 2.2: Gegenüberstellung von Messmethoden zur Erfassung der Kolbenbolzenbewegung im gefeuerten Betrieb angelehnt an [64]

	Optisch	Kapazitiv	Induktiv	Potentiometrisch	Magnetoresistiv
Bauraumbedarf	-	+	+	-	+
Auflösung	++	+	+	+	++
Schmutzempfindlichkeit	--	-	+	0	+
Temperaturdrift	+	0	0	0	++
Belastbarkeit	0	+	+	-	0
Kalibrieraufwand	-	0	-	0	+

auf Vorder- und Rückseite der Spirale ermöglicht die Erfassung der Drehbewegung mit zwei induktiven Wegsensoren, deren Summensignal auch bei einer radialen Bewegung des Kolbenbolzens z.B. aufgrund Anlagewechsel konstant bleibt. Mit zwei weiteren Sensoren an den Bolzenenden wird ebenfalls die axiale Bewegung des Kolbenbolzens erfasst. Zur Kompensation der Temperaturdrift werden an beiden Bolzenenden zusätzlich sensornah die Temperaturen erfasst. Die Messungen erfolgen bei Drehzahlen bis $n_M = 6000 \text{ min}^{-1}$ und Lasten bis $p_{me} = 8 \text{ bar}$. Die Ergebnisse der messtechnischen Untersuchung sind im Folgenden zusammengefasst:

- Innerhalb eines Arbeitsspiels tritt eine stark oszillatorische Verdrehbewegung des Kolbenbolzens auf
- Der Kolbenbolzen zeigt je Arbeitsspiel eine übergeordnete Verdrehung je Zyklus von typischerweise $\phi_{B,Zyklus} = 4^\circ \text{BW}$ (Kolbenbolzen-Verdrehwinkel gegenüber dem Kolben) und maximal $\phi_{B,Zyklus} = 10^\circ \text{BW}$
- Eine höhere Ölviskosität dämpft die Bewegung und verlängert Stillstandsphasen innerhalb eines Arbeitsspiels; bis zu $n_M = 3000 \text{ min}^{-1}$ hemmt eine Erhöhung der Ölviskosität auch die übergeordnete Drehung
- Die Drehrichtung der Bolzenbewegung ist abhängig von der Drehzahl des Motors, steigende Öl- und Kühlmitteltemperaturen senken die Bolzenbewegung bei niedrigen Drehzahlen bis zur Drehrichtungsumkehr des Kolbenbolzens
- Die Drehbewegung des Kolbenbolzens wird über die Pleuelschwenkbewegung und eine abrollende Bewegung des Kolbenbolzens in der Kolbennabe angeregt
- Der Kolbenbolzen zeigt axial einen durch hohe Drehzahlen und Mitteldrücke beeinflussten Anlagewechsel, der bis zu zweimal je Arbeitsspiel auftreten kann

Wachtmeister und Hubert [66] untersuchen ebenfalls 2008 die Rotations-, Radial- und Axialbewegung des Kolbenbolzens eines 1-Zylinder Gas-Otto Motors mit $V_H = 4 \text{ L}$. Es kommt

ebenfalls eine induktive Messmethodik zum Einsatz. Der Kolbenbolzen wird mittig mit einer umlaufenden Nut versehen, die aufgrund ihrer Kontur die Möglichkeit zur Messung der radialen und axialen Bewegung des Kolbenbolzens bietet. Zur Sicherstellung der tribologischen Eigenschaften der Bolzenoberfläche wird die Nut mittels eines Plasmaspritzverfahrens mit einer Aluminium-Bronze verfüllt, die durch ihre Dia- bzw. Paramagnetische Eigenschaft das Sensorsignal nicht beeinflusst. Die Wegmesssensoren werden im kleinen Pleuelauge nahe der Kolbenbolzenoberfläche mit einem möglichst kleinen Restspalt platziert, um die Störung im Schmierfilm gering zu halten und die Sensitivität der Sensoren nicht zu verringern. Zusätzlich ist ein Thermoelement im Lagerrücken für die Temperaturerfassung platziert sowie DMS (Dehnmessstreifen) zur Erfassung der Deformation seitlich außen auf dem kleinen Pleuelauge. Die Messungen erfolgen bei Drehzahlen von $n_M = 1000 \text{ min}^{-1}$, $n_M = 1250 \text{ min}^{-1}$ und $n_M = 1500 \text{ min}^{-1}$ bei Brennraumspitzendrücken bis $p_{\max} = 150 \text{ bar}$. Die Ergebnisse der messtechnischen Untersuchungen sind im Folgenden zusammengefasst:

- Der Kolbenbolzen zeigt je Arbeitsspiel eine übergeordnete Verdrehung, die durch unterschiedliche Geschwindigkeitsbeträge und -richtungen der Bolzendrehung in der Ladungswechsel- und Hochdruckphase entsteht
- Die maximale Bolzendrehzahl beträgt $n_B = 5 \text{ s}^{-1}$
- Die Bolzendrehrichtung ändert sich in Abhängigkeit der Last; das Lastniveau, bei dem die Drehrichtungsumkehr stattfindet, ist abhängig von der Motordrehzahl

Lazzara [67] veröffentlicht 2015 Untersuchungen zu der Rotations-, Radial- und Axialbewegung verschiedener Kolbenbolzen (Innenkonusbauform und abgestufte Sonderbauform) bei zwei verschiedenen Nabenbohrungen (Serienbauform und Bauform mit modifizierter Formbohrung) sowie der Mischreibung an einem 4-Zylinder PKW-Dieselmotor mit $V_H = 2,148 \text{ L}$, basierend auf dem FVV-Vorhaben Nr. 868 aus 2009 [68] (Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V.). Wie bei [64] und [66] kommt erneut eine induktive Messmethodik zur Erfassung der Kolbenbolzenbewegung zum Einsatz. [67] nutzt spiralförmige Abwicklungen an den Enden der Kolbenbolzen, die je nach Bauform der Bolzen zwei (abgestufte Sonderbauform) oder drei (Innenkonusbauform) induktive Sensoren zur Erfassung der Rotations-, Radial- und Axialbewegung benötigen. Ebenfalls werden im kleinen Pleuelauge und in den Kolbennaben je zwei Thermoelemente platziert um die Vergleichbarkeit der Randbedingungen der Untersuchungen zu überwachen. Die Messungen erfolgen bei Drehzahlen bis $n_M = 3000 \text{ min}^{-1}$ bei Brennraumspitzendrücken bis $p_{\max} = 155 \text{ bar}$. Die Ergebnisse der messtechnischen Untersuchungen sind im Folgenden zusammengefasst:

- Die Radialbewegung steigt mit zunehmender Drehzahl und zunehmender Last; eine Verringerung der Schmierfilmdicke durch eine Abschaltung der Kolbenspritzdüse führt zu einer gesteigerten Radialbewegung; Unterschiede im Verlauf der Motorzyklen werden auf Einlaufeffekte der Laufflächenkonturen und der Reibwerte zurückgeführt
- Der Vergleich der Varianten zeigt in Hochrichtung ein Abnehmen der Radialbewegung mit zunehmender Ovalisierung des Kolbenbolzens und einer zusätzlichen Querovalität in der Formbohrung der Nabe

- Das Langzeit-Rotationsverhalten der Kolbenbolzen über mehrere Zyklen zeigt Drehrichtungen in und gegen die Kurbelwellendrehrichtung; die Verdrehung nimmt tendenziell bei niedrigen Lasten und Drehzahlen zu, wobei eine klare Zuordnung des Drehrichtungsverhaltens nicht möglich ist (Wiederholungsmessungen zeigen teilweise kein reproduzierbares Verhalten); Beharrungsmessungen mit dem Ziel ein vergleichbares Drehverhalten durch möglichst konstante Randbedingungen zu erreichen sind nur bedingt erfolgreich, insbesondere bei Abschaltung der Kolbenspritzdüse zeigt sich ein stochastisches Drehverhalten; insgesamt zeigt sich kein erkennbares Verhaltensmuster in Bezug auf Betriebspunkte, Messreihen und Varianten, als möglicher Grund wird ein Einlaufverhalten der Reibpartner angeführt
- Das Einzelzyklen-Rotationsverhalten des Kolbenbolzens zeigt eine überwiegende Bewegung in der Phase nach LW-OT mit der Pleuelschwenkbewegung entgegen der Kurbelwellendrehrichtung (negative Rotation); in ausgewählten Messpunkten tritt auch eine Verdrehung des Kolbenbolzens nach Z-OT auf; bei einer Drehzahlerhöhung nimmt die Rotationsamplitude ab, bei einer Lasterhöhung nimmt die Rotationsamplitude zu; die Einzelzyklen zeigen teilweise ein stark abweichendes Drehverhalten, was auf geringe Schwankungen von Gas- und Massenkräften, die Verformung des Kolbens und der Laufflächenkontur zurückgeführt wird

Branciforti [69], [70] veröffentlicht 2021 und 2023 Untersuchungen zu der Rotations-, Radial- und Axialbewegung eines Kolbenbolzens sowie der Mischreibung an einem 6-Zylinder PKW-Dieselmotor mit $V_H = 3\text{ L}$, basierend auf dem FVV-Vorhaben Nr. 1276 aus 2020 [71]. Aufbauend auf dem FVV-Vorhaben Nr. 868 aus 2009 [68] kommt erneut die induktive Messmethodik mit auf den Kolbenbolzen erodierten Spiralgängen zur Anwendung. Die Spiralgänge werden in diesem Vorhaben nicht wie zuvor in axialer Richtung sondern in radialer Richtung auf der Innenseite des Kolbenbolzens aufgebracht. In dem Vorhaben werden neben der Kolbenbolzenbewegung und der Mischreibung auch Öltransportmechanismen und die Füllung des Schmierpalts messtechnisch mit Lichtleitern, Wirbelstromsensoren und kapazitiven Sensoren untersucht. Die Messungen erfolgen bei Drehzahlen bis $n_M = 3500\text{ min}^{-1}$ bei Brennraumspitzendrücken bis $p_{\max} = 160\text{ bar}$. Die Ergebnisse der messtechnischen Untersuchungen sind im Folgenden zusammengefasst:

- Die Radialbewegung in Hochrichtung steigt mit zunehmender Drehzahl und zunehmender Last; ein Anschmiegen des Kolbenbolzens an die Formbohrung in den Kolbennaben kann beobachtet werden (Messung der Radialbewegung in zwei Ebenen)
- Die Radialbewegung in Querrichtung fällt um 25 % bis 55 % geringer aus als in Hochrichtung und steigt mit der Motordrehzahl an; die Lastabhängigkeit ist gering ausgeprägt; ab 2500 min^{-1} findet ein seitlicher Anlagewechsel des Kolbenbolzens statt
- Das Langzeit-Rotationsverhalten des Kolbenbolzens über mehrere Zyklen zeigt Drehrichtungen in und gegen die Kurbelwellendrehrichtung; die Verdrehung zeigt eine Last- und Drehzahlabhängigkeit; der Kolbenbolzen folgt hauptsächlich um den Z-OT der Drehanregung aus dem Pleuel, um den LW-OT zeigt sich eine geringere bis keine Anregung der Kolbenbolzenrotation aus der Drehanregung des Pleuels

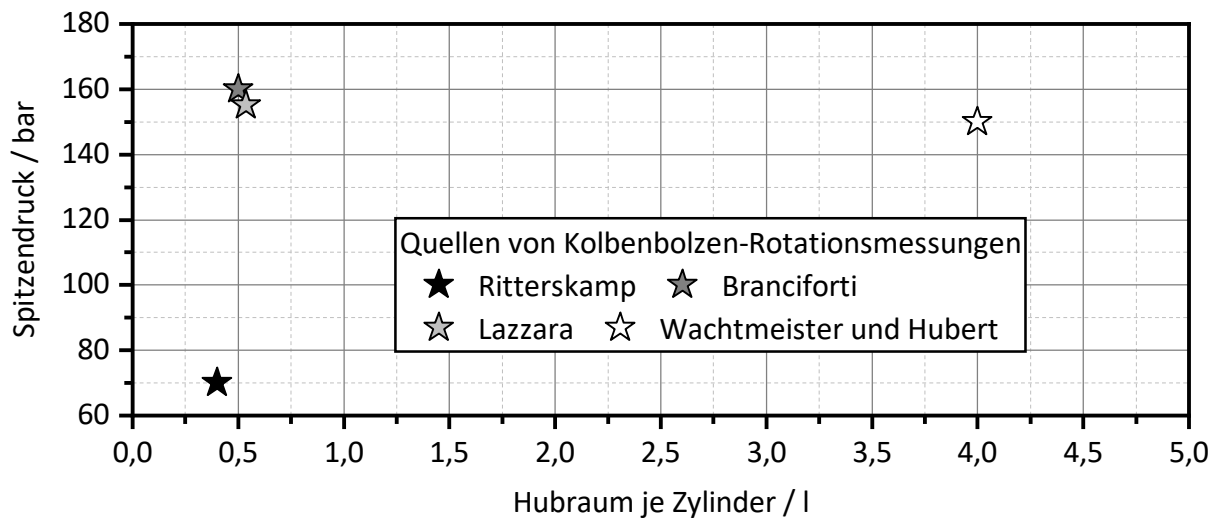


Abb. 2.17: Hubraum und Spitzendruck vorhandener Messergebnisse zur Kolbenbolzenrotation aus der Literatur

Abbildung 2.17 zeigt eine Übersicht der vorgenannten Messkampagnen zur Kolbenbolzenrotation mit dem jeweiligen Spitzendruck aufgetragen über dem Hubraum je Zylinder. Es wird deutlich, dass einige Messungen von PKW-Motoren verfügbar sind, im Bereich größerer Hubräume aber nur die Messung von Wachtmeister und Hubert vorliegt. Der Hubraum zeugt von einer Motorgröße, die im Bereich schnelllaufender Hochleistungsdieselmotoren liegt, jedoch ist der Versuchsträger ein Gas-Otto Motor und somit mit einem Spitzendruck von $p_{\max} = 155 \text{ bar}$ nicht repräsentativ für die bei Dieselmotoren dieser Leistungsklasse deutlich höheren Spitzendrücke im Bereich über $p_{\max} = 200 \text{ bar}$. Weitere Arbeiten, die sich mit der Messung der Kolbenbolzenbewegung befassen, sind [72] (geschleppter Betrieb, Erfassung mit einem optischen Bildverfahren) und [73] (gefeuerter Betrieb, Erfassung mit Wegsensoren).

Reibungskontakt

Lazzara [67] untersucht bei seinen Messungen neben der Rotation und der Radialbewegung auch die Reibungsverhältnisse am Kolbenbolzen. Das Auftreten von Mischreibung wird über die Messung der elektrischen Leitfähigkeit des Systems Gleitlagerbuchse (kleines Pleuelauge) - Kolbenbolzen - Kolben - Zylinderrohr - Kurbelgehäuse ermittelt, wobei eine aus Vollmaterial gefertigte Sonder-Gleitlagerbuchse im kleinen Pleuelauge thermisch gefügt wird. Die Sonder-Gleitlagerbuchse weist auf der Außenseite eine $200 \mu\text{m}$ dicke Isolationschicht aus Oxidkeramik auf und ist mit leicht geänderter Materialspezifikation gefertigt, wobei die Materialeigenschaften wie Härte, Zug- und Verschleißfestigkeit sowie die dynamischen Eigenschaften unberührt bleiben [67]. Über die Höhe der gemessenen Spannung lässt sich auf Bereiche im Motorzyklus zurückschließen, in denen Mischreibung (Festkörperkontakt) in Pleuelauge und Kolbennaben gleichzeitig vorliegt (weitere Messungen werden in [70], [71] und [74] beschrieben). Die Ergebnisse der messtechnischen Untersuchungen sind im Folgenden zusammengefasst:

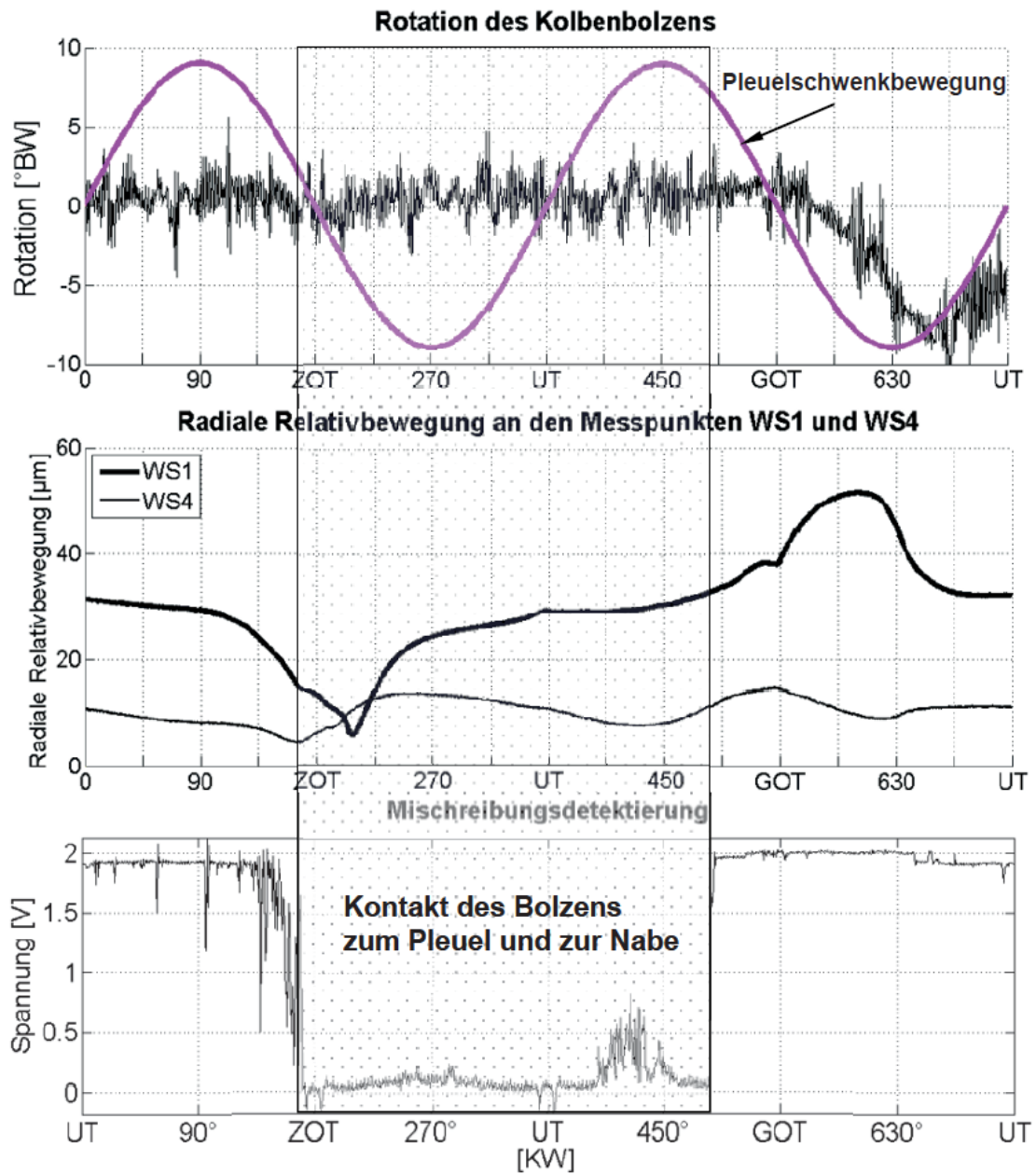


Abb. 2.18: Mischreibungsdetektierung bei Lasterhöhung (Serienkolben mit abgestufter Sonderbauform des Kolbenbolzens, Messung 1, Teillast, $n_M = 1000 \text{ min}^{-1}$); Radialbewegung des Kolbenbolzens in Hochrichtung (WS1) und in Querrichtung (WS4) des Motors [67]

- Im Bereich von -180°KW bis 315°KW herrscht je nach Hardware-Variante überwiegend Festkörperkontakt
- Mit zunehmender Laufzeit verringern sich die Mischreibungsanteile, insbesondere im Bereich nach dem LW-OT

- Mit steigender Drehzahl und Last erhöht sich der Anteil an Mischreibung im Motorzyklus

Abbildung 2.18 zeigt einen ausgewählten Messpunkt von [67]. Deutlich zu erkennen ist der Stillstand des Kolbenbolzens während der naben- und pleuelseitigen Festkörperkontaktphase. Die Drehanregung nach LW-OT (in der Abbildung G-OT für Gaswechsel-OT) erfolgt nach dem Übergang in die Mischreibungsphase von mindestens einer der beiden Lagerstellen (Kolben oder Pleuel). Da die Drehanregung aus dem Pleuel resultiert, muss das Reibmoment in diesem Bereich in den Kolbennaben geringer sein als in dem kleinen Pleuelauge. Auffällig ist zudem der Beginn der Drehbewegung des Kolbenbolzens zeitgleich mit der radialen Verlagerung im LW-OT und das Verzögern der Drehbewegung bis zum Stillstand des Kolbenbolzens mit Erreichen der radialen Ausgangsposition in Hochrichtung vor Beginn der Drehbewegung. Der Stillstand bleibt über den UT hinaus erhalten, obwohl noch kein ausgeprägter Festkörperkontakt in Naben und Pleuelauge gleichzeitig vorliegt. Die Schwenkbewegung des Pleuels ist demnach eine notwendige Bedingung für die Rotation des Kolbenbolzens (Drehanregung). Sie kann nicht als hinreichend angesehen werden, da die lokalen Reibungszustände in Kolbennaben und kleinem Pleuelauge die Rotation trotz Drehanregung aus dem Pleuel verhindern können.

Schmierspaltfüllung und Schmierstofftransport

Takeuchi [75] untersucht 2011 die Schmierfilmdicke in der Kolbennabe mit einem Ultraschallsensor. Versuchsträger ist ein Vierzylinder Motor mit $V_H = 2\text{ L}$ der geschleppt bei Drehzahlen bis $n_M = 300\text{ min}^{-1}$ betrieben wird. Der Sensor wird in einem im Pleuel verpressten Kolbenbolzen an verschiedenen Positionen montiert und ermittelt die Laufzeit und Amplitudenhöhe von Ultraschallwellen, die an der Kolbenbolzenoberfläche und an der Nabenoberfläche reflektiert werden (im Bereich des Pleuelschwenkwinkels von $\beta = \pm 18^\circ$). Die Methodik ermöglicht auch die Detektion von Gaseinschlüssen im Schmierfilm durch einen Vergleich der Amplitudenhöhe der reflektierten Ultraschallwellen aus rein mit Öl- bzw. Gas gefüllten Spalten und einer Betrachtung der Phasenverschiebung. Die Ergebnisse der messtechnischen Untersuchungen sind im Folgenden zusammengefasst:

- Die Schmierfilmdicke unterhalb des Kolbenbolzens in der Kolbennabe ist in der Aufwärtsbewegung höher als in der Abwärtsbewegung (ausschließlich geschleppte Messungen)
- Eine um 60° aus der Motorhochachse in Richtung Gegendruckseite geschwenkte Messposition zeigt Lufteinschlüsse und somit einen unstetigen Schmierfilm; eine um 30° aus der Motorhochachse in Richtung Druckseite geschwenkte Messposition zeigt einen stabilen Schmierfilm

Suzuki et al. [76] untersuchen 2019 die Schmierfilmdicke im kleinen Pleuelauge eines Einzylinder Dieselmotors mit $V_H = 1,133\text{ L}$ und einer aktiven Schmierstoffversorgung. Als Messmethodik kommt ein LIF (Laser Induced Fluorescence) Verfahren zum Einsatz, bei dem ein Fluoreszenzmittel im Öl über Lichtleiter mit einem Laser angeregt wird. Die Intensität der anschließend detektierbaren Fluoreszenz ist proportional zu der Schmierfilmdicke. Zwei Lichtleiter werden in axialer Richtung außermittig im kleinen Pleuelauge appliziert,

einer direkt unter dem Kolbenbolzen in der Längsachse des Pleuels und einer um 10° radial geschwenkt (in entgegengesetzter Richtung zu der Öleintrittsbohrung in das kleine Pleuelauge). Die Ergebnisse werden im Folgenden zusammengefasst:

- In Phasen des Motorzyklus, in denen die Massenkraft an dem Pleuel zieht, nimmt die gemessene Schmierfilmdicke zu
- Bei gesteigerter Gaskraft nach Z-OT nimmt die Schmierfilmdicke direkt unterhalb des Bolzens zu und seitlich des Bolzens ab, dies deutet auf eine mögliche Abhängigkeit der Schmierfilmdicke von der Ovalisierung des Kolbenbolzens hin

Branciforti [69], [70] (siehe auch [71]) ermittelt in ihren Messungen zusätzlich zu der Axial- und Radialbewegung des Kolbenbolzens die Spaltfüllung in der Kolbennabe unterhalb und seitlich des Kolbenbolzens. Für die Messung werden kapazitive Sensoren eingesetzt, die auf die Schmierspalthöhe (den Kolbenbolzenabstand) und das Medium im Schmierspalt reagieren. Über eine Kalibrierung des kapazitiven Sensors mit Öl- und Gasfüllungen im Spalt kann unter Zuhilfenahme des Abstandssignals der Wirbelstromsensoren eine prozentuale Spaltfüllung errechnet werden. Die Ergebnisse sind im Folgenden zusammengefasst:

- In Hochrichtung zeigt sich ein allgemein niedriges Füllungslevel des Schmierspalts; bei $n_M = 2500 \text{ min}^{-1}$ liegt mit über 50 % eine bessere Füllung vor als bei den anderen Drehzahlpunkten des Kennfelds
- In Querrichtung liegen mit weniger als 30 % im gesamten Kennfeld niedrigere Füllungslevel des Schmierspalts vor als in Hochrichtung; Ausnahmen sind die Betriebspunkte zwischen $n_M = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $n_M = 3000 \text{ min}^{-1}$ ($M_M \geq 280 \text{ Nm}$)
- Eine klare Lastabhängigkeit ist nicht zu erkennen

Innerhalb des FVV-Vorhabens Nr. 1276 aus 2020 [71] werden neben den vorgenannten Messungen eine kapillare und eine fluoreszente Messmethodik zur Bestimmung des Ölangebots und des Öltransports in der Kolbennabe untersucht. Beide Messmethoden werden zunächst am GLP (Gleitlagerprüfstand) eingesetzt. Die kapillare Methode (Absaugen des Öl-Luft Gemisches aus dem Lagerspalt zur anschließenden Auswertung) ermöglicht lediglich eine stark verzögerte Aufzeichnung im Minutentakt, wohingegen die fluoreszente Methode Kurbelwinkel-aufgelöste Signale bietet. Aufgrund der Ergebnisse der GLP Messungen wird nur die fluoreszente Methode am Vollmotor eingesetzt. Die Ergebnisse sind im Folgenden zusammengefasst:

- Axial findet der Öltransport in der Kolbennabe in beide Richtungen statt: von Sprenging in Richtung pleuelseitiges Ende der Nabe und in die entgegengesetzte Richtung; ein direkter Vergleich der beiden Ausbreitungsrichtungen ist aufgrund der unterschiedlichen Injektionspositionen nicht möglich (starke Verdünnung des injizierten fluoreszenten Öls)
- Es ist keine eindeutige Abhängigkeit der Transportgeschwindigkeit des Öls von Drehzahl oder Last erkennbar
- In radialer Richtung liegt ein schnellerer Öltransport in eine Richtung vor, der vermutlich durch die Bewegungsrichtung des Kolbenbolzens beeinflusst wird

- Eine Zunahme des Ölangebots konnte bei einer Erhöhung der Ölversorgung des Kolbens detektiert werden; der Einfluss von im Kurbelraum vorhandenem stochastisch an den Lagerrand herantretenden Öls (stochastischer Verlauf, geringe Wiederholbarkeit) konnte im Vergleich zu einer geschützten Position (stetiger Verlauf, hohe Wiederholbarkeit) gezeigt werden

Schmierfilmdruck

Mihara [77], [78] entwickelt 2003 einen Dünnfilmsensor, der sich grundsätzlich für die Messung des Öldrucks in Motorlagern eignet. 2022 erscheint eine Veröffentlichung zu Schmierfilmdruckmessungen mit einem Dünnfilmsensor in der Kolbennabe von Iwata et al. [79], die die erfolgreiche Anwendung der Messtechnik dokumentiert. In der Forschungsarbeit werden drei Dünnfilmsensoren bei verschiedenen Tiefenpositionen der Nabe mit einem Sputter-Verfahren auf den zuvor dünner geschliffenen Kolbenbolzen aufgebracht und anschließend mit einer DLC-Beschichtung vor Verschleiß geschützt. Die Nabe weist eine trompetenförmige Formbohrung auf, die sich zu dem kleinen Pleuelauge hin im Durchmesser vergrößert. Es werden gefeuerte Messungen an einem PKW-Ottomotor mit $V_H = 2,494 \text{ L}$ bis $n_M = 3000 \text{ min}^{-1}$ gefahren. Für die Positionierung der Dünnfilmsensoren in Motorhochrichtung und die kabelgebundene Signalübertragung mit einer Messschwinde wird der Kolbenbolzen mittels einer Halterung am Kolben drehfest angebunden. Die Ergebnisse sind im Folgenden zusammengefasst:

- Die Steigerung der Belastung beginnt an allen drei Positionen nahezu zeitgleich mit der Steigerung des Gasdrucks und kommt zu verschiedenen Zeitpunkten auf die Ausgangslast zurück
- Im Bereich des Beginns der Formbohrung innerhalb der Nabe werden während des Startvorgangs unter Mangelschmierung Belastungen über $120 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ gemessen; die Autoren vermuten zu diesem Zeitpunkt einen Festkörperkontakt (aufgrund der Begrenzung des Messbereichs der Messverstärker kann die genaue Belastung nicht angegeben werden)
- Bei $n_M = 3000 \text{ min}^{-1}$ und Volllast werden an der inneren Messposition vor Beginn der Formbohrung ebenfalls Belastungen über $120 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ gemessen

2.4.2 Simulative Untersuchungen

Die Simulation der Kinetik von Kurbeltriebskomponenten wie dem Kolbenbolzen erfordert nach [80] i.d.R. einen mehrdimensionalen Ansatz, da neben der zeitlichen Dimension (Drehzahl bzw. Kurbelwinkel), über die die Massen- und Gaskräfte aufgeprägt werden können, auch die räumliche Ausdehnung von Bauteilen mit in die Berechnung eingehen muss. Dies gilt insbesondere dann, wenn einzelne Bauteile strukturdynamisch mittels FE oder analog komplexe Fluidströmungen mittels CFD (Computational Fluid Dynamics) Ansätzen berechnet werden sollen. Systeme aus mehreren Teilkörpern können mit MKS (Mehrkörpersystem) Modellen durch kinematische und kinetische Schnittstellen verknüpft und als Gesamtmodell berechnet werden.

Die genaue simulative Beschreibung des Bewegungs- und Verschleißverhaltens des Kolbenbolzens ist aufgrund der Abhängigkeit von Temperatur-, Deformations- und Schmierverhalten in kleinem Pleuelauge und Kolbennaben eine komplexe Aufgabe, die durch umfangreiche Messdaten verschiedener Größen bei dem Modellaufbau und -abgleich unterstützt werden muss. Aufgrund der zahlreichen und zum Teil messtechnisch nur unter hohem Aufwand erfassbaren Messdaten beschränken sich simulative Untersuchungen oft auf spezielle Teilaspekte der Kolbenbolzenschmierung, die für das Modell ausreichend genau modelliert werden. Einflussgrößen, die außerhalb des betrachteten Bereichs liegen, werden über Randbedingungen aufgeprägt, die eine Parameterstudie des betrachteten Teilaspekts zulassen, für eine valide Abbildung oder Vorhersage des gesamten realen Systemverhaltens zumeist aber unzureichend sind. Die folgende Übersicht ordnet simulative Arbeiten gemäß den betrachteten Teilaspekten in der Reihenfolge ihrer Veröffentlichung ein.

- Temperaturverhalten: [73], [81], [82], [71], [83]
- Deformationsverhalten: [68], [84], [81], [85]
- Oberflächenkontakt: [86], [84], [87], [88], [82], [85]
- Schmierfilmdicke: [73], [89], [90], [91], [87], [88], [71]
- Schmierfilmdruck: [89], [81], [87], [88], [79]
- Schmierstofftransport: [90], [85], [71]
- Lagerspiel: [82], [85]
- Kavitation: [81], [87], [88], [85]
- Reibung / Verschleiß / Bolzenbewegung: [86], [73], [64], [89], [68], [91], [81], [82], [85], [71]

Hervorzuheben sind die FVV-Vorhaben Nr. 868 und Nr. 1276, die die Ergebnisse der im vorherigen Abschnitt beschriebenen Messkampagnen teilweise als Randbedingungen und zum Abgleich bzw. für die Bewertung von Simulationsmodellen nutzen.

In Vorhaben Nr. 868 [68] (siehe auch [67] und [92]) wird ein MKS-Simulationsmodell aufgebaut, welches die Strukturmechanik von Pleuel, Kolbenbolzen, Pleuelbolzen und Zylinderrohr sowie die Gleitflächentribologie der Gleitpaarungen Pleuel/Zylinder, Pleuel/Kolbenbolzen und Pleuelbolzen/Pleuel berücksichtigt. Die Messdaten zum Verlauf der radialen Pleuelbolzenverlagerung, der Pleuelbolzenrotation und des Mischreibungskontaktes werden mit den entsprechenden Simulationsdaten verglichen. Dabei zeigt die Pleuelbolzenverlagerung eine gute Übereinstimmung zwischen Messung und Simulation. Der Mischreibungskontakt konnte gut korreliert werden unter Annahme von Teilfüllungszuständen für einige Betriebszustände. Die Pleuelbolzenrotation konnte simulativ nicht in allen Betriebszuständen gut mit den Messergebnissen korreliert werden. Als Begründung wird angeführt, dass nicht alle Einflussgrößen simulatorisch erfasst werden konnten. Der Füllungsgrad und der Festkörperreibwert werden als simulativ schwer zu ermittelnde Größen angegeben, die als Randbedingung vorgegeben werden mussten.

Vorhaben Nr. 1276 [71] (siehe auch [69], [70] und [93]) koppelt 2D-MKS Simulationsmodelle für Gleitlager- und Vollmotordarstellungen mit einem 3D-CFD Modell zur Berechnung des Öltransports in Kolbeninnenraum, Kolbenkühlkanal und in den Kolbenbolzenlagerstellen in den Kolbennaben. Für das 3D-Modell werden als Randbedingung Messdaten zu der Kolbenbolzenrotation und -translation genutzt, das Modell wird anschließend mit Messdaten zum Öltransport validiert. Die Ergebnisse des 3D-Modells werden in den 2D-Modellen implementiert und ermöglichen so die detaillierte räumliche Aufteilung des Ölangebots am Lagerrand, die als Erweiterung der bestehenden Simulationethodik genannt wird. Darüber hinaus wird die Warmspielkontur mit einer inversen Temperaturberechnung des Kolbens in dem 2D-Modell des Vollmotors hinterlegt. Im Ergebnis korrelieren Öltransport und Ölmenge bzw. Ölangebot sehr gut zwischen Messung und Simulation, die Korrelation der Kolbenbolzenbewegung für das Vollmotormodell zeigt sich nahezu deckungsgleich mit den Messergebnissen.

2.5 Motivation

Wie in den vorangehenden Abschnitten gezeigt, gibt es einige messtechnische und zahlreiche simulative Untersuchungen, die das Schmierungs- und Bewegungsverhalten des Kolbenbolzens zum Thema haben. Die vorliegenden Arbeiten behandeln jedoch nahezu ausschließlich passive Schmierungsansätze. Zum Zeitpunkt der Erstellung dieser Arbeit lagen keine veröffentlichten Ergebnisse zu der Kolbenbolzenrotation und dem Schmierstofftransport im Pleuel eines aktiven Schmiersystems bei gefeuertem Betrieb vor.

Messergebnisse zu dem Bewegungsverhalten des Kolbenbolzens bei passiven Schmiersystemen liegen von verschiedenen Quellen vor. Insbesondere [68] und [71] untersuchen die Kolbenbolzenlagerung messtechnisch und simulativ hinsichtlich des Schmierstofftransports. Die Ergebnisse zeigen unterschiedliche rotatorische Verhaltensweisen des Kolbenbolzens, die bei [68] hauptsächlich zu einer Drehbewegung um den LW-OT und bei [71] um den Z-OT führen. Die treibenden Faktoren für das beobachtete Bewegungsverhalten bei unterschiedlichen motorischen Randbedingungen werden nicht im Detail betrachtet. Als Ergebnis der gekoppelten messtechnischen und simulativen Untersuchungen im Rahmen beider FVV-Forschungsvorhaben zeigt sich, dass eine valide simulative Beschreibung des Verhaltens der Kolbenbolzenlagerung nach wie vor nur unter Zuhilfenahme von messtechnisch ermittelten Randbedingungen und nach einem Abgleich mit Messdaten möglich ist.

Existierende wissenschaftliche Arbeiten zu dem rotatorischen Verhalten schwimmend gelagerter Kolbenbolzen beschränken sich überwiegend auf die Motorgröße von in PKW eingesetzten Aggregaten. Insbesondere liegen im Rahmen der in dieser Literaturrecherche ermittelten Quellen keine messtechnischen Untersuchungen im Bereich $V_h > 4\text{ L}$ und $p_{\max} > 160\text{ bar}$ vor. Ziel der vorliegenden Arbeit ist die Erweiterung des Verständnisses des Kolbenbolzen-Schmiersystems durch messtechnische und simulative Untersuchungen an einem schnelllaufenden Dieselmotor mit einer aktiven Kolbenbolzenschmierung.

3 Beschreibung des untersuchten Systems

3.1 Versuchsträger

3.1.1 Technische Daten

Als Versuchsträger dient ein Einzylinder-Forschungsmotor der auf einem Motorenprüfstand betrieben wird. Tabelle 3.1 gibt einen Überblick über die wichtigsten technischen Merkmale.

Tab. 3.1: Technische Merkmale des Versuchsträgers

Technisches Merkmal	Ausführung
Bauart	Einzylinder-Dieselmotor
Bohrung / Hub	175 mm / 215 mm
Hubraum	5,17 L
Spitzendruck	220 bar
Nenn Drehzahl	1900 min ⁻¹
Kolbenbolzen Durchmesser	78 mm
Pleuellänge (Abstand Lagermittelpunkte)	400 mm
Viskositätsklasse des Schmieröls	15W-40

Mit einem Hubraum von $V_h = 5,17 \text{ L}$ und einem Spitzendruck von $p_{\max} = 220 \text{ bar}$ liegt die Größenordnung des Versuchsträgers deutlich über den aus der Literatur bekannten messtechnisch untersuchten Systemen. Mit einer Nenn Drehzahl von $n_M = 1900 \text{ min}^{-1}$ bei einem Bohrungsdurchmesser von $D = 175 \text{ mm}$ ist der Dieselmotor als Schnellläufer zu klassifizieren. Die effektive Leistung liegt mit $P_e = 205 \text{ kW}$ innerhalb des aktuellen Entwicklungsstands von Motoren dieser Größe, siehe auch [6].

3.1.2 Schmierstoffversorgungssystem der Kolbenbolzenlagerung

Die Kolbenbolzenlagerung ist schwimmend ausgeführt mit einer im kleinen Pleuelauge verpressten Gleitlagerbuchse. Die Lagerstelle im kleinen Pleuelauge wird über eine Bohrung im Pleuelschaft mit dem Durchmesser $d_B = 8 \text{ mm}$ von dem großen Pleuelauge aktiv mit Schmieröl versorgt, siehe Abbildung 3.1.

Die Versorgungsbohrung liegt um einen Winkel $\zeta = 14^\circ$ zur Hochachse gedreht im Pleuel und weist eine Länge von $L_B = 328 \text{ mm}$ auf. Die Eintrittsposition der Versorgungsbohrung

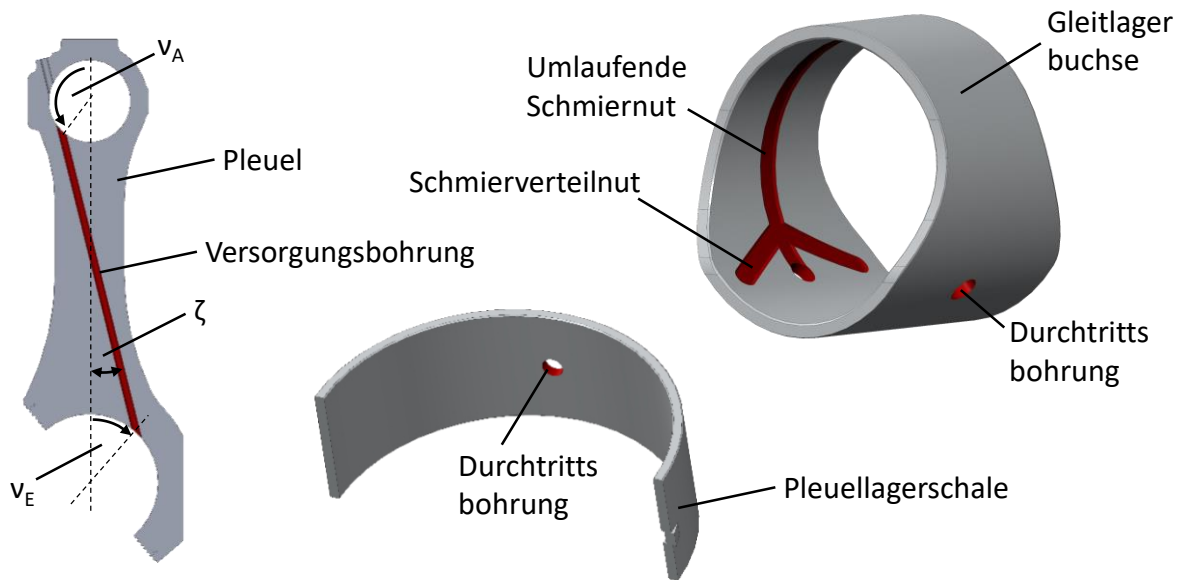


Abb. 3.1: Öltransportpfade in Pleuel, Pleuellagerschale und Gleitlagerbuchse des untersuchten Systems

im Pleuel liegt unter einem Winkel von $\nu_E = 41^\circ$ zur Hochachse auf der Gegendruckseite und ist somit aus dem hochbelasteten Bereich in Hochrichtung des Pleuels herausgedreht. Der Austritt im kleinen Pleuelauge liegt bei $\nu_A = 136^\circ$ zur Hochachse in Richtung der Druckseite, die Versorgungsbohrung schneidet die Hochachse. Der Eintritt im großen Pleuelauge wird über eine Bohrung in der oberen Schalenhälfte realisiert. Der Austritt im kleinen Pleuelauge besteht aus einer Austrittsbohrung die in eine Schmierstoffnut mündet.

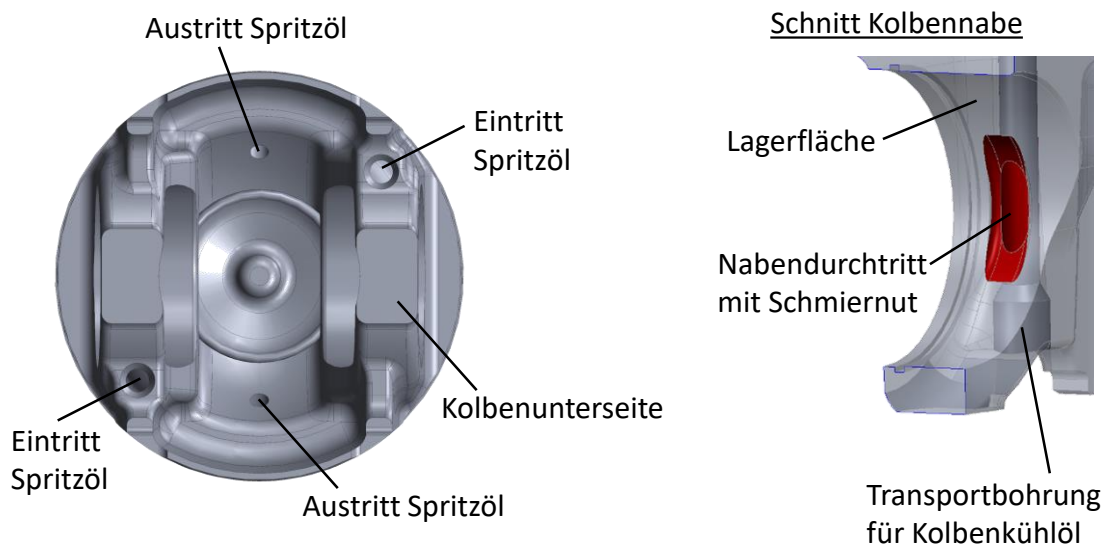


Abb. 3.2: Öltransportpfade im Kolben des untersuchten Systems

Die Schmierstoffnut erstreckt sich symmetrisch über eine Länge von 272° (von der Mitte der Durchtrittsbohrungen gemessen) und weist an beiden Enden je zwei angesetzte Verteilnuten auf.

Der eingesetzte Stahlkolben verfügt über eine Shaker-Kühlung, die von einer einzelnen Kolbenspritzdüse direkt versorgt wird. Wie in Abbildung 3.2 zu erkennen, weist der symmetrisch aufgebaute Kolben dabei zwei Versorgungseintritte auf, von denen am Prüfstand nur der druckseitige Eintritt genutzt wird. Das Öl kann somit neben zwei Schmierstoff-Austrittsöffnungen an der Unterseite des Kolbens in der Pleuelschwenkebene auch über die Eintrittsöffnung auf der Gegendruckseite austreten. Beide Eintrittsöffnungen schneiden die Kolbennaben seitlich an und münden je in eine Verteilnut, über die eine zusätzliche passive Versorgung der Kolbennaben mit Schmieröl umgesetzt wird.

3.2 Messtechnik

Der Versuchsträger wird mit einer Messlaufgruppe bestückt, die mit Sensorik für die Datenerfassung und einem Schwingensystem für die kabelgebundene Datenübertragung ausgestattet ist. Im Folgenden wird die eingesetzte Messtechnik und die Messschwinge beschrieben.

3.2.1 Sensorik

Aktives Schmiersystem

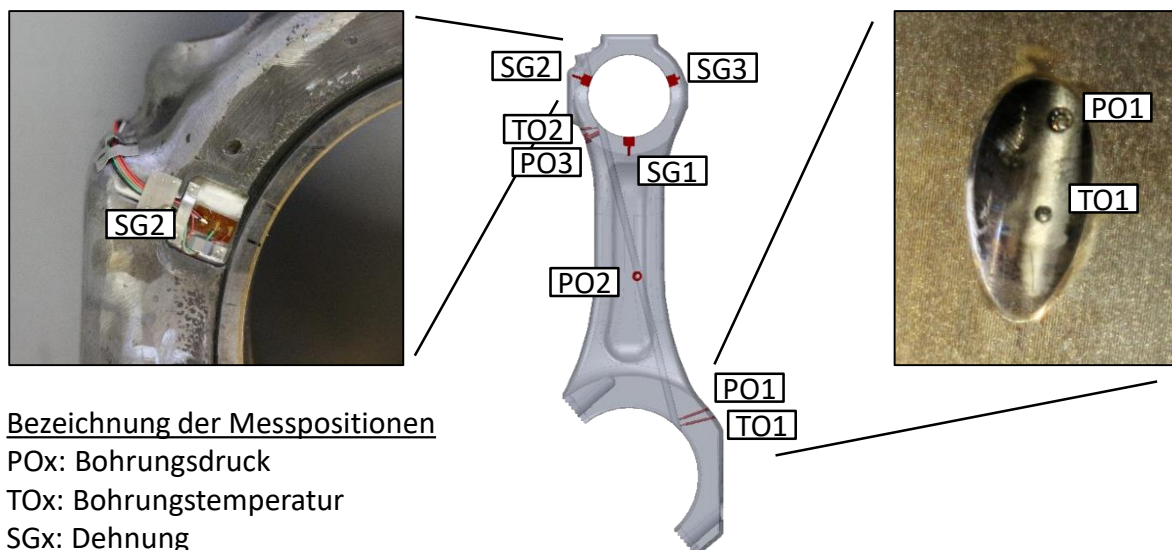


Abb. 3.3: Messpositionen und Applikation am Pleuel des Versuchsträgers

Die Schmierstoffversorgungsbohrung im Pleuel fördert Öl aus dem großen Pleuelauge in das kleine Pleuelauge. Die Förderung erfolgt unter dem Fliehkrafteinfluss der überlagerten rotatorisch-translatorischen Bewegung des Pleuels. Eine kurbelwinkelbasierte Betrachtung des Transportvorgangs stellt an die eingesetzte Sensorik somit die Anforderung einer

hochdynamischen Messwerterfassung. So sind beispielsweise bei einer Motordrehzahl von $n_M = 2000 \text{ min}^{-1}$ bereits Messfrequenzen von mindestens $f_{\text{Mess}} = 12 \text{ kHz}$ notwendig um mit einem Messwert pro $^\circ\text{KW}$ aufzeichnen zu können. Im Vorfeld betrachtete Möglichkeiten zur Volumenstrommessung in der Pleuelbohrung wurden aufgrund der Trägheit in der Messdatenerfassung und der Temperaturbegrenzung verworfen. Für die Untersuchung der Schmierstofftransportvorgänge wird stattdessen der Öldruck an mehreren Punkten entlang der Bohrung erfasst.

Als geeignet für diese Aufgabe erwiesen sich Miniatur-Drucksensoren der Firma Kulite, die aufgrund ihrer Membranbauweise für hochdynamische Messungen unter hohen Temperaturen und Beschleunigungen geeignet sind. Die Sensoren befinden sich, wie in Abbildung 3.3 dargestellt an drei zentralen Punkten der Schmierstoffversorgungsbohrung: am Bohrungseintritt, in der Mitte der Bohrung und am Bohrungsausritt. Die Positionierung der Drucksensoren ermöglicht die kurbelwinkelbasierte Erfassung druckdynamischer Vorgänge sowie deren Ausbreitungsrichtung und stellt mit drei Sensoren eine Redundanz gegen Ausfälle der Messtechnik dar. Darüber hinaus können mit den Sensoren am Bohrungseintritt und am Bohrungsausritt Auswirkungen der Schmierstoffversorgungsbohrung in lokalem Bezug auf die Lagerstelle in großem und kleinem Pleuelauge untersucht werden.

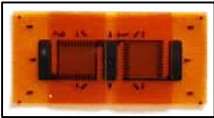
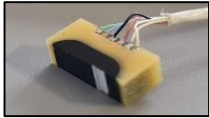
Dehnung	Druck	Temperatur	Kolbenbolzenrotation
			
Messprinzip			
Widerstandsänderung	Widerstandsänderung	Thermospannung	GMR-Effekt
Typ			
Miniature 90° Rosette	Miniatursensor	Thermoelement	GMR-Sensor
Hersteller			
Micro-Measurements	Kulite	Thermosensor	Sensitec
Bezeichnung			
SK-06-030TY-350	XCEL-072 XTL-AC-HA-123B/C	Typ K, Ø1mm	GLM713ASB-AC

Abb. 3.4: Innerhalb der Messkampagne eingesetzte Sensoren

Abbildung 3.4 zeigt die für die Messungen eingesetzten Sensoren. Während für die Position am Bohrungsausritt und für die Position in der Mitte der Bohrung Drucksensoren des Typs XTL-AC-HA-123B und XTL-AC-HA-123C mit Schraubgewinden und Dichtringen eingesetzt werden, wird am großen Pleuelauge der Subminiatursensor XCEL-072 eingesetzt. Die Wahl des bei der Applikation aufwendigeren kleinen Sensors erfolgt in diesem Fall um das Risiko der kritischen Schwächung des Pleuels durch eine zu große Materialentnahme zu mindern, da zum Erreichen der Versorgungsbohrung eine vergleichsweise tiefe Sensorbohrung an der gewählten Position eingebracht werden muss. Alle drei Drucksenso-

ren wurden vor der Applikation samt der Messkette kalibriert und Temperaturabweichungen am Prüfstand über eine Temperaturkorrektur kompensiert.

Zusätzlich zu den drei Drucksensoren wird am Bohrungseintritt und am Bohrungsausritt je ein Thermoelement Typ K eingesetzt, um vergleichbare Bedingungen der Messungen sicherzustellen und die Veränderung der Öltemperatur über die Bohrung zu erfassen.

Kolbenbolzenrotation

Aufgrund der direkten Abhängigkeit der Kolbenbolzenrotation von den Reibmomenten und somit den Schmierungszuständen in Kolbennaben und dem kleinen Pleuelauge eignet sich die Kolbenbolzenrotation als Maß für die Bewertung der Sensitivität der Schmierstoffversorgung der Kolbenbolzenlagerung hinsichtlich der untersuchten Parameter- und Hardwarevariationen. Im Gegensatz zu den bisher für diese Messung verwendeten induk-



Abb. 3.5: Applikation des GMR-Sensors zur Erfassung der Rotation des Kolbenbolzens

tiven Wegsensoren wird im Rahmen dieser Arbeit ein GMR-Sensor eingesetzt. Abbildung 3.5 zeigt die Applikation des Sensors am Pleuellager des Versuchsträgers. Der Sensor erzeugt durch einen integrierten Permanentmagneten ein Magnetfeld, welches durch ein auf einer ferromagnetischen Maßverkörperung angebrachtes Zahnprofil in seiner lokalen Feldstärke moduliert wird. Der Sensor besitzt zwei separate als Wheatstone'sche Messbrücke aufgebaute Verschaltungen, die durch den GMR-Effekt auf die Änderung des Magnetfeldes reagieren. Die Messbrücken sind um ein Viertel der gewählten Zahnteilung voneinander versetzt, der Sensor misst somit die Differenz des Magnetfeldes an den beiden Punkten. Als analoges Ausgangssignal liegt die relative Drehung und über das Gradientenvorzeichen auch die Drehrichtung der Maßverkörperung vor. Die Auswerteelektronik des Sensors wird mithilfe der Zähnezahl auf die Ausgabe einer vollen Umdrehung des Pleuellagers im Bereich zwischen 0...10 V programmiert. Eine Temperaturkompensation ist nicht erforderlich.

Umgesetzt wird die Rotationsmessung am Versuchsträger mittels einer Sensorhalterung aus Aluminium, die an der Außenseite der zur Motorfront zeigenden Pleuellagerbohrung am Pleuellager verschraubt wird. Die pleuellagerfeste Positionierung bietet den Vorteil, dass das Signal direkt ausgewertet werden kann und nicht wie bei einer pleuellagerfesten Montage zunächst

die Pleuelbewegung herausgerechnet werden muss. Nachteil der kolbenfesten Positionierung ist eine aufwendige Kabelführung zu der Anbindungsposition der Messschwinge am Pleuel durch die Mittelachse des Kolbenbolzenlagers. Als Messkörper wird ein Rad mit der für den Sensor passenden Zahnteilung von $p_{\text{GMR}} = 3 \text{ mm}$ gefertigt, welches mit dem Kolbenbolzen verschraubt wird. Eine Zentrierung auf dem Bolzen stellt die konzentrische Montage sicher. Das Zahnprofil ist breit genug ausgeführt, um ein unterbrechungsfreies Signal bei axialer Bewegung des Kolbenbolzens sicherzustellen.

Im Vergleich zu der bisher überwiegend eingesetzten Messmethodik mit induktiven Wegsensoren ist der magnetoresistive Ansatz zur Messung der Kolbenbolzenrotation insbesondere hinsichtlich Bauraumbedarf, Auflösung und Kalibrieraufwand als vorteilhaft zu bewerten, siehe auch Abschnitt 2.2. Die Radialbewegung des Kolbenbolzens in Querrichtung zu dem Sensor muss mit zusätzlicher Messtechnik direkt oder indirekt erfasst werden, damit die dadurch entstehenden Signaländerungen nicht fälschlicherweise als Rotation des Kolbenbolzens gedeutet werden. Dafür wird in dieser Arbeit das Deformationssignal des kleinen Pleuelauges genutzt.

Deformation des kleinen Pleuelauges

Die Messung der Deformation des kleinen Pleuelauges ermöglicht den Anlagewechsel des Kolbenbolzens zu erfassen und die Auswirkungen auf die druckdynamischen Effekte in der Versorgungsbohrung zu bewerten. Zusätzlich ergibt sich die Möglichkeit mit einer nachgeschalteten FE-Analyse das Deformationsverhalten des kleinen Pleuelauges abzugleichen und zu bewerten.

Die Messung der Deformation wird mittels DMS vorgenommen. Es werden DMS vom Typ SK-06-030TY-350 mit zwei Messgittern in einem Winkel von 90° zueinander eingesetzt. Zwei solche DMS werden auf Vorder- und Rückseite des Pleuels auf gleicher Höhe appliziert und zu einer Vollbrücke verschaltet. Die Verschaltungsform bietet den Vorteil eines verringerten Temperaturfehlers bei einer gleichzeitigen Addition der Ausgangssignale, die zu einer Verbesserung der Signalqualität führt. Nachteil der Verschaltungsform ist die Mittelung des Signals über Vorder- und Rückseite des Pleuels, so dass lokale Unterschiede aufgrund von Biegemomenten nicht erfasst werden können. Die Messpositionen können Abbildung 3.3 entnommen werden. Position Nr. 1 befindet sich in Längsrichtung des Pleuels unterhalb des Kolbenbolzens. Position Nr. 2 befindet sich auf der Druckseite und Position Nr. 3 auf der Gegendruckseite des Pleuels, jeweils um 70° aus der Hochrichtung gedreht. Der Winkel wurde in Anbetracht der in diesem Bereich lokal hohen Deformation unter Berücksichtigung der genauen Kontur des Versuchsträgers gewählt.

Die an die Messkette angeschlossenen DMS werden einer Temperaturkalibrierung in einem Temperierschrank unterzogen bevor sie mit dem Laufzeug in den Versuchsträger eingesetzt werden.

3.2.2 Signalübertragung

Da an dem Versuchsträger gleichzeitig weitere Größen gemessen werden (Pleueldehnung und Kolbentemperatur) gilt es insgesamt die Signale von 33 Sensoren zu übertragen. Die Si-

Signalübertragung der verschiedenen Sensoren stellt den Anwender bei umfangreichen Messaufgaben oft vor eine anspruchsvolle Aufgabe, da i.d.R. Lösungen zur telemetrischen Übertragung aufgrund der Anzahl der Sensoren nicht mehr in Frage kommen. Zusätzlich gibt es Sensortypen, die sich nicht ohne weiteres telemetrisch übertragen lassen. Dazu gehören beispielsweise induktive Sensoren, deren Signalkabel gleichzeitig Teil eines Schwingkreises ist, aber auch GMR-Sensoren, die hochempfindlich auf kleinste ESD (Electrostatic Discharge) Entladungen reagieren und nicht ohne weiteres an herkömmliche Telemetriesysteme angeschlossen werden können. In dieser Messkampagne wurde aufgrund der hohen Anzahl an Sensoren und der Bedingung der kabelgebundenen Übertragung des Rotationssignals des Kolbenbolzens eine Messschwinde als Lösung für die Signalübertragung gewählt.

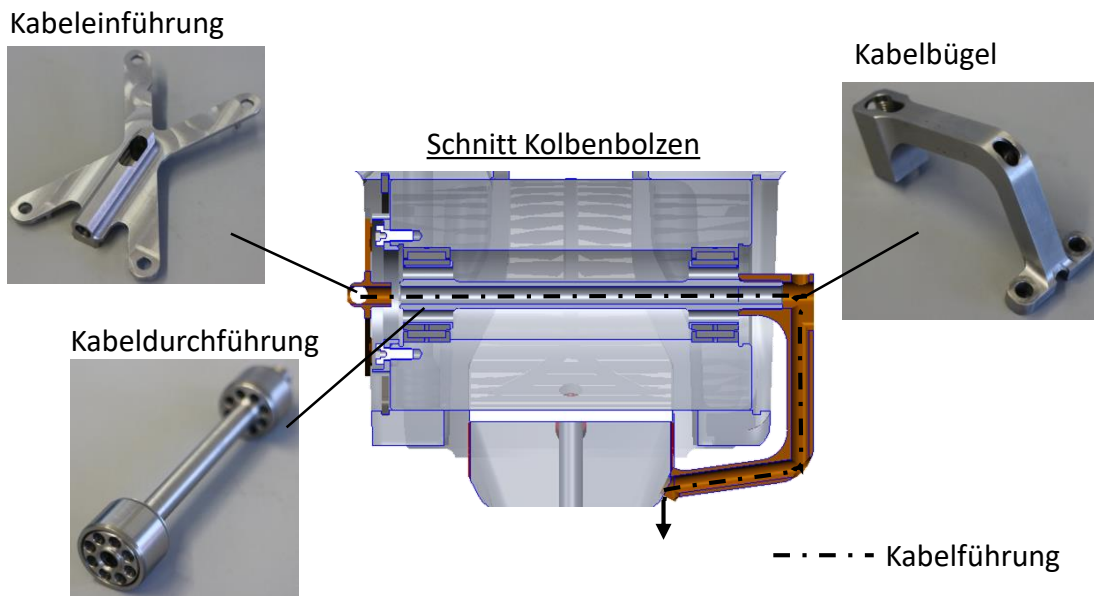


Abb. 3.6: Kabelführung von Pleuel auf Pleuellager durch den Pleuellbolzen

Die Kabelführung des pleuellfesten Rotationssensors auf das Pleuel kann Abbildung 3.6 entnommen werden. Über eine Kabeleinführung (siehe auch Abbildung 3.5) wird der Kabelstrang zu der Mittelachse des Pleuellbolzens geführt. Von hier tritt das Kabel über einen Luftspalt in das Innere des Pleuellbolzens ein, wo es über ein Rohr (Kabeldurchführung) auf die andere Seite des Bolzens geführt wird. Das Rohr ist mit einem pleuellfesten Kabelbügel verschraubt und innerhalb des Pleuellbolzens mit Nadellagern gelagert. Die Lagerung ermöglicht eine sichere Führung des Kabelstrangs und stellt gleichzeitig den rotatorischen Freiheitsgrad des Pleuellbolzens sicher. Über diese Anordnung ist der Kabelstrang durch die Pleuellschwenkbewegung ausschließlich einer Torsionsbelastung ausgesetzt, die sich über die Länge des Pleuellbolzens verteilen kann und somit zu einer niedrigen lokalen Belastung des Kabelstrangs führt. Gleichzeitig wird über die Anordnung eine Minimierung der Beeinflussung des Rotationsverhaltens des Pleuellbolzens angestrebt.

Das fertige Messpleuel mit Messkolben und Messschwinde kann Abbildung 3.7 entnommen werden. Das Design der Schwinde bezieht Vorarbeiten aus [94], [95], [96], [97] und [98] ein. Forderungen bei der Auslegung des Schwindendesigns sind:



Abb. 3.7: Appliziertes Laufzeug mit Kabelverlegung durch Messschwinge

- Geringe zusätzliche Seitenkraft-Aufprägung auf Kolben und Pleuellbolzen
- Geringe Belastung des Kabelstrangs
- Ausreichende Drehzahl- und Verschleißfestigkeit

Die Schwinge besteht aus zwei Schwingengliedern, die mittels eines Gelenks miteinander verbunden sind. Sie wird über eine Gelenkanbindung an das Pleuell geschraubt und außerhalb des Motors in einem Schwingenkasten (nicht dargestellt) mit einer motorfest gelagerten Welle verbunden. Der tiefe Anbindungspunkt der Schwinge an dem Pleuell resultiert aus der Forderung, die zusätzliche Seitenkraftwirkung aus der Schwinge auf den Pleuell möglichst gering zu halten. Die Schwingenglieder weisen ein I-Profil auf und sind zur Verringerung ihrer Masse bei gleichzeitig hoher Festigkeit aus Titan gefertigt. Um eine ausreichende Verschleißfestigkeit in den Gelenkpunkten zu erreichen, werden die Schwingenglieder DLC beschichtet. Der Kabelstrang wird grundsätzlich durch die Mittelachse der Gelenke geführt, um Biegebelastungen zu vermeiden und die erforderliche Winkelbeweglichkeit über eine reine Torsionsbelastung darzustellen. Zur weiteren Entlastung des Kabelstrangs werden bis auf den GMR-Sensor alle Sensorkabel auf dem Pleuellschaft auf Miniatur-Koaxialkabel überführt, die aufgrund ihres geringen Durchmessers und ihrer Bauweise den Kabelstrang verschlanken und robuster gegenüber Torsionsbelastungen machen. Aufgrund der Änderung des Litzenmaterials muss für die Thermoelemente auf dem Pleuellschaft eine Referenztemperatur aufgezeichnet werden. Dies wird über zusätzliche PT100-Messstellen erreicht. Der Kabelstrang wird auf dem Pleuell mit punktgeschweißten Laschen fixiert und mit einem Spezialkleber zusätzlich abgedeckt. Innerhalb der Schwinge

wird der Kabelstrang in einer Kabelführung aus Aluminium verklebt. Außerhalb des Motors befindet sich eine Übergabeplatte, von der die Miniatur-Koaxialkabel auf Kabel zum Messverstärkeranschluss überführt werden.

Die Seitenkraft des Kolbens mit und ohne Schwinge ist in Abbildung 3.8 dargestellt. Es wird deutlich, dass die Seitenkraft um maximal ca. $F_S = 1 \text{ kN}$ von dem Verlauf ohne Schwinge abweicht, was ein gutes Ergebnis darstellt.

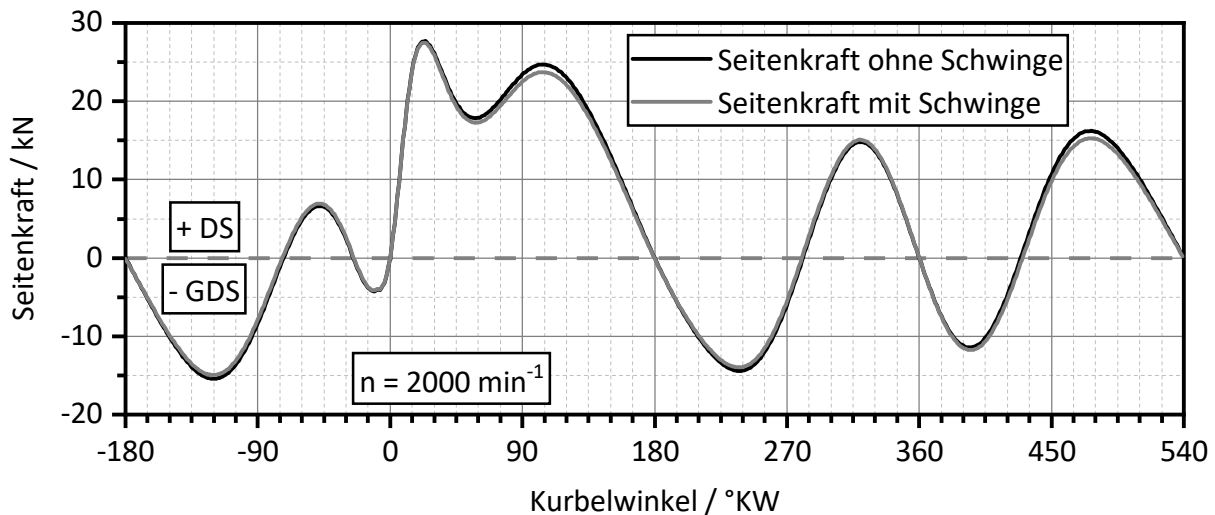


Abb. 3.8: Einfluss der Schwinge auf die Seitenkraft des Kolbens

3.3 Hardwarevarianten

Neben der Untersuchung des Basissystems werden zwei zusätzliche Hardwarevarianten untersucht: eine Schmierstoffversorgungsnut in der oberen Pleuellagerschale und ein Strömungswiderstand in der Kolbenbolzenbohrung durch eine Querschnittsverengung. Beide Varianten werden im Folgenden vorgestellt.

3.3.1 Schmierstoffversorgungsnut

Das Basisdesign sieht eine Durchtrittsbohrung in der oberen Pleuellagerschale vor, über die Öl aus den versorgenden Kurbelzapfenbohrungen in die Versorgungsbohrung im Pleuel gelangt. Insbesondere bei hohen Drehzahlen steht für die Ölzufuhr nur ein sehr kurzer Zeitraum zur Verfügung. Um eine Ausweitung der Versorgungsphase und damit potenziell eine Anhebung des Druckniveaus in der Versorgungsbohrung und eine verbesserte Schmierung des Kolbenbolzens zu erreichen, wird eine Prototypenlagerschale hergestellt, die eine zusätzliche Nut aufweist, siehe Abbildung 3.9. Die Nut wird über ein schlagendes Fertigungsverfahren mit einem rotierenden Werkzeug in eine Basislagerschale eingebracht und anschließend poliert. Dem Risiko einer Auslösung von Partikeln aus der Schale im bearbeiteten Bereich wird konstruktiv über die kreisrunde Querschnittsform der Nut ohne scharfe Kanten und mit flachen Randwinkeln begegnet.

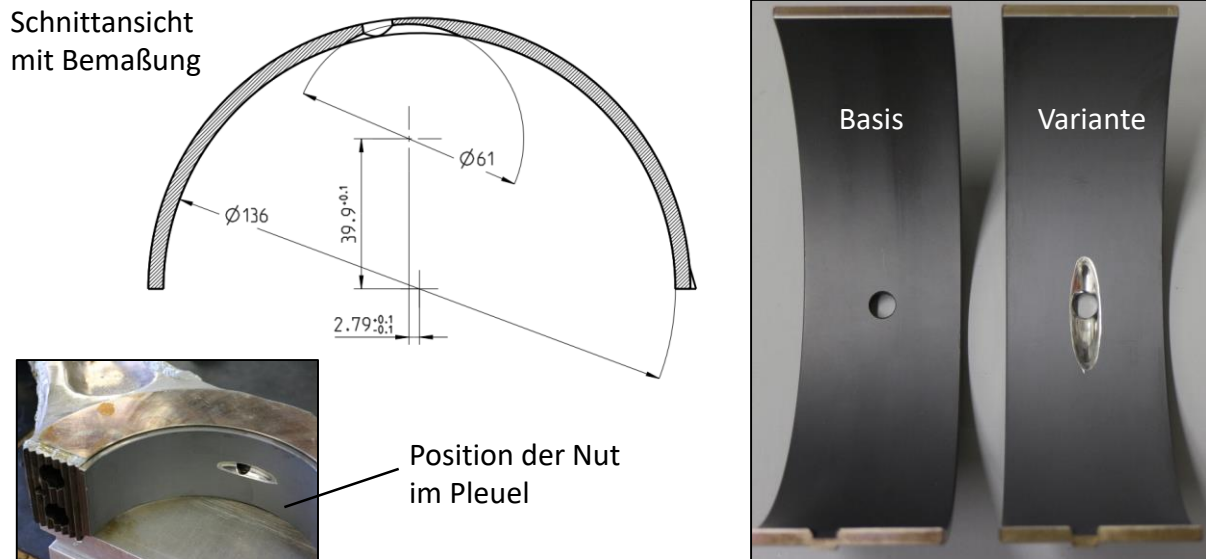


Abb. 3.9: Ausführung der Prototypenlagerschale mit Nut im Vergleich zur Basislagerschale mit Durchtrittsbohrung

Die Nut erstreckt sich über eine Länge von $26,6^\circ$. Um die Lagerschale nicht in dem hochbelasteten Bereich in Hochrichtung des Pleuels zu schwächen, liegen nur $8,3^\circ$ der Nut vor der Mitte der Durchgangsbohrung. Die restlichen $18,3^\circ$ Nutlänge erstrecken sich in Drehrichtung der Kurbelwelle und weiter entfernt von dem hochbelasteten Bereich der Pleuellagerschale. Durch die schlagende Bearbeitung mit einem rotierenden Werkzeug ist ein sanfter Nuteinlauf und Nutauslauf zur Minderung von Druckspitzen und kavitativen Schädigungsrisiken gegeben. Betrachtet man die geometrische Überschneidung der Versorgungsbohrung im Pleuelzapfen und der eingebrachten Nut, ergibt sich eine Verlängerung der ersten Versorgungsphase von $\phi_{VP1,B} = 19^\circ \text{KW}$ auf $\phi_{VP1,Var} = 40,7^\circ \text{KW}$ (+114,2%) und eine Verlängerung der zweiten Versorgungsphase von $\phi_{VP2,B} = 14,9^\circ \text{KW}$ auf $\phi_{VP2,Var} = 30,6^\circ \text{KW}$ (+105,4%). Die verschiedenen Versorgungslängen und Steigerungsraten sind in der Geometrie des Kurbeltriebs begründet.

3.3.2 Strömungswiderstand

Zur Untersuchung der Abhängigkeit der Druckverläufe und damit der Ölförderung in der Versorgungsbohrung wird ein lokaler Strömungswiderstand in die Versorgungsbohrung eingebracht. Konstruktiv wird die Verengung über einen Klemmstopfen erreicht, der die Querschnittsfläche der Bohrung für den Öldurchfluss verringert. Abbildung 3.10 zeigt die konstruktiven Details des Klemmstopfens.

Der Klemmstopfen besteht aus einem Grundkörper, der mittels einer hochfesten Schraube und einem Spreizkonus in der Versorgungsbohrung arretiert wird. Die Gesamtmasse des Klemmstopfens beträgt $m_{\text{Stopfen}} = 0,04 \text{ kg}$. Eine im Vorfeld durchgeführte Testreihe mit einer Zug-Druck-Prüfmaschine zeigt eine maximale Kraftbeaufschlagung in axialer Richtung vor Versagen des kraftschlüssigen Sitzes von $F_{\text{Stopfen,max}} = 1800 \text{ N}$. Die errechnete

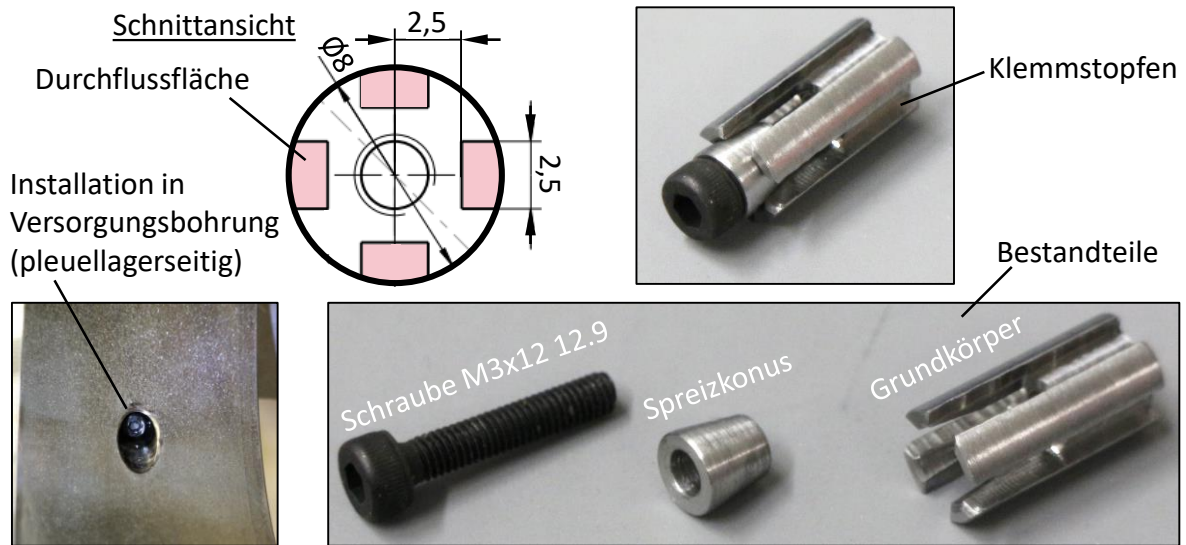


Abb. 3.10: Ausführung des Klemmstopfens zur lokalen Verringerung des Bohrungsquerschnitts

Sicherheit gegen Rutschen beträgt bei der Maximaldrehzahl des Motors $S_{\text{Stopfen}} = 7,8$ und weist ausreichende Reserven für zusätzliche Kräfte aus der Druckbeaufschlagung der Ölsäule auf.

Der Grundkörper ist an seinem Umfang mit vier Schmierstoffnuten versehen, die einen Gesamtquerschnitt von $A_{\text{Stopfen}} = 35,9 \text{ mm}^2$ aufweisen. Damit ergibt sich ein lokaler Ersatzbohrungsdurchmesser von $d_{\text{Ersatz}} = 4,3 \text{ mm}$, was einer Verringerung der Querschnittsfläche von 71,5 % entspricht.

3.4 Signalverarbeitung und Prüfstandsrandbedingungen

Die aufgezeichneten Messwerte lassen sich in Abhängigkeit des Sensortyps in langsame und schnelle Signale einteilen. Langsame Signale werden mit einer Messfrequenz von $f_{\text{Mess}} = 10 \text{ Hz}$ von dem Prüfstandssystem über eine Dauer von 30 s aufgezeichnet und gemittelt. Sie stellen hauptsächlich die Standardmessstellen des Motors dar. Als Einzylinder-Forschungsmotor, der für unterschiedliche Messungen ausgerüstet ist, weist der Versuchsträger neben den in dieser Arbeit genutzten zahlreiche weitere Messstellen auf. Für diese Arbeit relevant sind hauptsächlich die Temperatur-, Druck- und Volumenstromsignale von Kühl- und Schmiermittel sowie die Temperaturen der Versorgungsbohrung, welche aufgrund der Trägheit der eingesetzten Thermoelemente ebenfalls als langsame Signale zu klassifizieren sind.

Schnelle Signale werden kurbelwinkelbasiert mit einer Auflösung von einem Messwert je $^\circ\text{KW}$ über 100 Motorzyklen aufgezeichnet. Es handelt sich hierbei neben der Zylinderdruckindizierung um alle in den vorherigen Kapiteln beschriebenen Messstellen bis auf die Temperatur, also die Drücke in der Versorgungsbohrung, die Deformation des kleinen

Pleuelauges und die Rotation des Kolbenbolzens. Zur Aufzeichnung der Signale wird ein FEVIS-Messsystem genutzt. Die Signale werden standardmäßig über alle 100 Motorzyklen gemittelt, um zyklische Schwankungen der Größen auszumitteln, wobei die Rohdaten weiterhin zur Verfügung stehen. Für eine gemittelte Betrachtung der Kolbenbolzenrotation wird aufgrund der in den meisten Betriebspunkten vorliegenden übergeordneten Drehbewegung je Zyklus eine automatisierte Auswerteroutine genutzt, die die Rotationssignale zyklusbasiert auf eine Startposition von 0°BW normiert bevor die Mittelung über die Gesamtzyklenzahl stattfindet.

Öl- und Kühlwassertemperatur können am Prüfstand über Konditioniersysteme separat eingestellt werden. Aufgrund des hohen nominellen Volumens in Relation zu der Heizleistung der Konditioniersysteme werden beide Größen über Nacht vorkonditioniert. Der Druck der Hauptölgalerie und der Kolbenspritzdüse lassen sich unabhängig voneinander einstellen. Betriebspunkte werden am Prüfstand manuell über verschiedene Größen wie Drehzahl, Einspritzzeitpunkt, Einspritzdauer, Raildruck, Ladedruck, Abgasgegendruck, etc. eingestellt und können aufgrund dessen kleine Variationen einzelner Größen von Messpunkt zu Messpunkt aufweisen.

4 Messtechnische Untersuchung der Kolbenbolzenschmierung

Die Messungen zu dem Bewegungs- und Schmierverhalten des Kolbenbolzens werden in den folgenden Abschnitten analysiert und ausgewertet. Dabei wird zunächst das Basisverhalten des Systems untersucht. Neben einer grundsätzlichen Betrachtung der Reproduzierbarkeit des Systemverhaltens werden der Einfluss von Drehzahl, Last und Einspritzlage betrachtet. Anschließend folgen eine tribologische Analyse sowie eine Untersuchung der Sensitivitäten des Systems hinsichtlich der Variation des Druckniveaus der Galerie und der Kolbenspritzdüse sowie der Motoröltemperatur. Zuletzt wird in der Auswertung der Variantenmessungen der Einfluss der Einlaufnutgeometrie in der Pleuellagerschale und des Durchflussquerschnitts in der Versorgungsbohrung im Pleuel analysiert.

Zur Analyse der Schmierungsbedingungen wird das Rotationsverhalten des Kolbenbolzens herangezogen gestützt durch Informationen zur Verlagerung des Kolbenbolzens, dem Druckaufbau in der Schmierstoffversorgungsbohrung und dem Durchfluss durch die Kolbenspritzdüse. Motorzyklen werden grundsätzlich von -180°KW bis 540°KW aufgetragen, wobei die Position von 0°KW den Z-OT darstellt.

Aufgrund eines frühen Ausfalls der Messstellen SG1 und SG2 stehen diese in den meisten Betriebspunkten nicht für eine Analyse zur Verfügung. Ein Vergleich der Messstellen SG2 und SG3 zu Beginn der Messungen zeigt eine gute Korrelation der Dehnung auf Druck- und Gegendruckseite des Pleuels, sodass SG3 als repräsentativ für beide Positionen gewertet werden kann. SG1 zeigt eine gute Korrelation mit einer früheren Messkampagne zur Pleueldehnung, sodass wo notwendig auf diese Daten zurückgegriffen werden kann.

4.1 Auswertung des Basisverhaltens

4.1.1 Stabilität des Rotationsverhaltens

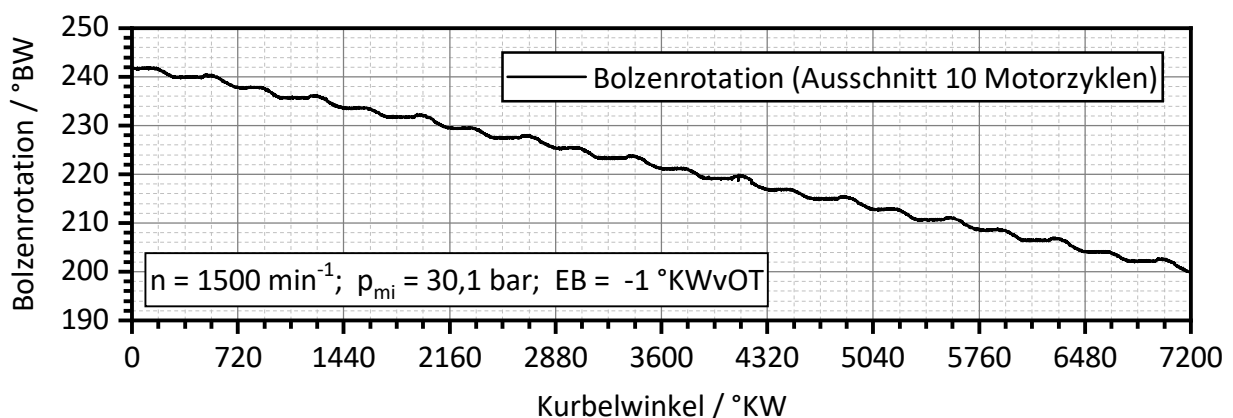


Abb. 4.1: Übergeordnetes Drehverhalten des Kolbenbolzens (10 Motorzyklen)

Abbildung 4.1 zeigt die Kolbenbolzenrotation von 10 aufeinanderfolgenden Motorzyklen bei 0h Motorlaufzeit zur Analyse der Stabilität des übergeordneten Drehverhaltens. Es ergibt sich eine Standardabweichung der Einzelzyklen von $0,25^\circ\text{BW}$ in dem betrachteten Betriebspunkt. Dies verdeutlicht die hohe Zyklenstabilität des Drehverhaltens, die in dem übergeordneten Drehverlauf auch optisch durch die übergeordnete Linearität des Drehverhaltens über mehrere Zyklen sichtbar wird. In dem gezeigten Ausschnitt ergibt sich durch die fallende Kurve ein negativer Gradient, der Kolbenbolzen dreht sich somit im Mittel je Zyklus entgegen der Drehrichtung der Kurbelwelle.

Die Bewertung der Reproduzierbarkeit der gemessenen Bedingungen wird durch eine Betrachtung des Rotationsverhaltens des Kolbenbolzens in einem über die Gesamtmessdauer wiederholt gemessenen Betriebspunkt vorgenommen. Abbildung 4.2 zeigt die Kolbenbolzenrotation jeweils über 100 Motorzyklen gemittelt in einem Betriebspunkt bei $n_M = 1500 \text{ min}^{-1}$ zu verschiedenen Laufzeiten des Versuchsträgers. Mit einem indizierten

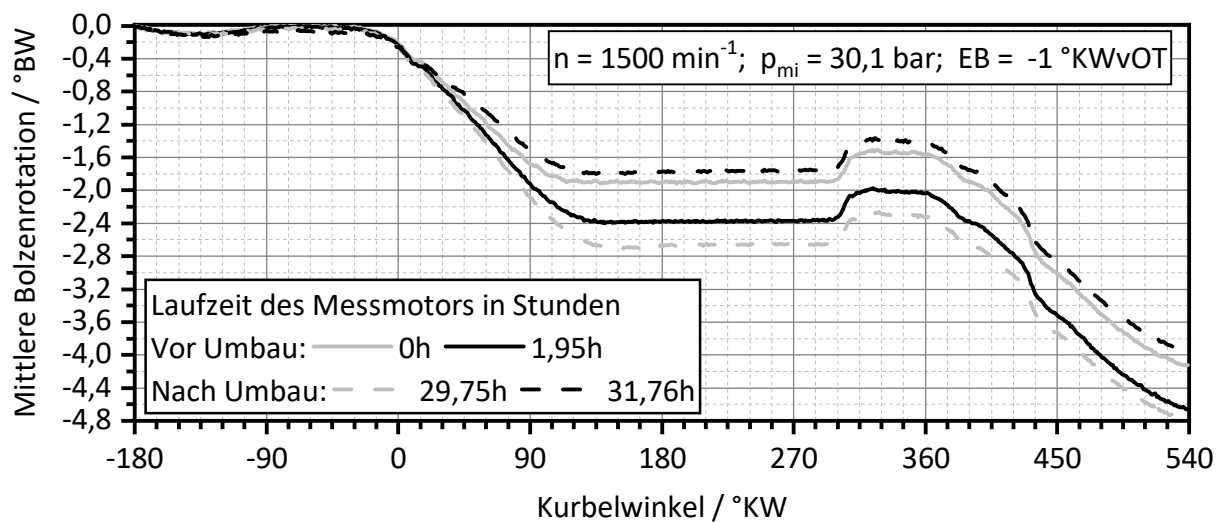


Abb. 4.2: Verhalten der Kolbenbolzenrotation in Abhängigkeit der Motorlaufzeit

Mitteldruck von $p_{mi} = 30 \text{ bar}$ liegt in diesem Betriebspunkt die höchste Gaskraftbelastung bei einem Spitzendruck von $p_{max} = 220 \text{ bar}$ vor. Die normierten Verläufe beginnen alle bei 0°BW und zeigen leicht unterschiedliche Verläufe. Es wird deutlich, dass Abweichungen in den Verläufen überwiegend im Kurbelwinkelbereich von $15^\circ \dots 135^\circ\text{KW}$ auftreten, also im Bereich der Gasdruck-beaufschlagten Abwärtsbewegung des Kolbens. Die Abweichung in der Bolzenverdrehung bleibt im weiteren Verlauf nahezu konstant. Das beobachtete Verhalten lässt sich auf nicht exakt gleich einstellbare Prüfstandsrandbedingungen zurückführen, so schwankt der indizierte Mitteldruck in den dargestellten Punkten um bis zu $0,3 \text{ bar}$. Eine klare Abhängigkeit von Zu- oder Abnahme des Mitteldrucks ist nicht zu erkennen, sodass weitere Schwankungen in beispielsweise dem Durchfluss der Spritzdüse, dem Einspritzzeitpunkt und der Einspritzdauer zu den Variationen im Verlauf beitragen können. Über den Zeitraum von über 30 h Motorlaufzeit, innerhalb derer die Punkte aufgezeichnet worden sind, sind ebenfalls Einlaufeffekte nicht auszuschließen, sowie veränderte Randbedingungen durch einen Motorumbau.

Die Abweichung der Kurven zueinander ist bei 540 °KW ablesbar. Die vier Verläufe zeigen eine Standardabweichung von $\pm 9,6\%$ und somit eine insgesamt gute Reproduzierbarkeit. Die grundsätzliche Stabilität des Rotationsverhaltens zeigt sich auch bei Messpunkten mit niedrigeren Lasten und abweichenden Drehzahlen, sodass eine Betrachtung der Bolzenrotation für eine Bewertung des Schmierzustands herangezogen werden kann.

4.1.2 Makroskopische Betrachtung der Kolbenbolzenrotation

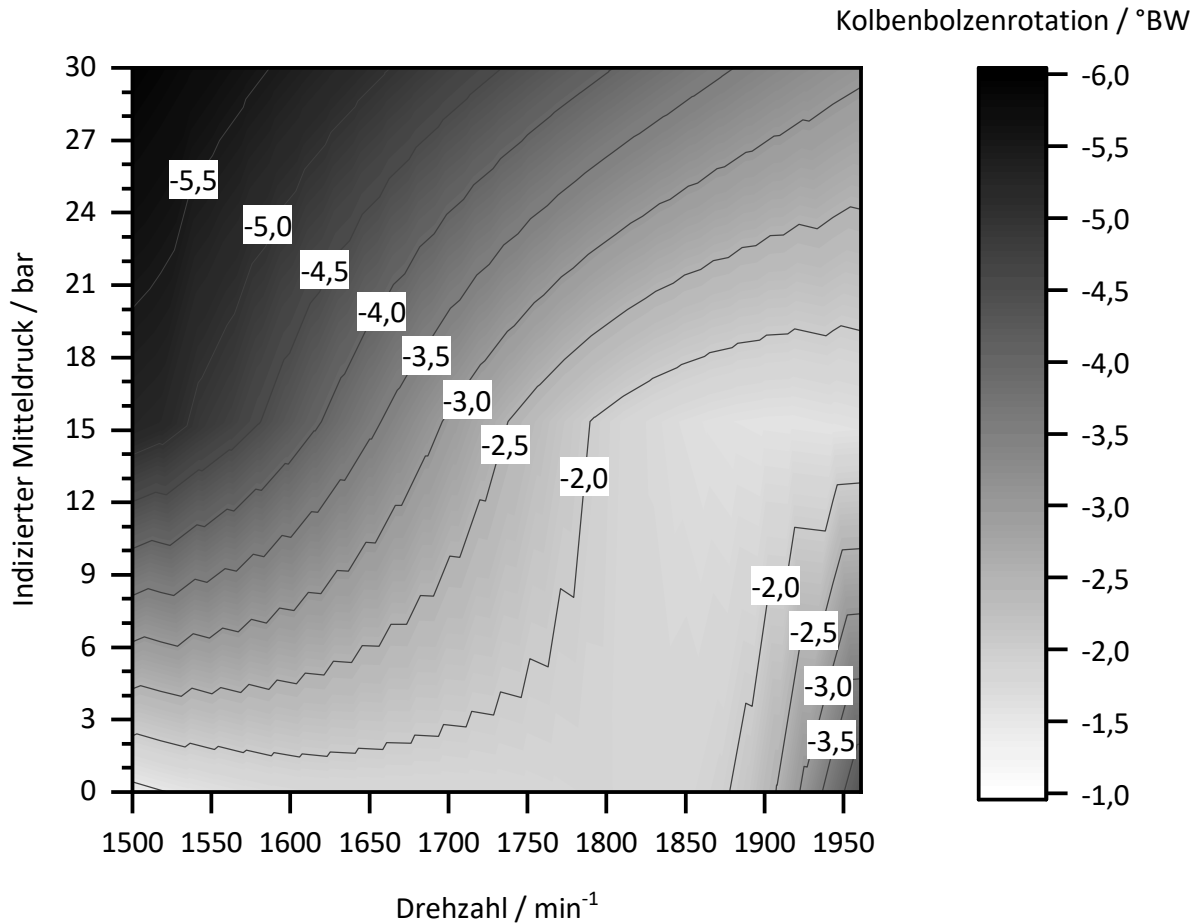


Abb. 4.3: Verhalten der Kolbenbolzenrotation im Motorkennfeld

Abbildung 4.3 zeigt die gemittelte Kolbenbolzenrotation im Motorkennfeld. Der gewählte Drehzahlausschnitt von 1500 bis 1961 min⁻¹ enthält typische Betriebspunkte für den Generatorbetrieb bei Netzfrequenzen von 50 Hz (1500 min⁻¹) und 60 Hz (1800 min⁻¹). Das Kennfeld ist durch eine Interpolation aus geschleppten und gefeuerten Messpunkten erstellt worden, die bei unterschiedlichen motorischen Randbedingungen (Einspritzzeitpunkt, Einspritzdruck, Ladedruck, etc.) aufgezeichnet worden sind.

Der Kolbenbolzen zeigt in dem betrachteten Kennfeldbereich stets eine negative Rotation, die in ihrer Ausprägung hauptsächlich durch Gas- und Massenkräfte beeinflusst wird.

Anhand der Linien gleicher Rotationsgeschwindigkeit des Kolbenbolzens lässt sich ein allgemeiner Zusammenhang zwischen Last und Drehzahl erkennen. Mit steigender Drehzahl und steigender Last bleibt die Kolbenbolzenrotation angenähert konstant. Dieser Effekt deutet darauf hin, dass sich bei einer gleichmäßigen Änderung von Massen- und Gaskraft ähnliche Bedingungen für das Verhältnis der Reibung in Kolbennaben und kleinem Pleuelauge einstellen.

Ebenfalls deutlich sichtbar ist eine Zunahme der Rotation des Kolbenbolzens mit der Last bei konstanter Drehzahl. Diese Zunahme deutet auf einen gesteigerten Reibungseinfluss in dem kleinen Pleuelauge hin. Bei konstanter Last zeigt sich analog mit steigender Drehzahl eine Abnahme der Kolbenbolzenrotation, die auf eine Entlastung des kleinen Pleuelauges zurückgeführt werden kann. Im Bereich niedriger Last und hoher Drehzahl ist eine Trendumkehr zu erkennen, die Kolbenbolzenrotation reduziert sich zunächst bei zunehmender Last, bevor sie ab dem mittleren Lastniveau von ca. $p_{mi} = 15$ bar wieder mit der Last steigt. Der Effekt deutet auf eine Abhängigkeit der Kolbenbolzenrotation vom Anlagewechsel des Kolbenbolzens hin, der bei hohen Drehzahlen und niedrigen Lasten neben dem LW-OT auch im Z-OT stattfinden kann. Im Folgenden werden die einzelnen Einflüsse detailliert auf ihre Sensitivität bei konstanten Randbedingungen untersucht.

4.1.3 Drehzahleinfluss

Die Motordrehzahl beeinflusst die Reibmomente in den Lagerstellen des Kolbenbolzens über die Massenkraft. Abbildung 4.4 zeigt ausgewählte geschleppte Messpunkte. Aufgetragen ist die berechnete Stangenkraft des Pleuels und der Pleuelschwenkwinkel im oberen Graph, zusätzlich sind die Bereiche der positiven und negativen Rotationsanregung des Kolbenbolzens in Bereiche unterteilt und mit + und - markiert. Dargestellt werden die gemittelte Kolbenbolzenrotation auf der linken Achse und die Dehnung des kleinen Pleuelauges auf der rechten Achse.

Auffallend ist zunächst bei $n_M = 300 \text{ min}^{-1}$ ein ausgeprägtes oszillierendes Rotationsverhalten des Bolzens. Im Bereich bis 360°KW (LW-OT) folgt der Bolzen der Drehanregung des Pleuels mit einer Amplitude von $\phi_B = \pm 5^\circ \text{BW}$. Nach dem LW-OT nimmt die Drehgeschwindigkeit ab, was auf die Richtungsumkehr der Stangenkraft und somit eine Entlastung des Lagers zurückgeführt werden kann. Aufgrund dieses Verhaltens resultiert eine positive zyklische Verdrehung von $\phi_{B,Zyklus} = +7,74^\circ \text{BW}$.

Bei $n_M = 600 \text{ min}^{-1}$ nimmt die Stangenkraft um den Z-OT infolge der steigenden Massenkraft ab, die Anregung aus der Bewegung des Pleuels sinkt und der Bolzen zeigt eine Amplitude in der Drehbewegung von $\phi_B = \pm 2,5^\circ \text{BW}$. Die Abnahme der Amplitude kann auch auf die mit steigender Drehzahl verringerte Zeit für die rotatorische Beschleunigung des Bolzens zurückgeführt werden. Es findet keine signifikante zyklische Verdrehung des Bolzens mehr statt. Das kleine Pleuelauge zeigt im LW-OT eine beginnende Deformation, was darauf hindeutet, dass der Kolbenbolzen einen Anlagewechsel vollzieht.

Bei $n_M = 1100 \text{ min}^{-1}$ ist der Anlagewechsel im DMS-Signal deutlich zu erkennen. Damit einher geht jetzt eine stärkere Drehanregung in negative Richtung um den LW-OT. Aufgrund der steigenden Massenkraft wird die Gaskraftbelastung durch Kompression im

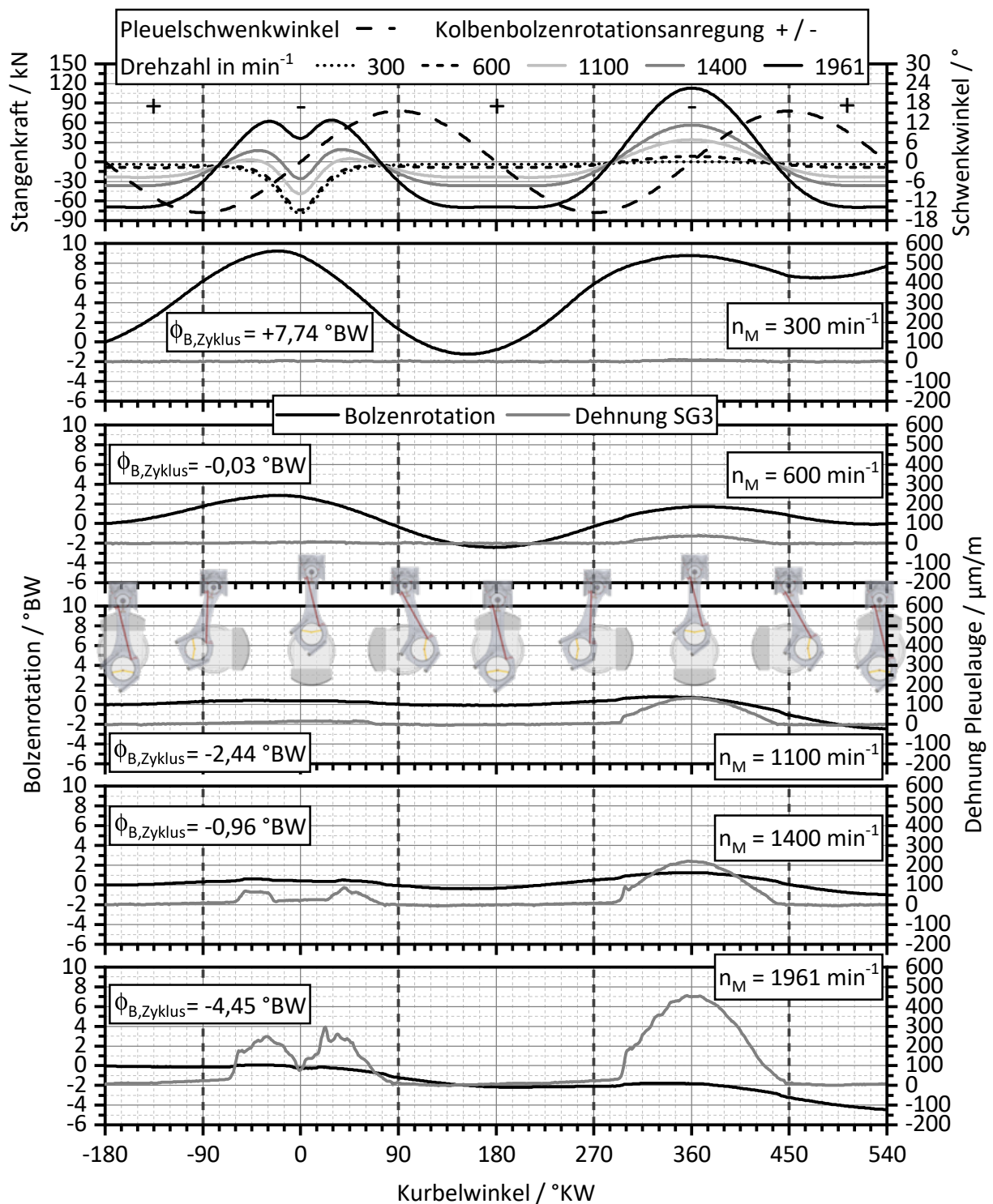


Abb. 4.4: Einfluss der Drehzahl auf die Kolbenbolzenrotation im geschleppten Betrieb

Z-OT soweit abgesenkt, dass dort keine merkliche Verdrehung mehr stattfindet. In Summe resultiert eine negative zyklische Verdrehung des Bolzens von $\phi_{B,Zyklus} = -2,44^\circ \text{BW}$.

Bei $n_M = 1400 \text{ min}^{-1}$ findet um den Z-OT ein Anlagewechsel statt, der durch die Gas-

kraft aufgrund der Verdichtung unterbrochen wird. Dies ist im Dehnungssignal deutlich zu erkennen. Das geänderte Kräfteverhältnis über den Zyklus führt zu einer zusätzlichen positiven Drehanregung im Bereich zwischen 90. . . 270 °KW, die zu einer verringerten negativen zyklischen Verdrehung von $\phi_{B,Zyklus} = -0,96^\circ \text{BW}$ führt.

Bei $n_M = 1961 \text{ min}^{-1}$ liegt schließlich auch um den Z-OT ein einzelner Anlagewechsel ohne Unterbrechung vor. Dieses in Z-OT und LW-OT ähnliche Kräfte- und Anlageverhalten führt zu einem stufenförmigen Drehverlauf des Kolbenbolzens der in beiden Zyklusphasen in negative Richtung stattfindet. In Bereichen positiver Anregung wird der Bolzen zwar bis zum Stillstand abgebremst, kann allerdings nicht aus dem Stillstand in positive Richtung beschleunigt werden. Dieses Verhalten ist charakteristisch für den untersuchten Motor bei Betrieb unter Last.

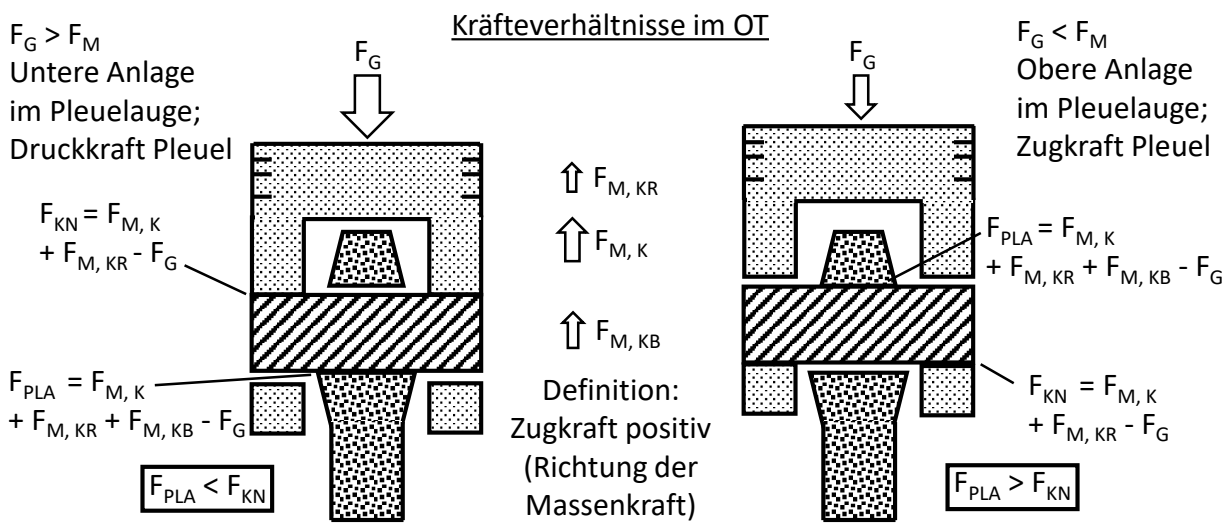


Abb. 4.5: Betrachtung der Kräfteverteilung in kleinem Pleuelauge und Kolbennaben bei oberer und unterer Anlage des Kolbenbolzens im kleinen Pleuelauge

Es lässt sich zum einen darauf zurückführen, dass während beider OT-Phasen die jeweils höchsten positiven oder negativen Stangenkräfte aufgrund Gas- bzw. Massenkraft vorliegen (ausgeprägte Anregung zu negativer Rotation). Betrachtet man zusätzlich die maximale Pressung in Kolbennaben und kleinem Pleuelauge unter Annahme einer linienförmigen Hertz'schen Pressung zu den jeweiligen Ereignissen ergibt sich eine höhere Anpressung im kleinen Pleuelauge während des LW-OT im Vergleich zu den Kolbennaben, was die Rotationsbewegung des Kolbenbolzens in negative Richtung in diesem Bereich erklären kann. Während des Z-OT ist nach der Berechnung der Anpressdruck in den Kolbennaben höher als im kleinen Pleuelauge (untere Anlage des Kolbenbolzens im kleinen Pleuelauge), was sich mit der Beobachtung des Stillstands der Kolbenbolzenrotation während des Z-OT bei $n_M = 1100 \text{ min}^{-1}$ deckt. Die Anpressdruckdifferenz in der Berechnung ergibt sich zum einen aus einer um 7,4 % kürzeren Kontaktlinie im Pleuelauge im Vergleich zu den Kolbennaben bei oberer Anlage des Kolbenbolzens im kleinen Pleuelauge. Bei einer unteren Anlage kehrt sich das Verhältnis um, die Kontaktlinie für die FE-Berechnung ist im kleinen Pleuelauge in diesem Fall um 6,9 % größer als in den Kolbennaben.

Ein weiterer Grund für die unterschiedlichen Anpressdruckverteilungen findet sich in der Kräfteverteilung, wenn man die Kolbenbolzenmasse unabhängig von der Kolbenmasse betrachtet, siehe Abbildung 4.5. Für eine Betrachtung des OT ergibt sich für ein Gas-Massenkraft-Verhältnis mit überwiegender Massenkraft eine obere Anlage im kleinen Pleuelauge. Der Zusammenhang ist rechts in der Abbildung dargestellt. In diesem Fall addiert sich zu der Massenkraft von Kolben und Kolbenringen, die in den Kolbennaben entgegen der Gaskraft wirken, im kleinen Pleuelauge die Massenkraft des Kolbenbolzens hinzu, sodass in diesem Fall eine höhere Anpresskraft im kleinen Pleuelauge wirkt. Bei einem Gas-Massenkraft-Verhältnis mit überwiegender Gaskraft stellt sich eine untere Anlage des Kolbenbolzens im kleinen Pleuelauge ein. Dabei entlastet die entgegen der Gaskraft gerichtete Massenkraft des Kolbenbolzens den Kontakt im kleinen Pleuelauge und führt so zu einer höheren Anpresskraft in den Kolbennaben im Vergleich zu dem kleinen Pleuelauge.

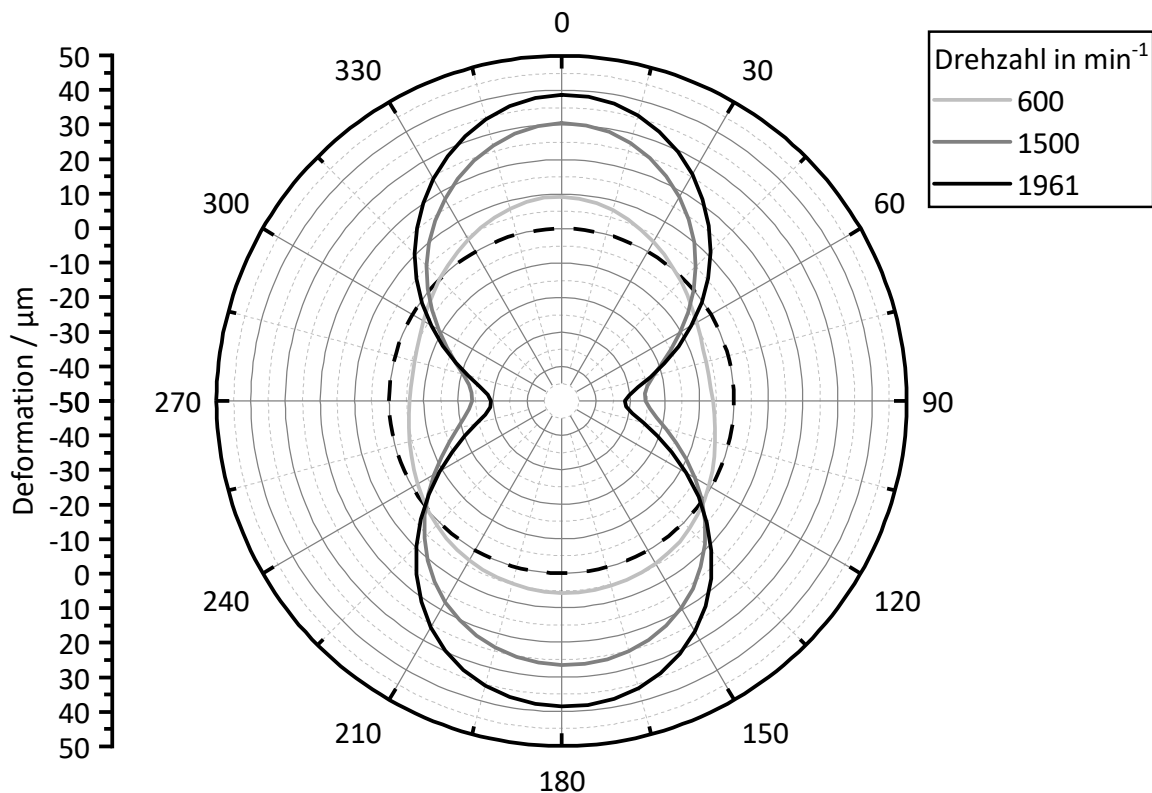


Abb. 4.6: Deformation des kleinen Pleuelauges unter Einwirkung der Massenkraft im LW-OT (FE-Analyse) im geschleppten Betrieb

Die vorangegangene Betrachtung der Anpresskräfte und der Länge des Linienkontakts der Hertz'schen Pressung erklärt das Rotationsverhalten des Kolbenbolzens bei den betrachteten Drehzahlen ab $n_M = 1100 \text{ min}^{-1}$. Die in positive und negative Richtung oszillierende Bewegung des Kolbenbolzens bei Drehzahlen $n_M \leq 600 \text{ min}^{-1}$ lässt sich mit der in diesem Bereich sehr schwach ausgeprägten Massenkraft und der Differenz in den relativen Lager-spielen zwischen kleinem Pleuelauge und Kolbennaben erklären. Bei sehr niedrigen Massenkräften nähern sich die Anpresskräfte in Kolbennabe und kleinem Pleuelauge einander

an, da sich die Massenkraftwirkung des Kolbenbolzens (Differenz in den Anpresskräften) verringert. Über das in dem kleinen Pleuelauge geringere relative Lagerspiel (0,99 ‰ im kleinen Pleuelauge versus 1,26 ‰ in den Kolbennaben) dominiert die Reibung zwischen kleinem Pleuelauge und Kolbenbolzen im Vergleich zu der Reibung zwischen Kolbenbolzen und Kolbennaben, der Kolbenbolzen wird zu einer Rotation gegenüber dem Kolben angeregt. Mit steigender Massenkraft bei steigender Drehzahl verschiebt sich die Anpresskraftverteilung wieder in Richtung der Kolbennaben, was zu einem Stillstand der Rotation des Kolbenbolzens führt. Das rotatorische Verhalten des Kolbenbolzens bei höheren Lasten wird im nächsten Abschnitt diskutiert.

Die Deformation des kleinen Pleuelauges ist in Abbildung 4.6 dargestellt. Die begleitende FE-Analyse ist anhand von Deformationsmessdaten der Messstelle SG3 abgeglichen und zeigt den Zeitpunkt des LW-OT bei unterschiedlichen Drehzahlen. Es wird deutlich, wie die zunehmende Massenkraft bei steigender Drehzahl den Deformationsverlauf im kleinen Pleuelauge beeinflusst. Das kleine Pleuelauge wird in Hochrichtung ovalisiert und gleichzeitig an seinen Flanken eingeschnürt. Bei $n_M = 1961 \text{ min}^{-1}$ ergibt sich eine seitliche Einschnürung von 79,5 % des mittleren Lagerspiels (gemessen unter Laborbedingungen), die eine zusätzliche Beeinflussung des Reibmoments im kleinen Pleuelauge darstellen kann. Dieser Zusammenhang wird in Abbildung 4.7 deutlich. Bei zunehmender Drehzahl steigt der Anpressdruck an der oberen Anlageposition an. Bei $n_M = 1961 \text{ min}^{-1}$ liegt an der Seite des Lagers ein höherer Anpressdruck vor als in Hochrichtung aufgrund der seitlichen Einschnürung.

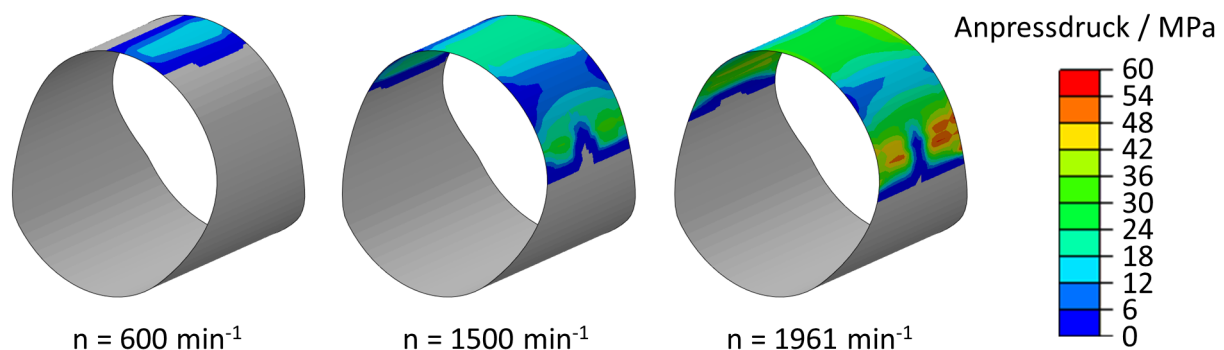


Abb. 4.7: Drehzahleinfluss auf den Anpressdruck im kleinen Pleuelauge bei oberer Anlage des Kolbenbolzens (FE-Analyse)

Zusammenfassend zeigt sich unter Drehzahleinfluss eine Abhängigkeit der Rotation des Kolbenbolzens von:

- Lagerspiel-Differenzen in Kolbennaben und kleinem Pleuelauge
- Anpressdruck-Differenzen in Kolbennaben und kleinem Pleuelauge aufgrund unterschiedlicher Anpresskräfte, konstruktiv zur Verfügung stehender Lagerbreite und oberer oder unterer Anlage des Kolbenbolzens im kleinen Pleuelauge
- Seitlicher Einschnürung des kleinen Pleuelauges aufgrund Deformation

- Verschiedener Reibwerte aufgrund unterschiedlicher Materialien von Kolben, Kolbenbolzen und Pleuelbuchse und verschiedener Rauheitswerte der Reibpartner (im Rahmen dieser Arbeit nicht näher untersucht)

Abbildung 4.8 zeigt die Druckverläufe in der Versorgungsbohrung des Pleuels. Bei $n_M = 300 \text{ min}^{-1}$ sind die abgegrenzten Schmierstoffzuführphasen gut zu erkennen. Die erste Phase beginnt etwa bei -30°KW , die zweite Phase bei 90°KW . Beide Phasen beginnen mit einem steilen Druckanstieg und enden mit einem sanfteren Druckabfall. Dieses Verhalten lässt sich mit einer ausgeprägteren Fluidbewegung in der Bohrung zu Beginn der Schmierstoffzuführphase erklären: Die Bohrung wird schnell befüllt und erreicht abrupt den Zustand der Vollfüllung. Dies lässt sich auch an den Druckspitzen erkennen, die aufgrund der Abbremsung der Fluidbewegung zum Ende des Befüllvorgangs entstehen und mit steigenden Beschleunigungen bei steigenden Drehzahlen immer ausgeprägter in Erscheinung treten. Nach dem Ende der Schmierstoffzuführphase baut sich der Druck in der Bohrung aufgrund der engen Schmierspalte in kleinem und großem Pleuelauge deutlich langsamer ab.

Bei $n_M = 600 \text{ min}^{-1}$ lassen sich bereits Unterschiede zwischen den Schmierstoffzuführphasen um den Z-OT und LW-OT erkennen. Während um den Z-OT ausgeprägtere Befüllspitzen vorliegen, erscheinen diese um den LW-OT kleiner und erstrecken sich stattdessen über einen größeren Kurbelwinkelbereich. Die Unterschiede in den Schmierspalthöhen zeigen sich hierfür verantwortlich, siehe auch Abschnitt 4.1.4.

Bei $n_M = 1100 \text{ min}^{-1}$ wird deutlich, wie sich der mit der Drehzahl steigende Beschleunigungseinfluss auf die Ölsäule in der Versorgungsbohrung auswirkt. Zwischen dem Eintritt in die Bohrung am großen Pleuelauge (PO1) und dem Austritt am kleinen Pleuelauge (PO3) wird eine Druckdifferenz erkennbar, welche bei höheren Motordrehzahlen eine bedeutende Rolle bei dem Öltransport in das kleine Pleuelauge einnimmt. Ein Beschleunigungsfeld in Richtung des kleinen Pleuelauges liegt in einem Intervall von etwa $-80 \dots 75^\circ \text{KW}$ respektive $280 \dots 435^\circ \text{KW}$ vor. Die Umkehr der Beschleunigung der Ölsäule ist anhand der Druckknotenpunkte, die das beschriebene Intervall flankieren, erkennbar. Zu Beginn der Verlagerung des Kolbenbolzens vor dem LW-OT zeigt sich bei 300°KW eine deutliche Druckschwankung, die auf eine Veränderung der Schmierspalthöhen und Volumenverhältnisse hinweist.

Bei $n_M = 1400 \text{ min}^{-1}$ zeigt sich eine solche Druckschwankung zusätzlich vor dem Z-OT bei etwa -60°KW , die ebenfalls mit dem Anlagewechsel des Kolbenbolzens korreliert. Aufgrund des zweifachen Anlagewechsels ist auch nach dem Z-OT bei etwa 30°KW eine weitere Druckschwankung zu erkennen. Auffällig ist weiterhin, dass das Ende des ersten Anlagewechsels und somit die Bewegung des Kolbenbolzens zurück in die untere Anlage mit dem Beginn der ersten Schmierstoffzuführung zusammenfällt, was eine hohe Druckspitze von nahezu 28 bar verursacht. Die korrespondierende Befüllspitze im LW-OT fällt in den Bereich einer oberen Anlage des Kolbenbolzens im kleinen Pleuelauge und zeigt mit 20 bar eine deutlich geringere Intensität.

Bei $n_M = 1961 \text{ min}^{-1}$ zeigt sich im UT-Bereich an Position PO1 ein maximaler Druck von 10 bar innerhalb der Versorgungsbohrung, welcher sich aufgrund der Abbremsung der

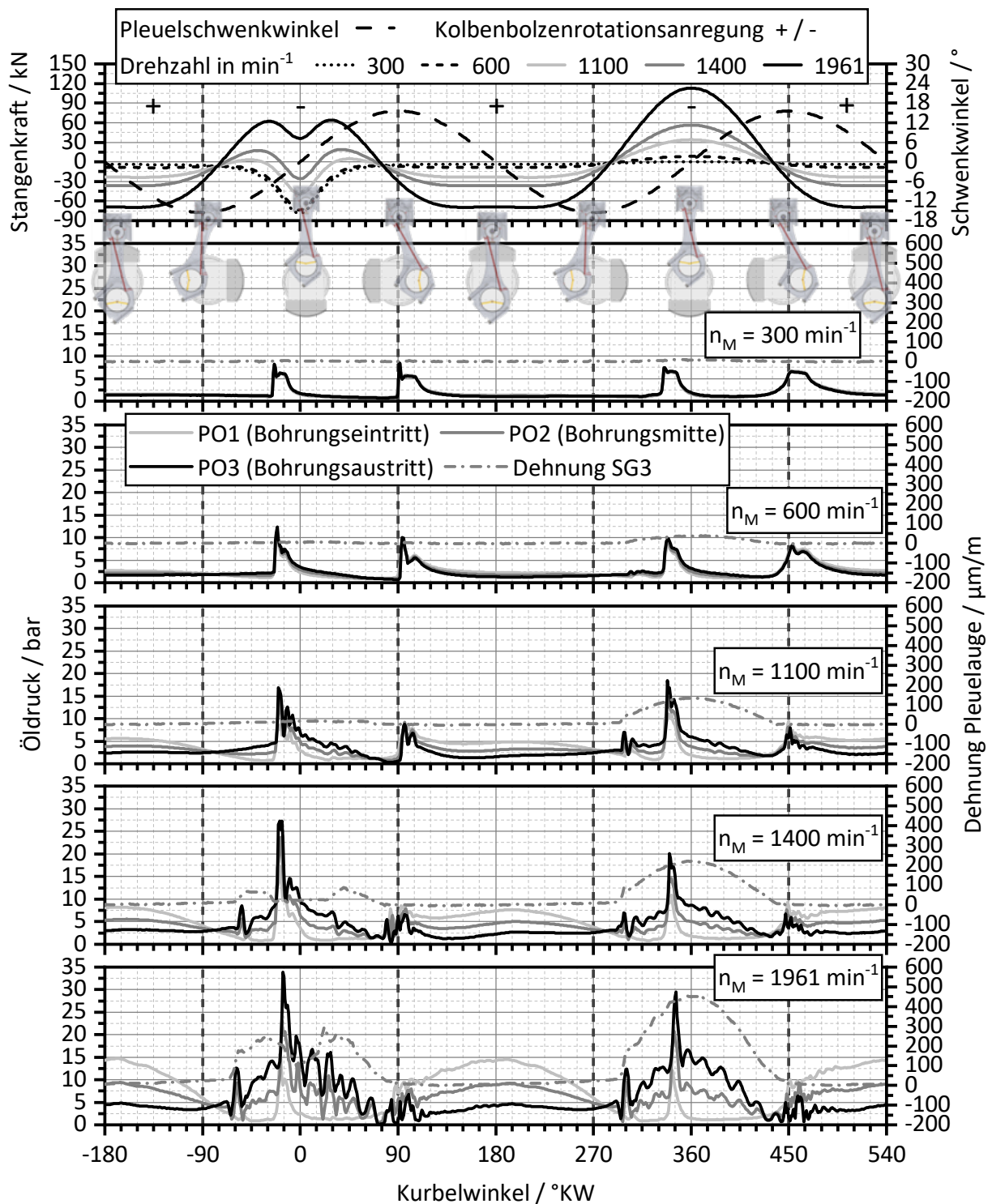


Abb. 4.8: Einfluss der Drehzahl auf den Öldruck in der Versorgungsbohrung im geschleppten Betrieb

Ölsäule ergibt und ein Zurückfließen des Schmieröls in das große Pleulauge in diesem Bereich bewirken kann. Im Bereich der Schmierstoffzuführphasen zeigt sich eine deutliche

Druckdynamik, die durch die Befüllvorgänge und die Anlagewechsel ausgelöst wird. Es ist deutlich zu erkennen, dass die erste Schmierstoffzuführphase in den Bereichen, innerhalb derer das Öl in Richtung kleines Pleuelauge beschleunigt wird, vielfach höhere Befülldruckspitzen auslöst als die zweite Schmierstoffzuführphase, die sich in dem Bereich der umgekehrten Beschleunigung der Ölsäule in Richtung großes Pleuelauge befindet. Es kann also davon ausgegangen werden, dass innerhalb der ersten Phase ein höherer Öltransport zum kleinen Pleuelauge stattfinden kann als in der zweiten Phase.

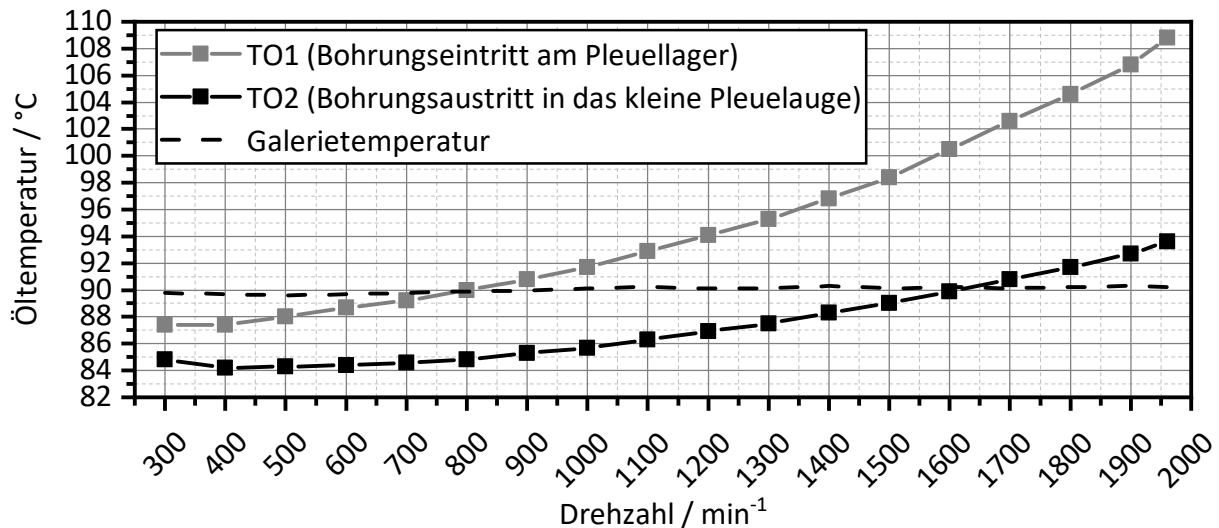


Abb. 4.9: Einfluss der Drehzahl auf die Öltemperaturen in der Versorgungsbohrung im geschleppten Betrieb

Abbildung 4.9 zeigt den Temperaturverlauf innerhalb der Schmierstoffversorgungsbohrung, aufgetragen über der Drehzahl. Die Temperatur des zugeführten Öls in der Galerie ist konstant auf $T_{\text{Gal}} = 90^\circ\text{C}$ konditioniert. Die Temperatur am Einlass der Versorgungsbohrung am großen Pleuelauge (TO1) steigt aufgrund der Lagerreibung in Haupt- und Pleuellager exponentiell an und erreicht bei $n_M = 1961 \text{ min}^{-1}$ eine Temperatur von $108,8^\circ\text{C}$. Die Temperatur am Auslass der Versorgungsbohrung (TO2) verhält sich über Drehzahl ebenfalls exponentiell, ist jedoch stets kühler als die Temperatur am Einlass der Versorgungsbohrung. So beträgt die maximale Austrittstemperatur in das kleine Pleuelauge bei $n_M = 1961 \text{ min}^{-1}$ lediglich $93,6^\circ\text{C}$, das Öl kühlt im betrachteten Punkt um $15,2\text{K}$ ab. Eine höhere Kolbentemperatur unter Last zeigt keine deutliche Auswirkung auf diesen Effekt, sodass von einem geringen Öldurchsatz durch die Versorgungsbohrung ausgegangen werden kann, der dem Öl genügend Verweilzeit für eine Wärmeabgabe an den kühleren Pleuelschaft lässt.

4.1.4 Lasteinfluss

Der Einfluss der Motorlast auf die Kolbenbolzenrotation ist in Abbildung 4.10 dargestellt. Aufgrund der konstant gehaltenen Drehzahl von $n_M = 1800 \text{ min}^{-1}$ liegt in der LW-OT-Phase bei jeder Last die gleiche Massenkraftbelastung vor. Es lässt sich deutlich erkennen,

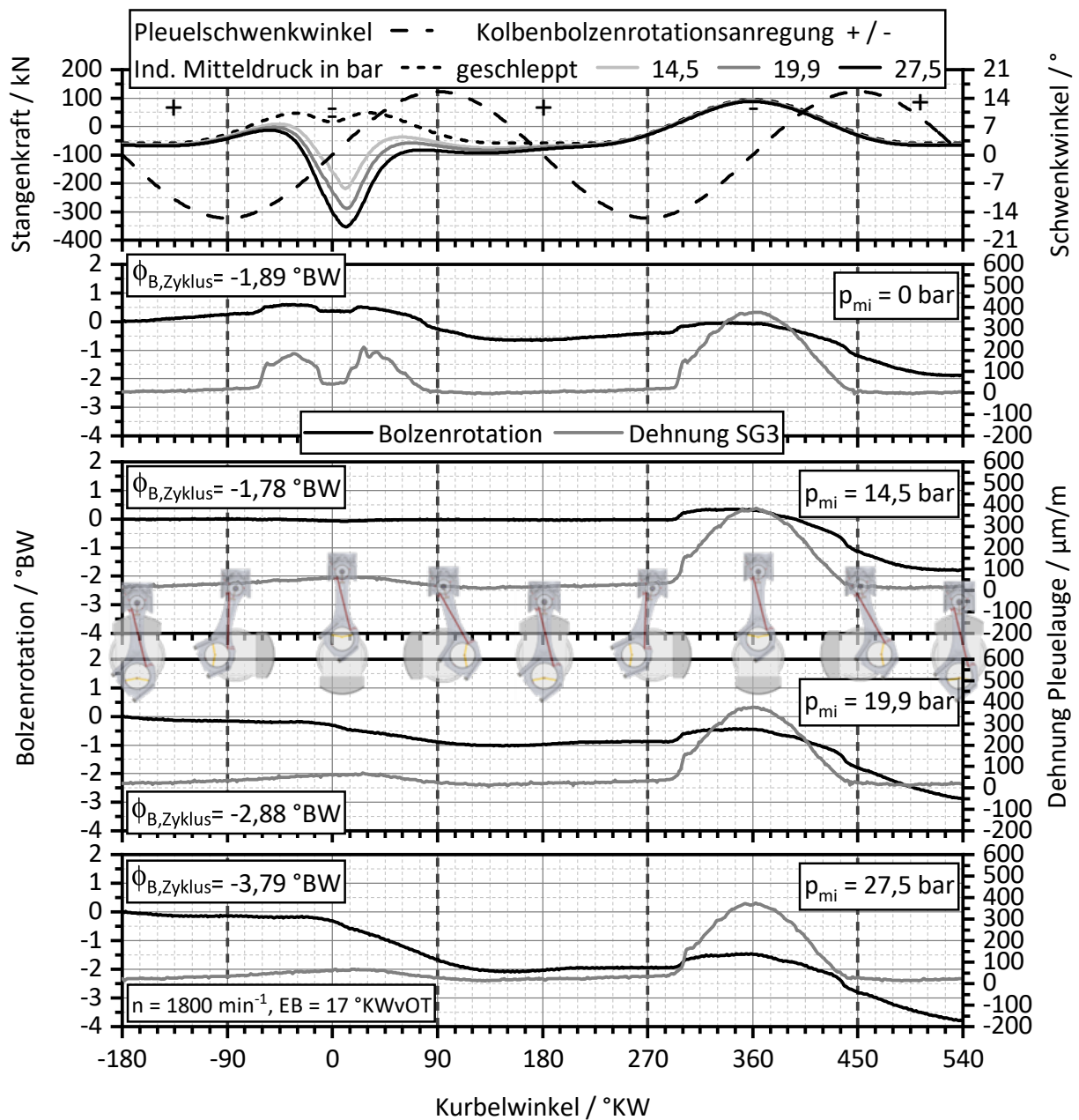


Abb. 4.10: Einfluss der Last auf die Kolbenbolzenrotation im gefeuerten Betrieb

dass Veränderungen im Rotationsverhalten aus den variierenden Stangenkräften aufgrund des Gaskrafteinflusses in der Z-OT-Phase entspringen.

Im geschleppten Betrieb zeigt sich das aus dem vorhergehenden Abschnitt 4.1.3 bekannte Verhalten. Aufgrund des zweifachen Anlagewechsels wird der Kolbenbolzen im kleinen Pleuelauge um den Z-OT zu einer Rotation angeregt. Bei 180°KW , also nach der ersten Umdrehung in dem Arbeitszyklus, ist bereits eine negative Verdrehung zu erkennen, die zu einer negativen Verdrehung von $\phi_{B,Zyklus} = -1,89^\circ \text{BW}$ über den gesamten Zyklus beiträgt.

Bei $p_{mi} = 14,5$ bar findet um den Z-OT keine Verlagerung des Kolbenbolzens mehr statt. Die Deformation von bis zu $\epsilon_{SG3} = 100 \mu\text{m}/\text{m}$ in dem Bereich entsteht durch die Ovalisierung des kleinen Pleuelauges aufgrund der Druckbeaufschlagung durch die Gaskräfte. Wie in dem vorhergehenden Abschnitt erläutert, liegt bei einer unteren Anlage des Kolbenbolzens im kleinen Pleuelauge während des OT eine höhere Anpressung in den Kolbennaben vor, weshalb der Kolbenbolzen in diesem Bereich um den Z-OT nicht zu einer Rotation angeregt werden kann. Die Gesamtverdrehung des Kolbenbolzens über den Zyklus nimmt gegenüber dem geschleppten Betrieb leicht ab und beträgt $\phi_{B,Zyklus} = -1,78^\circ\text{BW}$.

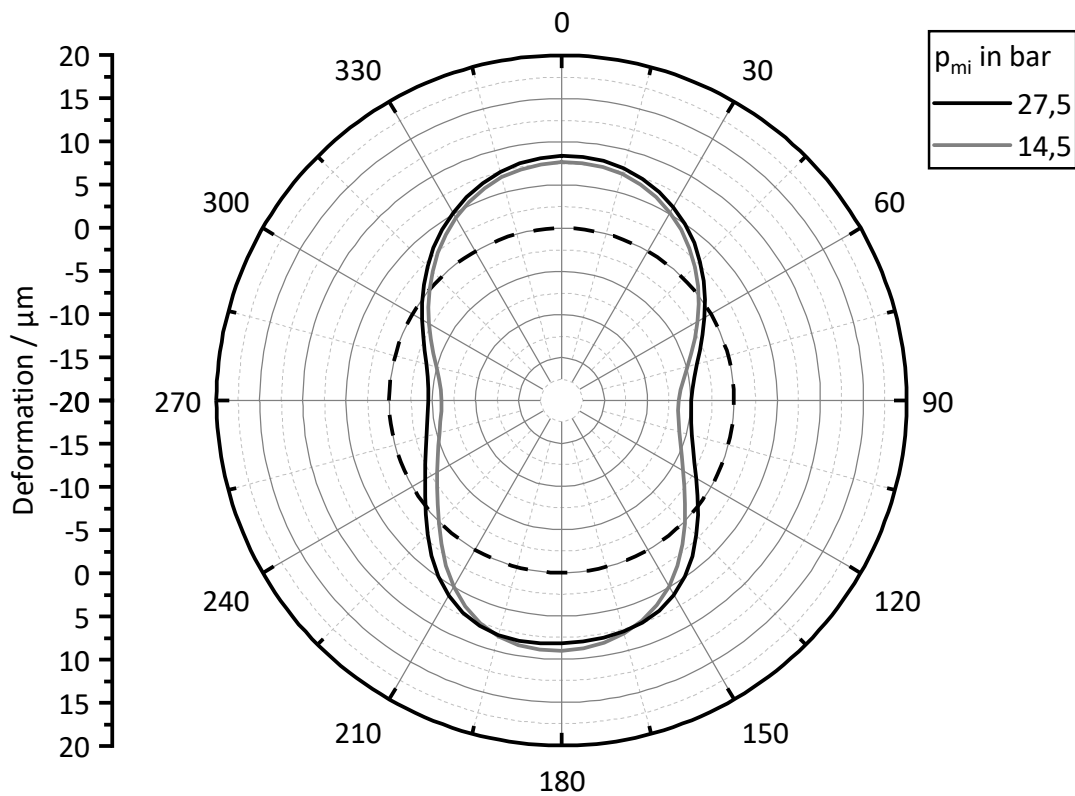


Abb. 4.11: Deformation des kleinen Pleuelauges unter Einwirkung der Gaskraft im Z-OT (FE-Analyse) bei $n_M = 1800 \text{ min}^{-1}$

Bei $p_{mi} = 19,9$ bar ist eine beginnende negative Verdrehung des Kolbenbolzens ab etwa -15°KW zu erkennen. Die vereinfachte Betrachtung der Anpressdruckverteilung über eine Hertz'sche Pressung ohne überlagerte Deformation des Kolbenbolzens liefert hier keinen nachvollziehbaren Zusammenhang mehr. Das Reibmoment in dem kleinen Pleuelaug übersteigt lokal die Reibmomente in den Kolbennaben und führt zu einer Verdrehung von $\phi_B = -1^\circ\text{BW}$ nach der ersten Umdrehung im Motorzyklus. Dies führt zu einer in Summe gesteigerten Gesamtverdrehung über den gesamten Zyklus von $\phi_{B,Zyklus} = -2,88^\circ\text{BW}$.

Bei der Vollast in dem betrachteten Drehzahlpunkt von $p_{mi} = 27,5$ bar steigert sich die zuvor beobachtete Tendenz weiter. Der Gradient der Verdrehung nimmt ab etwa -10°KW deutlich zu, der Kolbenbolzen weist nach der ersten Motorumdrehung im Zyklus bereits

eine Verdrehung von $\phi_B = -2^\circ \text{BW}$ auf. Dies führt zu einer gesteigerten Gesamtverdrehung bei Volllast von $\phi_{B,\text{Zyklus}} = -3,79^\circ \text{BW}$.

Abbildung 4.11 zeigt die Deformation des kleinen Pleuelauges im Z-OT anhand des FE-Modells bei $n_M = 1800 \text{ min}^{-1}$ und mittlerer Last sowie Volllast. Die grundsätzliche Deformationsform ähnelt in diesem durch die Gaskraft dominierten Lastfall dem zuvor betrachteten Massenkraft-dominierten Lastfall im LW-OT. Erneut ovalisiert das kleine Pleuelauge in Hochrichtung und zeigt seitlich eine Einschnürung. Aufgrund der Krafteinleitung in dem steiferen Bereich des Pleuels bei 180° und der Flussrichtung der Kraft weg von dem kleinen Pleuelauge tritt jetzt eine deutlich kleinere Deformation auf, die nur einen leichten Lasteinfluss im unteren Anlagebereich zeigt. Bei mittlerer Last ergibt sich eine maximale Einschnürung von 12,5 % des mittleren Lagerspiels, bei Volllast zeigt sich trotz gesteigerten Krafteinflusses eine geringere Ovalisierung des kleinen Pleuelauges. Dies deutet auf eine Abflachung des Kolbenbolzens hin die der Ovalisierung des kleinen Pleuelauges entgegenwirkt.

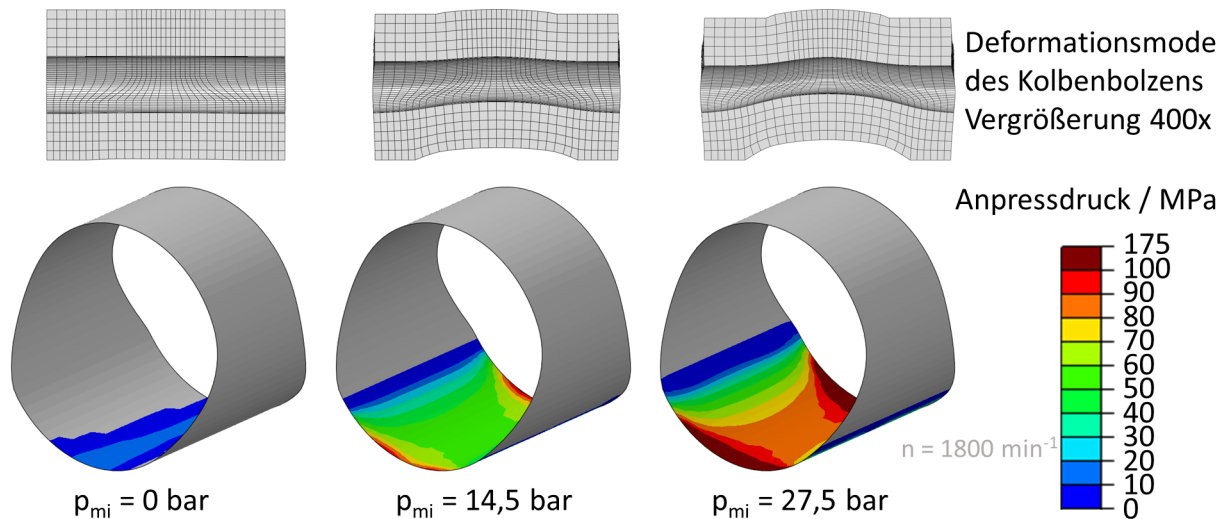


Abb. 4.12: Lasteinfluss auf den Anpressdruck im kleinen Pleuelauge bei unterer Anlage des Kolbenbolzens (FE-Analyse)

Abbildung 4.12 zeigt den Anpressdruck aus der FE-Berechnung und die Kolbenbolzendeformation für den geschleppten Fall, mittlere Last und Volllast. Während im geschleppten Fall die Anpresskraft aus der Verdichtung der Luft im Brennraum resultiert und dem Fall der Hertz'schen Pressung nahe kommt, zeigt sich bei mittlerer Last bereits ein anderes Bild. Durch die deutlich höhere Gaskraftbelastung verbreitert sich der Auflagebereich. Dies ist auf die Abflachung des Kolbenbolzens infolge der Belastung zurückzuführen. Gleichzeitig zeigt sich an den Seiten des Lagers ein erhöhter Anpressdruck, der durch die Biegung des Kolbenbolzens entsteht. Der Effekt ist bei der Volllast mit errechneten Anpressdrücken bis $175 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ noch deutlicher ausgeprägt. Der lokale sehr hohe Anpressdruck an den Lagerrändern ist mit hoher Wahrscheinlichkeit der Grund für die Rotationsanregung des Kolbenbolzens bei hohen Motorlasten im Z-OT. Somit ist nicht eine höhere Kraft in der jeweiligen Lagerstelle, sondern vor allem eine höhere Flächenpressung für die Reibung und somit die

Rotationsanregung ausschlaggebend. Der Effekt der Verschiebung der Reibungsverhältnisse von den Kolbennaben zu dem kleinen Pleuelauge aufgrund Kolbenbolzendeformation kann durch eine Formbohrung in den Kolbennaben noch weiter gesteigert werden. Eine trompetenförmige Aufweitung in Richtung des Pleuels sorgt bei einem solchen Kolben für eine Vereinheitlichung der Anpressdruckverteilung in den Kolbennaben unter Last.

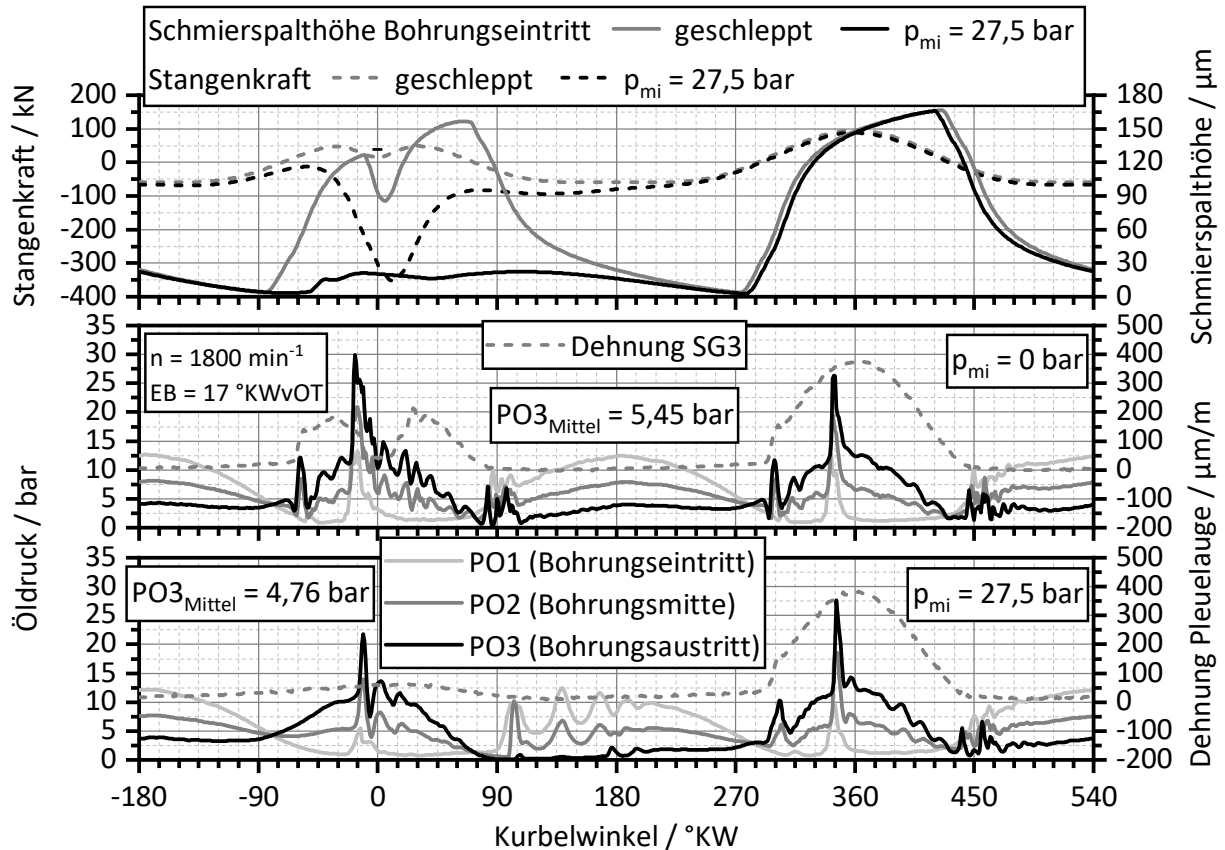


Abb. 4.13: Einfluss der Last auf die Schmierspalthöhe am Bohrungseintritt und den Öl-Druck in der Versorgungsbohrung

Abbildung 4.13 zeigt die Druckverläufe in der Versorgungsbohrung im geschleppten Betrieb sowie bei Volllast. Über eine Berechnung der Verlagerungsbahn im großen Pleuelauge wird die lokale Schmierspalthöhe über dem Bohrungseintritt im großen Pleuelauge ermittelt, diese ist im oberen Teil der Abbildung zu sehen. Bei Betrachtung der Druckverläufe zeigt sich bei beiden Lasten im Bereich des LW-OT ein gut vergleichbares Verhalten. Leichte Änderungen in der Schmierspalthöhe in diesem Bereich zwischen den beiden Lasten lassen sich hauptsächlich in der Form der verlagerungsbedingten Druckspitze bei etwa 300 °KW erkennen.

Um den Z-OT und die nachgelagerte Expansion bis in den UT-Bereich lassen sich deutliche Unterschiede in den Druckverläufen in der Bohrung erkennen. Die durch den zweifachen Anlagewechsel im geschleppten Betrieb bedingte hohe Druckdynamik ist unter Volllast deutlich geringer ausgeprägt. Die verlagerungsbedingte Druckspitze bei -60 °KW fehlt vollständig durch die aufgrund des Gasdrucks in dem Bereich konstante untere Anlage des

Kolbenbolzens. Die Druckspitze fällt um etwa 8 bar geringer aus und im Bereich nach der zweiten Schmierstoffzuführphase entsteht eine Druckschwingung, die vornehmlich im unteren Teil der Versorgungsbohrung auf PO1 und PO2 beobachtet werden kann. Die durch die zweite Schmierstoffzuführphase angeregte Schwingung deutet auf eine höhere Elastizität innerhalb der Versorgungsbohrung hin und ist somit ein Indiz für einen niedrigeren Füllungsgrad der Bohrung unter Volllast im Vergleich zum geschleppten Betrieb. Der gemittelte Zufuhrdruck in das kleine Pleuelauge an PO3 nimmt bei Volllast im Vergleich zum geschleppten Betrieb um 0,69 bar ab, sodass integral weniger Schmierstoff in das kleine Pleuelauge transportiert werden kann. Diese Beobachtung deckt sich mit der unter Last zunehmenden negativen Verdrehung des Kolbenbolzens, die aus einer Reibungszunahme aufgrund schlechterer Schmierverhältnisse im kleinen Pleuelauge entstehen kann.

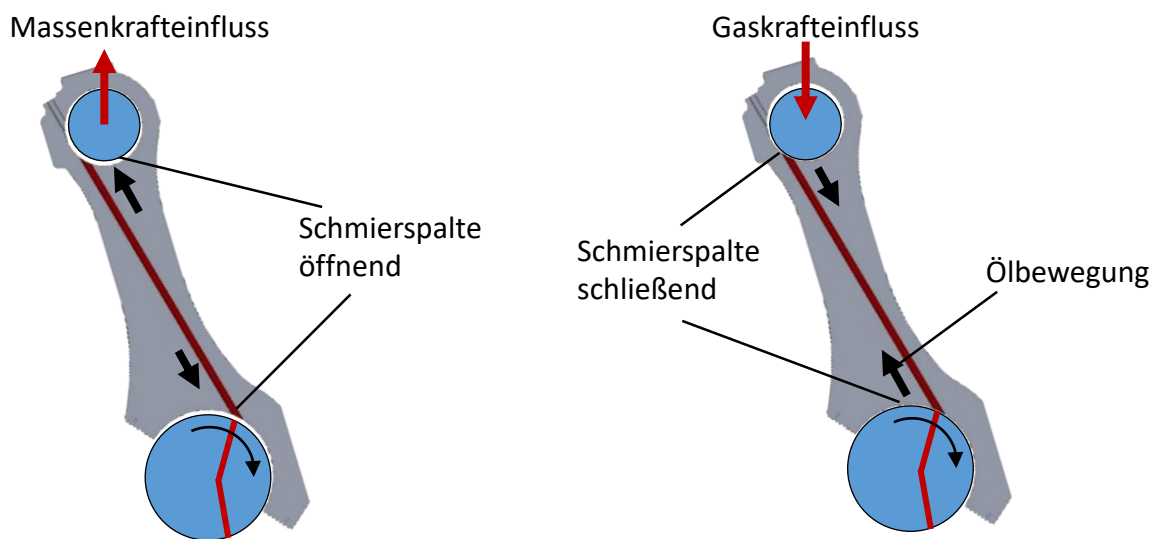


Abb. 4.14: Ölbewegung in Abhängigkeit der Schmierspaltänderung, schematisch

Bei Betrachtung der Schmierspalthöhe über dem Bohrungseintritt im großen Pleuelauge ist der Grund für das höhere mittlere Druckniveau an PO3 und die bessere Füllung der Schmierstoffversorgungsbohrung im geschleppten Betrieb zu erkennen. Während zu Beginn der Verlagerung des Kolbenbolzens bei -60°KW eine Druckschwankung auf PO3 zu erkennen ist, ist der Lagerspalt über dem Bohrungseintritt am großen Pleuelauge bereits auf $60\text{ }\mu\text{m}$ angewachsen. Die Entlastung des Kolbenbolzens durch den Gasdruck aufgrund Verdichtung ist zwar in einem lokalen Minimum der Schmierspalthöhe zu erkennen, mit knapp unter $90\text{ }\mu\text{m}$ verweilt die Spalthöhe aber weiterhin auf einem hohen Niveau. Während der zweiten Schmierstoffzuführphase bewegt sich der Kolbenbolzen wieder in die untere Anlage, wie in dem Dehnungssignal des kleinen Pleuelauges gut erkennbar. Gleichzeitig fährt der Spalt im großen Pleuelauge über dem Bohrungseintritt zu. Die Verdrängung des sich verkleinernden Spaltvolumens in großem und kleinem Pleuelauge gleichzeitig führt zu einem hier als Pumpeffekt bezeichneten Phänomen, welches zu einer besser gefüllten Versorgungsbohrung und einem höheren Druckniveau im geschleppten Betrieb führt. Abbildung 4.14 verdeutlicht diesen Zusammenhang. Schematisch dargestellt sind die Schmierspalthöhen und einhergehenden Fließbewegungen des Öls unter vornehmlich Massen- bzw. Gaskrafteinfluss.

Zusammenfassend zeigt sich unter Lasteinfluss eine Abhängigkeit der Rotation des Kolbenbolzens von:

- Anpressdruck-Differenzen in Kolbennaben und kleinem Pleuelauge aufgrund der Deformation (Biegung und Abflachung) des Kolbenbolzens in Zusammenspiel mit einer Formbohrung in den Kolbennaben
- Veränderlichen Schmierungszuständen durch die Versorgungsbohrung im Pleuel abhängig von den Änderungen der Lagerspalthöhe über insbesondere dem Bohrungseintritt im Pleuellager

4.1.5 Einspritzlage

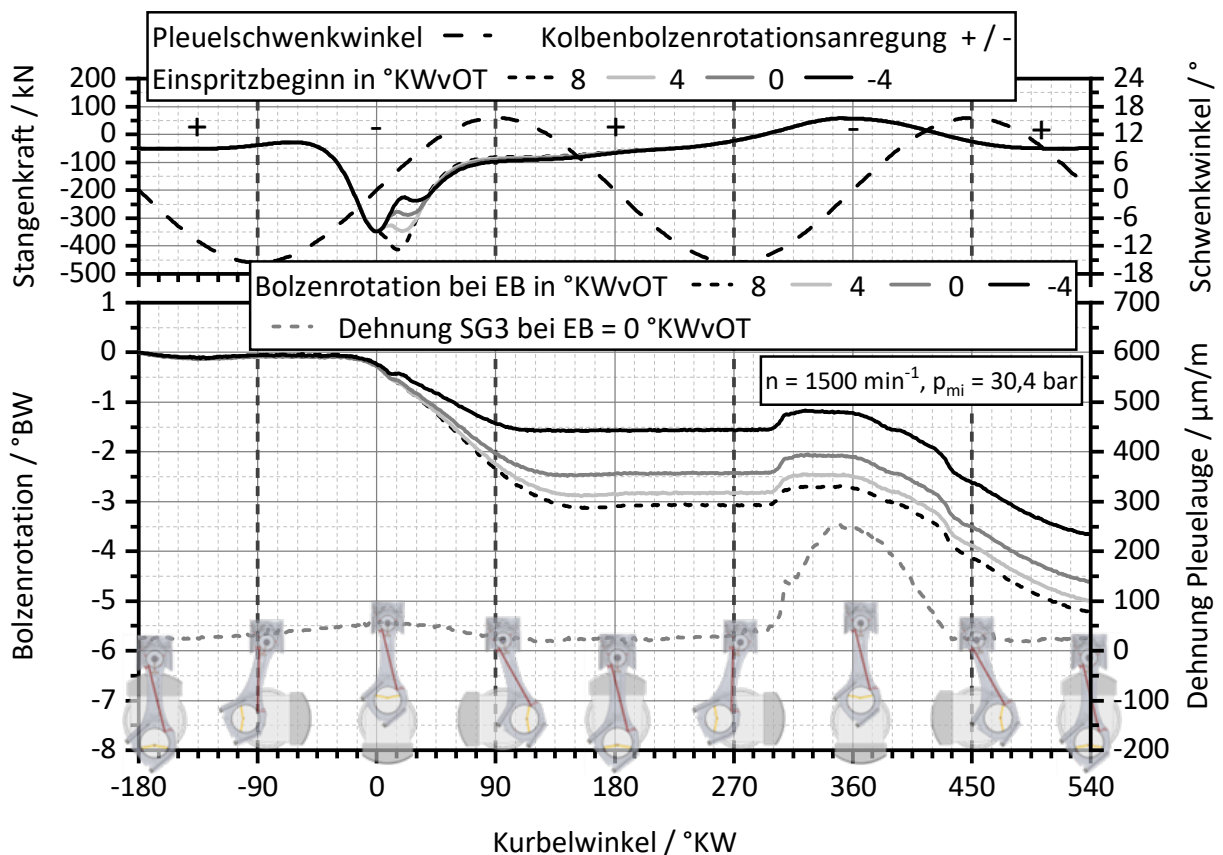


Abb. 4.15: Einfluss der Einspritzlage auf die Kolbenbolzenrotation im gefeuerten Betrieb

Eine Variation des Einspritzbeginns ist in Abbildung 4.15 dargestellt. In dem gewählten Betriebspunkt von $n_M = 1500 \text{ min}^{-1}$ wird der Einspritzzeitpunkt in Abstufungen von 4°KW im Bereich zwischen $8 \dots -4^{\circ}\text{KWvOT}$ bei einer konstanten Last von $p_{\text{mi}} = 30,4 \text{ bar}$ variiert.

Die Kolbenbolzenrotation nimmt in dem betrachteten Betriebspunkt den aus vorherigen Abschnitten bekannten stufenförmigen Verlauf an. Die Gesamtrichtung der Rotation ist dabei negativ. Die Anteile von Drehbewegungen des Kolbenbolzens in negativer Richtung

liegen in den Bereichen zwischen $0 \dots 150^\circ \text{KW}$ (nach dem Z-OT) und $360 \dots -135^\circ \text{KW}$ (nach dem LW-OT) vor. Abschnitte von Drehbewegungen in positiver Richtung sind nur sehr schwach ausgeprägt, wie beispielsweise im Intervall zwischen $-135 \dots -90^\circ \text{KW}$ zu erkennen. Der bei 300°KW zu erkennende kurze Ausschlag des Kolbenbolzenrotations-Sensors in positive Richtung ist dem Anlagewechsel des Kolbenbolzens geschuldet. Durchwandert dieser das Lagerspiel in den Kolbennaben, bewegt sich die Maßverkörperung lateral an dem Sensor vorbei, was zu diesem Fehlsignal führt. Bei 435°KW bewegt sich der Kolbenbolzen zurück in die untere Anlage, was ebenfalls in dem Rotationssignal als Sprung in die negative Richtung sichtbar wird.

Bei Betrachtung der Variation des Einspritzbeginns wird deutlich, dass die Drehbewegung des Kolbenbolzens eine starke Abhängigkeit von der Stangenkraft und somit von den Reibungsverhältnissen im kleinen Pleuelauge und den Kolbennaben zeigt. Bei dem frühen Einspritzbeginn von $E_B = 8^\circ \text{KWvOT}$ liegt mit einem globalen Maximum der negativen Stangenkraft von $F_{St} > 400 \text{ kN}$ die höchste Reibung um den Z-OT in den betrachteten Datenpunkten vor. Der Kolbenbolzen zeigt in dem betrachteten Punkt den steilsten Gradienten in der negativen Verdrehung nach dem Z-OT und weist eine Gesamtverdrehung von $\phi_{B,Zyklus} = -5,22^\circ \text{BW}$ auf.

Bei einer Verschiebung des Einspritzbeginns in Richtung spät zu $E_B = 4^\circ \text{KWvOT}$ nimmt die Stangenkraft durch die verringerte Gaskraft ab. Mit $F_{St} = 350 \text{ kN}$ aufgrund Spitzen- und Verbrennungsdruck durch Verdichtung und Verbrennung liegt weiterhin eine hohe Lagerkraft über ein breites Kurbelwinkelintervall vor. Die Verdrehung des Kolbenbolzens in negative Richtung nimmt nur leicht ab und resultiert in einer Gesamtverdrehung von $\phi_{B,Zyklus} = -4,99^\circ \text{BW}$.

Bei einer weiteren Verschiebung des Einspritzbeginns auf $E_B = 0^\circ \text{KWvOT}$ verstärkt sich der Trend weiter. Infolge der späten Verbrennung in der Abwärtsbewegung des Kolbens sinkt die Spitzendruckbelastung weiter ab, das jetzt lokale Maximum der Stangenkraft durch die Verbrennung verschiebt sich nach spät, nimmt ebenfalls weiter ab und liegt jetzt im Bereich $F_{St} < 300 \text{ kN}$. Die Anregung zur negativen Verdrehung des Kolbenbolzens in dem betrachteten Intervall nimmt jetzt deutlicher ab, die Gesamtverdrehung liegt bei $\phi_{B,Zyklus} = -4,60^\circ \text{BW}$.

Bei dem in der Reihe spätesten Einspritzbeginn von $E_B = -4^\circ \text{KWvOT}$ verstärkt sich die Entwicklung weiter. Bei einem lokalen Maximum der Stangenkraft durch den Verbrennungsdruck von $F_{St} < 250 \text{ kN}$ zeigt der Bolzen die kleinste Verdrehung in negative Richtung nach dem Z-OT. Die Gesamtverdrehung beträgt in diesem Betriebspunkt lediglich noch $\phi_{B,Zyklus} = -3,65^\circ \text{BW}$.

Die Verläufe der Drehanregung nach dem LW-OT zeigen sich in weitgehend parallelen Verläufen konstant, was zeigt, dass die Änderung der Verdrehung des Kolbenbolzens nahezu vollständig aus dem sich mit dem Einspritzbeginn ändernden Anregungsverhalten nach dem Z-OT erklären lässt. Mit abnehmender Lagerbelastung infolge einer Verschiebung des Einspritzbeginns nach spät verringert sich die Drehanregung in negative Richtung des Kolbenbolzens. Das beobachtete Verhalten deckt sich mit dem in Abschnitt 4.1.4 beobachteten Zusammenhang der Zunahme der negativen Drehanregung des Kolbenbolzens nach dem Z-OT mit steigender Last.

4.1.6 Tribologische Analyse

Die tribologischen Eigenschaften der Lagerung des Kolbenbolzens in kleinem Pleuelauge und in den Kolbennaben werden über eine Berechnung der Rotationsbewegung des Kolbenbolzens untersucht. Dazu wird ein Messpunkt aus der Einspritzlagenvariation betrachtet, siehe Abbildung 4.16. Im Intervall zwischen 0°KW und 90°KW weist der Kolbenbolzen eine mittlere Rotationsgeschwindigkeit von $37,5\text{min}^{-1}$ auf. Nach [99] ergibt sich daraus eine Sommerfeldzahl von $\text{SO} = 272,6$ für die Lagerstelle Kolbenbolzen-Kolbennaben, die im Bereich der Mischreibung liegt.

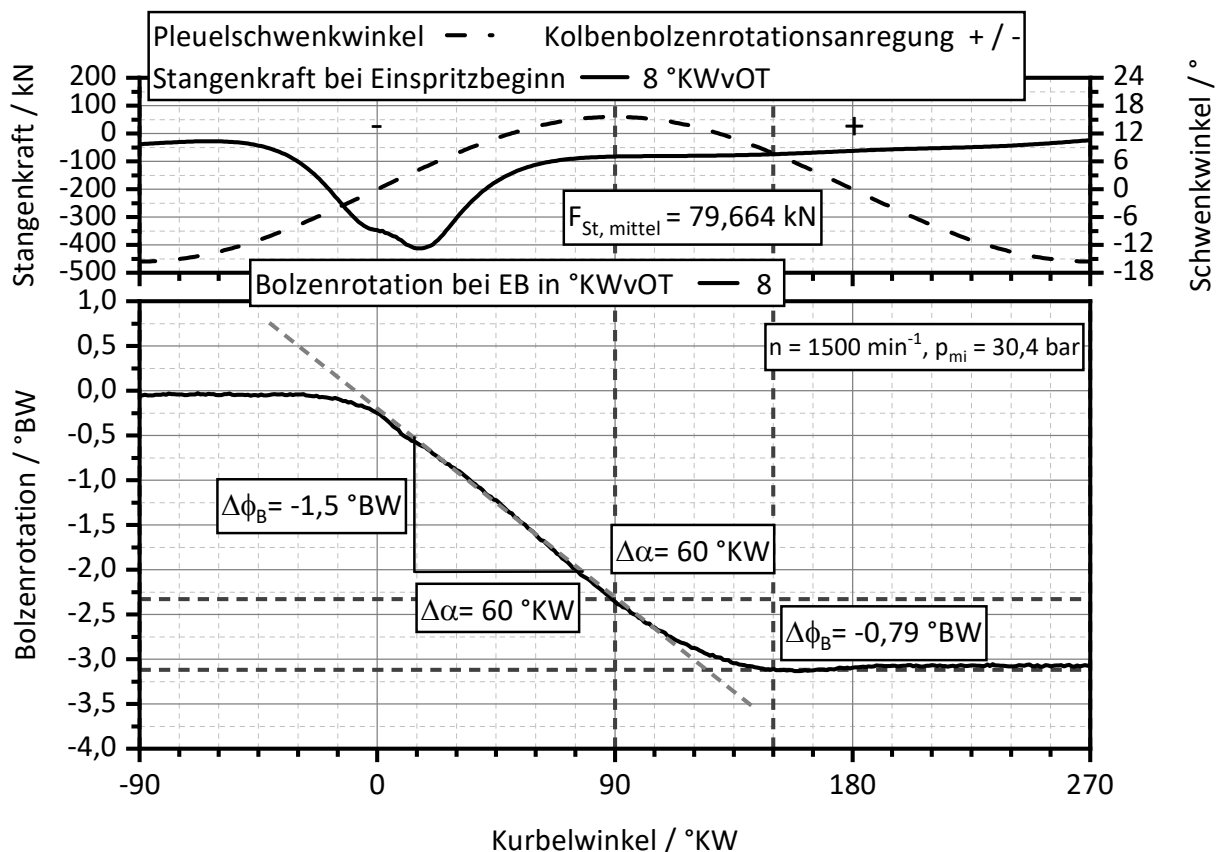


Abb. 4.16: Bremsvorgang der Kolbenbolzenrotation bis zum Stillstand

Im Kurbelwinkelintervall zwischen 90°KW und 150°KW wird die Rotation des Kolbenbolzens bis zum Stillstand gebremst. Aufgrund des angenähert konstanten Verlaufs der Stangenkraft eignet sich das betrachtete Intervall für eine Berechnung des Reibungskoeffizienten. Abbildung 4.17 verdeutlicht die kinematischen und mechanischen Randbedingungen für den Rechenansatz. Durch ein Gleichsetzen der errechneten Stangenkraft des Pleuels F_{St} mit der auf den Kolbenbolzen wirkenden Lagerkraft F_{L} lässt sich über den Zusammenhang in Gleichung 4.1 eine Abschätzung des Reibungskoeffizienten des Lagersystems vornehmen. Dabei wird das Moment welches den Kolbenbolzen beschleunigt über die rotatorische Beschleunigung und die rotatorische Massenträgheit des Bolzens auf der linken Seite der Gleichung beschrieben und mit dem theoretisch für diese Änderung notwendigen Moment,

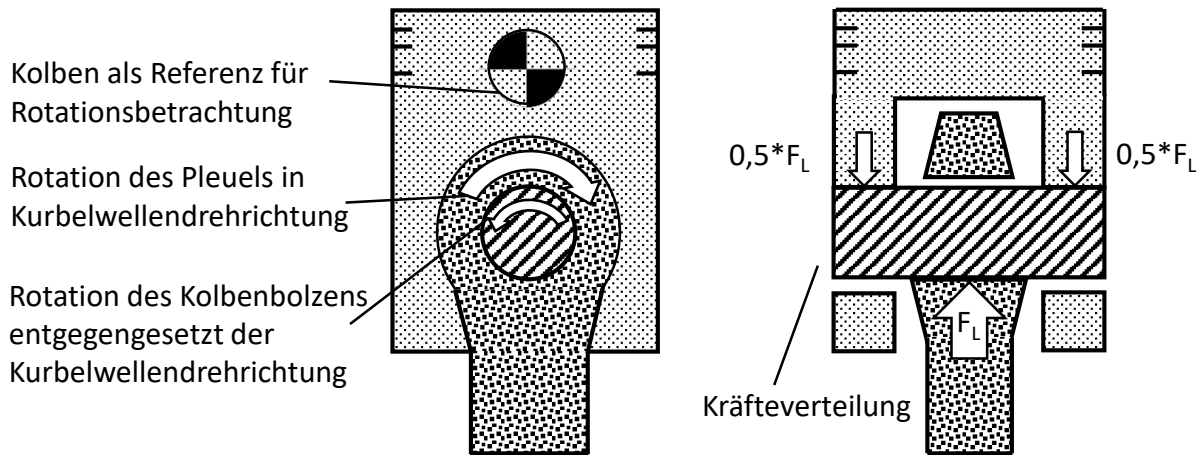


Abb. 4.17: Kinematische Randbedingungen in dem betrachteten Intervall (links) und vereinfachte Kräfteverteilung mit masselosem Kolbenbolzen (rechts)

zusammengesetzt aus Lagerkraft, Reibungskoeffizient und Bolzenradius, gleichgesetzt. Diese vereinfachte Betrachtung setzt voraus, dass es neben der errechneten Lagerkraft keine weiteren Einflussgrößen auf die Rotation des Bolzens gibt, der Kolbenbolzen masselos ist, die Reibung in Pleuellager (μ_N) und Pleuellauge (μ_{PA}) gleich ist (hier bezeichnet als Pleuellagerreibung μ_B) und dass die Größen in dem betrachteten Intervall konstant sind.

$$J \cdot \ddot{\phi}_B = F_L \cdot r_B \cdot (\mu_N + \mu_{PA}) = 2 \cdot F_L \cdot r_B \cdot \mu_B \quad (4.1)$$

Neben dem Einsetzen von bekannten geometrischen Größen wie dem rotatorischen Trägheitsmoment des Pleuellagers J und dem Radius r_B des Pleuellagers sowie der aus dem Zünddruckverlauf und den Massen des Pleuellagers berechenbaren Pleuellagerkraft F_{St} muss die Winkelbeschleunigung des Pleuellagers während der Pleuellagerbewegung ermittelt werden. Dazu wird die Formel für eine gleichförmige Drehbewegung auf den Pleuellager angewendet, siehe Gleichung 4.2.

$$\phi_B = \frac{1}{2} \ddot{\phi}_B t^2 + \dot{\phi}_B t + \phi_{B,0} \quad (4.2)$$

Die notwendigen Werte für ϕ_B , $\phi_{B,0}$, $\dot{\phi}_B$ und t werden aus dem Betriebspunkt bei $n_M = 1500 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} = 30,4 \text{ bar}$ und $EB = -8^\circ \text{KW}$ abgelesen. In dem betrachteten Intervall zwischen $90 \dots 150^\circ \text{KW}$ liegt eine positive Drehanregung aus der Pleuellagerbewegung vor. Der zuvor mit konstanter Drehgeschwindigkeit in negative Richtung rotierende Pleuellagerbolzen wird innerhalb des Intervalls bis zum Stillstand abgebremst. Die innerhalb des Intervalls vorliegende Pleuellagerkraft nimmt etwas ab und wird in der folgenden Berechnung über das Intervall gemittelt angenommen.

Die Lösung des Gleichungssystems liefert in dem betrachteten Punkt einen Wert von $\mu_B = 0,0006$. Dies entspricht einem sehr niedrigen Reibwert aus dem Bereich der Flüssigkeitsreibung, der nach [39] nah am Mischreibungsgebiet liegt. Durch die konstante Pleuellagerrotation im Bereich vor dem Beginn der Abbremsung und die aktive Schmierversorgung

Tab. 4.1: Parameter für die Lösung des Gleichungssystems der Bremsbewegung des Kolbenbolzens

Formelzeichen	Wert
J	$3,4187 \times 10^{-3} \text{ kgm}^2$
ϕ_B	$-0,0138 \text{ rad } (-0,79^\circ \text{ BW})$
$\phi_{B,0}$	$0 \text{ rad } (0^\circ \text{ BW})$
$\dot{\phi}_B$	$-3,9270 \frac{\text{rad}}{\text{s}} (n_B = 37,5 \text{ min}^{-1})$
$\ddot{\phi}_B$	$557,6327 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} (31\,950 \frac{^\circ \text{ BW}}{\text{s}^2})$
t	$0,0067 \text{ s}$
$F_{\text{St,mittel}}$	$79,664 \text{ kN}$
r_B	$0,039 \text{ m}$

des Systems ist eine über den Motorzyklus partiell vorliegende Flüssigkeitsreibung möglich. Grundsätzlich können oszillierende Lageranordnungen in kurzen Intervallen einen vollständigen Schmierfilmaufbau leisten [100]. Die zum Zeitpunkt des Bremsvorgangs vorliegende Stangenkraft ist mit $<20\%$ der maximalen Stangenkraft niedrig, was eine förderliche Randbedingung für eine höhere Schmierfilmdicke darstellt.

Während der Kolben in dem betrachteten Koordinatensystem den Bezug für die Kolbenbolzenrotation darstellt und somit immer still steht, beginnt das Pleuel bei 90° KW eine sich beschleunigende rotatorische Bewegung, die den Bolzen in eine positive Richtung zur Rotation anregt. Gleichzeitig entsteht durch die Schwenkbewegung eine Änderung der Anlage des Kolbenbolzens in den Kolbennaben. Durch eine abrollende Bewegung, wie sie Ritterskamp [64] beschreibt, kann der Bolzen in der Theorie zu einer der Pleuelanregung entgegengesetzten Rotation angeregt werden. Eine rechnerische Abschätzung der Rotation des Kolbenbolzens aus einem Abrollen in den Kolbennaben liefert mit $0,007^\circ \text{ BW}$ in dem betrachteten Kurbelwinkelintervall einen vernachlässigbaren Einfluss auf die Kolbenbolzenrotation, so dass ein Fehler in der Berechnung aufgrund dieses Einflusses unwahrscheinlich ist.

4.2 Sensitivitätsanalyse motorischer Randbedingungen

Das Ölversorgungssystem stellt bei einem Verbrennungsmotor eine wichtige Stellgröße für die Beeinflussung der Schmierung und Kühlung von Gleitlagern dar. In der Entwicklung stehen sich typischerweise die konträren Forderungen nach einem hohen Öldruck für eine sichere Versorgung der Lager und einem niedrigen Öldruck für verringerte Reibungsverluste durch eine verminderte Ölpumpenleistung gegenüber. Neben dem für diesen Zielkonflikt anzupassenden Galeriedruck sind die Durchmesser und das Druckniveau der Kolbenspritzdüsen weitere Parameter, über die der Ölbedarf sowie die Kolbentemperatur (und Kolbenbolzenschmierung) nach Entwicklungsziel eingestellt werden können. Kolbenspritzdüsen können je nach Ausführung über mechanische Drucksteuerungen oder über elektrische Aktuatoren kennfeldbasiert an- und abgeschaltet werden. Die Viskosität des verwendeten

Öls ist für den Durchsatz und die Schmiereigenschaften ebenfalls von hoher Bedeutung und kann über die Ölsorte sowie über die eingestellte Betriebstemperatur beeinflusst werden. Die Folgenden Messergebnisse untersuchen das Schmierverhalten des Kolbenbolzens in Abhängigkeit der vorgenannten Parameter.

4.2.1 Einfluss des Galeriedruckniveaus

Der Einfluss des Galeriedruckniveaus auf die Schmierstoffversorgung des kleinen Pleuelauges wird in geschleppten Messungen über ein breites Drehzahlband untersucht. Der Galeriedruck wird dabei unabhängig von dem Druck der Kolbenspritzdüse eingestellt, sodass die Auswirkung einer Änderung des Galeriedrucks nur die Schmierung im kleinen Pleuelauge direkt beeinflusst und nicht die Kolbennaben. Abbildung 4.18 zeigt eine FFT (Fast Fourier Transformation) Analyse des Drucks am Austritt der Versorgungsbohrung in das kleine Pleuelauge (PO3) für den Standardgaleriedruck von $p_{\text{Gal}} = 6,2$ bar. Die Frequenz der

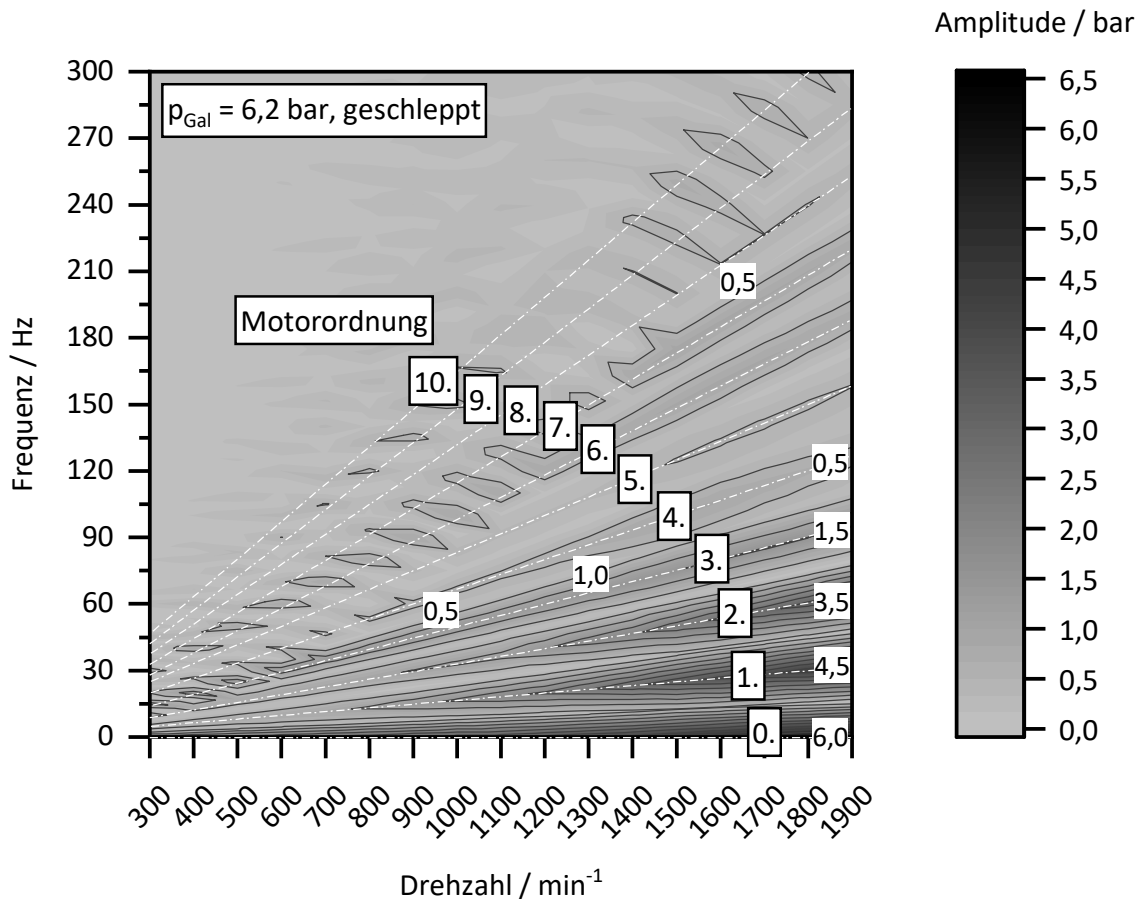


Abb. 4.18: FFT-Analyse des Drucks der Versorgungsbohrung am Auslass in das kleine Pleuelauge (PO3) im geschleppten Betrieb bei einem Galeriedruck von 6,2 bar

FFT-Analyse ist auf der linken Y-Achse aufgetragen und innerhalb der Abbildung in die Motorordnung umgerechnet. Bei Betrachten der Darstellung fällt auf, dass insbesondere

die 0., 1. und 2. Motorordnung deutlich ausgeprägt sind. Dabei stellt die 0. Ordnung das mittlere Druckniveau dar, die 1. Ordnung beschreibt vornehmlich den Beschleunigungseinfluss auf die Ölsäule und die 2. Motorordnung die Schmierstoffzuführphasen. Über die 2. Ordnung hinaus nehmen die dargestellten Druckamplituden ab, bis oberhalb der 10. Ordnung keine nennenswerten Druckanteile mehr zu verzeichnen sind.

Abbildung 4.19 zeigt eine Auswertung der gleichen Messposition im geschleppten Betrieb bei einer Galeriedruckabsenkung auf $p_{\text{Gal}} = 3,9$ bar. Es zeigt sich deutlich, dass zwar die 0., 1. und 2. Ordnung weiterhin ausgeprägt vorhanden sind, insbesondere die höheren Ordnungen aber eine deutlich verringerte Intensität aufweisen. Dieser Dynamikverlust deutet auf eine Verringerung der Steifigkeit der Ölsäule in der Versorgungsbohrung und damit auf eine schlechtere Versorgung des Kolbenbolzens im kleinen Pleuelauge hin.

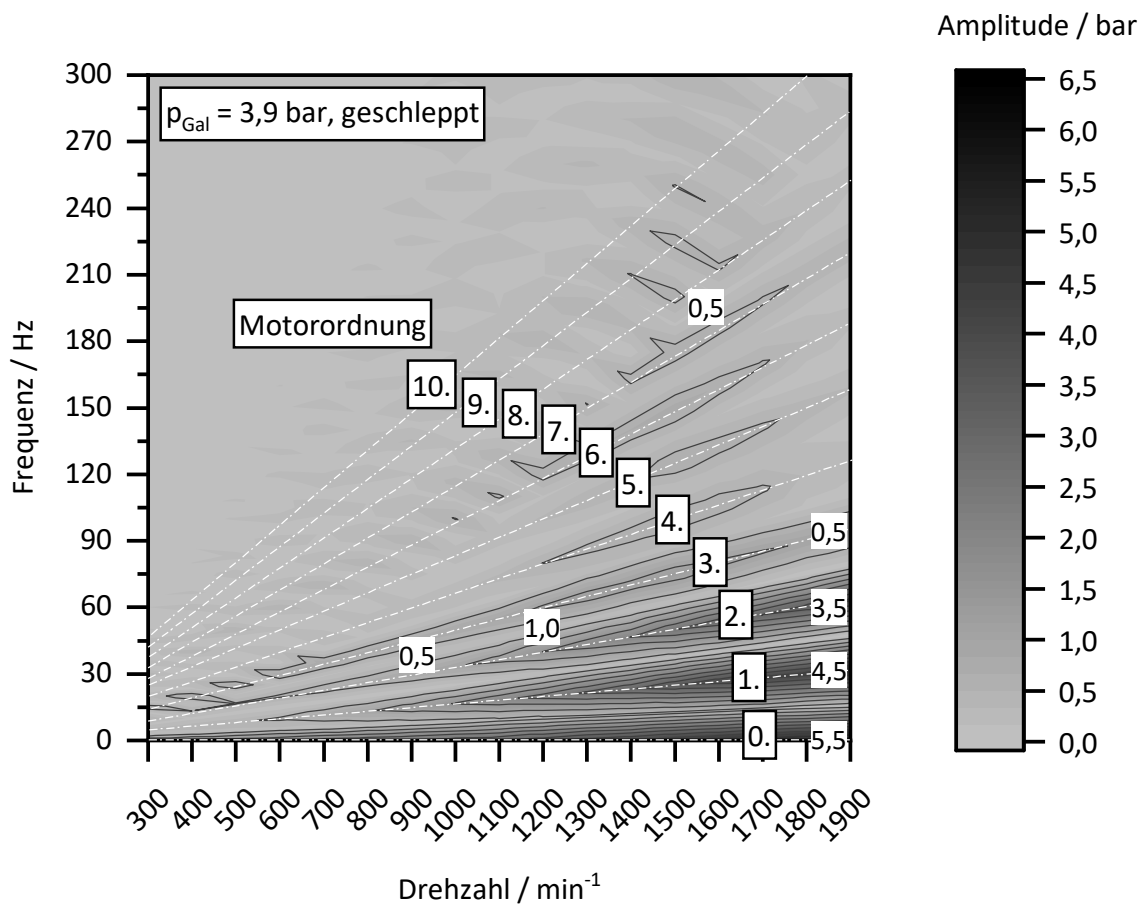


Abb. 4.19: FFT-Analyse des Drucks der Versorgungsbohrung am Auslass in das kleine Pleuelauge (PO3) im geschleppten Betrieb bei einem Galeriedruck von 3,9 bar

Abbildung 4.20 zeigt die Druckverläufe von Galerie und Versorgungsbohrung sowie die Kolbenbolzenrotation für die beiden Galeriedrücke bei der höchsten Motordrehzahl von $n_{\text{M}} = 1961 \text{ min}^{-1}$. Deutlich zu erkennen ist die niedrigere Druckdynamik, die in der FFT Analyse ebenfalls sichtbar ist. In der Zyklenansicht fällt auf, dass die Drücke PO1 und PO3 bei abgesenktem Galeriedruck in weiten Phasen soweit sinken, dass der schraffiert

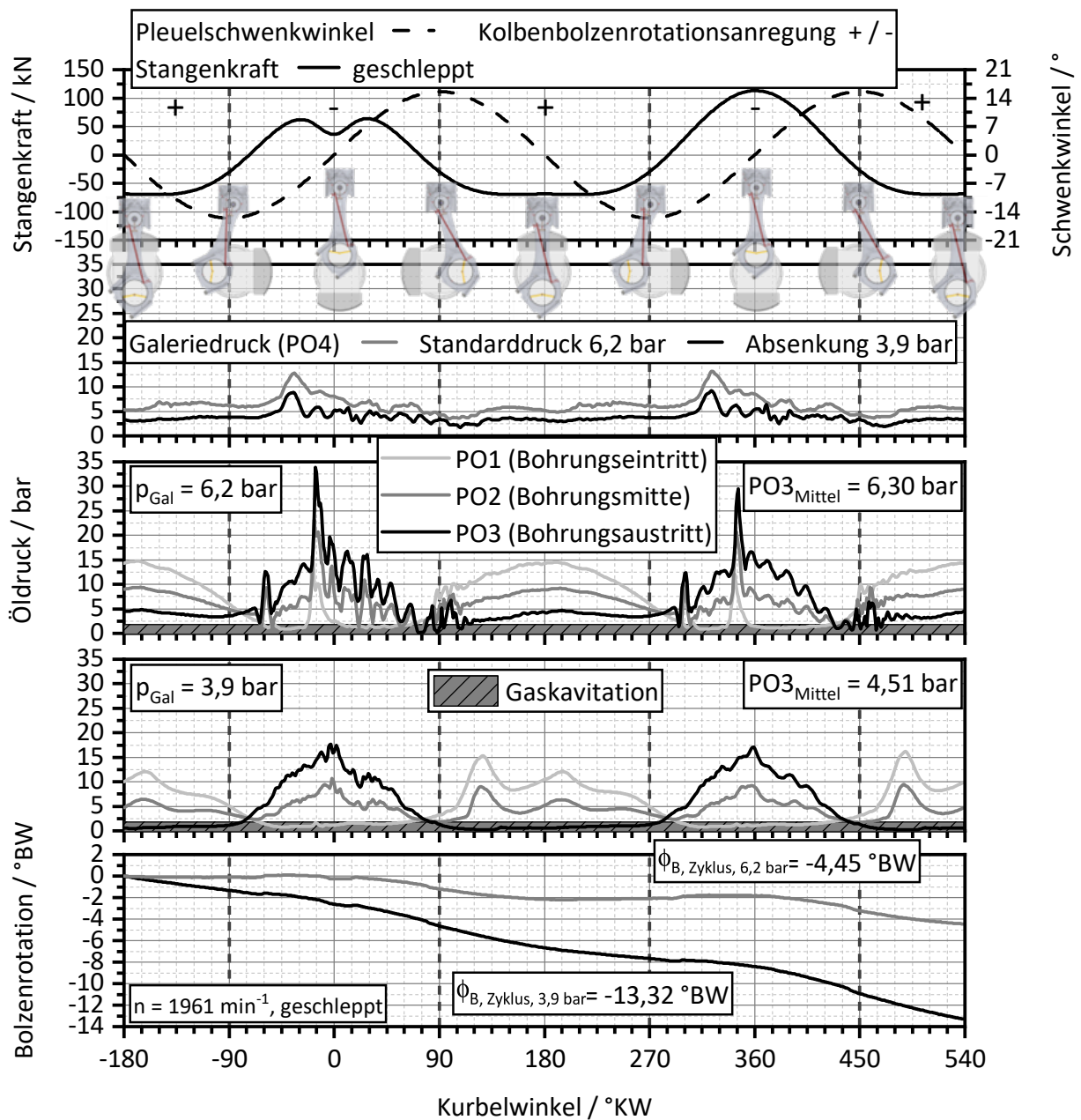


Abb. 4.20: Vergleich der Druckverläufe und der Kolbenbolzenrotation im geschleppten Betrieb bei Standardgaleriedruck von 6,2 bar und abgesenktem Galeriedruck von 3,9 bar

eingezeichnete Gaskavitationsbereich nahezu im gesamten Bereich des Zyklus in der Versorgungsbohrung erreicht wird. In diesem Bereich kann in dem Öl gelöstes Gas sich auslösen und zu einem Gas-Öl Gemisch bzw. einem Ölschaum in der Versorgungsbohrung führen. Die Sättigungsgrenze wird aus dem gemessenen Gasgehalt des Öls ermittelt und stellt somit die im Messbetrieb real vorliegenden Randbedingungen dar. Eine Mischung von Luft in Öl senkt die Steifigkeit der Fluidmischung im Vergleich zu reinem Öl ab und verschlechtert die Schmierstoffzufuhr und die Tragfähigkeit des Schmierfilms im Kolbenbol-

zenlager des kleinen Pleuelauges. Analog steigert sich die Gesamtverdrehung des Kolbenbolzens von $\phi_{B,Zyklus} = -4,45^\circ\text{BW}$ bei Standardgaleriedruck zu $\phi_{B,Zyklus} = -13,32^\circ\text{BW}$ bei abgesenktem Galeriedruck infolge des Reibungsanstiegs im kleinen Pleuelaug durch die Verschlechterung der lokalen Schmierverhältnisse.

4.2.2 Einfluss des Fördervolumens der Kolbenspritzdüse

Der Einfluss des Fördervolumens der Kolbenspritzdüse auf die Schmierung des Kolbenbolzenlagers ist in Abbildung 4.21 dargestellt. In dem Betriebspunkt bei $n_M = 1500 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 30,0 \text{ bar}$ wird bei konstantem Galeriedruck von $p_{Gal} = 6,2 \text{ bar}$ der Druck der Kolbenspritzdüse variiert. Der sich dadurch ergebende Durchfluss durch die Kolbenspritzdüse wird mittels eines Volumenstrommessgeräts aufgezeichnet. Die gemessene Kolbenbolzenrotation ist in der Abbildung in Abhängigkeit verschiedener Durchflüsse aufgetragen.

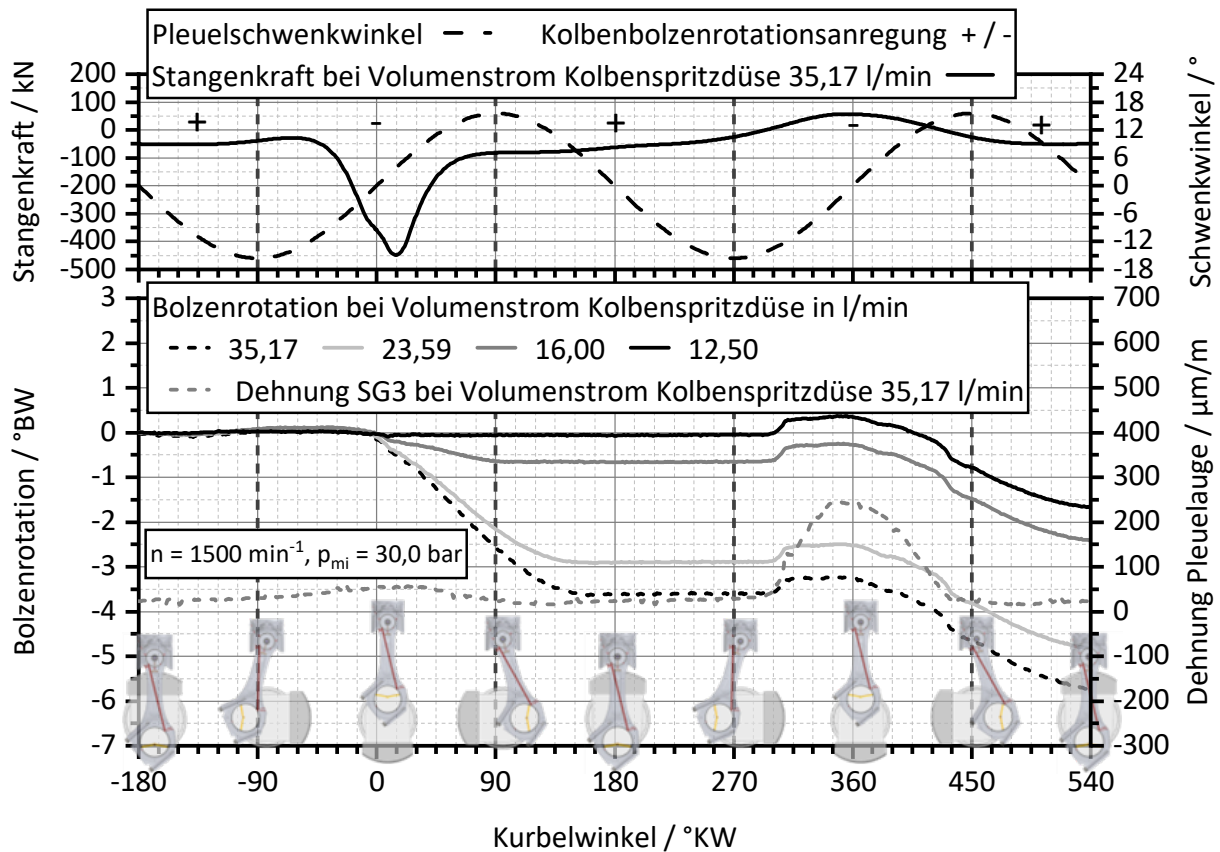


Abb. 4.21: Einfluss des Fördervolumenstroms der Kolbenspritzdüse auf die Kolbenbolzenrotation

Wie in Abschnitt 3.1.2 beschrieben, weist der Kolben des untersuchten Motors an der Unterseite eine Bohrung zur Versorgung des Shaker-Kanals auf, in die die Kolbenspritzdüse im UT eintaucht. Auch im ausgetauchten Zustand ist der Strahl auf die Bohrung ausgerichtet, um den Kolben über eine volle Umdrehung durchgehend mit Kühllöl zu versorgen.

Die Bohrung streift die Kolbennabe tangential, wodurch eine Öffnung zur Kolbennabe entsteht, um diese ebenfalls mit Schmieröl zu versorgen. Über den Shaker-Kanal geleitetes Öl kann an zwei Bohrungen, die auf der Innenseite des Kolbens in der Pleuelebene liegen, austreten. Eine zusätzliche Austrittsmöglichkeit bietet eine symmetrisch angeordnete zweite Bohrung an den Shaker-Kanal, die auf der anderen Nabenseite liegt. Diese Bohrung kann als zweite Eintrittsöffnung für eine zweite Kolbenspritzdüse genutzt werden. Aufgrund der Verwendung nur einer Spritzdüse bei dem Messmotor erfüllt sie die Funktion einer dritten Auslassbohrung für den Shaker-Kanal und trägt so zur Schmierung der zweiten Nabe bei.

Der Kolbenbolzen zeigt bei einem Durchfluss von $\dot{V}_{\text{KSD}} = 35,17 \frac{1}{\text{min}}$ zunächst das bereits vorher in dem Punkt zu beobachtende Stufenverhalten mit einer Verdrehung jeweils in negative Richtung nach den beiden OT-Lagen. Die Gesamtverdrehung des Kolbenbolzens liegt in diesem Punkt bei $\phi_{\text{B,Zyklus}} = -5,72^\circ \text{BW}$ pro Zyklus. Bei einem Durchfluss von $\dot{V}_{\text{KSD}} = 23,59 \frac{1}{\text{min}}$ verringert sich die Gesamtverdrehung des Kolbenbolzens auf $\phi_{\text{B,Zyklus}} = -4,83^\circ \text{BW}$. Bei einer weiteren Absenkung des Durchflusses auf $\dot{V}_{\text{KSD}} = 16,00 \frac{1}{\text{min}}$ zeigt der Kolbenbolzen nur noch eine geringe Verdrehung nach dem Z-OT, wodurch die Gesamtverdrehung auf $\phi_{\text{B,Zyklus}} = -2,41^\circ \text{BW}$ sinkt. Bei einer weiteren Durchflussverringerung auf $\dot{V}_{\text{KSD}} = 12,50 \frac{1}{\text{min}}$ zeigt der Kolbenbolzen um den Z-OT keine Verdrehung mehr. Die Verdrehung findet ausschließlich im LW-OT statt, die Gesamtverdrehung beträgt in diesem Punkt $\phi_{\text{B,Zyklus}} = -1,67^\circ \text{BW}$.

Mit abnehmendem Volumenstrom durch die Kolbenspritzdüse verringert sich die Verdrehung des Bolzens in negative Richtung nach dem Z-OT. Dieses Verhalten deutet auf eine Steigerung der Reibung in den Kolbennaben hin, die durch die Schmieröldurchtritte der Kühlkanalversorgung des Kolbens mit Schmieröl versorgt werden. Das beobachtete Verhalten mit einer hohen Sensitivität der Kolbenbolzenrotation auf die Randbedingungen um den Z-OT deckt sich mit den Ergebnissen aus der Last- und Einspritzlagenvariation und deutet auf ein lokal eng bemessenes Reibmomentengleichgewicht zwischen kleinem Pleuelauge und den Kolbennaben hin.

4.2.3 Einfluss der Motoröltemperatur

Die Öltemperatur wird am Versuchsträger über eine Konditionieranlage auf eine Messstelle in der Hauptölgalerie eingeregelt. Die Temperatur von Hauptölgalerie und Kolbenspritzdüse lassen sich nicht unabhängig voneinander einstellen, sodass individuelle Einflüsse auf die Lagerstellen des Kolbenbolzens in den Kolbennaben und dem kleinen Pleuelauge nicht separat untersucht werden konnten. Aufgrund der unterschiedlichen Erwärmungen der Ölströme über Haupt- und Pleuellager bzw. den Durchgang durch den Kolben können die exakten Temperaturverhältnisse an den Naben und von Naben zu Kolbenbolzen nicht benannt werden. Die Standardtemperatur für den gefeuerten Betrieb beträgt $T_{\text{Gal}} = 90^\circ \text{C}$. Abbildung 4.22 zeigt das Verhalten der Kolbenbolzenrotation und der Drücke in der Versorgungsbohrung bei einer Temperaturabsenkung auf $T_{\text{Gal}} = 80^\circ \text{C}$ und bei einer Temperaturanhebung auf $T_{\text{Gal}} = 100^\circ \text{C}$ im Vergleich zur Standardtemperatur.

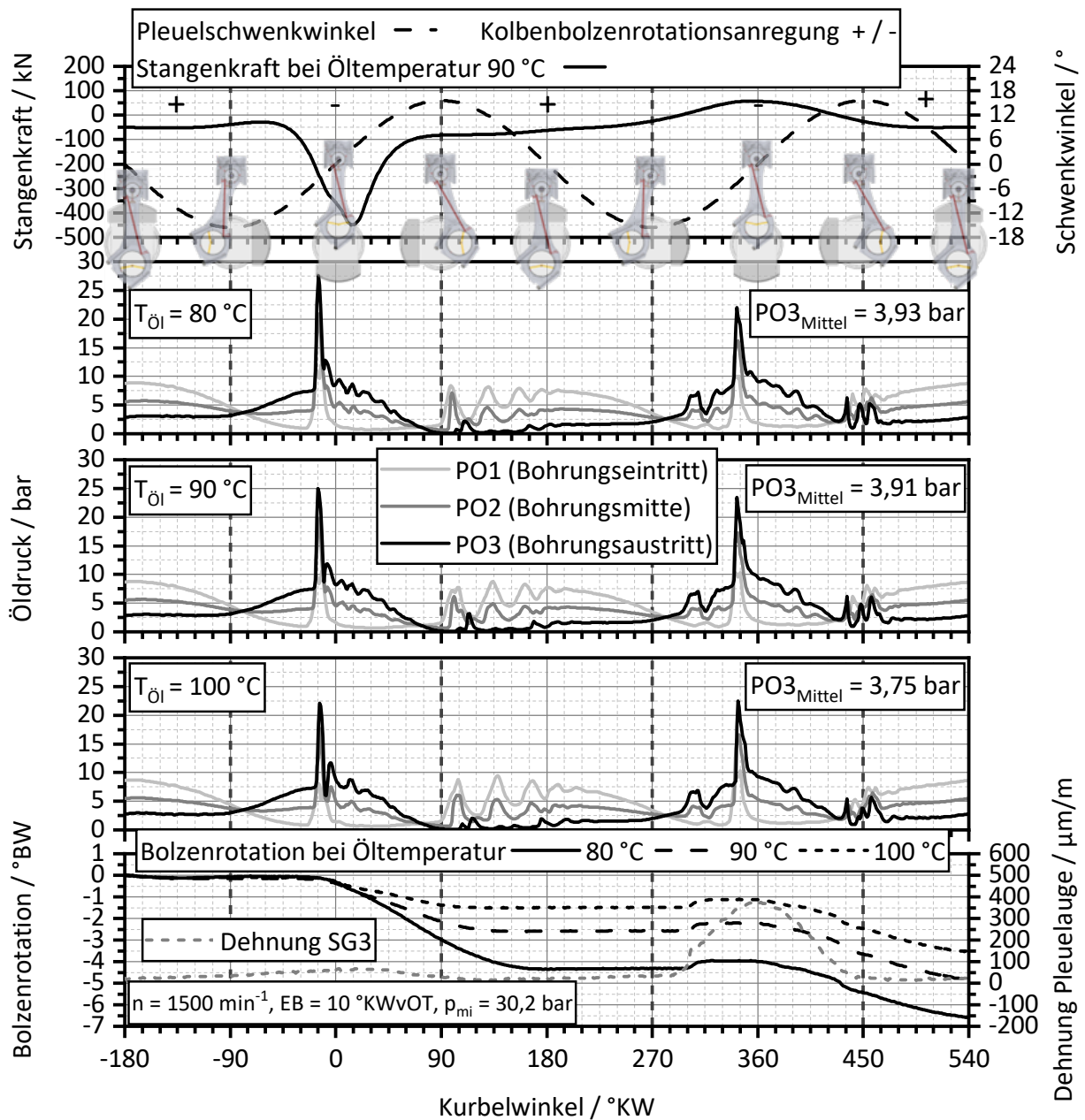


Abb. 4.22: Einfluss der Öltemperatur auf die Druckverhältnisse in der Versorgungsbohrung und die Kolbenbolzenrotation

Der Kolbenbolzen zeigt in dem betrachteten Betriebspunkt eine Abnahme der Gesamtverdrehung pro Zyklus mit steigender Temperatur. Von einer gemittelten Gesamtverdrehung von $\phi_{B,Zyklus} = -6,62^\circ \text{BW}$ bei $T_{Gal} = 80^\circ \text{C}$ folgt bei einer Erwärmung des Öls um 10 K auf $T_{Gal} = 90^\circ \text{C}$ eine Verringerung der Bolzendrehung auf $\phi_{B,Zyklus} = -5,10^\circ \text{BW}$. Diese Abnahme der Verdrehung in negative Richtung ist auf eine verringerte Verdrehung nach Z-OT zurückzuführen. In diesem Bereich, der zuvor schon als sensitiv auf Änderungen der Randbedingungen reagierend identifiziert worden ist, zeigt sich bei der Erwärmung des Öls und somit einer Verringerung der Viskosität eine schwächere Drehanregung für den

Kolbenbolzen aus dem Pleuel. Die Abnahme der Reibung in dem kleinen Pleuelauge überwiegt die Reibungsabnahme in den Kolbennaben, da bei einer vergleichbaren Veränderung der Reibverhältnisse ein unverändertes Drehverhalten des Kolbenbolzens zu erwarten wäre. Eine weitere Erhöhung der Öltemperatur auf $T_{\text{Gal}} = 100^\circ\text{C}$ bewirkt eine weitere Abnahme der Gesamtverdrehung je Zyklus auf $\phi_{\text{B,Zyklus}} = -3,54^\circ\text{BW}$. Auch unterschiedliche Spielveränderungen in Kolbennaben und kleinem Pleuelauge können die Reibungsverhältnisse beeinflussen.

Eine Betrachtung der Druckverläufe in der Versorgungsbohrung zeigt ein Absinken des gemittelten Drucks an Sensor PO3 vor dem Auslass der Versorgungsbohrung in das kleine Pleuelauge sowie der Versorgungsdruckspitze aus der ersten Schmierstoffzuführphase kurz vor dem Z-OT bei ca. -15°KW über der Temperatur. Beträgt der Spitzendruck bei $T_{\text{Gal}} = 80^\circ\text{C}$ noch $\text{PO3} = 27,61 \text{ bar}$ sinkt er bei $T_{\text{Gal}} = 90^\circ\text{C}$ bereits auf $\text{PO3} = 24,97 \text{ bar}$ ab und beträgt bei $T_{\text{Gal}} = 100^\circ\text{C}$ lediglich noch $\text{PO3} = 22,12 \text{ bar}$. Der im Betrag kleiner werdende Druckimpuls bei konstantem Galeriedruck deutet auf einen verringerten Ausflusswiderstand im kleinen Pleuelauge hin, der durch die mit steigender Temperatur sinkende Viskosität und einem unter erhöhter Temperatur ggf. größeren Lagerspiel erklärt werden kann. Um den LW-OT zeigt sich keine signifikante Veränderung der Befülldruckspitze aus der ersten Schmierstoffzuführphase, was durch den ohnehin deutlich größeren Austrittsschmierspalt unterhalb des Kolbenbolzens bei oberer Anlage erklärt werden kann.

4.3 Variantenauswertung

4.3.1 Einfluss der Einlaufnutgeometrie

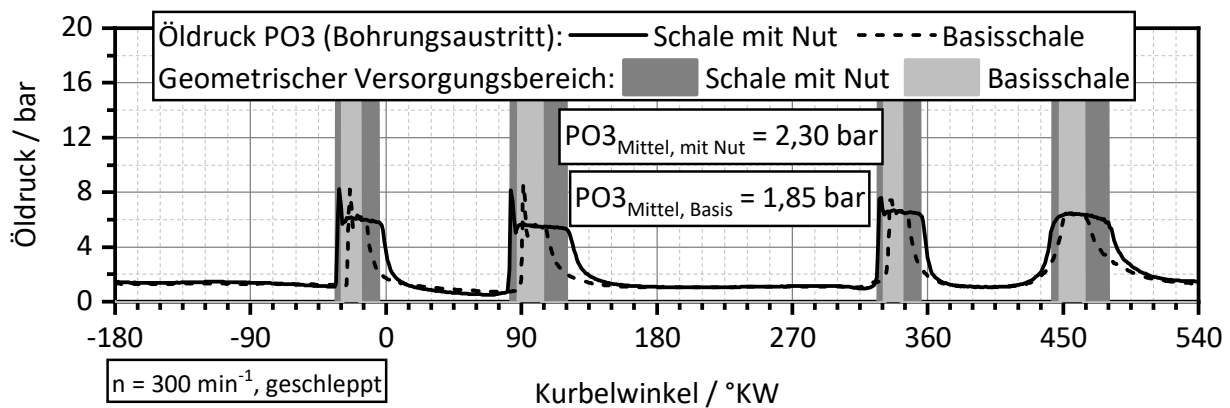


Abb. 4.23: Einfluss der Einlaufnut auf die Versorgungsphasen des kleinen Pleuelauges

Die in Abschnitt 3.3.1 beschriebene Prototypenlagerschale mit zusätzlicher Versorgungsnut wurde am Prüfstand in den Versuchsträger eingesetzt. Die obere Lagerschale im großen Pleuelauge wurde dabei gegen die Prototypenschale getauscht. Abbildung 4.23 zeigt bei der niedrigsten geschleppten Drehzahl von $n_{\text{M}} = 300 \text{ min}^{-1}$ den Druckverlauf des Sensors PO3 an dem Austritt der Versorgungsbohrung in das kleine Pleuelauge. Im Vergleich der

Messdaten mit Basisschale zu der Prototypenschale mit Nut zeigt sich deutlich die Verlängerung des versorgten Bereichs. Bei dieser niedrigen Drehzahl stimmen die Druckverläufe sehr gut mit den geometrischen Bereichen überein, in denen sich die Bohrungsaustritte im Kurbelzapfen mit der Bohrung in der Basisschale bzw. mit der Nut in der Prototypenschale überschneiden. Die Verlängerung der ersten Versorgungsphase von +114,2 % und die Verlängerung der zweiten Versorgungsphase von +105,4 % haben eine Erhöhung des mittleren Druckniveaus an Sensor PO3 von +0,45 bar zur Folge.

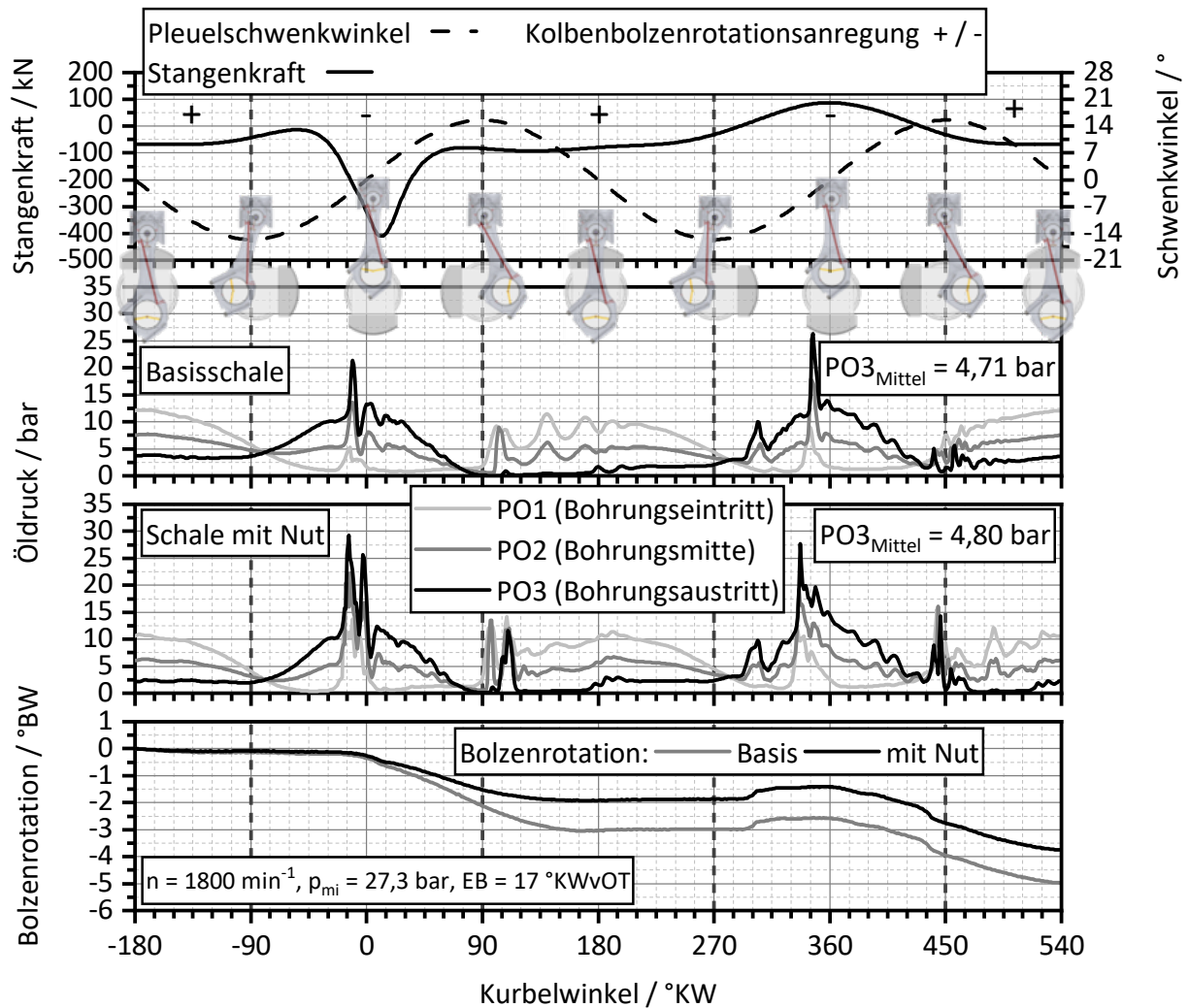


Abb. 4.24: Einfluss der Einlaufnut auf die Versorgungsdrücke und die Kolbenbolzenrotation unter Last

Abbildung 4.24 zeigt die Verläufe der Drücke in der Versorgungsbohrung und der Bolzenrotation im Vergleich zwischen Basisschale und Prototypenschale mit Nut bei $n_M = 1800 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 27,3 \text{ bar}$. Die Druckdynamik nimmt zu, insbesondere im Bereich der ersten Versorgungsphase um den Z-OT. Hier kommt es zu einer Zunahme des Spitzendrucks in der Bohrung und zu der Ausbildung einer Doppelspitze. Auch im Bereich der anderen Versorgungsphasen sind Unterschiede in den Lagen und Amplituden der Versorgungsdruckspitzen auszumachen. Die Schwingung kurz vor dem UT-Bereich bei 180°KW nimmt ab,

was auf eine Verbesserung der Bohrungsfüllung hindeutet. Kurz vor dem UT-Bereich bei 540°KW zeigt sich im Gegensatz dazu eine Verschlechterung der Füllung im Vergleich zur Basisschale. Die Abnahme der Füllung in dem Bereich wird bei dem Schwingungsknoten bei ca. -80°KW sichtbar, der Knotendruck ist bei der Prototypenschale im Vergleich um 2 bar verringert. Die bei $n_M = 300 \text{ min}^{-1}$ beobachtete Druckzunahme an PO3 mit der Prototypenschale fällt bei der hohen Drehzahl deutlich niedriger aus. Die Drucksteigerung in

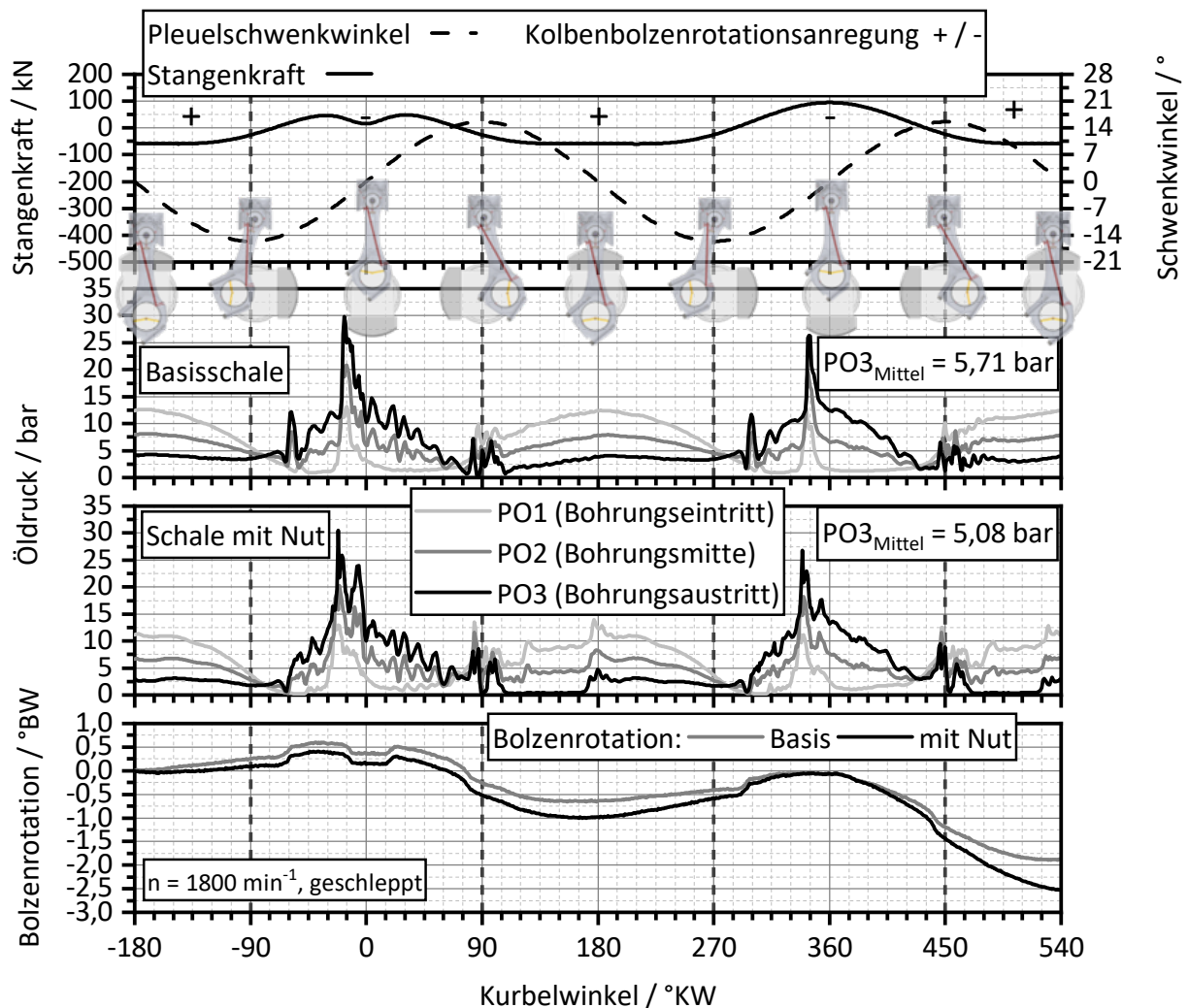


Abb. 4.25: Einfluss der Einlaufnut auf die Versorgungsdrücke und die Kolbenbolzenrotation im geschleppten Zustand

der Bohrung beträgt mit der Prototypenschale $+0,09 \text{ bar}$. Der Kolbenbolzen reagiert auf die im Mittel bessere Schmierstoffversorgung mit einer Abnahme der durch das Pleuel angeregten Drehbewegung kurz nach dem Z-OT. Die Gesamtverdrehung des Kolbenbolzens beträgt bei der Basisschale $\phi_{B,Zyklus} = -5,00^\circ\text{BW}$ und sinkt bei der Prototypenschale mit Nut auf $\phi_{B,Zyklus} = -3,76^\circ\text{BW}$ ab.

Abbildung 4.25 zeigt die Verläufe der Drücke in der Versorgungsbohrung und der Bolzenrotation im Vergleich zwischen Basisschale und Prototypenschale mit Nut bei $n_M =$

1800 min⁻¹ im geschleppten Betrieb. Vor dem UT-Bereich zwischen 90...180 °KW ist ein Druckverlust in der Versorgungsbohrung bei den Messdaten der Prototypenlagerschale mit Nut zu erkennen, der bei der Basisschale ohne Nut nicht vorhanden ist. Der Druckverlauf ist bei den Daten mit Last in Abbildung 4.24 nach dem Z-OT nicht vorhanden, nach dem LW-OT aber bereits zu erkennen. Dieses Verhalten deutet auf einen Einfluss der Schmierstalthöhe über dem Eintritt in die Versorgungsbohrung im großen Pleuelauge hin. Der Druckgradient in der Versorgungsbohrung steigt im Bereich des UT in Richtung des Bohrungseintritts im großen Pleuelauge an, die Ölsäule in der Versorgungsbohrung wird in Richtung des großen Pleuelauges beschleunigt. Während bei der Basisschale ein entsprechend dem Beschleunigungsverlauf angenähert sinusförmiger Druckverlauf zu erkennen ist, deutet der Druckverlust bei der Prototypenschale mit Nut auf einen Rückfluss von Schmieröl in Richtung des Pleuellagers hin. Die mittleren Drücke an Sensor PO3 sinken um -0,63 bar ab, was eine Verschlechterung der Schmierverhältnisse im kleinen Pleuelauge zur Folge hat. Der Kolbenbolzen weist analog eine Steigerung der Gesamtverdrehung im geschleppten Betrieb auf. Mit der Basisschale beträgt die Gesamtverdrehung $\phi_{B,Zyklus} = -1,89^\circ BW$, sie steigt durch die Verschlechterung der Schmierverhältnisse bei der Prototypenlagerschale auf $\phi_{B,Zyklus} = -2,52^\circ BW$ an.

4.3.2 Einfluss des Durchflussquerschnitts

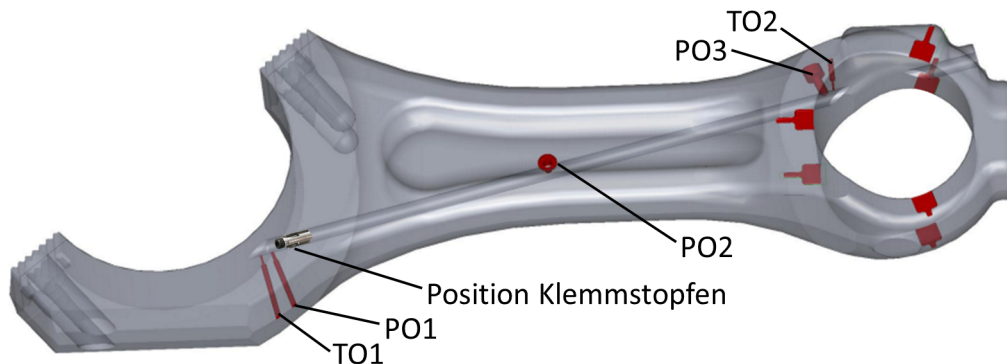


Abb. 4.26: Lage des Klemmstopfens in dem transparent dargestellten Messpleuel

Der in Abschnitt 3.3.2 beschriebene Klemmstopfen wurde am Prüfstand eingesetzt. Abbildung 4.26 zeigt die Position des eingesetzten Klemmstopfens am Beginn der Versorgungsbohrung auf der Pleuellagerseite. Das große Pleuelauge wurde am Prüfstand geöffnet und die Kurbelwelle aus dem Pleuel herausgedreht um ein Einsetzen des Klemmstopfens zu ermöglichen. Beim Einsetzen wurde der Klemmstopfen kurz hinter dem Drucksensor PO1 angesetzt, um sicherzustellen, dass Drucksensor PO1 und Temperatursensor TO1 nicht abgeschattet werden. Der korrekte Sitz wurde mit einem Handspiegel kontrolliert, der Anzug erfolgte mit Drehmoment um einen sicheren Sitz zu gewährleisten.

Abbildung 4.27 zeigt einen Betriebspunkt bei $n_M = 1800 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 27,3 \text{ bar}$. Die Versorgungsdrücke zeigen bei der lokalen Querschnittsverengung mit Stopfen Abweichungen in der Druckdynamik. Aufgrund der Lage des Klemmstopfens hinter der Position von

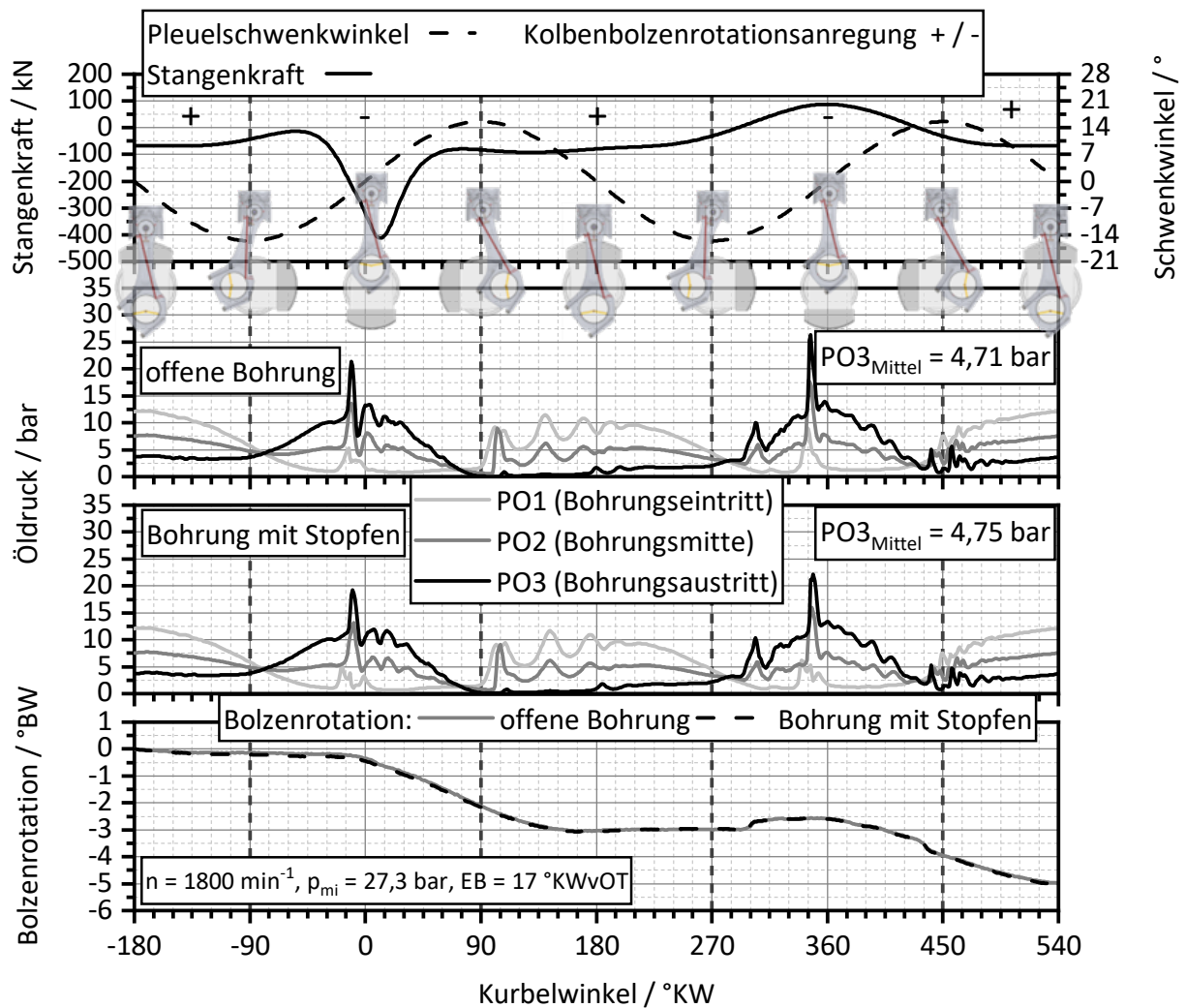


Abb. 4.27: Einfluss der Querschnittsverengung auf die Versorgungsdrücke und die Kolbenbolzenrotation im gefeuerten Betrieb

Drucksensor PO1 tritt mit dem Klemmstopfen eine vorgezogene Druckspitze auf PO1 auf. Der Druck steigt zu Beginn der Schmierstoffzuführphase bei ca. -20°KW deutlich früher an als bei der freien Bohrung, was auf den Durchflusswiderstand des Klemmstopfens zurückzuführen ist. Infolge der gedrosselten Zufuhr sinkt der Druck bei der ersten Versorgungsdruckspitze kurz vor dem Z-OT auf PO3 bei ca. -10°KW um 4 bar ab. Um den LW-OT lässt sich ein vergleichbarer Effekt beobachten. Es tritt eine vorgezogenes lokales Druckmaximum auf PO1 auf, welches durch den Klemmstopfen bedingt ist. Die eigentliche Befülldruckspitze auf PO3 sinkt um 5 bar ab. Das Druckniveau der Schwingungsknoten sowie das mittlere Druckniveau bleibt nahezu konstant, mit Klemmstopfen ergibt sich eine Erhöhung des mittleren Versorgungsdrucks an PO3 von 0,04 bar. Analog zu den sehr ähnlichen Druckverläufen zeigt sich keine signifikante Änderung der Gesamtverdrehung des Kolbenbolzens, welche mit $\phi_{B,Zyklus} = -5,00^\circ\text{BW}$ bei der offenen Bohrung und $\phi_{B,Zyklus} = -5,06^\circ\text{BW}$ bei der Bohrung mit Querschnittsverengung nahezu identische Verläufe aufweist. Die Ergebnisse zeigen, dass die gewählte Stopfengröße die Druckdynamik

mik an dieser Stelle leicht bedämpft und somit grundsätzlich zu einer Verringerung von dynamischen Schäden aufgrund kavitativer Effekte beitragen kann. Der Durchfluss, der in dieser Messkampagne nicht direkt gemessen werden konnte, scheint durch den Durchflusswiderstand nicht beeinflusst zu werden, da sich weder das mittlere Druckniveau noch das Rotationsverhalten des Kolbenbolzens signifikant ändern. Dieses Ergebnis lässt einen im Verhältnis zum Bohrungsquerschnitt kleinen Durchfluss vom großen in das kleine Pleuelauge erwarten.

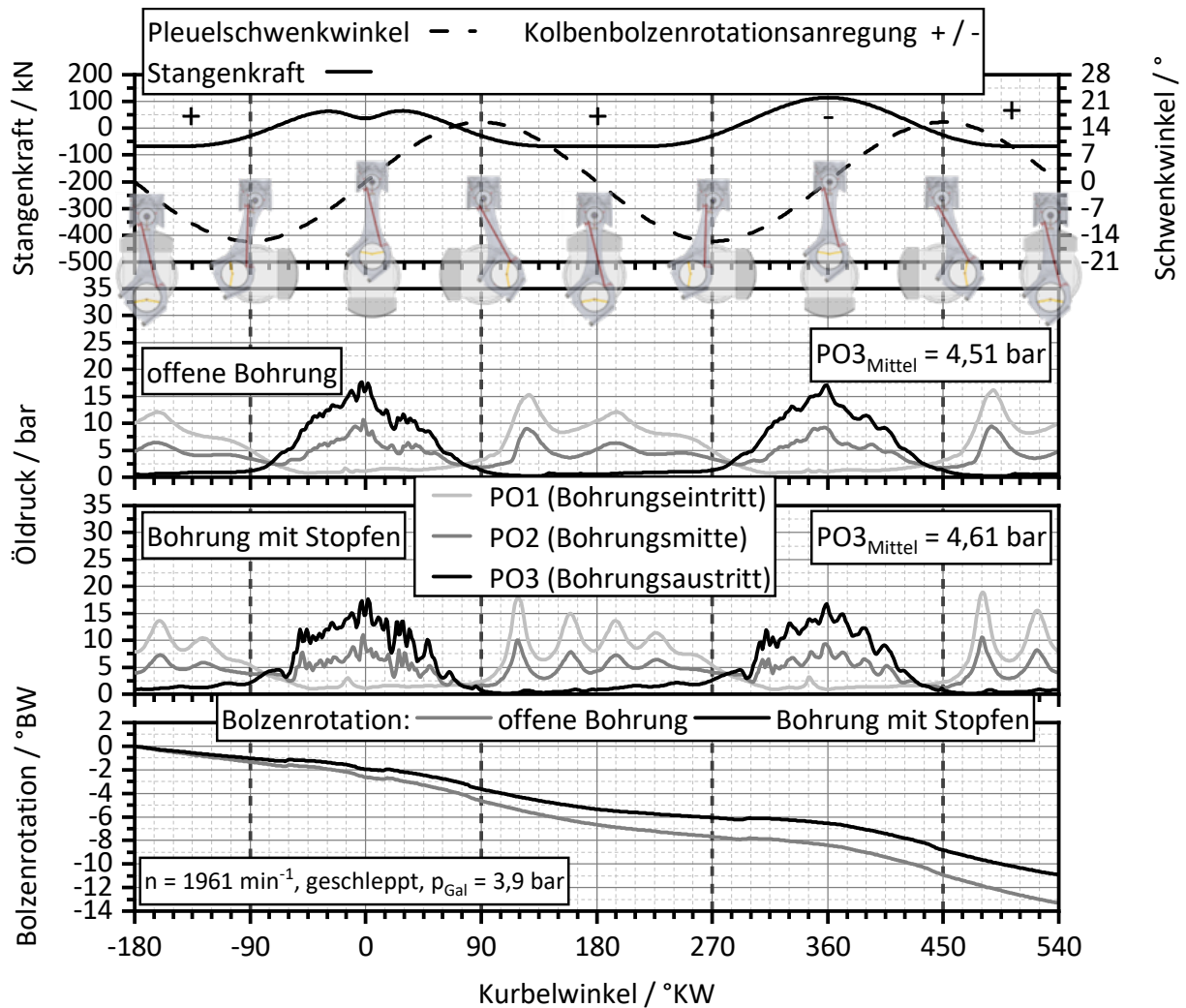


Abb. 4.28: Einfluss der Querschnittsverengung auf die Versorgungsdrücke und die Kolbenbolzenrotation im geschleppten Zustand bei abgesenktem Galeriedruck

Der Einfluss des Klemmstopfens auf die Dynamik in der Versorgungsbohrung wird in einem geschleppten Punkt mit Versorgungsdruckabsenkung deutlich. Abbildung 4.28 zeigt den Vergleich eines geschleppten Betriebspunktes bei $n_M = 1961 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{Gal}} = 3,9 \text{ bar}$. In dem bereits in Abschnitt 4.2.1 beschriebenen Betriebspunkt liegt eine unvollständige Bohrungsfüllung infolge unzureichender Schmierstoffversorgung vor. Die stark bedämpfte Dynamik infolge einer nicht vollständig gefüllten Bohrung ist bei den Druckverläufen

der offenen Bohrung deutlich zu erkennen. Die Bohrung mit Klemmstopfen zeigt eine erhöhte Druckdynamik welche insbesondere im Bereich zwischen 90...270 °KW anhand der Halbierung der Schwingungsdauer der Ölsäule gut zu erkennen ist. Nach der Beschleunigungsphase der Ölsäule in Richtung UT zeigt sich jeweils im Bereich –88...–80 °KW bzw. 280...285 °KW eine Anhebung des Knotendrucks bei der Bohrung mit Stopfen, was in Kombination mit der gesteigerten Druckdynamik während der UT-Phasen auf einen verringerten Rückfluss von Schmieröl in das große Pleuelauge durch den erhöhten Durchflusswiderstand hindeutet. Die zuvor beschriebenen Effekte führen zu einem um 0,1 bar gesteigerten mittleren Versorgungsdruck an PO3 bei dem Einsatz des Klemmstopfens und einer Verringerung der Gesamtverdrehung des Kolbenbolzens von $\phi_{B,Zyklus} = -13,32^\circ \text{BW}$ auf $\phi_{B,Zyklus} = -10,91^\circ \text{BW}$.

4.4 Zusammenfassung der messtechnisch ermittelten Einflüsse

Das Zusammenspiel aus Gas- und Massenkraft bildet den maßgebenden Einfluss auf die Rotation des Kolbenbolzens, welche durch die Schwenkbewegung des Pleuels angeregt wird. Das Verhalten bei unterschiedlichen Drehzahlen hängt dabei maßgeblich von den konstruktiven Lagerspiel-Differenzen in Kolbennaben und kleinem Pleuelauge, den jeweilig herrschenden Anpressdrücken, der seitlichen Einschnürung des kleinen Pleuellauges aufgrund Deformation und den material-, fertigungs- und einlaufbedingten unterschiedlichen Reibwerten ab. Die Beschleunigung und damit ein unterstützender Faktor für die Ölversorgung steigt mit der Drehzahl an. Bei Lastvariationen zeigt sich insbesondere bei hohen Lasten ein Einfluss der Deformation des Kolbenbolzens (Durchbiegung) auf die Anpressdruckverteilung im kleinen Pleuelauge, die zu einer Zunahme der Rotation mit steigender Last führt. Ändert sich die lastabhängige Schmierpalthöhe insbesondere über dem Bohrungseintritt im großen Pleuelauge zeigt sich eine Änderung der Schmierungsversorgung durch die Pleuelbohrung. Die Einspritzlage verändert maßgeblich die Gaskraftverteilung, ihr Einfluss lässt sich analog dem Lasteinfluss beschreiben. Eine Untersuchung der tribologischen Eigenschaften zeigt in dem gewählten Bereich eine Sommerfeldzahl im Mischreibungsgebiet und sehr niedrige Reibungszahlen, die dem Bereich der Flüssigkeitsreibung zuzuordnen sind. Bei einer Galeriedruckabsenkung kann in der FFT-Analyse eine Abnahme der höheren Druckschwingungsordnungen beobachtet werden, analog steigt die Kolbenbolzenrotation mit sinkendem Schmierungsangebot an. Eine Variation des Fördervolumens der Kolbenspritzdüse wirkt sich bei dem untersuchten Motor direkt auf das Schmierstoffangebot in den Kolbennaben aus, es lässt sich eine Abnahme der Kolbenbolzenrotation mit sinkendem Schmierstoffangebot und damit steigender Reibung in den Kolbennaben beobachten. Bei einer Variation der Motoröltemperatur wirkt sich eine niedrigere Temperatur (und damit höhere Ölviskosität) rotationssteigernd aus. Bei den untersuchten Hardwarevarianten zeigt eine zusätzliche Nut in der versorgenden Pleuellagerschale unter Last die erwartete Verbesserung der Schmierung über eine Senkung der Rotation des Kolbenbolzens. Im geschleppten Betrieb tritt allerdings eine Zunahme der Rotation auf, die über einen Ölverlust über einen erhöhten Durchflussquerschnitt zurück in das große Pleuelauge erklärbar ist. Eine Verringerung des Durchflussquerschnitts um 71,5 % zeigt im gefeuerten

Betrieb keinen signifikanten Einfluss auf die Kolbenbolzenrotation. Dies lässt auf einen insgesamt sehr kleinen Öldurchsatz schließen, der durch die Querschnittsverringeringung noch nicht beeinflusst wird. Lediglich bei einer Absenkung des Galeriedrucks zeigt sich ein leichter Vorteil mit verringertem Querschnitt über eine Absenkung des Ölrückflusses in das Pleuellager.

5 Simulative Untersuchung der Ölzuführbohrung im Pleuelschaft

Auf Grundlage von Messdaten, die innerhalb der messtechnischen Untersuchungen gewonnen worden sind, wird ein Simulationsmodell aufgebaut. Das Modell soll ein zuverlässiges Instrument für die Auslegung eines aktiven Kolbenbolzenschmiersystems in der Vorentwicklung darstellen und Parameterstudien im Design der Versorgungsbohrung ermöglichen, die zu einer Optimierung des Systems anhand bestehender geometrischer Randbedingungen genutzt werden können. Das Modell wird dazu anhand von Messdaten validiert und im Rahmen dieser Arbeit für die Bewertung von Varianten genutzt, die eine Erweiterung der Messergebnisse darstellen. Neben einer Variation des Bohrungsdurchmessers und der Eintritts- und Austrittsposition der Bohrung in großem und kleinem Pleuelauge wird das bestehende Versorgungssystem im Kurbelzapfen und der Einfluss der Drehrichtung auf das bestehende Schmiersystem untersucht. Die folgenden Abschnitte beschreiben die vorgenannte simulative Untersuchung mit GT-Suite.

5.1 Aufbau des Simulationsmodells

5.1.1 Mathematische Modellbildung

Für die Simulation eines Systems muss eine geeignete mathematische Beschreibung gewählt werden. Einerseits muss das System mit ausreichender Detaillierung dargestellt werden, um die realen Zustände mit akzeptabler Genauigkeit zu beschreiben. Gleichzeitig darf die mathematische Komplexität nur so hoch wie nötig gewählt werden, um unter akzeptablem Ressourceneinsatz und Rechendauer die gewünschten Berechnungen durchführen zu können.

Nach [80] werden Modelle zur Berechnung von Systemen in Nulldimensionale, Quasidimensionale und Ein- sowie Mehrdimensionale Modelle unterteilt. Nulldimensionale Modelle nutzen ausschließlich die Zeit als variablen Faktor zur Beschreibung des Systemverhaltens. Quasidimensionale Modelle erweitern den Nulldimensionalen Ansatz um ortsabhängige Variablen, die als Funktion der Zeit eingesetzt werden. Ein- und Mehrdimensionale Modelle berücksichtigen neben der Zeit eine oder mehrere Ortskoordinaten.

Da die lokale Beschleunigung entlang der Bohrung neben der Position auch von der momentanen Kurbelwinkelposition abhängig ist, muss die Rohrströmung als instationär, also abhängig von Ort und Zeit beschrieben werden. Ein Eindimensionales Modell stellt aufgrund der vorgenannten Randbedingungen das Mindestmaß an Komplexität dar, das für die Beschreibung theoretisch erforderlich ist.

Entlang der Versorgungsbohrung wird für die Berechnung eine Diskretisierung in 30 Teilstücke vorgenommen. Die Teilstücke sind durch mathematische Grenzen getrennt. Skalare Größen des Fluids wie Druck, Temperatur und Dichte sind in einem Teilstück kon-

stant, während vektorielle Größen wie Massenstrom und Strömungsgeschwindigkeit für jede Grenze eines Teilstückes berechnet werden.

5.1.2 Fluideigenschaften

Schmierstoff

In dem Modell wird das am Prüfstand verwendete Schmieröl der Klasse 15W-40 als Fluid implementiert. Im Modell wird angenommen, dass sich kein Wasser im Schmieröl befindet und sich nur Gas einer bestimmten Zusammensetzung im Schmieröl lösen und entlösen kann. Eine Additivierung und die Alterung des Schmieröls werden nicht berücksichtigt.

Das Schmieröl wird über die Dichte und die dynamische Viskosität modelliert. Dazu werden zwei Stützpunkte für die genannten Größen bei 20 °C und bei 100 °C hinterlegt. Zwischenwerte werden im Intervall durch das Simulationsprogramm automatisiert berechnet.

Gasgehalt

Der Gasanteil im Schmierstoff wird als Luft der Zusammensetzung 78 % Stickstoff, 21 % Sauerstoff und 1 % Argon dargestellt. Eine Veränderung der Gaszusammensetzung über Interaktion mit dem Schmierstoff wird nicht betrachtet. Im Simulationsprogramm wird der Gasgehalt über einen Massenanteil implementiert. Der Bunsenkoeffizient wird mit $\chi = 0,09$ modelliert. Gaskavitation wird in dem Modell berücksichtigt und wird durch die Modellierung von Löse- und Auslösezeit des Gases beeinflusst.

5.1.3 Modellaufbau

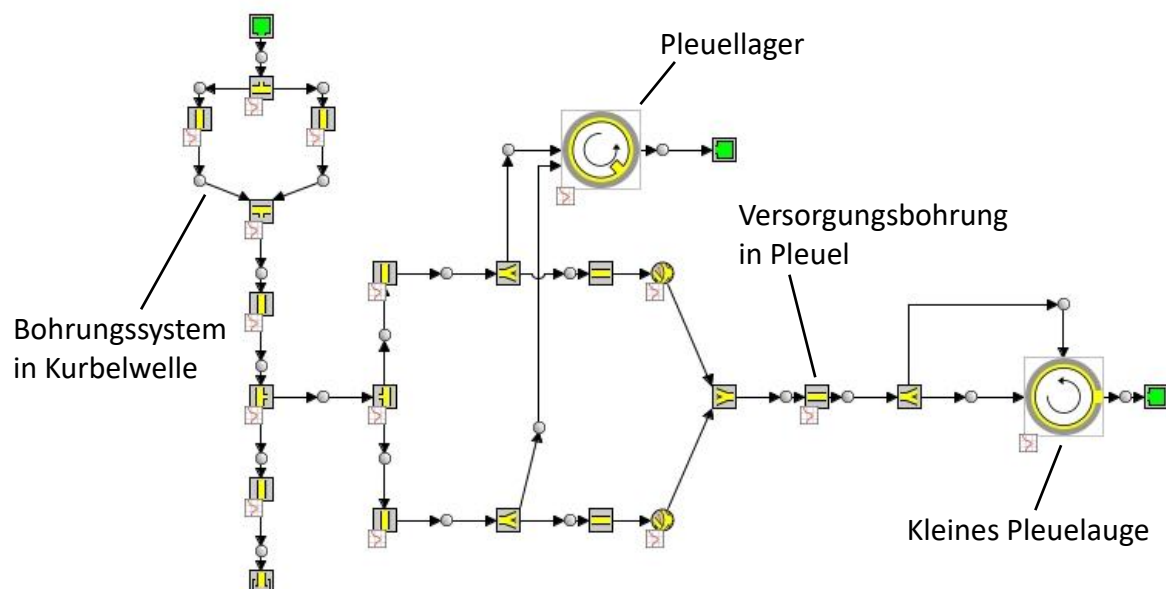


Abb. 5.1: Teilmodell Flow des Simulationsmodells in GT-Suite

Das Modell besteht aus zwei getrennten Teilmodellen, die das Fluidverhalten und das mechanische Verhalten des Systems beschreiben. Dabei werden die Beschleunigungen im Kurbeltrieb im mechanischen Modell berechnet und dem Fluidmodell als Randbedingung aufgeprägt.

Beginnend ab dem Hauptlager, welches das große Pleuelauge über das Bohrungssystem der Kurbelwelle versorgt, wird das Fluidmodell den realen Geometrien entsprechend zusammengesetzt, siehe Abbildung 5.1. Vorgefertigte Programmbausteine werden für die Darstellung der hydrodynamischen Lagerstellen des Hauptlagers und des großen Pleuelauges genutzt. Die Überschneidung von Kurbelwellenaustritt und Versorgungsbohrungseintritt wird über ein Element mit veränderlichem Querschnitt dargestellt. Die Lagerung des Kolbenbolzens im kleinen Pleuelauge umfasst eine Berechnung der Bewegung des Kolbenbolzens. Aufgrund der stark vereinfachten Modellbetrachtung ist es nicht Ziel des Ansatzes, die Rotation des Bolzens in der Simulation nachzustellen. Vielmehr soll der Einfluss der radialen Kolbenbolzenbewegung auf die Druckverhältnisse in der Versorgungsbohrung bewertet werden. Dazu werden die Drücke analog zu den Messpositionen PO1, PO2 und PO3 in der Simulation an den gleichen Positionen ermittelt. Zur Differenzierung zwischen Messung und Simulation sind die Positionen in der Simulation mit Loc 0.0 (Bohrungseintritt großes Pleuelauge), Loc 0.5 (Mitte Versorgungsbohrung) und Loc 1.0 (Bohrungsausstritt kleines Pleuelauge) benannt.

5.2 Abgleich mit Messdaten

Das Simulationsmodell wird in einem Messpunkt bei $n_M = 1500 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 30,3 \text{ bar}$ mit Messdaten abgeglichen. Es zeigen sich Unterschiede in der Frequenz von Druckschwingungen und den lokalen Maxima und Minima der Drücke entlang der Versorgungsbohrung zwischen Simulationsmodell und Messdaten. Diese Differenzen sind auf den Anteil der freien Luft in der Versorgungsbohrung zurückführbar. Die Zusammensetzung des Fluids aus Öl und Gas beeinflusst die Ausbreitungsgeschwindigkeit von Schall- bzw. Druckwellen. In Mineralöl ist die Ausbreitungsgeschwindigkeit um ca. den Faktor 3,9 höher als in Luft. Somit deutet eine verringerte Frequenz auf einen höheren Anteil freier Luft in dem Fluid hin. Entsprechend steigt die Frequenz bei geringeren freien Luftanteilen.

5.2.1 Löse- und Entlösecharakteristik

Der Gasgehalt ist entsprechend dem gemessenen Wert von $A_g^0 = 16 \text{ vol.}\%$ in dem Modell hinterlegt. Die beschriebenen Differenzen in den Frequenzen sind auf eine nicht ausreichend abgestimmte Darstellung der Löse- und Entlösevorgänge von Gas in der Versorgungsbohrung zurückzuführen. Das Simulationsprogramm bietet Schnittstellen zur Vorgabe einer Zeitkonstanten für die Lösung des Gases im Schmierstoff und für die Auslösung des Gases aus dem Schmierstoff an.

Abbildung 5.2 zeigt eine Variation der Entlösezeit (ELZ) in dem betrachteten Betriebspunkt bei einer konstanten Lösezeit (LZ) von $LZ = 0,2 \text{ s}$. Der mittlere Graph mit einer Entlösezeit von $ELZ = 0,2 \text{ s}$ stellt die zu den gemessenen Verläufen passendste Variante

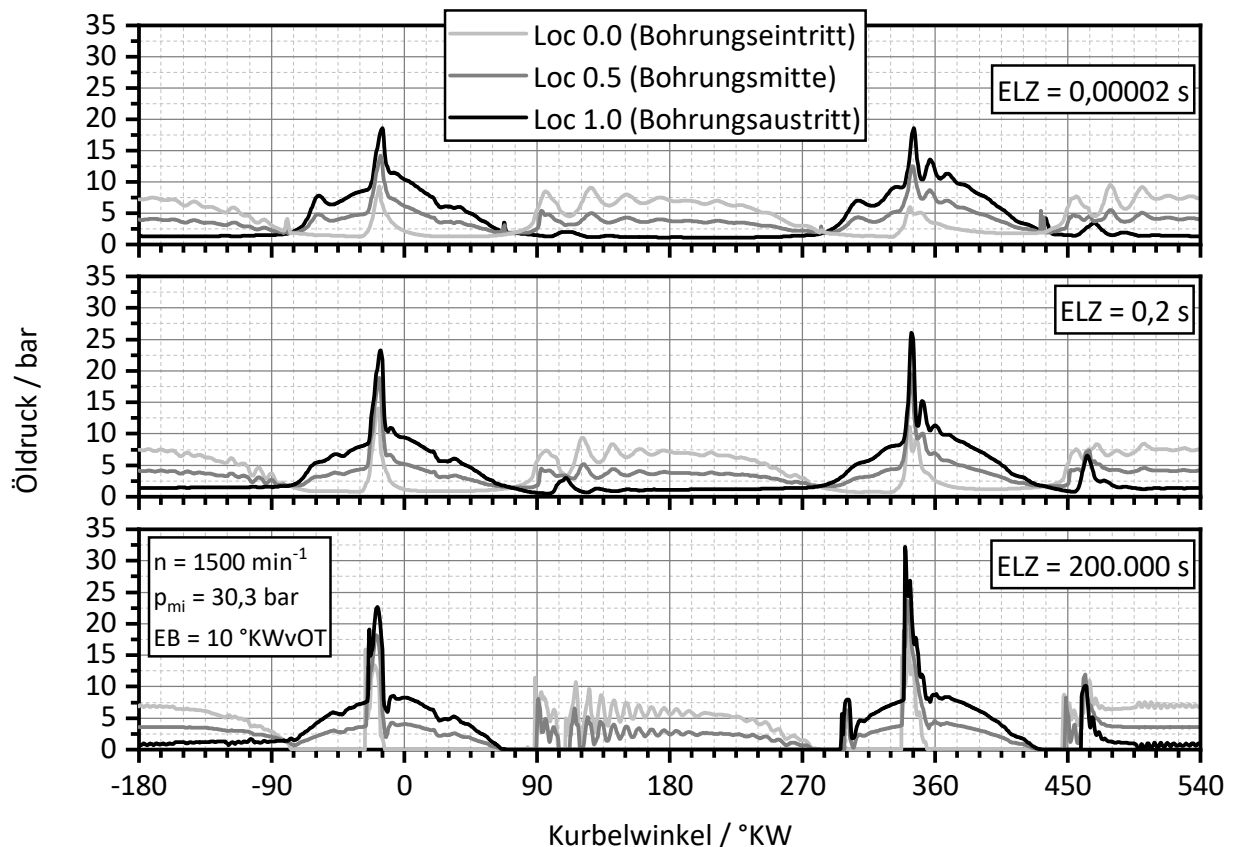


Abb. 5.2: Variation der Entlösezeit des Gases im Fluid

dar, siehe auch Abbildung 5.4. Bei einer stark verkürzten Entlösezeit von $ELZ = 0,00002 \text{ s}$ ist ein fortschreitender Dynamikrückgang zu beobachten. Zusätzlich treten im Bereich der Knotenpunkte Druckspitzen auf, die zu keiner Zeit in den gemessenen Verläufen sichtbar werden. Bei einer deutlich erhöhten Entlösezeit von $ELZ = 200000 \text{ s}$ nimmt die Dynamik der Druckschwingungen signifikant zu. Darüber hinaus ist eine starke Veränderung der Charakteristik der Befüllspitzen zu erkennen, die sich von den gemessenen Verläufen in Form und Amplitude abgrenzt.

Abbildung 5.3 zeigt eine Variation der Lösezeit in dem betrachteten Betriebspunkt bei einer konstanten Entlösezeit von $ELZ = 0,2 \text{ s}$. Der mittlere Graph mit einer Lösezeit von $LZ = 0,2 \text{ s}$ stellt die zu den gemessenen Verläufen passendste Variante dar, siehe auch Abbildung 5.4. Bei einer stark verkürzten Lösezeit von $LZ = 0,00002 \text{ s}$ steigt die Frequenz der Druckschwingungen im Bereich zwischen $90 \dots 270 \text{ °KW}$ an, gleichzeitig steigen die Amplituden der Befülldruckspitzen. Durch die kürzere Lösezeit steht weniger freies Gas in dem Fluidgemisch zur Verfügung, die Steifigkeit erhöht sich. Bei einer deutlich erhöhten Lösezeit von $LZ = 200000 \text{ s}$ zeigen sich deutlich geringere Frequenzen in den Druckschwingungen und stark bedämpfte Druckamplituden zu den Befüllphasen. Die Steifigkeit sinkt infolge des höheren Gasanteils in dem Fluidgemisch.

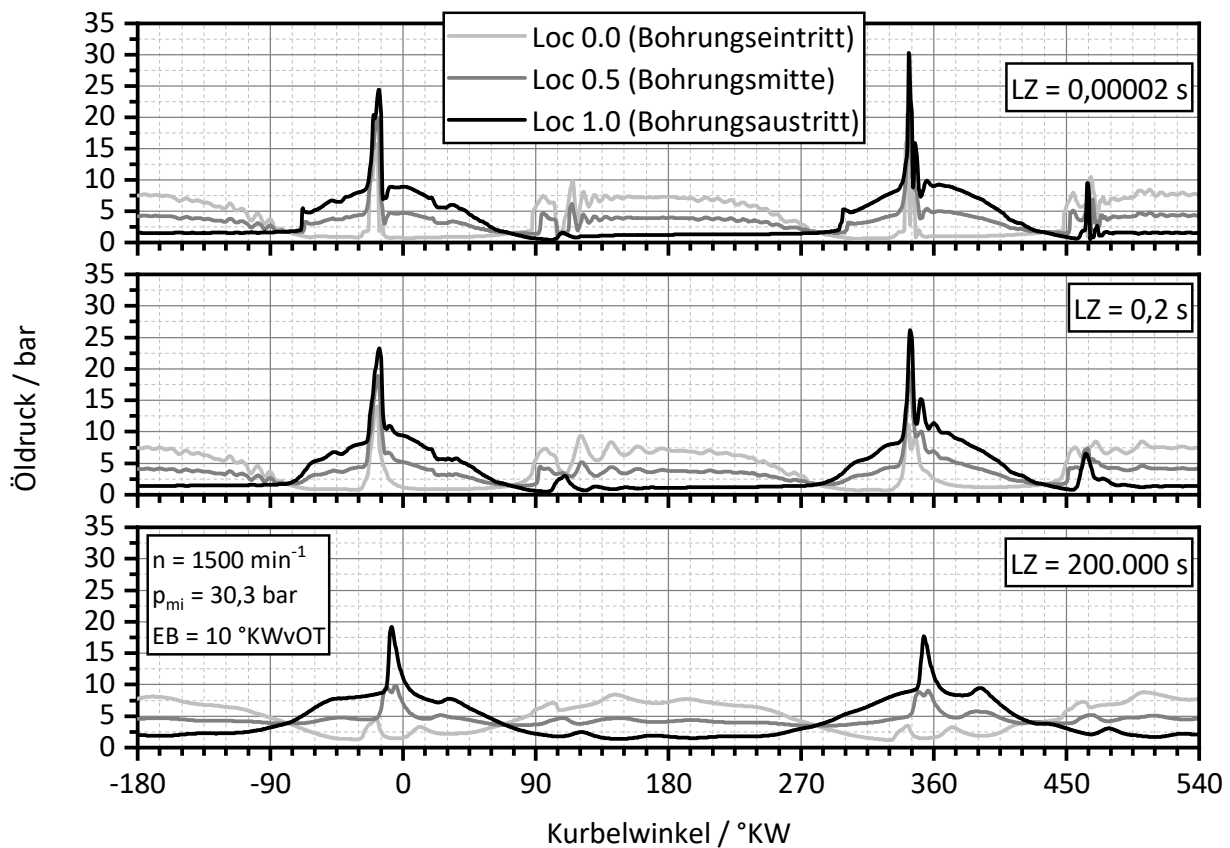


Abb. 5.3: Variation der Lösezeit des Gases im Fluid

5.2.2 Druckverlauf

Abbildung 5.4 zeigt einen direkten Vergleich des gemessenen und simulierten Druckverlaufs in dem betrachteten Betriebspunkt am Austritt der Versorgungsbohrung in das kleine Pleuelauge. Die Verläufe zeigen grundsätzlich eine gute Übereinstimmung. Der mittlere Druck des gemessenen Verlaufs beträgt $PO3_{\text{Mittel}} = 3,86 \text{ bar}$, der gemittelte simulierte Druck $LOC1.0_{\text{Mittel}} = 3,69 \text{ bar}$. Dies entspricht einer Abweichung im Simulationsmodell von $-4,4\%$. Abweichungen in den Amplituden und Verläufen der Befüllvorgänge können neben der vereinfachten Fluidbetrachtung im Modell auch auf die Vereinfachung des mechanischen Modells ohne Betrachtung von Bauteilelastizitäten und Bauteilverformungen zurückgeführt werden.

Bei 315°KW ist in den Messdaten eine Druckschwankung zu erkennen, die aufgrund der gemessenen Deformationsverläufe von SG3 in Kapitel 4 auf den Anlagewechsel des Kolbenbolzens zurückgeführt wird. Diese Druckschwankung ist im Ansatz auch in den Simulationsergebnissen zu erkennen. Die Kolbenbolzenbewegung in radialer Richtung aus der Simulation bestätigt die Annahme. Abbildung 5.5 zeigt in dem betreffenden Bereich die Bewegung des Kolbenbolzens. Zunächst bewegt sich der Bolzen bei 295°KW auf die Öffnung für den Schmierstoffdurchtritt zu. Der Ölfilm wird in diese Richtung verdrängt, was zu einem Druckanstieg in der Bohrung führt (302°KW). Bei 310°KW beginnt der

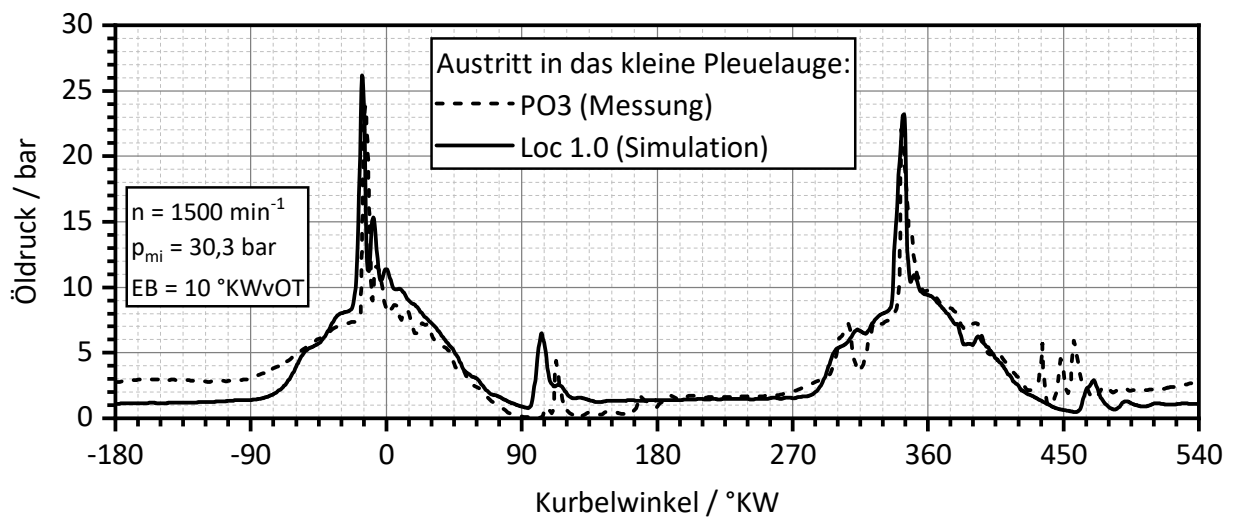


Abb. 5.4: Vergleich des Druckverlaufs an Loc 1.0 des Simulationsmodells mit Messdaten an PO3

Kolbenbolzen sich langsam abzuheben. Dabei erhöht sich das Volumen im Schmierpalt direkt über dem Schmierstoffdurchtritt, der Druck in der Versorgungsbohrung fällt ab. Im weiteren Verlauf des Anlagewechsels nimmt die Spaltänderungsrate ab, der Druck in der Versorgungsbohrung stabilisiert sich.

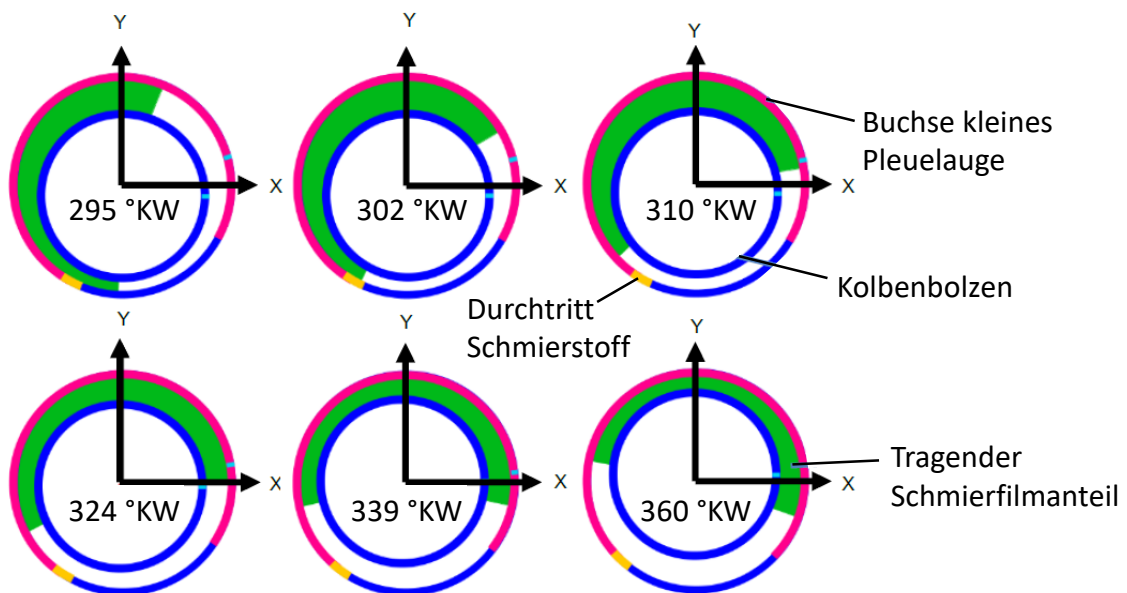


Abb. 5.5: Darstellung der simulierten Radialbewegung des Kolbenbolzens (modelliert in GT-Suite) bei $n_M = 1500 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 30,3 \text{ bar}$

5.3 Variantenauswertung

Mit dem validierten Simulationsmodell werden verschiedene Parametervariationen hinsichtlich der Schmierstoffförderung untersucht. Aus dem Modell lässt sich, über einen Motorzyklus integriert, die Masse an Schmierstoff berechnen, die über die Versorgungsbohrung in das kleine Pleuelauge gefördert wird. Über eine Betrachtung der negativen Strömungsanteile am Eintritt der Versorgungsbohrung kann bewertet werden, wieviel Schmierstoff während den UT-Phasen zurück in das große Pleuelauge strömt.

5.3.1 Bohrungsdurchmesser

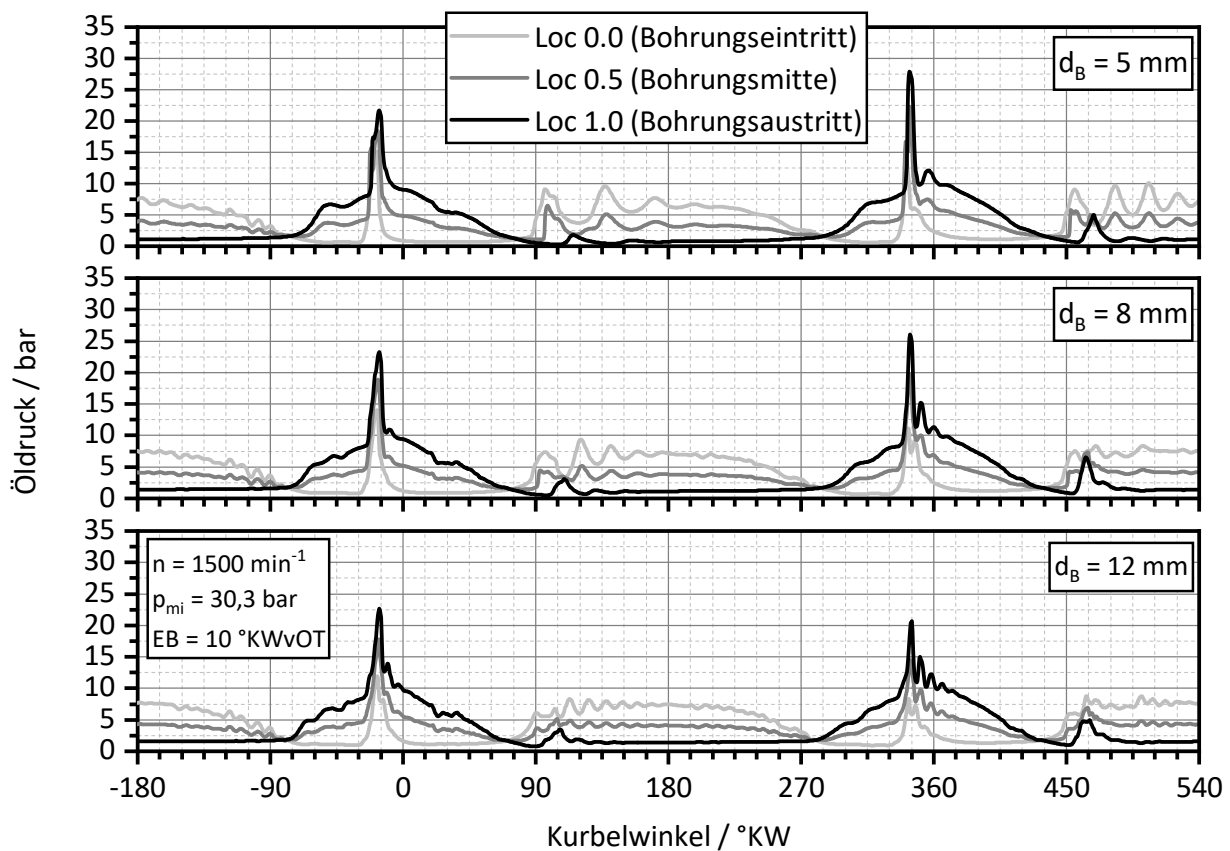


Abb. 5.6: Simulierter Einfluss der Durchmesservariation auf die Drücke in der Versorgungsbohrung

Abbildung 5.6 zeigt die Ergebnisse einer Variation des Durchmessers der Versorgungsbohrung d_B . Der Durchmesser wird in Schritten von 1 mm variiert. Der untere und obere Grenzdurchmesser der Variation sowie der Durchmesser des erprobten Systems sind in der Abbildung aufgeführt.

Bei dem Bohrungsdurchmesser von $d_B = 5$ mm zeigt sich bei der ersten Schmierstoffzuführphase kurz vor dem LW-OT die höchste Amplitude in der Befülldruckspitze von $p_{\text{Spitze}} = 28$ bar (ausgeprägte Befüllndynamik). Gleichzeitig zeigen sich in beiden UT-Phasen

zwischen $90 \dots 180^\circ \text{KW}$ und $450 \dots 540^\circ \text{KW}$ deutliche Druckschwingungen mit niedriger Frequenz (allgemein niedrige Druckdynamik). Beide Beobachtungen deuten auf eine niedrige Bohrungsfüllung bzw. einen höheren Anteil freier Luft hin.

Bei dem Bohrungsdurchmesser von $d_B = 12 \text{ mm}$ zeigt sich bei der ersten Schmierstoffzuführphase kurz vor dem LW-OT die niedrigste Amplitude in der Befülldruckspitze von $p_{\text{Spitze}} = 21 \text{ bar}$ (niedrige Befüllndynamik). Die bei dem Bohrungsdurchmesser $d_B = 5 \text{ mm}$ beobachteten Druckschwingungen ab 90°KW vor UT treten hier auch auf, die Frequenz ist allerdings deutlich erhöht (allgemein höhere Druckdynamik). Die Beobachtung deutet auf eine bessere Bohrungsfüllung mit geringeren Anteilen freier Luft hin.

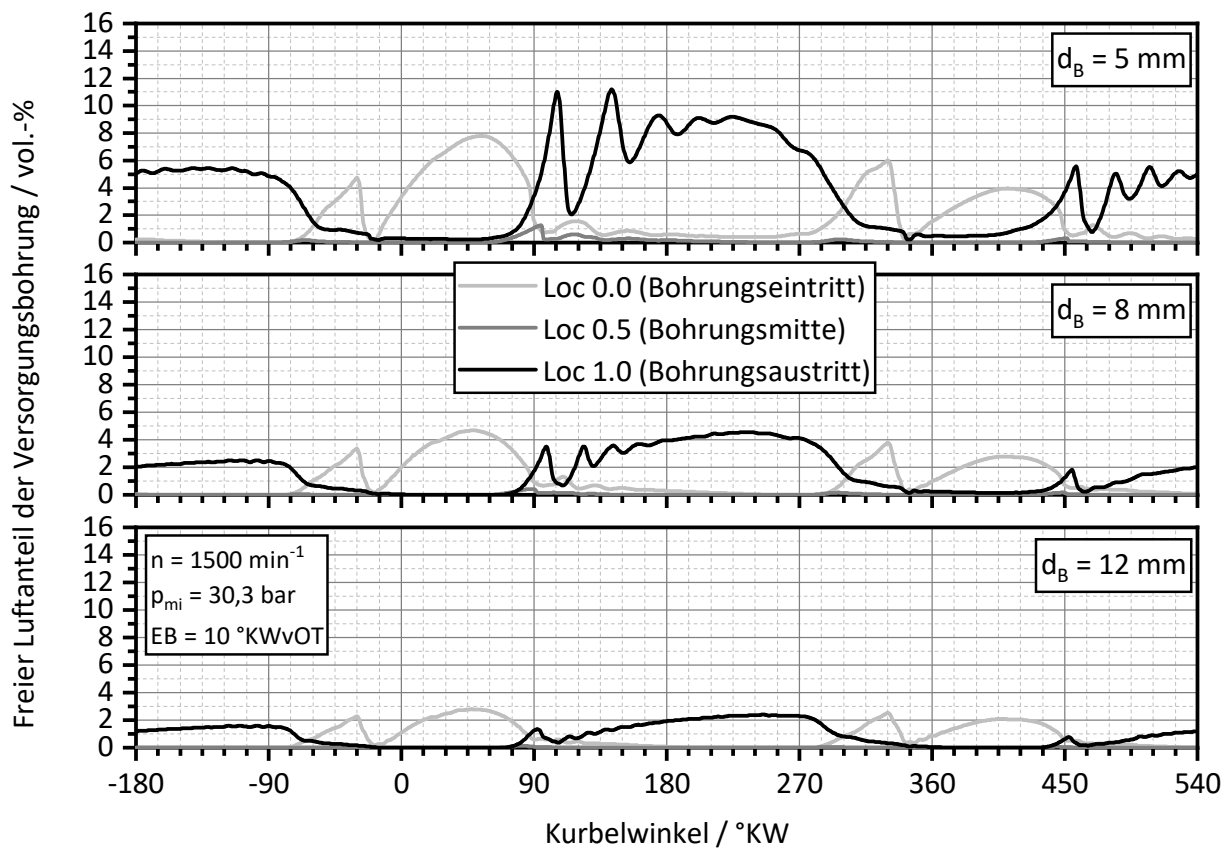


Abb. 5.7: Simulierter Einfluss der Durchmesservariation auf die freien Luftanteile in der Versorgungsbohrung

Abbildung 5.7 zeigt die freien Luftanteile für die jeweiligen Bohrungsdurchmesser. Bei dem Bohrungsdurchmesser von $d_B = 8 \text{ mm}$ lässt sich das Verhalten beobachten, welches in guter Näherung auch bei den Messergebnissen vorliegt. Über den Motorzyklus betrachtet lassen sich je zwei Bereiche ausmachen, in denen an beiden Enden der Versorgungsbohrung freie Luft entsteht. Im Bereich zwischen $-90 \dots 90^\circ \text{KW}$ und im Bereich $270 \dots 450^\circ \text{KW}$ ist die Beschleunigung der Ölsäule in Motorhochrichtung gerichtet. Mit einer kurzen Unterbrechung durch die erste Schmierstoffzuführphase im Bereich kurz vor dem OT liegt an dem Eintritt in die Versorgungsbohrung ein niedriges Druckniveau vor, freie Gasanteile entstehen. In den um 180°KW versetzten Bereichen, in denen die Beschleunigung der Ölsäule in

Richtung des UT gerichtet ist, liegt an dem Austritt der Versorgungsbohrung in das kleine Pleuelauge ein Bereich niedrigen Drucks vor, der zu einer Gasauslösung aus dem Öl führt. Die zweite Schmierstoffzuführphase zu Beginn dieses Bereichs regt die zuvor beschriebene Schwingung zwischen 90...180 °KW und 450...540 °KW an, die sich lokal auf die freien Gasanteile auswirkt. Der mittlere Bereich der Versorgungsbohrung zeigt zu keinem Bereich des Motorzyklus signifikante freie Gasanteile.

Im Vergleich zu dem Bohrungsdurchmesser $d_B = 8$ mm zeigt der Bohrungsdurchmesser $d_B = 5$ mm höhere freie Gasanteile, was zu den in den Druckverläufen beobachteten Tendenzen passt und auf eine geringere Füllung bei Bohrungen kleinerer Durchmesser hindeutet. Analog zeigt der Bohrungsdurchmesser $d_B = 12$ mm deutlich geringere freie Luftanteile, was für eine bessere Bohrungsfüllung bei größeren Bohrungsdurchmessern spricht.

Tab. 5.1: Fördervolumen V_D und Anteil des Fördervolumens an dem Bohrungsvolumen für verschiedene Bohrungsdurchmesser

d_B in mm	V_D in mm ³	$\frac{V_D}{V_B}$ in %
5	342,80	5,40
6	357,23	3,89
7	372,87	2,99
8	396,92	2,43
9	428,19	2,07
10	443,83	1,74
11	461,87	1,50
12	470,29	1,28

Tabelle 5.1 zeigt die berechneten Fördervolumina in das kleine Pleuelauge V_D in mm³ und den prozentualen Anteil des in das kleine Pleuelauge geförderten Volumens an dem Bohrungsvolumen. Es wird deutlich, dass mit größeren Bohrungsdurchmessern absolut gesehen mehr Schmierstoff in das kleine Pleuelauge gefördert werden kann, der Zusammenhang zwischen Bohrungsdurchmesser und durchgesetztem Schmierstoff skaliert annähernd linear (Zunahme der Fördermasse um 18,4 % bei einer Durchmesserzunahme von 8 mm auf 12 mm). Ein größerer Bohrungsdurchmesser ist also für eine bessere Versorgung förderlich. Ob die Fertigung eines größeren Durchmessers aus Prozesssicht und von der Materialstärke möglich ist wird nicht bewertet. Bei einer Betrachtung der Fördermasse in Bezug zu dem Bohrungsvolumen fällt auf, dass diese nicht linear skalieren. Bei größeren Bohrungsvolumina sinkt der Anteil des in das kleine Pleuelauge geförderten Volumens in Relation zu dem Bohrungsvolumen ab. Dieser Effekt verdeutlicht die zuvor beobachtete bessere Füllung der Bohrung bei größeren Bohrungsdurchmessern. Da der Bohrungsdurchsatz aufgrund der hydraulischen Widerstände im kleinen Pleuelauge nicht beliebig gesteigert werden kann, wird bei einem größeren Bohrungsdurchmesser nur ein kleinerer Teil der Bohrung entleert, der anschließend wieder gefüllt werden muss. Eine bessere Bohrungsfüllung und somit auch ein geringerer Anteil freier Luft in der Bohrung sind die Folge.

5.3.2 Bohrungslage

Bei der Wahl der Bohrungslage im Pleuelschaft müssen mehrere Parameter berücksichtigt werden. Eintrittsseitig muss eine Anbindung an die Versorgung des großen Pleuelauges geschaffen werden. Dabei werden Durchtrittsbohrungen und gegebenenfalls Versorgungsnuten in die Pleuellagerschale eingebracht. Zur Sicherstellung einer hohen Belastbarkeit der Lagerschale werden konstruktive Maßnahmen, die den tragenden Teil der Lagerschale verringern können, in der Regel in weniger hoch belastete Bereiche gelegt. Grundsätzlich muss bei einem schräg geteilten Pleuel auch darauf geachtet werden, nicht zu nah an die hochbelasteten Gewinde in den Sacklochbohrungen des short neck zu kommen, siehe Abbildung 5.8. Auf der Austrittsseite im kleinen Pleuelauge sind ähnliche Zusammenhänge zu berücksichtigen. Der hochbelastete Bereich unterhalb des Kolbenbolzens wird in der Regel nicht direkt in Hochrichtung mit einer Schmierstoffbohrung oder -Nut versehen, um seine Tragfähigkeit nicht herabzusetzen. Eine Schmierstoffzuführung sollte dennoch so nah wie möglich an dem zu versorgenden hochbelasteten Bereich liegen, um eine bestmögliche Schmierstoffversorgung sicherzustellen.

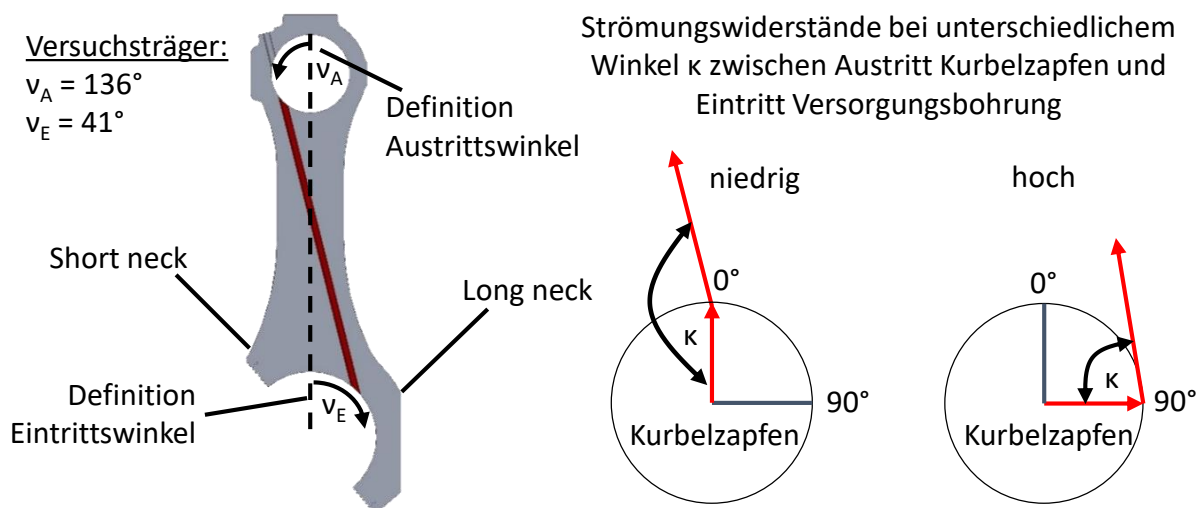


Abb. 5.8: Definition der in der Simulation variierten Eintritts- und Austrittswinkel (links); Schematische Darstellung der Strömungswiderstände bei verschiedenen Winkellagen von der Austrittsbohrung im Kurbelzapfen zu der Versorgungsbohrung

In der Abbildung ist zusätzlich ein weiterer Zusammenhang auf der rechten Seite schematisch dargestellt. Bei der Positionierung des Eintritts der Versorgungsbohrung in dem großen Pleuelauge und der Festlegung des Bohrungssystems für die Zuführung im Kurbelzapfen ist eine Beachtung des sich ergebenden Winkels κ zwischen der Austrittsbohrung in dem Kurbelzapfen und der Versorgungsbohrung im Pleuelschaft von Bedeutung für den Strömungswiderstand. Ist der Winkel wie ganz rechts dargestellt klein, muss der Schmierstoff um eine Ecke strömen und bei $\kappa < 90^\circ$ die Strömungsrichtung wechseln. Der sich dabei einstellende Druckverlust wirkt sich negativ auf die Schmierstoffversorgung des kleinen Pleuelauges aus. Ein möglichst nahe an $\kappa = 180^\circ$ liegender Winkel in dem Moment

der Überschneidung beider Bohrungen ermöglicht geringe Fließwiderstände und damit eine möglichst verlustfreie Versorgung des kleinen Pleuelauges.

Bohrungseintrittsposition

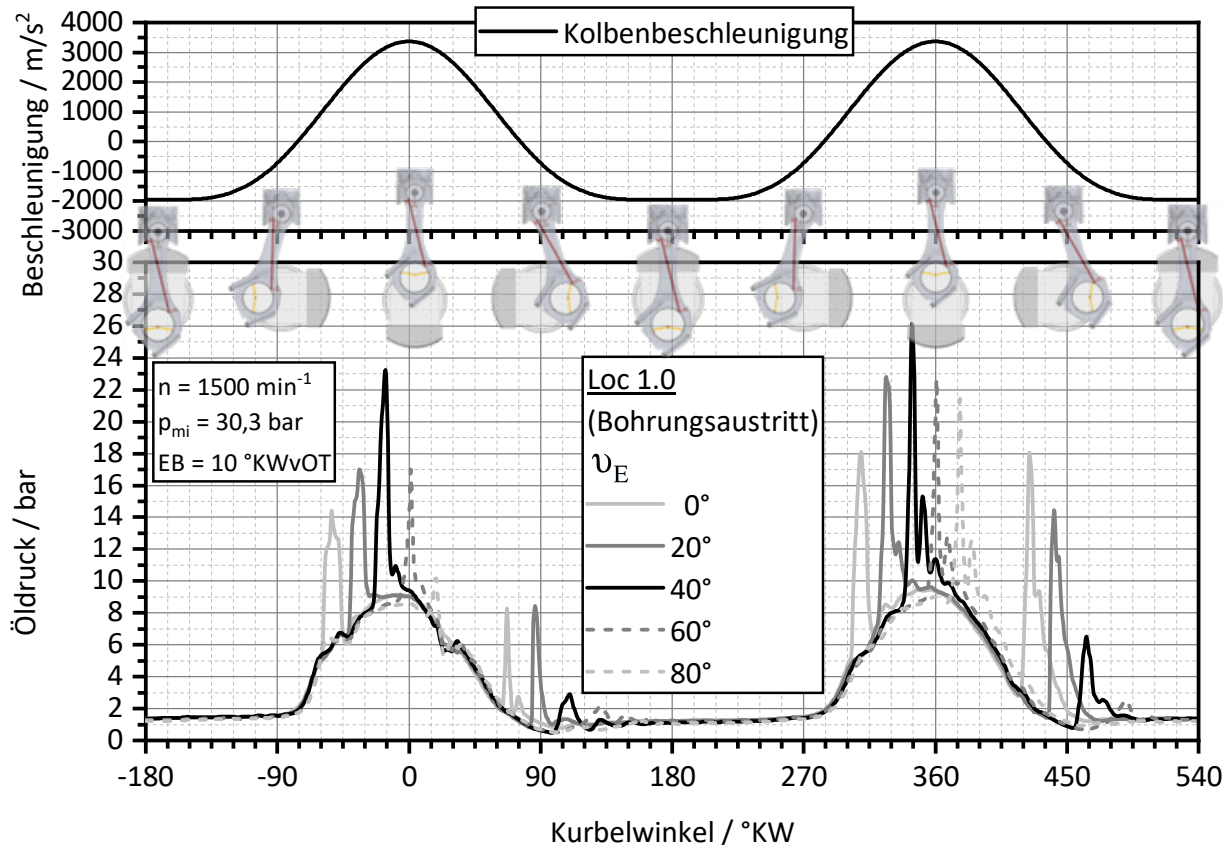


Abb. 5.9: Einfluss der Eintrittsposition auf die Druckverläufe am Bohrungsaustritt in das kleine Pleuelaue (Loc 1.0)

Abbildung 5.9 zeigt den Einfluss einer Variation der Eintrittsposition auf die Druckverläufe in der Versorgungsbohrung am Austritt in das kleine Pleuelaue. Der simulierte Eintrittswinkel $\nu_E = 40^\circ$ entspricht nahezu der Geometrie des Versuchsträgers, der einen Eintrittswinkel von $\nu_E = 41^\circ$ aufweist. Bei dieser Winkelposition zeigt sich das aus den Messdaten bekannte Verhalten. Je Motorumdrehung finden zwei Schmierstoffzuführphasen statt. Die erste Phase liegt kurz vor dem OT und zeigt eine deutliche Druckamplitude. Die zweite Phase liegt bei ca. 90°KW und fällt in einen Bereich, in dem die Ölsäule in Richtung UT beschleunigt wird. Die Druckamplitude fällt daher deutlich kleiner aus, eine Druckschwingung wird in der Versorgungsbohrung angeregt.

Bei einer Verlegung der Eintrittsposition in Richtung des hochbelasteten Bereichs der Lagerschale verändern sich die Druckverläufe. Bei $\nu_E = 20^\circ$ finden alle Zuführphasen entsprechend ca. 20°KW früher statt. Die Amplituden der ersten Phase nehmen in ihrer Intensität ab, während die Amplituden der zweiten Phase deutlicher hervortreten. Bei einer weiteren Verschiebung der Eintrittsposition bis auf $\nu_E = 0^\circ$ verstärkt sich dieser Trend weiter. Die

zweite Schmierstoffzuführphase nach dem LW-OT zeigt jetzt eine Druckamplitude gleicher Größenordnung wie die erste Schmierstoffzuführphase vor dem LW-OT.

Wird die Eintrittsposition ausgehend von $\nu_E = 40^\circ$ weiter in Richtung spät auf $\nu_E = 60^\circ$ verschoben, zeigt sich ein ähnliches Bild. Die Schmierstoffzuführphasen verschieben sich um etwa 20° KW nach spät. Die Amplituden der jeweils ersten Schmierstoffzuführphase nimmt ab, die Amplitude der jeweils zweiten Schmierstoffzuführphase ist nur noch in Ansätzen durch eine Druckanregung zu erkennen. Bei einer weiteren Verschiebung der Eintrittsposition auf $\nu_E = 80^\circ$ ist nach dem Z-OT von der ersten Schmierstoffzuführphase nur noch ein kleiner Druckpuls zu erkennen, nach dem LW-OT ist noch eine ausgeprägte Druckspitze von $p = 21,5$ bar sichtbar.

Bei einem Vergleich der Maximalwerte der Druckspitzen mit der Kolbenbeschleunigung wird ein Zusammenhang sichtbar. Deutlich zu erkennen ist, wie bei einer Verlegung des Versorgungseintritts nach früh die Druckamplituden der ersten Schmierstoffzuführphase kleiner werden. Gleichzeitig ist zu erkennen, wie die Druckamplituden der zweiten Schmierstoffzuführphase größer werden, wenn der Versorgungseintritt vorverlegt wird. Die zweite Schmierstoffzuführphase kommt damit in einen Bereich, in dem teilweise noch Beschleunigungen in Motorhochrichtung wirksam sind. Nach dem LW-OT fallen die Druckamplituden der zweiten Schmierstoffzuführphase deutlich größer aus im Vergleich zu dem Bereich nach Z-OT. Dieses Verhalten ist auf die Anlage des Kolbenbolzens in der oberen Hälfte des kleinen Pleuelauges zurückzuführen. Durch die obere Anlage ist ein größerer Schmierspalt unterhalb des Kolbenbolzens auszufüllen, damit ist der Druckstoß bei erreichter Vollfüllung aufgrund größerer Strömungsgeschwindigkeiten stärker ausgeprägt.

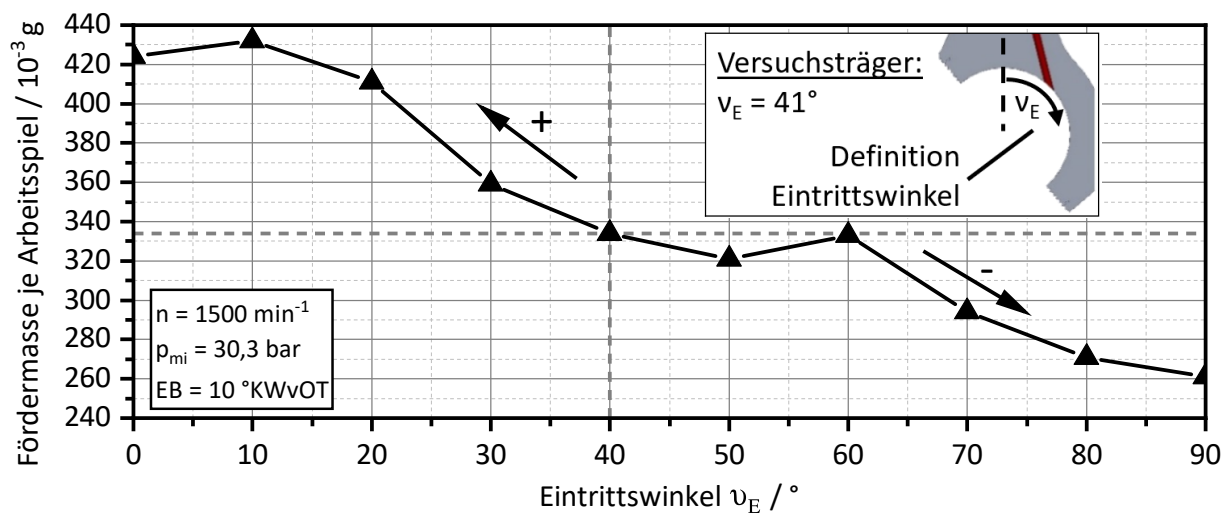


Abb. 5.10: In das kleine Pleuelaue geförderte Ölmasse in Abhängigkeit der Bohrungseintrittsposition

Abbildung 5.10 zeigt für alle gerechneten Varianten die in das kleine Pleuelaue geförderte Ölmasse m_D . Es ist deutlich zu sehen, dass eine Vorverlagerung der Eintrittsposition eine signifikante Steigerung der Ölmasse hervorruft. Das Maximum liegt mit $m_D = 0,432 \text{ g}$ bei $\nu_E = 10^\circ$. Grund dafür ist der Winkel der Versorgungsbohrung ζ , der dazu führt, dass der

Schmierstoff in der Versorgungsbohrung nicht bei $\nu_E = 0^\circ$ den höchsten Beschleunigungseinfluss in Längsrichtung der Bohrung erfährt. Die Steigerung der geförderten Ölmasse von 29,30 % stellt einen sehr guten Wert dar, dem eine Verlegung der Ölzuführung in den hochbelasteten Bereich der Lagerschale als konstruktiver Nachteil gegenübersteht. Zur Entschärfung dieses Zielkonflikts können verschiedene Maßnahmen herangezogen werden. Bereits bei $\nu_E = 20^\circ$ tritt eine Steigerung der Ölmasse von 23,10 % auf. In diesem Bereich liegt der höchste Gradient vor, sodass sich mit dieser kleineren Winkeländerung der relativ gesehen größte Effekt erzielen lässt. Zusätzlich ist eine Kombination aus einer Änderung der Eintrittsposition im großen Pleuelauge und einer Änderung der Austrittsposition im Kurbelzapfen möglich, die den gleichen positiven Effekt einer gesteigerten Ölmasse bei einer Verringerung der geometrischen Verlagerung in den hochbelasteten Bereich der Pleuellagerschale zur Folge hat.

Eine Verlagerung der Eintrittsposition hinter die aktuelle Position des Versuchsträgers führt zu einem Abnehmen der förderbaren Ölmasse. Bei $\nu_E = 90^\circ$ wird eine Ölmasse von $m_D = 0,261$ g in das kleine Pleuelauge gefördert. Das entspricht einer Abnahme der Ölmasse von $-21,86$ %. Allgemein lässt sich festhalten, dass die förderbare Ölmasse eine deutliche Abhängigkeit von der wirkenden Beschleunigung während dem Fördervorgang aufweist. Liegen beide Schmierstoffzuführphasen in einem von der Beschleunigung in Hochrichtung umfassten Bereich, werden die höchsten Fördermassen erreicht.

Rückfluss in das große Pleuelauge

Abbildung 5.11 zeigt den Ölmassenstrom an den drei betrachteten Positionen der Versorgungsbohrung. Bei der ersten Phase kurz vor Z-OT ist die Zuführung des Schmierstoffs bei Loc 0.0 im Bereich $-30 \dots -15^\circ \text{KW}$ zu sehen. Bei Loc 0.5 und Loc 1.0 fällt die bewegte Masse zum Zuführzeitpunkt geringer aus, zusätzlich ist der unterstützende Beschleunigungseinfluss in dem Bereich $-75 \dots 60^\circ \text{KW}$ zu erkennen.

Bei dem anschließenden Wechsel der Beschleunigungsrichtung sinkt der Druck an Loc 1.0 ab und eine Rückflussbewegung in Richtung großes Pleuelauge findet auf Loc 0.5 und Loc 0.0 statt. Die Rückflussbewegung wird durch die zweite Schmierstoffzuführphase unterbrochen, die eine Umkehr der Schmierstoffflussrichtung erzwingt. Aufgrund dieser dynamischen Richtungsumkehr und der der Förderrichtung entgegenwirkenden Beschleunigung fällt die geförderte Masse an Loc 0.0 während der zweiten Schmierstoffzuführphase deutlich geringer aus als bei der ersten Phase. Während auf Loc 0.5 zunächst eine Befüllung der Bohrung zu erkennen ist, kehrt sich die Fließrichtung bei Ende der aktiven Versorgung bei 105°KW um und regt so die in dem gleichen Bereich beobachtbare Druckschwingung an. Auf Loc 1.0 ist keine deutliche Förderung in das kleine Pleuelauge zu erkennen.

Abbildung 5.12 zeigt den Ölmassenstrom an Position Loc 0.0. Ein Rückfließen an dieser Stelle bedeutet einen Schmierstoffverlust der Versorgungsbohrung zurück in das große Pleuelauge. Die relative Rückflussmasse $R_{\text{Loc}0.0,\text{rel.}}$ ist für die verschiedenen Varianten des Versorgungseintritts angegeben (integriert über einen Arbeitszyklus). Sie berechnet sich nach Gleichung 5.1 aus dem Quotienten der in das große Pleuelauge je Arbeitszyklus

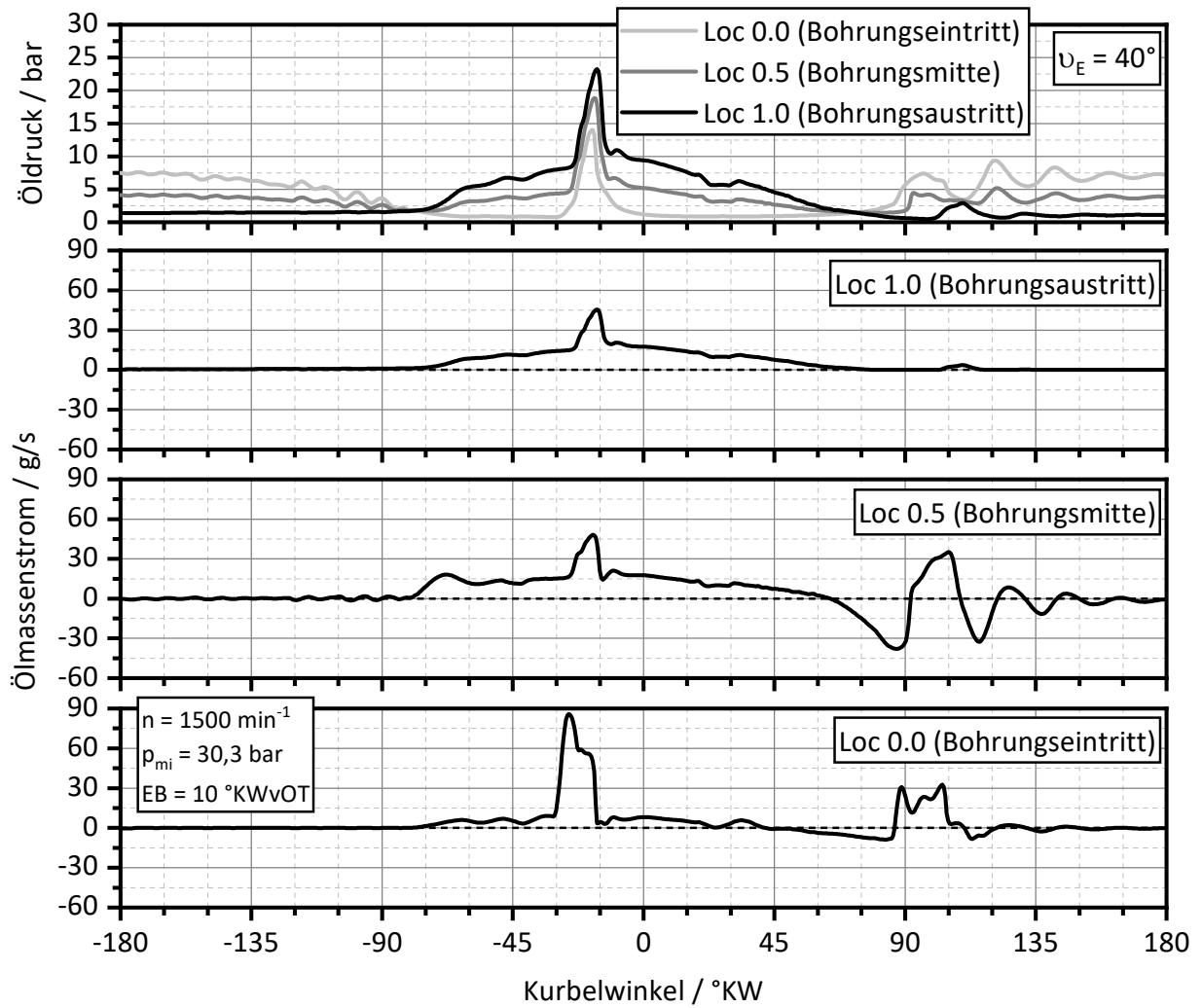


Abb. 5.11: Bewegung der Ölsäule in der Versorgungsbohrung um den Z-OT

zurückfließenden Masse m_R und der je Arbeitszyklus in das kleine Pleuelauge geförderten Masse m_D .

$$R_{Loc0.0,rel.} = \frac{m_R * 100}{m_D} \quad (5.1)$$

Bei $\nu_E = 0^\circ$ beträgt die relative Rückflussmasse $R_{Loc0.0,rel.} = -5,27\%$. Bei dieser Positionierung des Versorgungseintritts ist die relative Rückflussmasse unter den betrachteten Varianten am kleinsten. Aufgrund der günstigen Lage der zweiten Schmierstoffzuführphase in dem Bereich, in dem die Beschleunigung der Ölsäule in Motorhochrichtung zeigt, findet eine ausgeprägte Strömung in Richtung des kleinen Pleuelauges statt, der Rückfluss zeigt sich nur in einem kurzen negativen Ausschlag des Ölmassenstroms bei $-65^\circ KW$.

Bei $\nu_E = 20^\circ$ erhöht sich die relative Rückflussmasse auf $R_{Loc0.0,rel.} = -6,75\%$. Der Druckpeak aus der zweiten Schmierstoffzuführphase fällt kleiner aus, aufgrund der späteren Lage beginnt vor der zweiten Schmierstoffzuführphase ein Rückfließen in das große Pleuelauge.

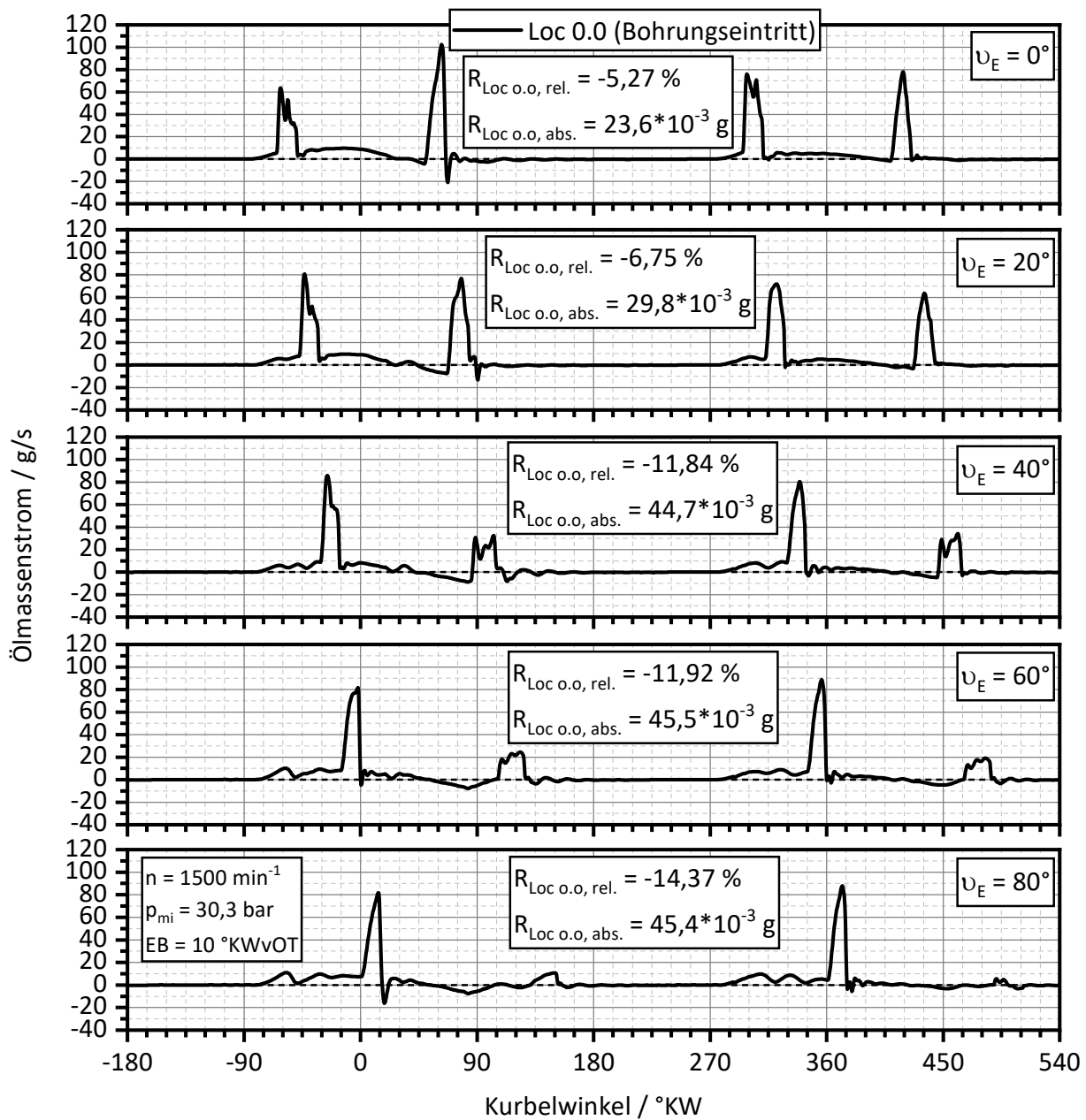


Abb. 5.12: Betrachtung der absoluten und relativen Rückflussmasse bei einer Variation der Eintrittsposition

Bei $\nu_E = 40^\circ$ verstärkt sich der Rückflussanteil auf $R_{Loc0.0,rel.} = -11,84\%$. Vor und nach der zweiten Schmierstoffzuführphase bei ca. $90^\circ KW$ bildet sich eine ausgeprägte Rückströmung aus, nach dem LW-OT beginnt ein Rückströmen vor der zweiten Schmierstoffzuführphase. Bei $\nu_E = 60^\circ$ verhält sich der Rückflussanteil mit $R_{Loc0.0,rel.} = -11,92\%$ ähnlich.

Bei $\nu_E = 80^\circ$ liegt mit $R_{Loc0.0,rel.} = -14,37\%$ die höchste relative Rückflussmasse der betrachteten Varianten vor. Die absolute Rückflussmasse erhöht sich in diesem Punkt nicht mehr, die relative Rückflussmasse steigt aufgrund der sinkenden Fördermasse in das

kleine Pleuelauge.

Die gewählte Darstellung zeigt noch einmal deutlich die im vorherigen Abschnitt angesprochene erzielbare Durchsatzsteigerung bei einer Verschiebung der Bohrungseintrittsposition zu einem früheren Kurbelwinkelbereich. Durch die bei früheren Bohrungseintrittswinkeln günstige Unterstützung der zweiten Schmierstoffzuführphase durch die Beschleunigung in Motorlängsrichtung steigert sich der einströmende Ölanteil während gleichzeitig der Rückflussanteil abnimmt.

Rückschlagventil

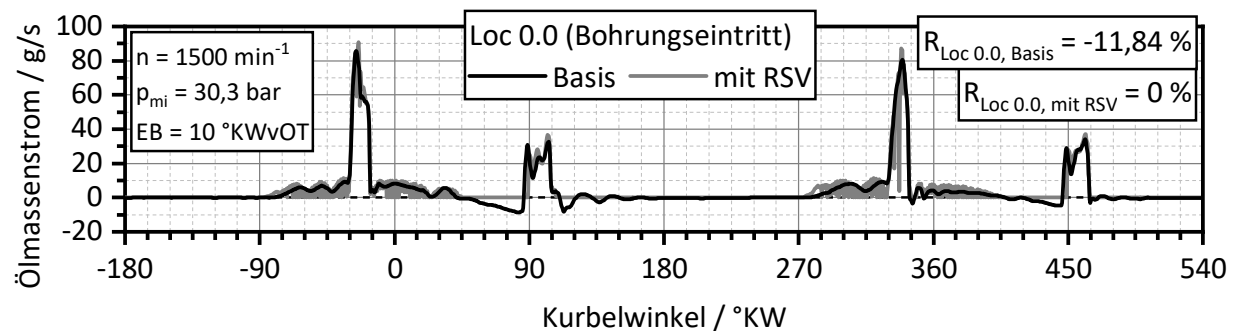


Abb. 5.13: Einfluss eines idealen Rückschlagventils auf den Massenstrom am Bohrungseintritt in das Pleuel

Um in einer idealisierten Betrachtung den Rückfluss von Schmieröl in das große Pleuelauge zu unterbinden, wird in dem Modell ein RSV (Rückschlagventil) eingesetzt. Abbildung 5.13 zeigt den Einfluss eines am Eintritt der Bohrung am großen Pleuelauge positionierten RSVs auf den Massenstrom an dem Bohrungseintritt in das Pleuel. Das RSV ist dabei ideal ohne Trägheit und Leckagen modelliert und stellt somit einen von einem Hardware-RSV abweichenden Idealfall dar. Es zeigt sich eine vollständige Unterbindung des Rückflusses in das große Pleuelauge mit dem RSV von zuvor $R_{Loc0.0,Basis} = -11,84\%$ auf $R_{Loc0.0,RSV} = 0\%$. Durch die ideale Modellierung des RSV ohne Trägheit kommt es zu einer hochfrequenten Oszillation im Grenzfall zwischen der Bedingung für ein Öffnen oder Schließen, die zu einem aufgefächerten Ölmassenstromband statt einer klaren Linie führt. Im relativen Vergleich der Durchsatzmassen ergibt sich eine Steigerung der Schmierstoffversorgung des Kolbenbolzens von 7,51 % durch den Einsatz des idealisierten RSV. Mit einem RSV kann also eine Verbesserung der Schmierungssituation erwartet werden, die in ihrer Ausprägung in Hardware von der Dichtigkeit und der Schließgeschwindigkeit des eingesetzten RSV abhängt. Aufgrund der Elastizität der Ölsäule und der dynamischen Vorgänge entlang der Bohrung kann die Verringerung des Rückflusses nicht vollständig in eine Steigerung der zum Kolbenbolzen geförderten Ölmasse umgesetzt werden. Der simulierte Fall stellt unter den gegebenen Randbedingungen ein Best-Case Szenario dar.

Bohrungsaustrittsposition

Abbildung 5.14 zeigt den Einfluss einer Variation der Austrittsposition auf die Druckverläufe in der Versorgungsbohrung. Der simulierte Austrittswinkel $\nu_A = 134^\circ$ entspricht

nahezu der Geometrie des Versuchsträgers, der einen Austrittswinkel von $\nu_A = 136^\circ$ aufweist (siehe Abbildung 3.1).

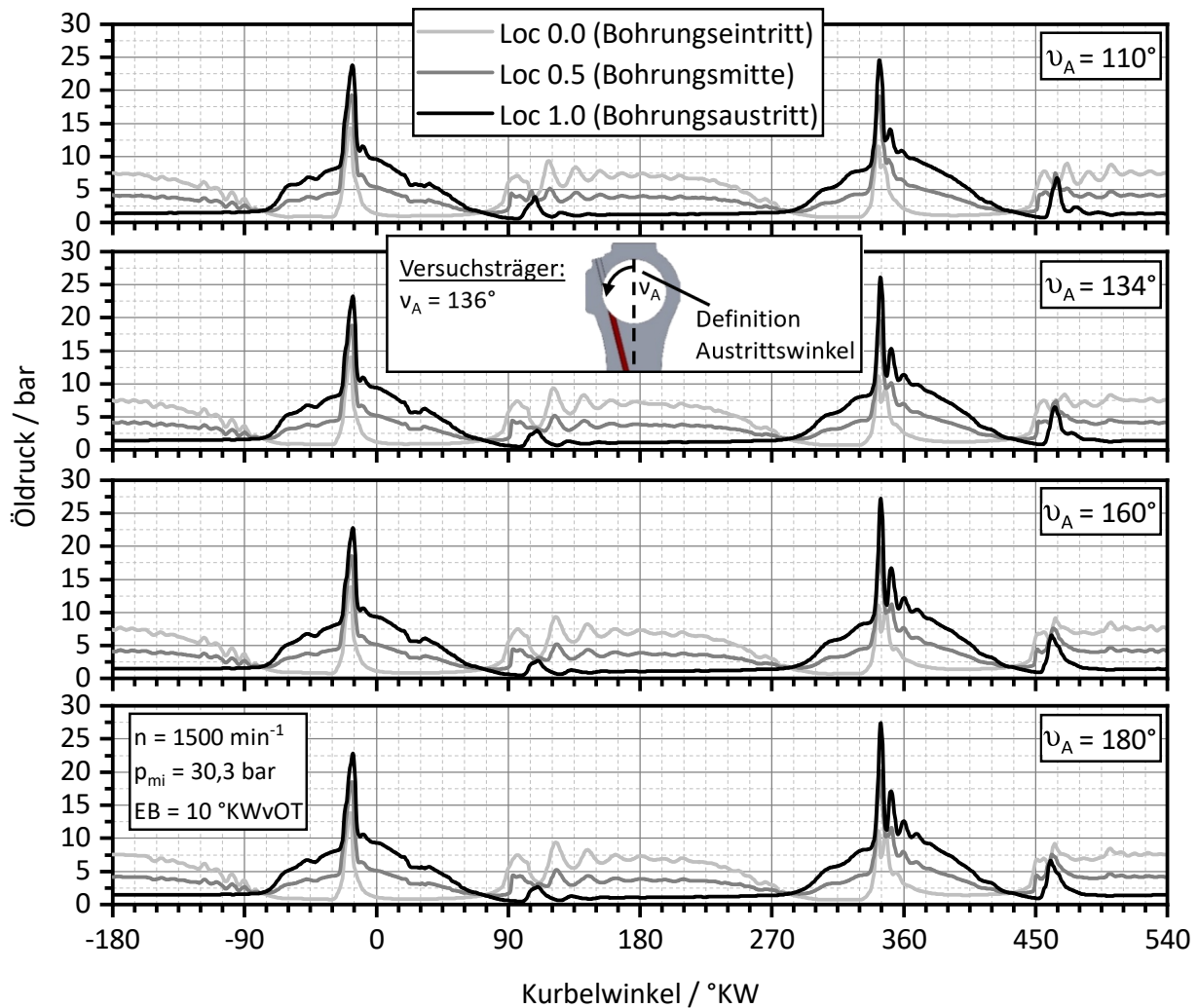


Abb. 5.14: Einfluss der Austrittsposition auf die Druckverläufe in der Bohrung

Im Vergleich zu der Variation der Eintrittsposition im kleinen Pleuelauge verändert eine Variation der Austrittsposition den Zeitpunkt der Schmierstoffzuführphasen nicht. Zusätzlich ist der Durchmesser des kleinen Pleuelauges um den Faktor 1,74 kleiner als der Durchmesser des großen Pleuelauges. Beide Faktoren bedingen eine kleinere zu erwartende Änderung der Schmierstoffversorgung bei einer Änderung der Austrittsposition im kleinen Pleuelauge. Dies ist in der Abbildung in den Druckverläufen zu erkennen. Das grundsätzliche Verhalten der Drücke ähnelt sich bei einer Verlegung weiter aus der Hauptbelastungszone heraus ($\nu_A = 110^\circ$) und einer Verlegung weiter in die Hauptbelastungszone hinein ($\nu_A = 160^\circ$ und $\nu_A = 180^\circ$).

Tabelle 5.2 zeigt für alle gerechneten Varianten die in das kleine Pleuelauge geförderte Masse m_D in g sowie die Differenz zu der Variante mit $\nu_A = 134^\circ$, die nahezu der tatsächlichen Lage im Versuchsträger entspricht. Wie anhand der sehr ähnlichen Druckverläufe

Tab. 5.2: Fördermasse m_D und Anteil des Fördervolumens an dem Bohrungsvolumen für verschiedene Bohrungsaustrittspositionen

ν_A in °	m_D in g	Differenz zu $\nu_A = 134^\circ$ in %
110	0,318	-4,46
134	0,334	0
160	0,331	-0,74
180	0,326	-2,25

zu erwarten, zeigen sich im Vergleich zu der Variation der Eintrittsposition nur geringe Änderungen der in das kleine Pleuelauge geförderten Ölmasse. Die größte Änderung zeigt sich dabei mit $-4,46\%$ bei $\nu_A = 110^\circ$. Die Abnahme des Durchsatzes kann auf eine ungünstigere Winkellage der Pleuelbohrung zu der versorgenden Bohrung in der Pleuelwelle zurückgeführt werden, die sich bei einer Verschiebung der Austrittsposition im kleinen Pleuelauge aus dem hochbelasteten Bereich heraus ergibt. Bei einer Verlagerung in den hochbelasteten Bereich hinein ergibt sich bei $\nu_A = 160^\circ$ eine leichte Abnahme der durchgesetzten Masse von $-0,74\%$. Bei einer weiteren Verlagerung der Austrittsposition auf $\nu_A = 180^\circ$ ist eine weitere leichte Abnahme von $-2,25\%$ zu verzeichnen. Aus den Daten kann geschlossen werden, dass sich die Austrittsposition bereits im für den Versuchsträger optimalen Bereich im kleinen Pleuelauge befindet.

5.3.3 Ölzuführung

Um eine Bewertung des Ölzuführkonzepts auf der Pleuelwellenseite vornehmen zu können, werden in dem Simulationsmodell zwei zusätzliche Varianten der Zuführbohrungen im Pleuelzapfen berechnet. Dazu wird jeweils eine der Zuführbohrungen im Pleuelzapfen im Modell entfernt, sodass nur über die jeweils erste oder zweite Schmierstoffzuführphase ein Eintrag von Schmieröl in die Bohrung des Pleuelschafts erfolgen kann. Mögliche Auswirkungen der geänderten Schmierstoffzuführung auf den Betrieb des Pleuellagers werden dabei nicht untersucht.

Abbildung 5.15 zeigt jeweils am Bohrungsaustritt des Pleuels den Einfluss der beiden Varianten auf die Versorgung der Lagerung im kleinen Pleuelauge. Steht nur eine Schmierstoffzuführphase für die Lagerversorgung zur Verfügung, zeigt sich erwartungsgemäß ein Rückgang der Öldrücke. Gleichzeitig steigen die freien Gasanteile in der Bohrung an. Während bei Schmierstoffzuführphase 1 eine Ölmasse von $m_D = 0,263\text{ g}$ in das kleine Pleuelauge gefördert wird, sinkt die Ölmasse bei Schmierstoffzuführphase 2 auf $m_D = 0,223\text{ g}$ ab, was auch an den Druckverläufen erkennbar ist. Im Vergleich zu der geförderten Ölmasse mit beiden Schmierstoffzuführphasen von $m_D = 0,334\text{ g}$ ergibt sich eine prozentuale Verringerung der geförderten Ölmasse von $-21,26\%$, wenn das System nur von Schmierstoffzuführphase 1 versorgt wird und eine prozentuale Verringerung von $-33,23\%$, wenn das System nur von Schmierstoffzuführphase 2 versorgt wird. Insbesondere bei der Versorgung nur mit Schmierstoffzuführphase 2 steigt der freie Gasanteil deutlich an, was auf eine schlechte Bohrungsfüllung schließen lässt. Dabei steigt das Risiko einer Förderung von Ölschaum

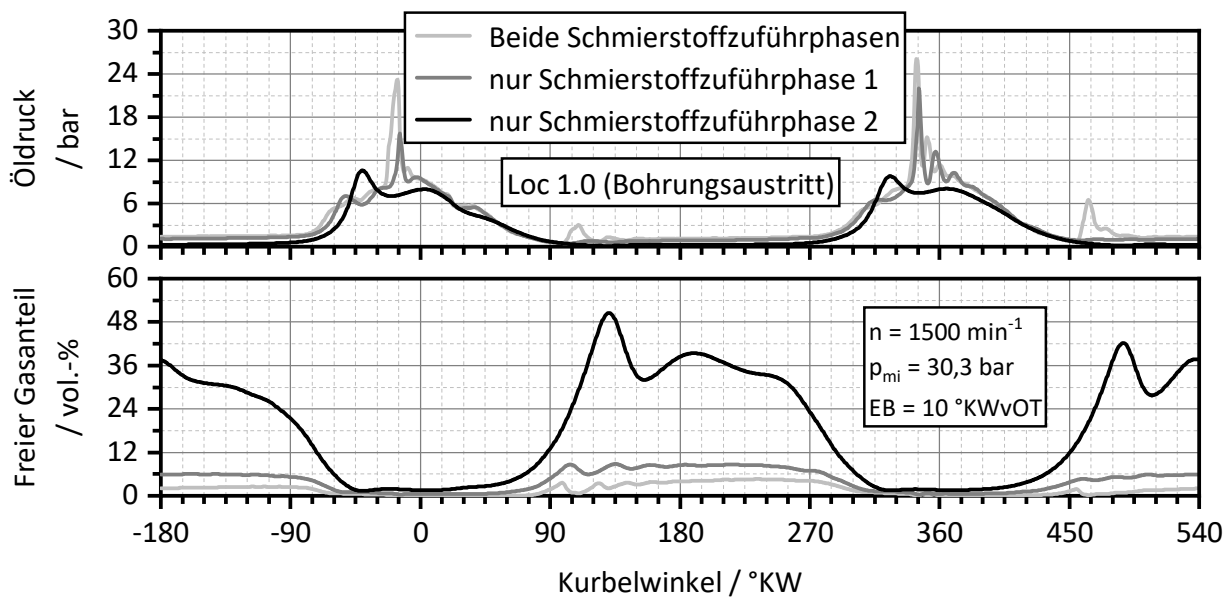


Abb. 5.15: Einfluss der Ausführung der Ölzuführung auf die Druckverläufe und die freien Gasanteile an dem Austritt zum kleinen Pleuelauge

in das kleine Pleuelauge und somit einer Verringerung der minimalen Schmierfilmdicke in der Lagerstelle. Im Ergebnis zeigt sich damit, dass auch eine Schmierstoffzuführphase je Motorumdrehung eine stabile Ölsäule und damit eine Versorgung des Kolbenbolzens sicherstellen kann. Voraussetzung ist eine durch die Beschleunigung in Motorhochrichtung begünstigte Lage der Schmierstoffzuführphase im Zyklus. Grundsätzlich wird mit mehreren Schmierstoffzuführphasen ein höherer Öldurchsatz zum Kolbenbolzen erreicht.

5.3.4 Drehrichtung

Abbildung 5.16 zeigt den Verlauf der Öldrücke in der Versorgungsbohrung im Pleuel bei umgekehrter Drehrichtung. Dieser Fall kann eintreten, wenn bei einem V-Motor auf beiden Bänken baugleiche schräg geteilte Pleuel eingesetzt werden und die Zugänglichkeit der Pleuelkappenschrauben eine seitenverkehrte Montage erforderlich macht. Auch bei einem Rückwärtslauf dafür geeigneter Motoren im maritimen Bereich kann der Fall eintreten.

Wie in der Abbildung zu erkennen, verschieben sich die Schmierstoffzuführphasen relativ zum Motorzyklus durch die Änderung der Drehrichtung für das betrachtete Pleuel in Richtung früh. Dabei kommt die erste Schmierstoffzuführphase in einen Bereich kurz vor -90°KW , in dem eine der Flussrichtung des Schmieröls entgegenwirkende Ölsäulenbeschleunigung vorherrscht. Die zweite Schmierstoffzuführphase liegt in einem Bereich ab ca. 16°KW und ist durch die unterstützende Beschleunigung der Ölsäule in Richtung kleines Pleuelauge besser für eine Ölförderung in das kleine Pleuelauge geeignet. Über den Motorzyklus sinkt die geförderte Ölmasse bei einer Drehrichtungsumkehr von $m_D = 0,335\text{ g}$ (rechtsdrehend, Basis) auf $m_D = 0,310\text{ g}$ (linksdrehend, Variante) ab, was einer prozentualen Verringerung von $-7,46\%$ entspricht. Aufgrund des großen Einflusses der Drehrichtung

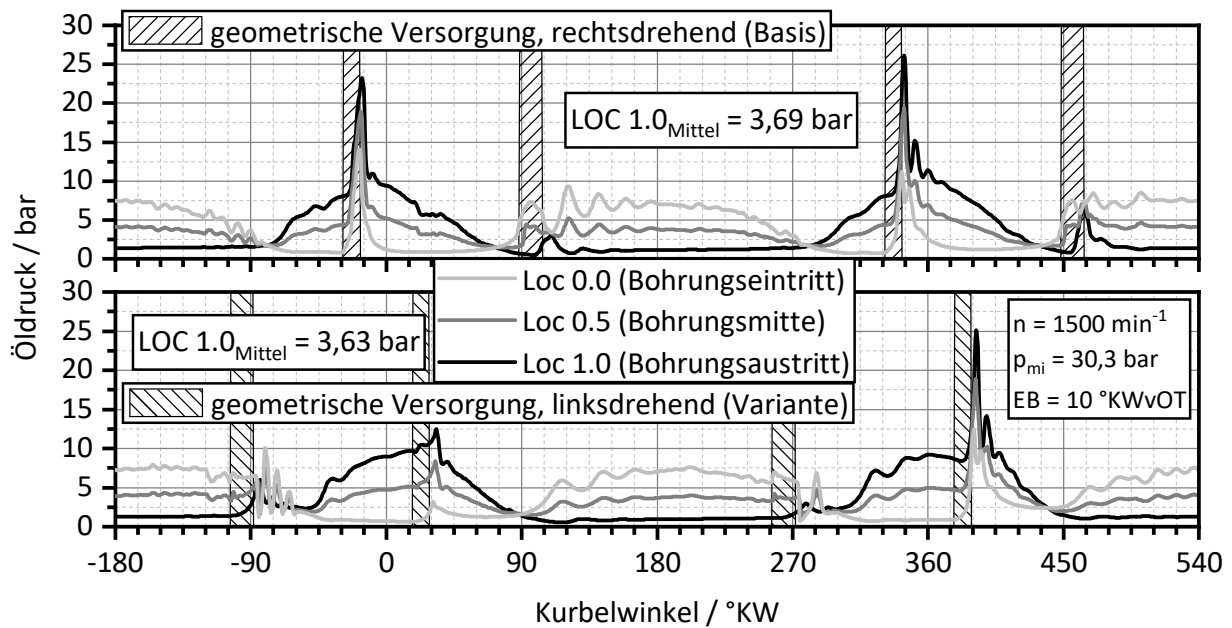


Abb. 5.16: Einfluss der Drehrichtung des Pleuels auf die Öldrücke in der Versorgungsbohrung

auf die Druckdynamik sollte bei einer Optimierung der Bohrungslage berücksichtigt werden, ob das Pleuel in beiden Drehrichtungen zum Einsatz kommen soll.

5.4 Zusammenfassung der simulativ ermittelten Einflüsse

Eine Erhöhung des Bohrungsdurchmessers erhöht die Fördermasse in das kleine Pleuelauge und verbessert die Füllung der Versorgungsbohrung, die Fördermasse skaliert dabei annähernd linear mit dem Bohrungsdurchmesser. Eine Verschiebung der Eintrittsposition im Pleuellager in den hochbelasteten Bereich steigert den Durchsatz mit dem höchsten Gradient bei einer Verschiebung um -20° . Konstruktiv kann auch der Austritt im Pleuelzapfen verschoben werden, um die gleiche Wirkung zu erreichen ohne den Nachteil der Verschiebung in den hochbelasteten Bereich. Die Lage der Bohrungseintrittsposition beeinflusst hauptsächlich die wirkende Beschleunigung während der Versorgung und damit auch den Anteil des in das Pleuellager rückfließenden Öls. Bei Einsatz einer Rückflusssperre in Form eines idealisierten RSV zeigt sich, dass eine Verringerung der Rückflussmasse aufgrund der dynamischen Vorgänge nicht in vollem Umfang in einer Zunahme der Fördermasse resultiert. Die Austrittsposition im kleinen Pleuelauge zeigt nur einen untergeordneten Einfluss auf die Fördermasse. Wird das System mit nur einer Schmierstoffzuführphase betrieben, verringert sich die Fördermasse, insbesondere wenn die Zuführphase in einem Bereich mit entgegen der Flussrichtung verlaufender Ölsäulenbeschleunigung liegt. Eine Umkehr der Drehrichtung beeinflusst die Fördermasse aufgrund der Änderung der Schmierstoffzuführphasenlage im Motorzyklus und sollte daher bei der Auslegung berücksichtigt werden.

6 Zusammenfassung und Ausblick

Innerhalb dieser Arbeit wurden messtechnische Untersuchungen des Rotationsverhaltens des Kolbenbolzens, der aktiven Schmierstoffversorgung in der Zuführbohrung im Pleuelschaft sowie des Deformationsverhaltens des kleinen Pleuelauges durchgeführt. Neben Messungen an dem Basissystem wurden zwei Hardwarevarianten untersucht. Die Messungen wurden durch eine begleitende FE-Analyse und simulative Variantenuntersuchungen mit einem 1D-Simulationsmodell ergänzt. Die Erkenntnisse dieser Arbeit erweitern den Stand der Technik um bisher nicht verfügbare Daten an einem schnelllaufenden Dieselmotor mit $V_h = 5,17 \text{ L}$ und $p_{\max} = 220 \text{ bar}$. Zusätzlich wurde eine neuartige Messmethode mit einem GMR-Sensor zur Erfassung der Kolbenbolzenrotation angewendet.

Das Rotationsverhalten des Kolbenbolzens mit aktiver Schmierstoffversorgung ist eine Bewertungsmöglichkeit für die Verschleißmechanismen in unterschiedlichen Betriebspunkten. Das Verständnis der Sensitivität der Kolbenbolzenrotation hinsichtlich verschiedener motorischer Randbedingungen stellt daher eine wichtige Basis für die Entwicklung von schwimmenden Kolbenbolzenlagerungen mit einer solchen Schmierstoffzuführung dar.

Die Messergebnisse zeigen eine ausgeprägte Abhängigkeit der Kolbenbolzenrotation von verschiedenen Parametern. Neben dem Einfluss der Lagerspiele und Materialreibungswerte in Kolbennaben und kleinem Pleuelaug sowie weiterer geometrischer Randbedingungen (Lagerbreite und spezielle Einflüsse wie beispielsweise eine Formbohrung in den Kolbennaben), sind insbesondere das Wechselspiel von Massen- und Gaskraft im gefeuerten und geschleppten Betrieb zu nennen. An dem untersuchten Versuchsträger zeigte sich eine deutliche Abhängigkeit der Kolbenbolzenrotation von der Anlage des Kolbenbolzens im unteren oder oberen Teil des kleinen Pleuelauges und den sich damit einstellenden unterschiedlichen Flächenpressungen in kleinem Pleuelaug und den Kolbennaben, bei denen die jeweilige Richtung der Kraftabstützung des Kolbenbolzens berücksichtigt werden muss. Der Versuchsträger zeigte in den für den Betrieb relevanten Betriebspunkten unter Last ausschließlich eine Rotationsrichtung des Kolbenbolzens entgegen der Rotationsrichtung der Kurbelwelle, die aus der Pleuelbewegung um Z-OT und LW-OT angeregt wird. Zusätzlich zeigte sich ein deutlicher Einfluss der Deformation des Kolbenbolzens, der bei hohen Lasten über lokal hohe Flächenlasten an den Rändern des kleinen Pleuelauges die Reibungsverhältnisse zusätzlich beeinflussen kann. Der beobachtete Effekt kann durch eine gleichmäßigere Verteilung des Anpressdrucks in den Kolbennaben durch eine Formbohrung zusätzlich verstärkt werden.

Motorische Randbedingungen wie das Galeriedruckniveau, das Fördervolumen der Kolbenspritzdüse und die Motoröltemperatur zeigten einen konsistenten Einfluss auf die Reibverhältnisse in kleinem Pleuelaug und Kolbennaben, die jeweils eine Beschleunigung oder Abbremsung der rotatorischen Bewegung des Kolbenbolzens zur Folge hatten. Eine tribologische Analyse zeigte eine Sommerfeldzahl im Mischreibungsbereich von $SO = 272,6$ im Reibkontakt Kolbenbolzen-Kolbennaben bei einer konstanten Drehzahl des Kolbenbolzens von $n_B = 37,5 \text{ min}^{-1}$ und einen niedrigen Reibwert am Übergang zwischen Mischreibung und Flüssigkeitsreibung bei einer Bremsbewegung des Kolbenbolzens von $\mu_B = 0,0006$.

Die Untersuchung einer Pleuellagerschale mit erweiterter Versorgungsnut zeigte eine Verbesserung des Schmierzustands im kleinen Pleuelauge unter Last, die eine Abnahme der Rotation des Kolbenbolzens um $\phi_{B,Zyklus} = -1,24^\circ \text{BW}$ zur Folge hat. Im geschleppten Zustand wurde ein erhöhter Rückflussverlust in das große Pleuelauge beobachtet, der auf eine Abhängigkeit der geförderten Schmierstoffmasse von der Spaltgeometrie am Eintritt in die Versorgungsbohrung hindeutet. Eine Steigerung der Rotation des Kolbenbolzens um $\phi_{B,Zyklus} = 0,63^\circ \text{BW}$ ist die Folge. Die Untersuchung einer Verringerung des Durchflussquerschnitts durch einen Klemmstopfen deutet aufgrund des schwachen Einflusses der Querschnittsverringering auf geringe Ölmassenströme in der Versorgungsbohrung innerhalb eines Arbeitsspiels hin.

Ein mit den Hardwareparametern des Versuchsträgers erstelltes 1D-Simulationsmodell wurde anhand von Messdaten abgeglichen. Ein deutlicher Einfluss der Löse- und Entlösezeiten von Gas in dem modellierten Öl konnte beobachtet werden. Das finale Modell zeigte eine gute Übereinstimmung zu den Messdaten bei einer Abweichung des mittleren Druckniveaus von $-4,4\%$. Der erwartete Einfluss der radialen Kolbenbolzenbewegung auf die Druckverläufe in der Versorgungsbohrung konnte durch die Simulationsdaten bestätigt werden. Eine Variation des Bohrungsdurchmessers zeigte eine Zunahme der geförderten Ölmasse in das kleine Pleuelauge mit dem Durchmesser um $18,4\%$ bei einer Durchmesserzunahme von 8 mm auf 12 mm . Aus dem bei dem gleichen Durchmessersprung relativ zu dem Bohrungsvolumen sinkenden Fördervolumen und der gleichzeitigen Abnahme des freien Luftanteils in der Bohrung konnte auf eine verbesserte Bohrungsfüllung und somit verbesserte Qualität des in das kleine Pleuelauge geförderten Schmierstoffs bei größeren Bohrungsdurchmessern geschlossen werden. Eine Variation der Eintrittsposition der Versorgungsbohrung im großen Pleuelauge zeigte die starke Abhängigkeit der Fördermasse in das kleine Pleuelauge von der in der jeweiligen Schmierstoffzuführphase auf die Ölsäule wirkenden Beschleunigung aus dem Kurbeltrieb. Es zeigte sich eine Erhöhung der Fördermasse bei einer Verlegung des Eintritts in Richtung des hochbelasteten Bereichs der oberen Pleuellagerschale von bis zu $29,3\%$. Dabei wurde der bei ungünstigen geometrischen Lagen höhere Anteil des in das große Pleuelauge rückfließenden Schmierstoffs als wichtige Größe bei dem Design einer aktiven Schmierstoffversorgung in das kleine Pleuelauge identifiziert. Es konnte gezeigt werden, dass ein Rückschlagventil grundsätzlich geeignet sein kann, den Rückfluss in das große Pleuelauge zu unterbinden, sofern der Beschleunigungseinfluss auf das Ventil Berücksichtigung findet. Eine Variation der Austrittsposition der Versorgungsbohrung in das kleine Pleuelauge zeigte im Vergleich zu der Eintrittsposition nur einen schwachen Einfluss auf die geförderte Schmierstoffmasse von bis zu $-4,46\%$. Eine Variation der Zuführgeometrie im Kurbelzapfen bestätigte eine höhere Schmierstoffförderung in das kleine Pleuelauge bei mehreren Schmierstoffzuführbohrungen im Kurbelzapfen. Es konnte gezeigt werden, dass mit einer einzelnen Zuführbohrung im Kurbelzapfen abhängig von der während der Schmierstoffzuführung wirkenden Richtung der Beschleunigung auf die Ölsäule in der Versorgungsbohrung qualitativ deutlich variierende Ergebnisse erreicht werden können (Abnahme der Fördermasse um $-21,26\%$ bzw. $-33,23\%$). Das Ergebnis deckt sich mit einer Betrachtung der umgekehrten Drehrichtung an dem ansonsten baugleichen Pleuel, bei dem aufgrund der geänderten Versorgungszeitpunkte eine Abnahme der Schmierstoffförderung in das kleine Pleuelauge von $-7,46\%$ beobachtet werden konnte.

Literaturverzeichnis

- [1] G. P. Merker und R. Teichmann. *Grundlagen Verbrennungsmotoren*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2019. 1497 S. ISBN: 978-3-658-23556-7. DOI: 10.1007/978-3-658-23557-4.
- [2] C. Teetz. “Schnelllaufende Hochleistungsdieselmotoren”. In: *Handbuch Dieselmotoren*. Hrsg. von H. Tschöke, K. Mollenhauer und R. Maier. Springer Reference Technik. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2018, S. 1033–1048. ISBN: 978-3-658-07696-2. DOI: 10.1007/978-3-658-07697-9_66.
- [3] R. van Basshuysen und F. Schäfer. *Handbuch Verbrennungsmotor*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2017. 1409 S. ISBN: 978-3-658-10901-1. DOI: 10.1007/978-3-658-10902-8.
- [4] U. Dohle. “Zukunftsperspektiven für Großmotoren”. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* (2014), S. 66–71. ISSN: 0024-8525.
- [5] E. Eckermann, W. Treue und S. Zima. *Technikpionier Karl Maybach*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2021. 562 S. ISBN: 978-3-658-25117-8. DOI: 10.1007/978-3-658-25118-5.
- [6] G. Figer, K. Schmidleitner, M. Schönbacher und T. Kammerdiener. “300 bar Spitzendruck für eine neue Generation von Diesel- und Gasmotoren”. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 80.6 (2019). PII: 36, S. 70–75. ISSN: 0024-8525. DOI: 10.1007/s35146-019-0036-z.
- [7] R. D. Reitz u. a. “IJER editorial: The future of the internal combustion engine”. In: *International Journal of Engine Research* 21.1 (2020), S. 3–10. ISSN: 1468-0874. DOI: 10.1177/1468087419877990.
- [8] M. Bach, R. Bauder, A. Fröhlich, W. Hatzist, H. Hoffmann, H. Marckwardt und H.-W. Pölzl. “Audi 4.0 V8-TDI”. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 64.9 (2003). PII: BF03227118, S. 672–685. ISSN: 0024-8525. DOI: 10.1007/BF03227118.
- [9] S. Pischinger. *Vorlesungsumdruck Verbrennungskraftmaschinen: Konstruktion und Mechanik*. 33. Aufl. Aachen, 2021.
- [10] J. Affenzeller und H. Gläser. *Lagerung und Schmierung von Verbrennungsmotoren*. Wien: Springer, 1996.
- [11] E. Mölle. *Die Entwicklung des modernen Diesel-Kolbens in Theorie und Praxis*. Scheveningen, 1965.
- [12] H. Tschöke, K. Mollenhauer und R. Maier, Hrsg. *Handbuch Dieselmotoren*. Springer Reference Technik. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2018. ISBN: 978-3-658-07696-2. DOI: 10.1007/978-3-658-07697-9.
- [13] K. Schlaefke. “Zur Berechnung von Kolbenbolzen”. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 1.4 (1940). ISSN: 0024-8525.

- [14] MAHLE International GmbH. *Zylinderkomponenten. Eigenschaften, Anwendungen, Werkstoffe*. 2nd ed. ATZ/MTZ-Fachbuch Ser. GmbH, MAHLE International (VerfasserIn). Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, 2015. 149 S. ISBN: 9783658095468. URL: <https://ebookcentral.proquest.com/lib/kxp/detail.action?docID=4100659>.
- [15] E. Köhler und R. Flierl. *Verbrennungsmotoren*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2019. 669 S. ISBN: 978-3-658-24540-5. DOI: 10.1007/978-3-658-24541-2.
- [16] R. Zhang, Q. Zou, G. Barber, B. Zhou und Y. Wang. “Scuffing Test Rig for Piston Wrist Pin and Pin Bore”. In: *SAE International Journal of Fuels and Lubricants* 8.1 (2015), S. 16–20. ISSN: 1946-3960. DOI: 10.4271/2015-01-0680.
- [17] F. Shi. “An Analysis of Floating Piston Pin”. In: *SAE International Journal of Engines* 4.1 (2011), S. 2100–2105. ISSN: 1946-3944. DOI: 10.4271/2011-01-1407.
- [18] Z. Antonic, N. Nikolic und D. Radomirovic. “On the influence of a pin type on the friction losses in pin bearings”. In: *Mechanism and machine theory* 46.7 (2011), S. 975–985.
- [19] International Organization for Standardization, Hrsg. *ISO 18669-1: Internal combustion engines - Piston pins - Part 1: General specifications*. 2021.
- [20] I. Etsion, G. Halperin und E. Becker. “The effect of various surface treatments on piston pin scuffing resistance”. In: *Wear* 261.7-8 (2006). PII: S0043164806000330, S. 785–791. ISSN: 0043-1648. DOI: 10.1016/j.wear.2006.01.032.
- [21] J. H. Seo, J. Y. Kim, S. U. Park, H. C. Kim, B. C. Na und D. S. Lim. “Tribological Characteristics of Surface Treatment for Piston Pin”. In: *Advanced Materials Research* 79-82 (2009), S. 2199–2202. DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMR.79-82.2199.
- [22] K.-i. Kohashi, Y. Kimura, M. Murakami und Y. Drouvin. “Analysis of Piston Friction in Internal Combustion Engine”. In: *SAE International Journal of Fuels and Lubricants* 6.3 (2013), S. 589–593. ISSN: 1946-3960. DOI: 10.4271/2013-01-2515.
- [23] M. Maurizi und D. Hrdina. “New MAHLE Steel Piston and Pin Coating System for Reduced TCO of CV Engines”. In: *SAE International Journal of Commercial Vehicles* 9.2 (2016), S. 270–275. ISSN: 1946-3928. DOI: 10.4271/2016-01-8066.
- [24] S. Usui, H. Kato, H. Nakajima und K. Shimokawa. “Effect of Diamond-Like Carbon Coating on Anti-Scuffing Characteristics of Piston Pins”. In: *SAE Technical Paper Series*. WCX SAE World Congress Experience. SAE Technical Paper Series. SAE International 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2019. DOI: 10.4271/2019-01-0184.
- [25] Glyco. *Gleitlager - Technisches Handbuch*. 17 S.
- [26] Daido Metal. *General Catalog - Metal and Polymer Bearings*. 2017.

-
- [27] D. M. Saxton. “Lead-Free Replacements for SAE 792 in Bushing Applications”. In: *SAE Technical Paper Series*. SAE 2006 World Congress & Exhibition. SAE Technical Paper Series. SAE International 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2006. DOI: 10.4271/2006-01-1097.
- [28] S. Yin und W. J. Qin. “The Optimization of Small End Bushings of Connecting-Rod in Heavy-Load Diesel Engines”. In: *Applied Mechanics and Materials* 556-562 (2014), S. 1215–1219. DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMM.556-562.1215.
- [29] J. Xiao, W. Qin und S. Xu. “Interference and thickness design of bushing of connecting rod small end for Anti-loosening”. In: *Engineering Failure Analysis* 127 (2021). PII: S1350630721004179, S. 105556. ISSN: 13506307. DOI: 10.1016/j.engfailana.1.2021.105556.
- [30] J. Liu, J. Xiang, W. Qin und Z. Zuo. “Effect of temperature increase on the looseness of connecting rod small end bushing”. In: *Engineering Failure Analysis* 138 (2022). PII: S1350630722001698, S. 106195. ISSN: 13506307. DOI: 10.1016/j.engfailana.1.2022.106195.
- [31] H. Gläser. *Schäden an Gleit- und Wälzlagerungen*. 1. Aufl. Berlin: Verl. Technik, 1990. 112 S. ISBN: 3341007989.
- [32] Mahle GmbH. *Kolben und motorische Erprobung*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2015. 321 S. ISBN: 978-3-658-09557-4. DOI: 10.1007/978-3-658-09558-1.
- [33] J. Meiser, T. Deuß, H. Ehnis und R. Künzel. “Reibleistungsmessungen am befeuerten Ottomotor – Einfluss konstruktiver Maßnahmen an der Kolbennabe”. In: *Reibungsminimierung im Antriebsstrang 2016*. Hrsg. von J. Liebl. Proceedings. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2017, S. 203–212. ISBN: 978-3-658-19520-5. DOI: 10.1007/978-3-658-19521-2_11.
- [34] M. Gairing, C. von Eberan-Eberhorst, B. Behring, P. van Donkelaar, R. Freitag, O. Parr, H. Spelsberg, F. Veuhoff, G. Vögtle und D. Voigt. *Schmierung von Verbrennungskraftmaschinen. Entwicklung und aktueller Stand ; mit 82 Tabellen*. 2., völlig Neubearb. Aufl. Bd. 361. Kontakt & Studium. Renningen: expert-Verl., 2002. 348 S. ISBN: 3816919901.
- [35] K. Backhaus, S. Umbach und F. Klünder. *Gleitlagerkavitation. [Vorhaben Nr. 934], Designrichtlinien zur kavitationssicheren Auslegung von Motorengleitlagern ; Abschlussbericht*. Bd. H. 931. Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V. Backhaus, K (Verfasser) Umbach, S (Verfasser) Klünder, F (Verfasser). Frankfurt, M.: FVV, 2011. 60 S.
- [36] R. Stribeck. “Die wesentlichen Eigenschaften der Gleit- und Rollenlager”. In: *Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure* 46 (1902), S. 1341–1348.
- [37] H. Czichos und K.-H. Habig, Hrsg. *Tribologie-Handbuch. Tribometrie, Tribomaterialien, Tribotechnik*. 5., überarbeitete und erweiterte Auflage. Czichos, Horst (Herausgeber) Habig, Karl-Heinz (Herausgeber). Wiesbaden und Heidelberg: Springer Vieweg, 2020. 825 S. ISBN: 978-3-658-29483-0. DOI: 10.1007/978-3-658-29484-7.

- [38] H. Wittel, C. Spura und D. Jannasch. *Roloff/Matek Maschinenelemente*. 25. Auflage. Wittel, Herbert (VerfasserIn) Spura, Christian (VerfasserIn) Jannasch, Dieter (VerfasserIn) Roloff, Hermann (BegründerIn eines Werks) Matek, Wilhelm (BegründerIn eines Werks). Wiesbaden: Springer Vieweg, 2021. XXIV Seiten, Seiten 3-924, Seiten 1269-1303. ISBN: 978-3-658-34159-6. DOI: 10.1007/978-3-658-34160-2.
- [39] L. Deters. “Reibung, Verschleiß und Schmierung”. In: *Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2*. Hrsg. von B. Sauer. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2018, S. 1–68. ISBN: 978-3-642-39502-4. DOI: 10.1007/978-3-642-39503-1_1.
- [40] Motorservice Technical Market Support. *Kolbenschäden - erkennen und beheben*. Hrsg. von MS Motorservice International GmbH. 2015.
- [41] N. Gebhardt und J. Weber. *Hydraulik - Fluid-Mechatronik. Grundlagen, Komponenten, Systeme, Messtechnik und virtuelles Engineering*. 7. Auflage. Gebhardt, Norbert (HerausgeberIn) Weber, Jürgen (HerausgeberIn) Will, Dieter (BegründerIn eines Werks). Berlin: Springer Vieweg, 2020. 652 S. ISBN: 978-3-662-60663-6. DOI: 10.1007/978-3-662-60664-3.
- [42] A. PHILIPP und W. LAUTERBORN. “Cavitation erosion by single laser-produced bubbles”. In: *Journal of Fluid Mechanics* 361 (1998). PII: S0022112098008738, S. 75–116. ISSN: 0022-1120. DOI: 10.1017/S0022112098008738.
- [43] H. Rieger. *Kavitation und Tropfenschlag*. Beiträge zur Werkstoffkunde und Werkstofftechnik. Karlsruhe: Werkstofftechn. Verlagsges., 1977. 231 S.
- [44] K. Sommer, R. Heinz und J. Schöfer. *Verschleiß metallischer Werkstoffe. Erscheinungsformen sicher beurteilen; mit zahlreichen Tabellen*. 2., korrigierte und erg. Aufl. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2014. 604 S. ISBN: 978-3-8348-2463-9.
- [45] K. Schmitz und H. Murrenhoff. *Umdruck zur Vorlesung Grundlagen der Fluidtechnik / Hubertus Murrenhoff*. vollständig neu bearbeitete Auflage. Bd. 002. Reihe Fluidtechnik U. Schmitz, Katharina (VerfasserIn) Murrenhoff, Hubertus (VerfasserIn). Aachen: Shaker, 2018. 409 S. ISBN: 9783844062465.
- [46] D. Findeisen und S. Helduser. *Ölhydraulik. Handbuch der hydraulischen Antriebe und Steuerungen*. 6. Aufl. 2015. VDI-Buch. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2015. 1011 S. ISBN: 9783642549090. URL: <http://nbn-resolving.org/urn:nbn:de:bsz:31-epflicht-1568481>.
- [47] F. Maaßen. “Pleuellagerbetrieb bei verschäumtem Schmieröl”. Dissertation. RWTH Aachen, 1997.
- [48] J. Schmauder und M. Kroener. *Untersuchungen über Luftaufnahme und -abgabe von Motorölen an einer Motorattrappe. Vortrag, gehalten auf d. Techn. Arbeitstagung Hohenheim, am 21. März 1985*. Bd. Jg. 30,9. Mineralöltechnik. Schmauder, Joachim (Verfasser) Kroener, Matthias (Verfasser). Hamburg: Beratungsges. für Mineralöl-Anwendungstechnik, 1985. 23 S.

- [49] F. Peters und R. Honza. "A benchmark experiment on gas cavitation". In: *Experiments in Fluids* 55.8 (2014). PII: 1786. ISSN: 0723-4864. DOI: 10.1007/s00348-014-1786-5.
- [50] D. Hörner. *Luft-Aufnahme- und -Abgabeverhalten (LAAV) von Getriebeölen und Hydraulikflüssigkeiten. Vortrag, gehalten auf d. Techn. Arbeitstagung Hohenheim, am 19. März 1980.* Bd. Jg. 25. 1980,6. Mineralöltechnik. Hörner, Dietrich (Verfasser). Hamburg: Beratungsges. für Mineralöl-Anwendungstechnik mbH, 1980. 25 S.
- [51] B. Ni und J. Pieprzak. "Transportation and Transformation of Air Bubbles in Aerated Oil through an Engine Lubrication System". In: *SAE Technical Paper Series*. 2004 Powertrain & Fluid Systems Conference & Exhibition. SAE Technical Paper Series. SAE International400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2004. DOI: 10.4271/2004-01-2915.
- [52] W. Hannibal, B. Kirsch, R. Otto, P. Hermanto, B. Bode, S. Hausner, H. Brehler, H. Conrad und T. Hentschel. "Messtechnische Ermittlung der Kennfelder von Ölpumpen und Einbindung der Kennfelder in die Simulation des Ölhaushaltes von Verbrennungskraftmaschinen". In: *Simulation und Test 2018*. Hrsg. von J. Liebl. Proceedings. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2019, S. 11–47. ISBN: 978-3-658-25293-9. DOI: 10.1007/978-3-658-25294-6_2.
- [53] U. J. Möller und J. Nassar. *Schmierstoffe im Betrieb. Mit 351 Tabellen.* 2. Aufl. ExxonMobil. Berlin und Heidelberg: Springer, 2002. 873 S. ISBN: 978-3-642-62620-3. DOI: 10.1007/978-3-642-56379-9.
- [54] F. Koch, T. Hardt und F. Haubner. "Oil Aeration in Combustion Engines - Analysis and Optimization". In: *SAE Technical Paper Series*. SAE 2001 World Congress. SAE Technical Paper Series. SAE International400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2001. DOI: 10.4271/2001-01-1074.
- [55] P. Theisen, B. Hammermueller, D. Hanciogullari und K. Orłowsky. "Gas Content in Lubricants of Modern Powertrain Systems - Development of a Continuous Volumetric Measurement Method". In: *SAE Technical Paper Series*. WCX SAE World Congress Experience. SAE Technical Paper Series. SAE International400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2019. DOI: 10.4271/2019-01-0305.
- [56] B. Hammermueller, K. Orłowsky, D. Hanciogullari und S. Pischinger. "Experimental analysis of the system behavior of a two-stage variable compression ratio (VCR) system in fired SI-engine operation". In: *International Journal of Engine Research* 23.10 (2022), S. 1619–1633. ISSN: 1468-0874. DOI: 10.1177/14680874211032382.
- [57] K. Orłowsky. *Druckdynamische Effekte bei der Ölversorgung von Gleitlagern in Verbrennungsmotoren.* Aachen, Techn. Hoch., Diss., 2004. Aachen, 2004. 123 S.: Ill., graph. Darst.
- [58] R. Wieler. *Untersuchungen zum Steifigkeitsverhalten von hydraulischen Spielausgleichselementen in Ventiltrieben.* Aachen, Techn. Hochsch., Diss., 1991. 1991. 98 S.: graph. Darst.

- [59] H. Yang, B. Feng und G. Gong. “Measurement of Effective Fluid Bulk Modulus in Hydraulic System”. In: *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control* 133.6 (2011). ISSN: 0022-0434. DOI: 10.1115/1.4004783.
- [60] S. Kim und H. Murrenhoff. “Measurement of Effective Bulk Modulus for Hydraulic Oil at Low Pressure”. In: *Journal of Fluids Engineering* 134.2 (2012). ISSN: 0098-2202. DOI: 10.1115/1.4005672.
- [61] H. Gholizadeh, D. Bitner, R. Burton und G. Schoenau. “Modeling and Experimental Validation of the Effective Bulk Modulus of a Mixture of Hydraulic Oil and Air”. In: *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control* 136.5 (2014). ISSN: 0022-0434. DOI: 10.1115/1.4027173.
- [62] X. Yuan, X. Zhu, C. Wang und L. Zhang. “Research on Theoretical Model of Dynamic Bulk Modulus of Gas-Containing Hydraulic Oil”. In: *IEEE Access* 7 (2019), S. 178413–178422. DOI: 10.1109/ACCESS.2019.2959058.
- [63] X. Yuan, W. Wang, X. Zhu und L. Zhang. “Theoretical Model of Dynamic Bulk Modulus for Aerated Hydraulic Fluid”. In: *Chinese Journal of Mechanical Engineering* 35.1 (2022). PII: 794. ISSN: 1000-9345. DOI: 10.1186/s10033-022-00794-1.
- [64] C. Ritterskamp. *Untersuchung der Kolbenbolzenbewegung im Verbrennungsmotor*. Aachen, Techn. Hochsch., Diss., 2008. Aachen, 2008. XIII, 120 S.
- [65] T. Tille. *Automobil-Sensorik*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2016. ISBN: 978-3-662-48943-7. DOI: 10.1007/978-3-662-48944-4.
- [66] G. Wachtmeister und A. Hubert. “Drehung eines Kolbenbolzens im kleinen Pleuellauge während des Motorbetriebs”. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 69.12 (2008). PII: BF03227513, S. 1068–1075. ISSN: 0024-8525. DOI: 10.1007/BF03227513.
- [67] M. Lazzara. “Tribologisches Verhalten der Kolbenbolzenlagerung”. Lazzara, Maik (VerfasserIn). Dissertation. 2015.
- [68] J. Lang, K. Backhaus und M. Lazzara. *Kolbenbolzenlagerung. [Vorhaben Nr. 868], Elastohydrodynamisches Simulationsverfahren für die Kolbenbolzenlagerung bei Mischreibungskontakt ; Abschlussbericht*. Bd. H. 874. Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V. Lang, J (Verfasser) Backhaus, K (Verfasser) Lazzara, M (Verfasser). Frankfurt, M.: FVV, 2009. 102 S.
- [69] M. D. Branciforti und M. Bargende. “Investigation of the Piston Pin Movement, Rotation and Oil Filling Ratio of the Piston Boss”. In: *SAE Technical Paper Series*. SAE WCX Digital Summit. SAE Technical Paper Series. SAE International 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2021. DOI: 10.4271/2021-01-0646.
- [70] M. D. Branciforti. *Tribologische Untersuchung der Kolbenbolzenlagerung eines Verbrennungsmotors*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2023. ISBN: 978-3-658-40807-7. DOI: 10.1007/978-3-658-40808-4.

-
- [71] A. Rabanizada, D. Branciforti, M. Schmidt, P. Reinke, K. Pryymak und A. Preuß. *Kolbenbolzenlagerung II. [Vorhaben Nr. 1276], Erhöhung der Betriebssicherheit der Kolbenbolzenlagerung ; Abschlussbericht*. Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V. Frankfurt, M.: FVV, 2020. 232 S.
- [72] G. Abed, Q. Zou, G. Barber, B. Zhou, Y. Wang, Y. Liu und F. Shi. “Study of the Motion of Floating Piston Pin against Pin Bore”. In: *SAE International Journal of Engines* 6.2 (2013), S. 990–998. ISSN: 1946-3944. DOI: 10.4271/2013-01-1215.
- [73] H. Blumenthal. *Reibungs- und Verschleißverhalten des Kolbenbolzenlagers bei elasto-hydrodynamischer Schmierung*. Zugl.: Clausthal, Techn. Univ., Diss., 2006. Bd. 5. Fortschrittsberichte des Instituts für Tribologie und Energiewandlungsmaschinen. Aachen: Shaker, 2006. 143 S. ISBN: 3832256032.
- [74] C. Schneider, J. Halbhuber und G. Wachtmeister. “Measuring and Simulating Friction between Piston Pin and Connecting Rod on a Tribometer Test Bench to Define Locally Resolved Friction Coefficients”. In: *SAE Technical Paper Series*. SAE 2016 World Congress and Exhibition. SAE Technical Paper Series. SAE International400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2016. DOI: 10.4271/2016-01-0490.
- [75] A. Takeuchi. “Investigation on lubrication condition of piston pin in real engine block with ultrasonic technique”. In: *Lubrication Science* 23.7 (2011), S. 331–346. ISSN: 09540075. DOI: 10.1002/lis.159.
- [76] S. Suzuki, S. Yamada und A. Ito. “A study of Measurement for Oil Film at the Bearing of the Small End of Diesel Engine Connecting Rod”. In: *SAE Technical Paper Series*. 2019 JSAE/SAE Powertrains, Fuels and Lubricants. SAE Technical Paper Series. SAE International400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2019. DOI: 10.4271/2019-01-2332.
- [77] Y. Mihara und T. Someya. “A study on the development of a thin-film pressure sensor”. In: *Proceedings of IEEE Sensors*. IEEE, 2002. DOI: 10.1109/icsens.2002.1037238.
- [78] Y. Mihara, K. Sekine und T. Someya. “Study on the development of a thin-film sensor for measuring oil-film pressure in engine bearing and piston pin-boss”. In: *Tribology series*. Amsterdam: Elsevier, 2003, S. 391–401. ISBN: 0167-8922. DOI: 10.1016/s0167-8922(03)80152-9.
- [79] T. Iwata, M. Owashi, M. Oikawa, Y. Mihara, K. Kobayashi und N. Yamakawa. “Measurement of Piston Pin-Bore Oil Film Pressure under Engine Operation”. In: *Lubricants* 10.10 (2022). PII: lubricants10100258, S. 258. ISSN: 2075-4442. DOI: 10.3390/lubricants10100258.
- [80] R. Pischinger, M. Klell und T. Sams. *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*. 3. Aufl. Der Fahrzeugantrieb. Wien: Springer, 2009. 475 S. ISBN: 978-3211-99276-0.

- [81] L. Ba, Z.-p. He, Y.-h. Liu und G.-c. Zhang. “Analysis of piston-pin lubrication considering the effects of structure deformation and cavitation”. In: *Journal of Zhejiang University-SCIENCE A* 16.6 (2015). PII: 10, S. 443–463. ISSN: 1673-565X. DOI: 10.1631/jzus.A1400105.
- [82] H. Allmaier und D. E. Sander. “Piston-Pin Rotation and Lubrication”. In: *Lubricants* 8.3 (2020). PII: lubricants8030030, S. 30. ISSN: 2075-4442. DOI: 10.3390/lubricants8030030. URL: <https://www.mdpi.com/661222>.
- [83] J. Guo, J. Xiang und H. Chen. “Study on heat generation and dissipation characteristics of connecting rod small-end bearing in diesel engine”. In: *2022 International Conference on Wireless Communications, Electrical Engineering and Automation (WCEEA)*. 2022 International Conference on Wireless Communications, Electrical Engineering and Automation (WCEEA). (Indianapolis, IN, USA). IEEE, 2022, S. 222–230. ISBN: 978-1-6654-5952-5. DOI: 10.1109/WCEEA56458.2022.00054.
- [84] J. Y. Zhang und S. K. Han. “The Analysis of the Deformation and Contact Lubrication Problem of HPD Diesel Engine Piston Pin Bearing Based on the FFT Method”. In: *Advanced Materials Research* 538-541 (2012), S. 1962–1966. DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMR.538-541.1962.
- [85] Z. Meng. “Modeling of piston pin lubrication in internal combustion engines”. Dissertation. Massachusetts Institute of Technology, 2020. URL: <https://dspace.mit.edu/handle/1721.1/129019>.
- [86] J.-L. Ligier und P. Ragot. “Piston Pin: Wear and Rotating Motion”. In: *SAE Technical Paper Series*. SAE 2005 World Congress & Exhibition. SAE Technical Paper Series. SAE International400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2005. DOI: 10.4271/2005-01-1651.
- [87] A. Ferretti, M. Giacomini, L. Mastrandrea und D. Dini. “Investigation of the Influence of Different Asperity Contact Models on the Elastohydrodynamic Analysis of a Conrod Small-End/Piston Pin Coupling”. In: *SAE International Journal of Engines* 11.6 (2018), S. 919–934. ISSN: 1946-3944. DOI: 10.4271/2018-01-0836.
- [88] A. Ferretti, M. Giacomini, D. Dini und S. Fantoni. “Experimental Measurement of Roughness Data and Evaluation of Greenwood/Tripp Parameters for the Elastohydrodynamic Analysis of a Conrod Small-End/Piston Pin Coupling”. In: *SAE Technical Paper Series*. 14th International Conference on Engines & Vehicles. SAE Technical Paper Series. SAE International400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2019. DOI: 10.4271/2019-24-0081.
- [89] D. Wang, O. Mian, D. Merritt und G. Zhu. *Elasto-Hydrodynamic Lubrication Analysis and Wear Prediction of Connecting Rod Small-End Bush and Piston Pin Interface*. 2008. DOI: 10.4271/2008-36-0068. URL: <https://www.sae.org/publications/technical-papers/content/2008-36-0068/>.
- [90] J.-L. Ligier und P. Ragot. *Small End Conrod Lubrication*. 2006. DOI: 10.4271/2006-01-1101. URL: <https://www.sae.org/publications/technical-papers/content/2006-01-1101/>.

- [91] J. Y. Zhang und S. K. Han. “The Analysis of Lubrication for HPD Diesel Engine Piston Pin Bearing”. In: *Advanced Materials Research* 550-553 (2012), S. 3214–3218. DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMR.550-553.3214.
- [92] G. Knoll, M. Bargende, J. Lang, U. Philipp und M. Lazzara. “Kolbenbolzen im Mischreibungskontakt”. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 70.4 (2009). PII: BF03225486, S. 332–338. ISSN: 0024-8525. DOI: 10.1007/BF03225486.
- [93] M. Schmidt u. a. “Numerical Study of the Three-Dimensional Oil Flow Inside a Wrist Pin Journal”. In: *Tribology Transactions* 63.3 (2020), S. 415–424. ISSN: 1040-2004. DOI: 10.1080/10402004.2019.1701163.
- [94] P. Theisen. “Messtechnische Analyse der Kolbengruppenfunktionalität am Hochdrehzahlmotor”. Dissertation. Aachen: Technische Hochschule, 2010.
- [95] M. Plettenberg. “Messtechnische Untersuchungen am Tribosystem Kolben - Kolbenring - Zylinder”. Plettenberg, Mirko (Verfasser). Dissertation. Aachen: Technische Hochschule, 2014.
- [96] D. Henaux. “Experimentelle Analyse der Kolbenringdynamik am aufgeladenen PKW-Dieselmotor”. Henaux, Daniel (Verfasser). Dissertation. Aachen: Technische Hochschule, 2019.
- [97] M. Jesser. “Systemanalyse und Erprobungskonzept für ein zweistufig variables Verdichtungssystem”. Jesser, Markus (Verfasser). Dissertation. Aachen: Technische Hochschule, 2019.
- [98] B. Hammermüller. “Messtechnische Analyse zweistufiger VCR-Systeme im gefeuerten Motorbetrieb”. Hammermüller, Benedikt (Verfasser). Dissertation. Aachen: Technische Hochschule, 2021.
- [99] G. Niemann, H. Winter, B.-R. Höhn und K. Stahl. *Maschinenelemente 1*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2019. ISBN: 978-3-662-55481-4. DOI: 10.1007/978-3-662-55482-1.
- [100] I. G. Neto, K. L. Cavalca und A. C. Bannwart. “Hydrodynamic Lubrication Applied to Bearings with Oscillating Motion in Internal Combustion Engines”. In: *SAE Technical Paper Series*. SAE Brasil 2005 Congress and Exhibit. SAE Technical Paper Series. SAE International 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2005. DOI: 10.4271/2005-01-4004.

Abbildungsverzeichnis

2.1	PKW-Dieselmotorkolben mit Kolbenbolzen und Pleuel angelehnt an [8] . . .	3
2.2	Kinematisches Modell des ungeschränkten Kurbeltriebs	4
2.3	Pleuelschwenkwinkel β , Winkelgeschwindigkeit $\dot{\beta}$ und Winkelbeschleunigung $\ddot{\beta}$ für $\lambda_S = 0,27$	5
2.4	Polardiagramm der aus Gas- und Massenkraft resultierenden Belastung im kleinen Pleuelauge nach [10]	7
2.5	links: idealisierte Deformation von Kolben und Bolzen unter Gaskrafteinfluss nach [11] / rechts: Spannungsverteilung am Kolbenbolzen (schematisch) [12]	8
2.6	links: berechnete Deformation eines Großmotor-Kolbenbolzens (Mahle Programm MPOT) / rechts: EHD-Druckverteilung für Parallelabstützung nach [14]	9
2.7	Schwimmende Kolbenbolzenlagerung mit Stufenabstützung in Anlehnung an [14]	10
2.8	a: Standard-Kolbenbolzen / b: Bolzen mit Innenkonus / c: (Außen-)Formbolzen (übertriebene Darstellung) / d: Bolzen mit profilierter Innenform	11
2.9	Gleitlagerbuchse mit Schmiernut und Öldurchtrittsbohrung für einen mittelschnell laufenden Motor in Anlehnung an [10]	13
2.10	Möglichkeiten zur Ausführung der Nabengeometrie in Anlehnung an [32], siehe auch [33]	14
2.11	Möglichkeiten zur Ausführung von Ölfangbohrungen im kleinen Pleuelauge in Anlehnung an [10]	15
2.12	links: Schematische Darstellung einer Ölversorgungsbohrung im Pleuelschaft / rechts: Kolbenbolzen mit Bohrungen zur Nabenschmierung, beide mit Fließrichtung und in Anlehnung an [14]	16
2.13	Reibungs- und Schmierzustände anhand der Stribeck-Kurve [37]	18
2.14	Fressschaden am kleinen Pleuelauge eines schnelllaufenden Dieselmotors	19
2.15	Erosive Wirkung eines wandnahen Mikro-Jets [41]	20
2.16	Analytische Berechnung des Ersatzkompressionsmoduls für unterschiedliche Volumenanteile freier Luft [41]	22
2.17	Hubraum und Spitzendruck vorhandener Messergebnisse zur Kolbenbolzenrotation aus der Literatur	27
2.18	Mischreibungsdetektierung bei Lasterhöhung (Serienkolben mit abgestufter Sonderbauform des Kolbenbolzens, Messung 1, Teillast, $n_M = 1000 \text{ min}^{-1}$); Radialbewegung des Kolbenbolzens in Hochrichtung (WS1) und in Querrichtung (WS4) des Motors [67]	28
3.1	Öltransportpfade in Pleuel, Pleuellagerschale und Gleitlagerbuchse des untersuchten Systems	35
3.2	Öltransportpfade im Kolben des untersuchten Systems	35
3.3	Messpositionen und Applikation am Pleuel des Versuchsträgers	36
3.4	Innerhalb der Messkampagne eingesetzte Sensoren	37

3.5	Applikation des GMR-Sensors zur Erfassung der Rotation des Kolbenbolzens	38
3.6	Kabelführung von Kolben auf Pleuel durch den Kolbenbolzen	40
3.7	Appliziertes Laufzeug mit Kabelverlegung durch Messschwinge	41
3.8	Einfluss der Schwinge auf die Seitenkraft des Kolbens	42
3.9	Ausführung der Prototypenlagerschale mit Nut im Vergleich zur Basislager- schale mit Durchtrittsbohrung	43
3.10	Ausführung des Klemmstopfens zur lokalen Verringerung des Bohrungsquer- schnitts	44
4.1	Übergeordnetes Drehverhalten des Kolbenbolzens (10 Motorzyklen)	46
4.2	Verhalten der Kolbenbolzenrotation in Abhängigkeit der Motorlaufzeit . .	47
4.3	Verhalten der Kolbenbolzenrotation im Motorkennfeld	48
4.4	Einfluss der Drehzahl auf die Kolbenbolzenrotation im geschleppten Betrieb	50
4.5	Betrachtung der Kräfteverteilung in kleinem Pleuelauge und Kolbennaben bei oberer und unterer Anlage des Kolbenbolzens im kleinen Pleuelauge . .	51
4.6	Deformation des kleinen Pleuelauges unter Einwirkung der Massenkraft im LW-OT (FE-Analyse) im geschleppten Betrieb	52
4.7	Drehzahleinfluss auf den Anpressdruck im kleinen Pleuelauge bei oberer Anlage des Kolbenbolzens (FE-Analyse)	53
4.8	Einfluss der Drehzahl auf den Öldruck in der Versorgungsbohrung im ge- schleppten Betrieb	55
4.9	Einfluss der Drehzahl auf die Öltemperaturen in der Versorgungsbohrung im geschleppten Betrieb	56
4.10	Einfluss der Last auf die Kolbenbolzenrotation im gefeuerten Betrieb . . .	57
4.11	Deformation des kleinen Pleuelauges unter Einwirkung der Gaskraft im Z-OT (FE-Analyse) bei $n_M = 1800 \text{ min}^{-1}$	58
4.12	Lasteinfluss auf den Anpressdruck im kleinen Pleuelauge bei unterer Anlage des Kolbenbolzens (FE-Analyse)	59
4.13	Einfluss der Last auf die Schmierspalthöhe am Bohrungseintritt und den Öldruck in der Versorgungsbohrung	60
4.14	Ölbewegung in Abhängigkeit der Schmierspaltänderung, schematisch . . .	61
4.15	Einfluss der Einspritzlage auf die Kolbenbolzenrotation im gefeuerten Betrieb	62
4.16	Bremsvorgang der Kolbenbolzenrotation bis zum Stillstand	64
4.17	Kinematische Randbedingungen in dem betrachteten Intervall (links) und vereinfachte Kräfteverteilung mit masselosem Kolbenbolzen (rechts)	65
4.18	FFT-Analyse des Drucks der Versorgungsbohrung am Auslass in das kleine Pleuelauge (PO3) im geschleppten Betrieb bei einem Galeriedruck von 6,2 bar	67
4.19	FFT-Analyse des Drucks der Versorgungsbohrung am Auslass in das kleine Pleuelauge (PO3) im geschleppten Betrieb bei einem Galeriedruck von 3,9 bar	68
4.20	Vergleich der Druckverläufe und der Kolbenbolzenrotation im geschleppten Betrieb bei Standardgaleriedruck von 6,2 bar und abgesenktem Galeriedruck von 3,9 bar	69

4.21	Einfluss des Fördervolumenstroms der Kolbenspritzdüse auf die Kolbenbolzenrotation	70
4.22	Einfluss der Öltemperatur auf die Druckverhältnisse in der Versorgungsbohrung und die Kolbenbolzenrotation	72
4.23	Einfluss der Einlaufnut auf die Versorgungsphasen des kleinen Pleuelauges	73
4.24	Einfluss der Einlaufnut auf die Versorgungsdrücke und die Kolbenbolzenrotation unter Last	74
4.25	Einfluss der Einlaufnut auf die Versorgungsdrücke und die Kolbenbolzenrotation im geschleppten Zustand	75
4.26	Lage des Klemmstopfens in dem transparent dargestellten Messpleuel	76
4.27	Einfluss der Querschnittsverengung auf die Versorgungsdrücke und die Kolbenbolzenrotation im gefeuerten Betrieb	77
4.28	Einfluss der Querschnittsverengung auf die Versorgungsdrücke und die Kolbenbolzenrotation im geschleppten Zustand bei abgesenktem Galeriedruck	78
5.1	Teilmodell Flow des Simulationsmodells in GT-Suite	82
5.2	Variation der Entlösezeit des Gases im Fluid	84
5.3	Variation der Lösezeit des Gases im Fluid	85
5.4	Vergleich des Druckverlaufs an Loc 1.0 des Simulationsmodells mit Messdaten an PO3	86
5.5	Darstellung der simulierten Radialbewegung des Kolbenbolzens (modelliert in GT-Suite) bei $n_M = 1500 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 30,3 \text{ bar}$	86
5.6	Simulierter Einfluss der Durchmesservariation auf die Drücke in der Versorgungsbohrung	87
5.7	Simulierter Einfluss der Durchmesservariation auf die freien Luftanteile in der Versorgungsbohrung	88
5.8	Definition der in der Simulation variierten Eintritts- und Austrittswinkel (links); Schematische Darstellung der Strömungswiderstände bei verschiedenen Winkellagen von der Austrittsbohrung im Kurbelzapfen zu der Versorgungsbohrung	90
5.9	Einfluss der Eintrittsposition auf die Druckverläufe am Bohrungsaustritt in das kleine Pleuelauge (Loc 1.0)	91
5.10	In das kleine Pleuelauge geförderte Ölmasse in Abhängigkeit der Bohrungseintrittsposition	92
5.11	Bewegung der Ölsäule in der Versorgungsbohrung um den Z-OT	94
5.12	Betrachtung der absoluten und relativen Rückflussmasse bei einer Variation der Eintrittsposition	95
5.13	Einfluss eines idealen Rückschlagventils auf den Massenstrom am Bohrungseintritt in das Pleuel	96
5.14	Einfluss der Austrittsposition auf die Druckverläufe in der Bohrung	97
5.15	Einfluss der Ausführung der Ölzuführung auf die Druckverläufe und die freien Gasanteile an dem Austritt zum kleinen Pleuelauge	99
5.16	Einfluss der Drehrichtung des Pleuels auf die Öldrücke in der Versorgungsbohrung	100

Tabellenverzeichnis

2.1	Arten der Kavitation nach [41]	21
2.2	Gegenüberstellung von Messmethoden zur Erfassung der Kolbenbolzenbewegung im gefeuerten Betrieb angelehnt an [64]	24
3.1	Technische Merkmale des Versuchsträgers	34
4.1	Parameter für die Lösung des Gleichungssystems der Bremsbewegung des Kolbenbolzens	66
5.1	Fördervolumen V_D und Anteil des Fördervolumens an dem Bohrungsvolumen für verschiedene Bohrungsdurchmesser	89
5.2	Fördermasse m_D und Anteil des Fördervolumens an dem Bohrungsvolumen für verschiedene Bohrungsaustrittspositionen	98

Formelzeichen, Symbole und Abkürzungen

Formelzeichen

Zeichen	Beschreibung	Einheit
a	Beschleunigung	$\frac{\text{m}}{\text{s}^2}$
A_K	Kolbenfläche	mm^2
A_{Stopfen}	Schmierstoffquerschnitt des Stopfens	mm^2
A_{Σ}^0	Gasgehalt bei Normalbedingungen: $p^0 = 1013 \text{ mbar}$, $T^0 = 293,15 \text{ K}$	vol.-%
c	Wellengeschwindigkeit	$\frac{\text{m}}{\text{s}}$
d	Filmdicke	μm
d_B	Durchmesser der Schmierstoffversorgungsbohrung	mm
d_{Ersatz}	Ersatzdurchmesser der Schmierstoffversorgungsbohrung	mm
D	Zylinderdurchmesser	mm
E_B	Einspritzbeginn	°KW
f	Reibungszahl, siehe auch μ	-
f_{Mess}	Messfrequenz	Hz
F_G	Gaskraft	kN
F_{KN}	Lagerkraft in den Kolbennaben (Summe)	kN
F_L	Lagerkraft (allgemein)	kN
F_M	Massenkraft	kN
$F_{M,K}$	Massenkraft des Kolbens	kN
$F_{M,KB}$	Massenkraft des Kolbenbolzens	kN
$F_{M,KR}$	Massenkraft der Kolbenringe	kN
F_N	Normalkraft	kN
F_{PLA}	Lagerkraft im kleinen Pleuelauge	kN
F_R	Reibkraft	kN
F_S	Seitenkraft	kN
F_{St}	Stangenkraft	kN
$F_{\text{St,mittel}}$	gemittelte Stangenkraft	kN
$F_{\text{Stopfen,max}}$	Maximalbelastung des Klemmstopfens	kN
J	Massenträgheit des Kolbenbolzens	kgm^2
K'	Ersatzkompressionsmodul	$\frac{\text{N}}{\text{m}^2}$
l	Pleuellänge	m
L_B	Länge der Schmierstoffversorgungsbohrung	m

Zeichen	Beschreibung	Einheit
LOC0.0	Öldruck am Eintritt der Versorgungsbohrung (simuliert)	bar
LOC0.5	Öldruck in der Mitte der Versorgungsbohrung (simuliert)	bar
LOC1.0	Öldruck am Austritt der Versorgungsbohrung (simuliert)	bar
LOC1.0 _{Mittel}	Gemittelter Druckverlauf (simuliert) an Position Loc 1.0	bar
m	Masse	kg
m_D	Fördermasse in das kleine Pleuelauge	g
m_{Kolben}	Masse des Kolbens	kg
$m_{\text{Kolbenbolzen}}$	Masse des Kolbenbolzens	kg
$m_{\text{Kolbenringe}}$	Masse der Kolbenringe	kg
m_R	Rückflussmasse in das Pleuellager	g
m_{Stopfen}	Masse des Klemmstopfens	g
M_M	Drehmoment des Motors	N m
n_B	Drehzahl des Kolbenbolzens	min^{-1}
n_M	Drehzahl des Motors	min^{-1}
p_{Gal}	Galeriedruck	bar
p_{GMR}	Erforderliche Zahnteilung für den GMR-Sensor	-
p_{max}	Spitzendruck	bar
p_{me}	Effektiver Mitteldruck	bar
p_{mi}	Indizierter Mitteldruck	bar
p_{rel}	Relativdruck	bar
p_{Spitze}	Druckspitze bei Schmierstoffzuführung	bar
p_{Zyl}	Zylinderdruck	bar
p^0	Normaldruck	bar
Δp	Differenzdruck	bar
P_e	Effektivleistung	kW
PO1	Öldruck am Eintritt der Versorgungsbohrung (gemessen)	bar
PO2	Öldruck in der Mitte der Versorgungsbohrung (gemessen)	bar
PO3	Öldruck am Austritt der Versorgungsbohrung (gemessen)	bar
PO3 _{Mittel}	Gemittelter Druckverlauf (gemessen) an Position PO3	bar
r	Kurbelradius	mm
r_B	Radius des Kolbenbolzens	m
R_a	Mittenrauhwert	μm
$R_{\text{Loc0.0,abs.}}$	Absolute Rückflussmasse an Position Loc 0.0	g
$R_{\text{Loc0.0,Basis}}$	Relative Rückflussmasse an Position Loc 0.0, Basisvariante	%
$R_{\text{Loc0.0,rel.}}$	Relative Rückflussmasse an Position Loc 0.0	g
$R_{\text{Loc0.0,RSV}}$	Relative Rückflussmasse an Position Loc 0.0, mit RSV	%
$R_{1,2}$	Rauheit Körper 1 bzw. 2, siehe auch σ	μm

Zeichen	Beschreibung	Einheit
s_α	Kolbenhub	mm
$\dot{s}_\alpha$	Kolbengeschwindigkeit	$\frac{\text{m}}{\text{s}}$
$\ddot{s}_\alpha$	Kolbenbeschleunigung	$\frac{\text{m}}{\text{s}^2}$
S_{Stopfen}	Sicherheitsfaktor des Stopfens gegen Verrutschen	-
SO	Sommerfeldzahl	-
t	Zeit	s
T_{Gal}	Öltemperatur in der Hauptölgalerie	°C
TO1	Öltemperatur in der Versorgungsbohrung am Eintritt	°C
TO2	Öltemperatur in der Versorgungsbohrung am Austritt	°C
T^0	Normaltemperatur	°C
v	Geschwindigkeit	$\frac{\text{m}}{\text{s}}$
V_0	Ausgangsvolumen	mm ³
V_B	Volumen der Versorgungsbohrung	mm ³
V_D	Fördervolumen in das kleine Pleuelauge	mm ³
V_h	Hubraum je Zylinder	l
V_H	Hubraum des Aggregats	l
V_{Gas}^0	Lösbares Gasvolumen unter Normalbedingungen	mm ³
$V_{\text{Öl}}^0$	Ölvolumen unter Normalbedingungen	mm ³
$\dot{V}_{\text{KSD}}$	Ölvolumenstrom durch Kolbenspritzdüse	$\frac{\text{l}}{\text{min}}$
ΔV_{BT}	Volumenänderung durch Bauteilelastizität	m ³
ΔV_{FL}	Volumenänderung des Fluids	m ³

Symbole

Symbol	Beschreibung	Einheit
α	Kurbelwinkel	$^{\circ}\text{KW}$
$\dot{\alpha}$	Kurbelwinkelgeschwindigkeit	$\frac{^{\circ}\text{KW}}{\text{s}}$
$\ddot{\alpha}$	Kurbelwinkelbeschleunigung	$\frac{^{\circ}\text{KW}}{\text{s}^2}$
β	Pleuelschwenkwinkel	$^{\circ}$
$\dot{\beta}$	Schwenkwinkelgeschwindigkeit	$\frac{^{\circ}}{\text{s}}$
$\ddot{\beta}$	Schwenkwinkelbeschleunigung	$\frac{^{\circ}}{\text{s}^2}$
γ	Relativwinkel der aus Gas- und Massenkraft resultierenden Belastung im kleinen Pleuelaug zur Zylinderachse	$^{\circ}$
ϵ_{SG3}	Dehnung des kleinen Pleuelauges an Position SG3	$\frac{\mu\text{m}}{\text{m}}$
ζ	Winkel der Versorgungsbohrung	$^{\circ}$
η	Kinematische Viskosität	$\frac{\text{m}^2}{\text{s}}$
κ	Winkel zwischen Austrittsbohrung Kurbelwelle und Versorgungsbohrung Pleuelschaft	$^{\circ}$
λ	Spezifische Schmierfilmdicke	-
λ_S	Schubstangenverhältnis	-
μ	Reibungszahl, siehe auch f	-
μ_B	Reibungskoeffizient Kolbenbolzensystem	-
μ_N	Reibungskoeffizient Kolbennabe	-
μ_{PA}	Reibungskoeffizient Pleuelaug	-
ν	Dynamische Viskosität	$\frac{\text{Ns}}{\text{m}^2}$
ν_A	Schmierstoffaustrittsposition	$^{\circ}$
ν_E	Schmierstoffeintrittsposition	$^{\circ}$
π	Kreiszahl	-
ρ	Dichte	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
σ	Rauheit, siehe auch $R_{1,2}$	μm
σ_B	Spannung infolge Biegung	$\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
σ_{ges}	Gesamtspannung	$\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
σ_O	Spannung infolge Ovalisierung	$\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
ϕ_B	Verdrehwinkel des Kolbenbolzens	$^{\circ}\text{BW}$
$\phi_{B,0}$	Ausgangswinkel des Kolbenbolzens	$^{\circ}\text{BW}$
$\dot{\phi}_B$	Verdrehwinkelgeschwindigkeit des Kolbenbolzens	$\frac{^{\circ}\text{BW}}{\text{s}}$
$\ddot{\phi}_B$	Verdrehwinkelbeschleunigung des Kolbenbolzens	$\frac{^{\circ}\text{BW}}{\text{s}^2}$
$\phi_{B,\text{Zyklus}}$	Verdrehwinkel des Kolbenbolzens je Motorzyklus	$^{\circ}\text{BW}$
$\phi_{VP1,B}$	Dauer der ersten Ölversorgungsphase (Basis)	$^{\circ}$

Symbol	Beschreibung	Einheit
$\phi_{VP2,B}$	Dauer der zweiten Ölversorgungsphase (Basis)	°
$\phi_{VP1,Var}$	Dauer der ersten Ölversorgungsphase (Variante)	°
$\phi_{VP2,Var}$	Dauer der zweiten Ölversorgungsphase (Variante)	°
χ	Bunsenkoeffizient	-
χ_{Luft}	Bunsenkoeffizient Luft in Mineralöl	-
ω	Winkelgeschwindigkeit	$\frac{rad}{s}$

Abkürzungen

Abkürzung	Beschreibung
BW	Kolbenbolzen-Drehwinkel
CFD	Computational Fluid Dynamics
DLC	Diamond Like Carbon
DMS	Dehnmessstreifen
DS	Druckseite
EB	Einspritzbeginn
EHD	Elasto-Hydrodynamik
ELZ	Entlösezeit
ESD	Electrostatic Discharge
ESU	Elektro-Schlacke-Umschmelzverfahren
FE	Finite Elemente
FFT	Fast Fourier Transformation
FVV	Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V.
GDS	Gegendruckseite
GLP	Gleitlagerprüfstand
GMR	Giant Magnetoresistance
G-OT	Gaswechsel-OT, siehe auch LW-OT
ISO	International Organization for Standardization
KW	Kurbelwellen-Drehwinkel
LIF	Laser Induced Fluorescence
LW-OT	Ladungswechsel-OT, siehe auch G-OT
LZ	Lösezeit
MKS	Mehrkörpersystem
OT	Oberer Totpunkt
PKW	Personenkraftwagen
RSV	Rückschlagventil
SAE	Society of Automotive Engineers
UT	Unterer Totpunkt
vOT	vor OT
VCR	Variable Compression Ratio
WS1	Radialbewegung des Kolbenbolzens in Hochrichtung [67]
WS4	Radialbewegung des Kolbenbolzens in Querrichtung [67]
Z-OT	Zünd-OT

Lebenslauf

Persönliche Daten

Name:	Daniel Arnold-Hancioğullari, geb. Hancioğullari
Geboren am:	07.12.1990
Geburtsort:	Speyer
Familienstand:	verheiratet
Eltern:	Harutyun Hancioğullari und Karin Brinkmann

Werdegang

2001 – 2010	Abitur Theodor-Heuss-Gymnasium, Ludwigshafen am Rhein
2010 – 2015	Bachelorstudium Maschinenbau Fachrichtung Fahrzeugtechnik RWTH Aachen University
2015 – 2017	Masterstudium Fahrzeugtechnik und Transport Fachrichtung Straßenfahrzeugtechnik RWTH Aachen University
2017 – 2023	Wissenschaftlicher Mitarbeiter Lehrstuhl für Thermodynamik mobiler Energiewandlungssysteme RWTH Aachen University
seit 2023	Leitender Angestellter FEV Europe GmbH