

**Experimentelle Ermittlung der Auswirkungen am Kolben
auftretender Phänomene auf den Ölhaushalt eines
Verbrennungsmotors**

Benedict Paul Uhlig

Vollständiger Abdruck der von der TUM School of Engineering and Design der Technischen
Universität München zur Erlangung des akademischen Grades eines
Doktors der Ingenieurwissenschaften (Dr.-Ing.)
genehmigten Dissertation.

Vorsitzender: Prof. Rafael Macián-Juan, Ph.D.

Prüfer der Dissertation: 1. Prof. Dr.-Ing. Georg Wachtmeister

2. Prof. Dr. sc. techn. Thomas Koch

Die Dissertation wurde am 10.06.2021 bei der Technischen Universität München eingereicht
und durch die TUM School of Engineering and Design am 21.03.2022 angenommen.

Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand während und nach meiner Zeit als Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen der Technischen Universität München.

An erster Stelle möchte ich mich bei Herrn Prof. Dr. Georg Wachtmeister für die Ermöglichung der Promotion und dem damit einhergehenden Vertrauen sowie für die zahlreichen Anregungen und hilfreichen Diskussionen bedanken. Ich bedanke mich auch bei Herrn Prof. Dr. Thomas Koch für die Übernahme des Ko-Referates sowie Herrn Prof. Dr. Rafael Macián-Juan für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes.

Herrn Dr. Martin Härtl danke ich für alle fachlichen Diskussionen in seiner Funktion als Oberingenieur.

Die Arbeit basiert auf zahlreichen Untersuchungen, die im Rahmen der öffentlich durch die Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V. sowie durch das Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie (BMWi) über die Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen e.V. (AiF) geförderten Projekte Kolbenring-Öltransport I & II aufgebaut und durchgeführt wurden. Mein Dank gilt dem Projektbegleitenden Ausschuss unter der Führung von Herrn Dr.-Ing. Arnim Robota sowie den beteiligten Firmen für alle fachlichen Anmerkungen, die Bereitstellung von Versuchsteilen sowie Vermessungsleistungen.

Allen Studenten, die durch ihre Studienleistungen oder als Hilfwissenschaftler zum Gelingen des Projektes beigetragen haben, möchte ich danken.

Mein Dank richtet sich auch an meine Kolleginnen und Kollegen am Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen für die gute Zusammenarbeit und die schöne und bereichernde Zeit. Dies gilt in besonderer Weise Herrn Dr. Claus Kirner, der die oben genannten Projekte gemeinsam mit mir bearbeitet hat, sowie den weiteren Agenten unseres Büros ML-007 Thomas Zimmer und Benedikt von Imhoff. Herrn Dr. Hans Peer danke ich für alle Diskussionen zur Konstruktion, den Herren Stefan Graf, Dr. Johannes Halbhuber und Dr. Alexander Oliva zur Tribologie.

Unserem Prüfstandsleiter Christian Hödl und Prüfstandsingenieur Frank Bär sowie unserem Elektroniker Ulrich Tetzner möchte ich auch für sämtliche Unterstützung danken.

Meiner Familie, insbesondere meiner Ehefrau Maïté, danke ich für Unterstützung, Geduld und Verständnis während der gesamten Zeit.

München, Juni 2021

Benedict Uhlig

Kurzfassung

Im Rahmen dieser Arbeit wurden der Ölhaushalt an der Kolbengruppe sowie seine Einflussgrößen experimentell untersucht. Die Untersuchungen erfolgten an einem Einzylinder-Ottomotor, der eigens zum diesem Zweck aufgebaut wurde, um gute Zugänglichkeit für die eingesetzten Messtechniken zu bieten.

Der Motor wurde mit einer Schwingenkonstruktion ausgerüstet, um Kabel und Lichtleiter auf den Kolben zu überführen. Die Untersuchungen wurden saugmotorisch bis zu einer Drehzahl von 4000 1/min und 9.5 bar indiziertem Mitteldruck durchgeführt. Eine Beeinflussung der Kolbensekundärbewegung durch die zusätzlichen oszillierenden Massen wurde rechnerisch geprüft. Aus Abstandsmessungen mittels Wirbelstromsensoren konnte die Kolbensekundärbewegung ermittelt werden. Eine Messung der Hubbewegung der Kolbenringe war nur am ersten Verdichtungsring erfolgreich. Ein radioisotopenbasiertes Messverfahren ermöglichte eine minimalinvasive Auswertung der Ringstoßposition der beiden Verdichtungsringe in Echtzeit. Auf eine Fixierung der Kolbenringe wurde verzichtet.

Die Effekte modifizierter Kolbenringbestückungen wurden diskutiert, wozu Druckmessungen der Stegbereiche am Kolben sowie Blow-by-Messungen durchgeführt wurden.

Zur Beurteilung von Schmierfilmdicken wurde das Verfahren der laserinduzierten Fluoreszenz eingesetzt. Die Anregung der Fluoreszenz erfolgte mittels eines cw-Lasers bei 473 nm und die Vermessung der Fluoreszenz des im Öl gelösten Farbstoffes Lumilux CD 345 mittels Fotodiode. Die Lichtführung erfolgte durch Lichtleiter, wobei Messstellen an der Zylinderbuchse und dem Kolben angeordnet wurden. Bei der Applikation sämtlicher Messtechnik wurde auf eine möglichst geringe Beeinflussung des Systems geachtet.

Anhand der Stochastik des LIF-Signales über 100 kontinuierlich aufgezeichnete Arbeitsspiele ließen sich vollständig mit Öl gefüllte Spalte zwischen Zylinderbuchse und Kolben identifizieren. Dies zeigte sich lediglich an Teilen des Kolbenhemdes sowie an den Ringlaufflächen. Durch Einsatz von Lichtleitern am Kolbenhemd konnte der Einfluss der Kolbensekundärbewegung sowie der Kolbenverformung unter Temperatur und Last auf den Ölhaushalt gezeigt werden.

Kontinuierliche, hochaufgelöste Messungen über einen Lastwechsel des Motors hinweg zeigen ein Ansammeln von Öl in der Kolbengruppe im geschleppten Motorbetrieb, was durch modifizierte Kolbenringbestückungen beeinflusst werden kann.

Neuartige Ergebnisse liefern am Kolbenhemd verbaute Lichtleiter. Die ermittelten Schichtdicken korrelieren mit der Kolbensekundärbewegung und zeigen ebenso Effekte thermischer Dehnungen.

Abstract

Within the scope of this work, the oil balance of the piston group was examined experimentally. The investigations were conducted using a single-cylinder spark ignition engine, that was constructed specifically for the purpose of good accessibility via the applied measuring techniques.

The engine was equipped with a measuring linkage to guide cables and optical fibers to the piston. The investigations were performed naturally aspirated at engine speeds up to 4000 rpm and up to a load of 9.5 bar indicated mean effective pressure. A cross-influence of the piston secondary motion due to the added oscillating masses was reviewed by calculation. Distance-measurements using eddy-current-sensors allowed calculation of the piston secondary motion. A measurement of the piston ring lift was only successful at the top ring. A radioisotope-based measuring principle allowed minimal invasive evaluation of the ring gap position of both top ring and second ring in real-time. No fixing of the piston rings has been done.

Effects of modified piston ring assemblies were discussed, for which also pressure measurements of the piston ring land pressures and the total blow-by volume flow were undertaken.

For evaluation of the lubricant film thicknesses, the method of laser-induced fluorescence has been applied. Excitation was performed using a cw-laser at 473 nm wavelength, and the measurement of the emitted fluorescence by the dye Lumilux CD 345 solved in engine oil using photo diodes. Guidance of the light was conducted using optical fibers, with measurement positions applied to the cylinder liner and the piston. All sensors were applied with attention to the smallest possible influence on the system.

Using the stochastic of the LIF-signal on 100 continuously acquired working cycles, fully oil-filled gaps between cylinder liner and piston could be identified. This appeared on parts of the piston skirt and the piston ring running surfaces only. By application of optical fibers to the piston skirt, the effect of piston secondary motion as well as piston deformation with temperature and load on the oil balance was shown.

Continuous high-resolution measurements across engine load changes showed accumulation of oil in the piston group during motored operation, which can be altered through modified piston ring assemblies.

Novel results were sustained with optical fibers being applied to the piston skirt. The measured film thicknesses correlate with the piston secondary motion and also show effects of thermal deformations.

Inhaltsverzeichnis

Danksagung	I
Kurzfassung	III
Abstract	V
Inhaltsverzeichnis	VII
Abbildungsverzeichnis	X
Formelzeichen und Abkürzungen	XIV
1 Einleitung / Motivation	1
1.1 Definition und Aufgaben der Kolbengruppe	1
1.2 Bedeutung des Systems Kolbengruppe im Motor	1
1.3 Überblick über die Arbeit	3
2 Grundlagen zu Tribologie und Kolbengruppe	5
2.1 Tribologie / Reibung in geschmierten Systemen	5
2.2 Eigenschaften von Motorölen	6
2.2.1 Aufgaben des Motoröles im Motor	6
2.2.2 Aufbau von Motorölen	6
2.2.3 Viskositätsverhalten	8
2.3 Konstruktive Ausführung der Kolbengruppe	8
2.3.1 Kolbenhubbewegung	9
2.3.2 Kolbenbauart	9
2.3.3 Kolbenfeinkontur	10
2.3.4 Kolbenringe	11
3 Messtechnik an der Kolbengruppe	15
3.1 Messung der Dynamik in der Kolbengruppe	15
3.1.1 An der Kolbengruppe applizierte Messtechnik	15
3.1.2 Kolbensekundärbewegung	17
3.1.3 Wechselwirkungen zwischen Kolbensekundärbewegung und Ölhaushalt	18
3.1.4 Messung der axialen Kolbenringbewegung	19
3.1.5 Phänomene bei der Abdichtung	20
3.1.6 Rotation der Kolbenringe	22
3.2 Messung des Ölhaushaltes in der Kolbengruppe	24
3.2.1 Fluoreszenzverfahren zur Messung von Ölschichtdicken	24
3.2.2 Anwendungen der Fluoreszenzmessung am Motor	26
3.2.3 Grundlagen zu Lichtleitern	27
3.2.4 Punktuelle LIF Messung	28

3.2.5	Filmschichtdickenmessungen von Kolbenseite.....	30
3.2.6	Zweidimensionale LIF Untersuchungen mittels Glasfenster oder Glasliner	31
3.2.7	Filmschichtdickenmessungen anderen Messprinzips	32
3.2.8	Ölverbrauch an der Kolbengruppe.....	33
3.3	Zusammenfassung und Identifikation des Forschungsbedarfs.....	37
3.3.1	Schichtdickenmessungen.....	37
3.3.2	Bewegungen und Druckverhältnisse an der Kolbengruppe, insbesondere Kolbensekundärbewegung.....	38
3.4	Einordnung mit dieser Arbeit verwandter Veröffentlichungen	38
4	Entwicklung des Versuchsträgers.....	40
4.1	Prüfstand und Grundmotor.....	40
4.1.1	Kurbeltriebsgeometrie und Abtrieb	40
4.1.2	Medienkreisläufe	40
4.1.3	Blow-by-Messung und Kurbelgehäusedruck	41
4.1.4	Zylinderkopf und Brennverfahren	42
4.2	Messkolben und Schwingensystem	43
4.2.1	Messschwingensystem	43
4.2.2	Serienkolben	47
4.2.3	Übersicht Messkolben.....	47
4.2.4	Messung der Kolbensekundärbewegung	50
4.2.5	Messung der Zwischenringdrücke.....	50
4.2.6	Messung der Kolbenring-Axial/Hubbewegung.....	51
4.3	Optisches Messsystem, Filmschichtdickenmessungen an Zylinderbuchse und Kolben	54
4.3.1	Laseroptischer Aufbau	54
4.3.2	Aufbau LIF-Messsystem Buchse.....	56
4.3.3	Vermessungsergebnisse Zylinderbuchse.....	59
4.3.4	Aufbau LIF-Messsystem Kolben.....	60
4.4	Messung der Kolbenring-Drehbewegung	62
4.4.1	Grundkonzept	63
4.4.2	Auswahl der Radio-Isotopen	63
4.4.3	Bestückung der Kolbenringe	64
4.4.4	Aufbau der Messgeräte	64
4.4.5	Signalverarbeitung zu einer Zählrate.....	65
4.4.6	Kalibrierung.....	68
4.5	Messdatenerfassung und Motorsteuerung	70

4.5.1	Datenerfassung.....	70
4.5.2	Messdateien.....	70
4.5.3	Brennraumdruckindizierung	71
4.5.4	Motorsteuerung.....	71
5	Messergebnisse.....	72
5.1	Kolbensekundärbewegung	72
5.1.1	Auswertung der Wirbelstromsensordesignale	72
5.1.2	Ergebnisse der Sekundärbewegungsmessung	73
5.1.3	Einfluss der Messschwinge auf die Kolbensekundärbewegung.....	75
5.2	Drücke in den Stegbereichen des Kolbens	77
5.2.1	Druckverläufe.....	77
5.2.2	Schleppbetrieb.....	79
5.3	Kolbenringbewegung	80
5.3.1	Axialbewegung der Verdichtungsringe	80
5.3.2	Kolbenringdrehung.....	83
5.4	Ölschichtdickenmessung	86
5.4.1	Laufbuchsenseitige Messungen	86
5.4.2	Kolbenseitige Messungen	96
5.4.3	Messungen im wechselnden Betrieb.....	107
5.5	Abgrenzung von Einflussgrößen	117
5.5.1	Einlauf.....	118
5.5.2	Vorspannkraft und Bauform des Ölabbstreifringes	119
5.5.3	Vergrößerung der Stoßspiele an den Verdichtungsringen.....	126
6	Ausblick	131
7	Zusammenfassung	132
	Literaturverzeichnis.....	135
	Anhang	142
A.	Kolbensekundärbewegung im geschleppten Motorbetrieb	142
B.	Simulationsdaten zur Kolbensekundärbewegung.....	143
C.	LIF Buchse – Last und Drehzahlschnitt.....	146
D.	LIF Kolben – Lastvariation LIF KHD unten.....	147

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1. Energieverteilung im Kraftfahrzeug nach [2] 2

Abbildung 2. Reibungszustände und Stribeck-Kurve nach [15] 6

Abbildung 3. Viskosität eines 5W30-Öles unter Temperatureinfluss 8

Abbildung 4. Nomenklatur des Kolbens 9

Abbildung 5. Kolbenhub und –Geschwindigkeit am Beispiel des Versuchsmotors (Daten siehe Tabelle 3, Seite 39) 9

Abbildung 6. Querschnitt des Versuchskolbens 10

Abbildung 7. Schemazeichnung zur Abdichtfunktion von Kolben und Kolbenringen..... 12

Abbildung 8. Kräftegleichgewicht am Kolbenring..... 12

Abbildung 9. Gängige Bauformen von Ölabstreifringen nach [25]. 14

Abbildung 10. Messprinzipien der induktiven und kapazitiven Abstandsmessung. 16

Abbildung 11. Kräftegleichgewicht am Kolbenbolzen 18

Abbildung 12. Jablonski-Diagramm nach [62] 25

Abbildung 13. Absorptions- und Emissionsspektrum des Fluoreszenzfarbstoffes Lumilux CD 345 26

Abbildung 14. Strahlengang in Lichtleiter und Fluoreszenzmedium, nach [63, 64]..... 28

Abbildung 15. Typischer Kurbelgehäuse-Druckverlauf..... 42

Abbildung 16. Ventilhubkurven und Steuerzeiten des Versuchsmotors..... 42

Abbildung 17. Kinematik des Messschwingensystems aus [94] 44

Abbildung 18. Aufbau des Schwingensystems aus [94] 46

Abbildung 19. Kabelbrücke zur Überführung von Messkabeln von der Koppel auf den Kolben aus [94] 47

Abbildung 20. Übersicht über die verwendeten Messkolben 49

Abbildung 21. Sensoranordnung zur Messung der Kolbensekundärbewegung nach [94] 50

Abbildung 22. Einbau der Drucksensoren zur Messung der Drücke in den Ringstegbereichen 51

Abbildung 23. Einbaulage der Sensoren zur Axialbewegungsmessung nach [94]..... 52

Abbildung 24. Störung der axialen Positionsmessung am Kompressionsring 1 durch die Kolbensekundärbewegung im Bereich des ZOT. Identifikation der eigentlichen Ringbewegung durch vergrößertes Axialspiel möglich. Der Vergleich ist aufgezeigt bei einer Motordrehzahl von 2000 1/min nach [94]. 53

Abbildung 25. Auswahl der optischen Komponenten nach [94] 54

Abbildung 26. Optischer Aufbau nach [94] 55

Abbildung 27. LIF-Messung der Filmschichtdicke an der Zylinderlauffläche mittels Lichtleitern, aus [94] 57

Abbildung 28. Hubverlauf der Kolbenkonturen und Zuordnung der laufbuchsenseitigen LIF-Messstellen 58

Abbildung 29. Temperaturabhängigkeit des LIF-Signals wie im Kalibrierversuch ermittelt ... 59

Abbildung 30. Vermessungsergebnisse der Zylinderbuchse. 60

Abbildung 31. Einbau der Lichtleiter im Kolben. Die Schnittebene ist zur Druck/Gegendruckebene um 11° verdreht.....	61
Abbildung 32. Abgleich der kolbenseitigen LIF-Messungen mit den buchsenseitigen (Beispielhaft gezeigt für die Messstelle am Kolbenhemd unten“ bei n = 2500 1/min, p _{mi} = 9,5 bar)	62
Abbildung 33. Bearbeitung der Kolbenringe zur Aufnahme der Radioisotope nach [56].	64
Abbildung 34. Anordnung der Szintillationsdetektoren zur Erfassung der emittierten Gamma-Strahlung nach [56].	65
Abbildung 35. Schema zur Signalverarbeitung nach [56]	66
Abbildung 36. Signalausgang des Vorverstärkers und Pulshöhenanalyse nach [56].....	66
Abbildung 37. Spektren von ⁶⁰ Co (links) und ^{110m} Ag (rechts), jeweils eigene Messung mittels Szintillationsdetektor über mit Germanium-Detektor aufgezeichneter Referenz (nach [56], Grafiken für Referenz bearbeitet aus ⁶⁰ Co: [95] S. 442; ^{110m} Ag: [96] S. 449)	67
Abbildung 38. Gewinnung einer Kalibrierlinie zur Bestimmung der Orientierung des Kolbenringes nach [56].	69
Abbildung 39 Ermittlung der Orientierung eines Kolbenringes aus den beiden Zählraten nach [56].....	69
Abbildung 40. Berechnung der Kolbenbolzenposition aus den Abstandsmessungen, hier gezeigt bei einer Drehzahl von 2000 1/min und 6 bar indiziertem Mitteldruck.	72
Abbildung 41. Kolbensekundärbewegung im gefeuerten Motorbetrieb.....	74
Abbildung 42. Resultierender Schafteinfall auf der Druckseite	75
Abbildung 43. Berechneter Einfluss des Messschwingensystems auf die Kolbensekundärbewegung.	76
Abbildung 44. Auf die Kolbensekundärbewegung wirksame Kraftkomponenten (Simulation).	77
Abbildung 45. Druckverhältnisse im Ringpaket bei steigender Motordrehzahl und 6 bar indiziertem Mitteldruck.....	78
Abbildung 46. Spitzendrücke an den Ringstegen des Kolbens auf Druck- und Gegendruckseite.	79
Abbildung 47. Druckverhältnisse im Kolbenringpaket bei niedriger Drehzahl und hoher Last.	79
Abbildung 48. Druckverhältnisse im Kolbenringpaket bei geschlepptem Motorbetrieb.	80
Abbildung 49. Axiale Bewegung des ersten Kompressionsringes auf Druck- und Gegendruckseite für Drehzahlen von 1000–3000 1/min, Positionsangabe relativ in der Nut (0 % unten, 100 % oben)	81
Abbildung 50. Bewegung des ersten Kompressionsringes im geschleppten Motorbetrieb, Positionsangabe relativ in der Nut (0 % unten, 100 % oben)	82
Abbildung 51 Korrelation zwischen Kolbenringorientierung, Ölemission und Blow-by nach [56]	84
Abbildung 52. Beispielhafter LIF-Signalverlauf, gemessen von Buchsenseite an Position LIF ½ Hub KHD, hier bei 2500 1/min und 8 bar Mitteldruck. Auswertung des Median- und Mittelwertes.	87

Abbildung 53. Graphische Darstellung der einzelnen Arbeitsspiele übereinander.....	88
Abbildung 54. Detailansicht des passierenden Ringpaketes im Arbeitstakt (2500 rpm, 8 bar).	88
Abbildung 55. Exemplarischer LIF-Signalverlauf an der Buchse – Passieren des Kolbenringpaketes in Expansions- und Ausschietakt. Betriebspunkt: 2500 1/min und 8 bar Mitteldruck.	90
Abbildung 56. Abnutzungserscheinungen an der Graphitbeschichtung des Kolbenhemdes im Lauf des Motorenbetriebes.	90
Abbildung 57 Wiederholgenauigkeit der Schichtdickenmessung.....	92
Abbildung 58. Einfluss der Motordrehzahl auf die LIF-Signalverläufe. Für jeden Betriebspunkt sind 100 aufeinanderfolgende Arbeitsspiele aufgetragen.....	94
Abbildung 59. Lasteinfluss auf das LIF-Signal bei konstanter Drehzahl, 100 Arbeitsspiele je Betriebspunkt.	96
Abbildung 60. Am Ringsteg 1 des Kolbens gemessene Ölschichtdicken (SD).	97
Abbildung 61. Am Ringsteg 2 des Kolbens gemessene Ölschichtdicken (SD) zeigen vereinzelt größere Ölmengen. Diese Peaks treten kurz nach Vorzeichenwechsel der Kolbenbeschleunigung (a_{Kolben}) auf.....	98
Abbildung 62. Kolbensekundärbewegung und Schichtdicken am <i>Kolbenhemd oben</i> bei konstanter Drehzahl von 2500 1/min und variiertes Last	99
Abbildung 63. Kolbensekundärbewegung und Schichtdicken am <i>Kolbenhemd oben</i> bei konstantem Mitteldruck von 8 bar und variiertes Drehzahl.	101
Abbildung 64. Kolbensekundärbewegung und Schichtdicken in der <i>Mitte des Kolbenhemdes</i> bei konstanter Drehzahl von 2500 1/min und variiertes Last	102
Abbildung 65. Kolbensekundärbewegung und Schichtdicken in der <i>Mitte des Kolbenhemdes</i> bei konstantem Mitteldruck von 8 bar und variiertes Drehzahl.....	104
Abbildung 66. Kolbensekundärbewegung und Schichtdicken am <i>Kolbenhemd unten</i> bei konstantem Mitteldruck von 8 bar und variiertes Drehzahl.	105
Abbildung 67. Vergleich von Abstands- und Schichtdickenmessung am Kolbenhemd ($n = 2500$ 1/min, $p_{mi} = 6$ bar).....	106
Abbildung 68. Beispielhaft ausgewähltes Fluoreszenzsignal zur Bestimmung des Füllungsgrades in der zweiten Ringnut am Betriebspunkt 2500 1/min und 7,5 bar Mitteldruck.....	107
Abbildung 69. Kolbensekundärbewegung am betrachteten Betriebspunkt bei 2000 1/min und gefeuert mit 6 bar Mitteldruck bzw. geschleppt.	108
Abbildung 70. Kontinuierlicher Messschrieb der Ölfilmdicke an der Messposition LB1.....	109
Abbildung 71. Kontinuierlicher Messschrieb der Ölfilmdicke am Ringsteg 1.....	111
Abbildung 72. Kontinuierlicher Messschrieb der Ölfilmdicke am Ringsteg 2.....	112
Abbildung 73. Kontinuierlicher Messschrieb der Ölfilmdicke am Kolbenhemd oben.	113
Abbildung 74. Kontinuierlicher Messschrieb der Ölfilmdicke am Kolbenhemd unten.	114
Abbildung 75. Kontinuierlicher Messschrieb der Ölfilmdicke an beiden Ringstegen zeigt das Passieren des Ringstoßes am Kolbenring 2	115
Abbildung 76. Kontinuierlicher Messschrieb an der Buchse zeigt passieren	

des Ringstoß am Kompressionsring 2. Verlauf der Blow-by Messung und Spitzendruck am Ringsteg 1 sind unauffällig.....	116
Abbildung 77. Kontinuierlicher Messschrieb der Ölfilmschichtdicke an den Ringstegen bei vergrößertem Ringstoß 1, links Ringsteg 1 und rechts Ringsteg 2.....	117
Abbildung 78. Änderung der Druckverhältnisse in der Kolbengruppe mit dem Einlauf des Kolbens (gezeigt vor und nach 90 Minuten Betrieb im ganzen Kennfeld. Drehzahl 1000 1/min, Mitteldruck 6 bar)	118
Abbildung 79. Laufbuchsenseitig gemessener Ölschichtdickenverlauf in der Kolbengruppe vor und nach erstem Einlauf des Kolbens.....	119
Abbildung 80. Am Kolbenhemd unten gemessener Ölschichtdickenverlauf vor und nach erstem Einlauf des Kolbens, jeweils bei einer Drehzahl von 1000 1/min und 6 bar indiziertem Mitteldruck.....	119
Abbildung 81. Kennfelder der minimal verbleibenden Schichtdicke zwischen Zylinderbuchse und den Kanten des Ölabstreifringes bei variierter Vorspannkraft.	121
Abbildung 82. Detailansicht der Ölschichtdickenmessung von Laufbuchsenseite aus für zwei Motorbetriebspunkte. Signalverläufe im Ringpaket und stark vergrößertes Detail des Ölabstreifringes im Arbeitstakt.....	122
Abbildung 83. Detailansicht der Ölschichtdickenmessung von Laufbuchsenseite für zwei- und dreiteilige Bauform des Ölabstreifringes.	123
Abbildung 84. Vergleich der Ölabstreifringvarianten im Fastlog (nur Arbeitstakt)	124
Abbildung 85. Druckverhältnisse und Blow-by im Ringpaket je nach Bauform des Ölabstreifringes.	126
Abbildung 86. Auswirkung einer Vergrößerung der Ringstöße auf die Spitzendrücke an den Ringstegen und die Blow-by-Verluste.....	127
Abbildung 87. Effekt der vergrößerten Ringstöße auf die Ölfilmverteilung (nur Arbeitstakt).	129
Abbildung 88. Querverschiebung und Kippwinkel des Kolbens im geschleppten Motorbetrieb.	142
Abbildung 89. Einfluss der Schwinge auf die Kolbensekundärbewegung (Simulation)	145
Abbildung 90. Drehzahl- bzw. Lasteinfluss auf das LIF-Signal, inkl. Detailansicht ÖAR.	146
Abbildung 91. Einfluss variierter Last auf die LIF-Signalverläufe am Kolbenhemd unten. Gemessen bei konstanter Drehzahl von 2500 1/min.....	147

Formelzeichen und Abkürzungen

Lateinische Symbole	Benennung
C	Stoffmengenkonzentration
D	Schichtdicke
F	Kraft
I	Intensität
L	Pleuellänge
n_{opt}	Brechungsindex
N	Motordrehzahl
p_{mi}	Indizierter Mitteldruck
R	Kurbelradius
y_{KB}	y-Koordinate des Kolbenbolzens

Griechische Symbole

Φ_f	Quantenausbeute
λ_s	Pleuelstangenverhältnis
ϵ_λ	Extinktionskoeffizient
β	Pleuelschwenkwinkel
θ	Ein/Ausfallwinkel
κ	Kolbenkippwinkel
λ	Verbrennungsluftverhältnis
φ	Kurbelwinkel
ϵ	Verdichtungsverhältnis

Abkürzungen

DS	Druckseite, Seite der belasteten Kolbenanlage im Arbeitstakt
GDS	Gegendruckseite
KGH	Kurbelgehäuse
KR	Kompressionsring
LB	Laufbuchse
LOT	Ladungswechsel-OT

MK	Messkolben
ÖAR	Ölabstreifring
OT	Oberer Totpunkt der Kolbenbewegung
RS	Ringsteg
UT	Unterer Totpunkt der Kolbenbewegung
VI	Viskositätsindex
ZOT	Zünd-OT

1 Einleitung und Motivation

Der Verbrennungsmotor sieht sich stetig steigenden Anforderungen gegenüber, wobei zunächst für alle Bauformen ein hoher Wirkungsgrad und niedrige Schadstoffemission gefordert wird. Insbesondere für den Einsatz als Antriebsquelle im Kraftfahrzeug sind jedoch viele weitere Aspekte zu berücksichtigen wie beispielsweise geringes Gewicht, kompakte Bauform und gute akustische Eigenschaften. Um diesen Anforderungen Rechnung zu tragen, haben sich in den letzten Jahren Konzepte mit erheblich reduziertem Hubraum und – in der Regel durch Abgasturboaufladung – erhöhter Leistungsdichte durchgesetzt. Bei diesen Motoren werden Bauteile und Betriebsflüssigkeiten thermisch und mechanisch grenzwertig belastet, dies betrifft insbesondere die Bauteile der Kolbengruppe. Deshalb ist hier eine sorgfältige Auslegung der Schmierung und Kühlung für alle Betriebszustände unerlässlich.

Das Gesamtsystem der Kolbengruppe und ihrer Schmierung sind nicht zuletzt aufgrund der intermittierenden Arbeitsweise des Hubkolbenmotors und den daraus resultierend ständig wechselnden Randbedingungen überaus komplex. Deshalb kann derzeit eine rein rechnerische Auslegung nicht alle Aspekte abdecken. Zur Auslegung und Auswahl der Zylinderkomponenten ist die Kenntnis des sich im Betrieb einstellenden Ölhaushalts von entscheidender Bedeutung. Eben dieser Ölhaushalt wird durch zahlreiche Größen beeinflusst.

Der Inhalt dieser Arbeit ist deshalb, anhand eines zu diesem Zweck aufgebauten Forschungsmotors, ein möglichst vollständiges Bild des Ölhaushalts und seiner Einflussgrößen zu erstellen, mittels dessen empirisch beobachtete Phänomene in ihrer Auswirkung geklärt und quantitative Daten für Simulationsrechnungen bereitgestellt werden können.

1.1 Definition und Aufgaben der Kolbengruppe

Als Kolbengruppe wird die Gesamtheit der Bauteile Kolben, Kolbenringe, Kolbenbolzen sowie ggf. Lagerbuchsen und Sicherungsringe des Letzteren verstanden. Die Aufgaben der Kolbengruppe sind am 4-Takt-Motor primär die Kraftübertragung zwischen Arbeitsgas und Pleuelstange und die Begrenzung und Abdichtung des genutzten Zylindervolumens gegen das Kurbelgehäuse. Darüber hinaus muss sie weitere Aufgaben erfüllen:

- Wärmeabfuhr über die Kolbenringe an die gekühlte Zylinderbuchse und das Motoröl, wobei bei Aluminiumkolben mit Anspritzkühlung etwa 55 bis 65% des Wärmestromes über das Kolbenringpaket geleitet wird [1].
- Sicherstellen der Schmierung und gleichzeitig geringer Reibverluste durch optimale Auslegung des Ölhaushaltes.
- Niedriges Gewicht und geringe Bauhöhe sowie ggf. Einstellen verschiedener Verdichtungsverhältnisse für Leistungsvarianten des Motors.
- Günstige akustische Eigenschaften in allen Betriebszuständen.
- Schneller Einlauf und lange Lebensdauer der Bauteile.
- Beeinflussung der Ladungsbewegung und des Wärmeeintrages durch Gestaltung der Brennraumform.

1.2 Bedeutung des Systems Kolbengruppe im Motor

Die Gestaltung der Kolbengruppe hat weitreichende Einflüsse auf die Eigenschaften des gesamten Aggregates. Insbesondere durch den sich im Betrieb einstellenden Ölhaushalt werden die im Folgenden erläuterten Parameter beeinflusst.

- Die Tribologie, also Reibung und Verschleiß des Systems. Dabei wird die durch den Kraftstoff eingebrachte chemische Energie in konventionell angetriebenen PKWs in Wärme und mechanische Arbeit gewandelt.

Thermodynamisch bedingt findet sich der mit 33% größte Anteil der eingebrachten Energie in Wärmeverlusten durch das Abgas. Etwa 29% werden als Kühlwärme über Konvektion abgeführt. Übrig bleiben die Reibungsverluste des Antriebsstranges (hier weiter aufgeteilt in Motor und Getriebe) sowie die für die Fahraufgabe aufgebrauchte Energie, zusammengesetzt aus den Fahrwiderständen¹ und der durch Bremsen ver-
 nichteten Energie.

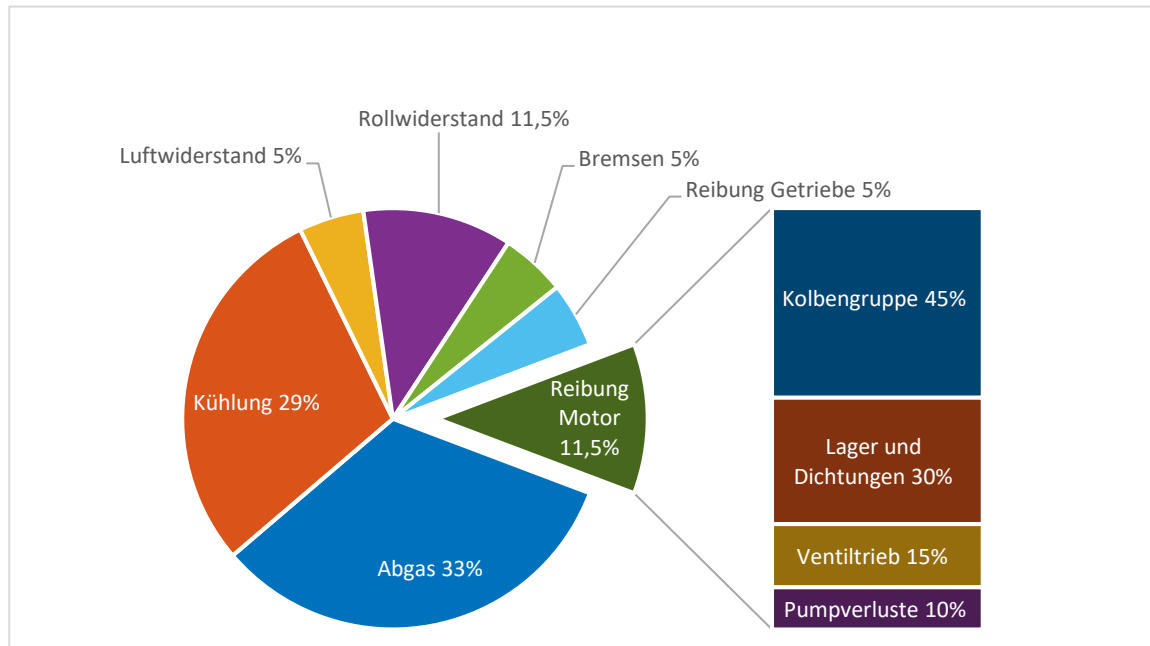


Abbildung 1. Energieverteilung im Kraftfahrzeug nach [2].

Auf die motorische Reibung entfällt also ein Großteil der dem Arbeitsverfahren entzogenen mechanischen Leistung. Inermotorisch ist davon der Anteil der Kolbengruppe mit 45% dominant.

- Der Ölverbrauch, die Schadstoffemission und Vorentflammungen. Ölverbrauch entsteht am Motor durch die Ölverluste im Zylinder, Ölaustritt an den Ventilsitzen und der Turbolader-Schmierung sowie durch eine nicht vollständige Ölabscheidung der Kurbelgehäuseentlüftung.

Verbrauchtes Öl gelangt in das Abgassystem und erhöht die Partikel- und Kohlenwasserstoff-Emissionen. Zusätzlich können Ölasche-Ablagerungen auch zu einer Beeinträchtigung der Funktion von Katalysatoren und Partikelfiltern führen.

Die Kolbengruppe stellt unter den Quellen des Ölverbrauches den größten Anteil dar [3, 4]; nennenswerter Ölaustritt am Turbolader ist nur in Betriebsbereichen mit ungünstigen Druckverhältnissen zu erwarten [5]. Bei modernen, direkteinspritzenden Motoren ist zudem mit einer zusätzlichen Ölemission von der Zylinderbuchse durch Aufspritzen des Kraftstoffes zu rechnen [6]. Untersuchungen zeigen, dass bei Betriebspunktwechseln zusätzliche Ölmengen verbraucht werden [7–9]. Dabei sind bei der Auslegung mit

¹ Es sind nur Roll- und Luftwiderstand betrachtet, weil Beschleunigungswiderstand und Steigungswiderstand nicht verloren gehen, sondern zu einer Erhöhung der potentiellen oder kinetischen Energie führen, die danach wieder genutzt wird.

Einführung des RDE-Prüfverfahrens zur Schadstoffemissionsmessung zunehmend auch dynamische und instationäre Betriebszustände relevant.

Öl, das an der Kolbengruppe vorbei in den Brennraum gelangt, kann bei hochaufgeladenen Ottomotoren unter ungünstigen Bedingungen (niedrigen Drehzahlen und hohen Lasten, engl. Low Speed Pre-Ignition, LSPI) zu Vorentflammungen führen [10, 11].

- Die Ölalterung. Durch die hohen Temperaturen und Drücke sowie durch mechanische und chemische Beanspruchung ist das Öl in der Kolbengruppe sehr hohen Belastungen ausgesetzt. Dabei resultiert die chemische Belastung aus der Anwesenheit von Kraftstoffen, Verbrennungs- und Verschleißrückständen. Die Gestaltung der Kolbengruppe beeinflusst diese Belastungen durch die Verweildauer des Öles sowie durch die Bauteiltemperaturen.
- Die Abdichtung. Der Kolben stellt in Zusammenarbeit mit den Kolbenringen ein mehrstufiges Dichtsystem dar. Je nach Ausführungsform der Kolbenringe und des Kolbens entsteht im Betrieb ein gasförmiger Leckageverlust in Richtung des Kurbelgehäuses, der als Blow-by bezeichnet wird. Diese Leckage verringert aus Sicht des Arbeitsprozesses den motorischen Wirkungsgrad und kann Kraftstoff in die Kolbengruppe und den Ölkreislauf einbringen. Aus Gründen der Emission werden Blow-by-Gase nach einer Ölabscheidung durch Einleitung in das Saugrohr erneut der Verbrennung zugeführt. In bestimmten Betriebszuständen sind auch Gasströmungen in den Brennraum zurück möglich, die dann sinngemäß als Reverse-blow-by benannt sind. Dadurch ist ein Austragen von Ölnebel in den Brennraum möglich.
- Die Kühlung. Spezifisch hoch belastete Kolben können nicht ausreichend Wärme über die Kolbenringe an die Laufbuchse ableiten. Deshalb wird der Kolben in diesem Fall mit Öl gekühlt, wobei bei PKW-Motoren die Zuführung üblicherweise als Anspritzkühlung aus dem Kurbelgehäuse per Freistrahler erfolgt. Bei Ottomotoren mit Aluminiumkolben ohne Kühlkanal werden bis zu 44% der Wärmeabfuhr durch das Öl erreicht. Thermisch höher belastete Dieselmotoren mit Kühlkanälen können bis zu 70% der anfallenden Wärme an das Öl abgeben [1].
- Die Akustik. Im Betrieb trägt der Kolben erheblich zur Schallemission des Motors bei. Durch die Gestaltung des Kolbens und der Kurbeltriebskinematik kann die Schallemission beeinflusst werden. Der Schmierfilm zwischen Zylinderbuchse und Kolben hat ebenso dämpfende Eigenschaften auf das Kolbengeräusch [12–14].

Die Kolbengruppe ist also eine Schlüsselstelle des Motors, die zahlreiche Anforderungen erfüllen muss. Aktuelle Trends, die vorrangig in der weiteren Reduktion der CO₂-Emission und des Schadstoffausstoßes begründet liegen, bringen zusätzlichen Optimierungsdruck und Entwicklungsbedarf mit sich.

1.3 Überblick über die Arbeit

Nach den hinführenden Worten zur Kolbengruppe und ihrer Bedeutung für das Gesamtsystem des Motors im Kapitel 1 wird in der folgenden Arbeit zunächst im Kapitel 2 eine kurze Heranführung an die Tribologie sowie der wichtigsten Eigenschaften und Auswirkungen der Motoröle gegeben. Es folgt ein Überblick über die Funktionsweise und Ausführungsform der Kolbengruppe.

Kapitel 3 gibt ein Überblick über den Stand der relevanten, an der Kolbengruppe eingesetzten Messtechniken zur Erfassung von Bewegungszuständen und zum Nachweis von Ölschichten. Anhand dieses Standes wird der weitere Forschungsbedarf aufgezeigt.

Kapitel 4 beschreibt den Aufbau des Versuchsmotors, der verwendeten Messkolben und des laser-optischen Messsystems sowie anschließend das umgesetzte Verfahren zur Kolbenring-Rotationsmessung. Es endet mit einem kurzen Blick auf die verwendete Messdatenerfassung und Motorsteuerung.

Im Kapitel 5 schließlich werden Messergebnisse aufgezeigt und diskutiert. Der Übersicht halber ist dieser Abschnitt nach Messtyp gegliedert. Nach Abschnitten zur Kolbensekundärbewegung, zu Druckmessungen am Kolben, zur Kolbenringbewegung sowie zur Ölschichtdickenmessung werden im Abschnitt 5.5 schließlich die Effekte einzelner Modifikationen an der Kolbenringbestückung vergleichend und unter Zuhilfenahme aller relevanten Messtechniken erläutert.

Ein Ausblick zu weiteren Verbesserungsmöglichkeiten des Messsystems sowie zu künftig möglichen Untersuchungen wird in Kapitel 6 gegeben.

Kapitel 7 fasst schließlich die Ergebnisse der Arbeit nochmals zusammen.

2 Grundlagen zu Tribologie und Kolbengruppe

2.1 Tribologie und Reibung in geschmierten Systemen

Reibung tritt zwischen zwei in Kontakt stehenden Festkörpern auf, sobald sie Kräfte aufeinander übertragen. Anhand der Bewegungsform lassen sich verschiedene Reibungsarten unterscheiden. Existiert keine Relativbewegung in der Kontaktfläche, so wird die Reibung als *Haftreibung* bezeichnet. Andernfalls wird, je nach Bewegungsrichtung der Körper zueinander, weiter unterschieden in

- *Gleitreibung* bei tangentialer Bewegungsrichtung der Körper zueinander,
- *Rollreibung* oder *Bohrreibung* je nach Lage der Rotationsachse bei rotierender Relativbewegung der Körper um den Kontakt ohne Gleitanteil
- sowie *Wälzreibung* als Überlagerung der beiden Erstgenannten.
- *Stoßreibung* tritt bei Übertragung eines Impulses normal zur Kontaktfläche auf [15].

Eine Kategorisierung der Reibung ist auch anhand des Reibungszustandes üblich. Im ungegelmerten Zustand tritt reine *Festkörperreibung* auf, die mikroskopisch betrachteten Oberflächen sind ineinander verzahnt. Bilden sich an den Oberflächen der Reibpartner Oxidschichten aus oder sind diese beispielsweise mittels Graphit oder Molybdänsulfid durch einen Festschmierstoff durch eine harte Schicht voneinander getrennt, so wird dies als *Haftschichtreibung* bezeichnet. Zwischen den Reibflächen kann zur Minderung von Reibung und Verschleiß ein Schmiermittel als Zwischenstoff eingesetzt werden. Dieser trennt die Reibpartner mit zunehmender Schichtdicke. Der Zustand der *Flüssigkeitsreibung* liegt vor, sobald die Rauigkeiten der Bauteile keinen physikalischen Kontakt mehr zueinander besitzen und vollständig auf dem Schmierfilm aufschwimmen. Unter realen Bedingungen tritt selten ein einzelner Zustand auf, sondern es erfolgt ein Wechsel zwischen mehreren Zuständen oder sie liegen gleichzeitig nebeneinander vor. Sämtliche Übergangsformen werden als *Mischreibung* bezeichnet, das gilt insbesondere für den Übergang zwischen Festkörper- und Flüssigkeitsreibung. Dieser ist dadurch gekennzeichnet, dass die Oberflächenrauheiten der Werkstoffe zumindest teilweise noch in Kontakt stehen, aber dazwischen bereits der Schmierfilm eine tragende Aufgabe übernimmt. Abbildung 2 zeigt links einen schematischen Überblick über die genannten Reibungszustände.

Stribeck [16] untersuchte diese Reibungszustände an stationär belasteten, ölversorgten Gleitlagern. In der nach ihm benannten Kurve ist die resultierende Reibungszahl über der Gleitgeschwindigkeit aufgetragen. Beim Hochlauf des Lagers durchfährt es sämtliche Bereiche der Reibung. Zunächst muss die Haftreibung überwunden werden. Mit zunehmender Gleitgeschwindigkeit steigt der hydrodynamische Druck in den Reibflächen an, die Flächenpressung des Festkörperkontaktes fällt und der Bereich der Mischreibung wird durchfahren. Steigt der Druck so weit, dass der Kontakt der Reibpartner sich löst, ist der sogenannte Ausklinkpunkt erreicht. Dieser Punkt stellt gleichzeitig das Minimum der Reibungszahl μ dar. Eine weitere Erhöhung der Wellendrehzahl führt zu einem höheren Schmierfilm mit – durch vergrößerte Schubspannung bedingten – stärkeren Verwirbelungen des viskosen Schmierstoffes. Dies wiederum führt zu einem Anstieg der Reibungszahl mit weiter erhöhter Drehzahl.

Die Stribeckkurve gilt in dieser Form für konstante Temperaturen, Schmierstoffviskositäten und Flächenpressungen am Lager. Änderungen dieser Größen führen zu einer Änderung des Kurvenverlaufes. In Abbildung 2 sind die Reibungszustände sowie die Stribeck-Kurve darge-

stellt. Die Erkenntnisse über diese Betriebsbereiche finden nicht nur am Gleitlager Anwendung, sondern lassen sich auf lineare Reibkontakte und damit auf die Kolbengruppe übertragen.

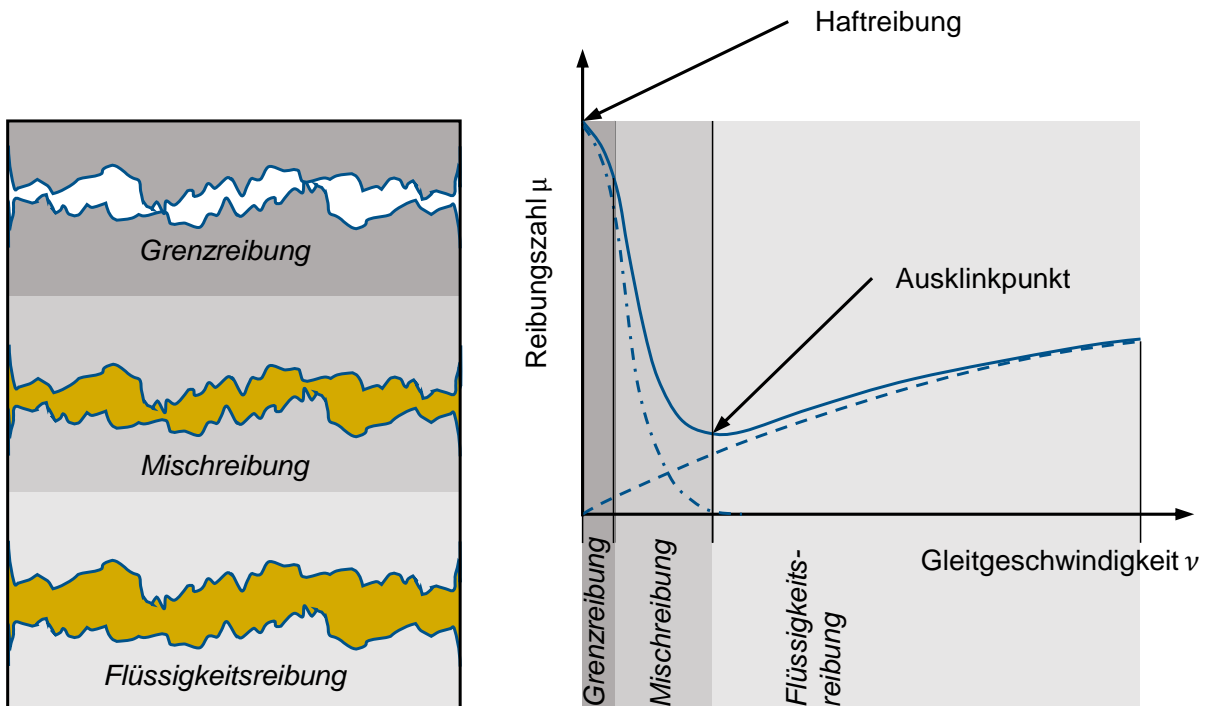


Abbildung 2. Reibungszustände und Stribeck-Kurve nach [15].

2.2 Eigenschaften von Motorölen

Für die dargestellten Zusammenhänge ist also die Trennung der Reibpartner durch das Motoröl entscheidend.

2.2.1 Aufgaben des Motoröles im Motor

In Verbrennungsmotoren eingesetzte Schmieröle übernehmen eine Vielzahl von Aufgaben. Dazu zählen:

- Die *Reduktion der Reibung* zwischen den Gleitpartnern und dem Verschleißschutz
- *Kühlung* des Kolbens
- Unterstützung der *Abdichtung* im Kolbenringpaket
- *Schutz vor Ablagerungen* aus Verbrennungsrückständen und *Korrosionsschutz* der Motorbauteile durch Neutralisation von Säuren und Aufnahme von Wasser und anderen Verbrennungsrückständen
- Das *Übertragen von Kräften* in hydraulischen Stelleinheiten oder dem Ventilspielausgleich

Davon beziehen sich die ersten vier Punkte unmittelbar auf die Kolbengruppe. Innerhalb der Kolbengruppe wird das Motoröl maximal belastet.

2.2.2 Aufbau von Motorölen

Die Herstellung eines Grundöles kann aus Mineral- oder Syntheseöl oder einer Mischung der Beiden erfolgen. Mineralöl wird aus natürlichem Erdöl durch Förderung, Entwässerung, Ent-

gasung und Entsalzung gewonnen. Die Herstellung des Grundöles erfolgt durch anschließende Destillation (Selektion des Siedebereichs) und Raffination. Im Gegensatz dazu ist Syntheseöl stets aus chemischen Grundbausteinen, in der Regel aus Ethylen, hergestellt.

Da die Grundöle alleine die Anforderungen nicht erfüllen können, werden ihnen chemische Zusätze beigemischt, die Additive. Diese verändern das Grundöl in seinen Eigenschaften.

Da diese Aufgaben von mineralischen oder synthetischen Grundölen zunächst nicht zufriedenstellend gelöst werden können, wird den Ölen eine Mischung an Additiven hinzugefügt, um die Eigenschaften des Grundöles entsprechend zu verbessern. Ein übliches Motorenöl besteht dabei zu knapp 80% aus dem Grundöl. Einen Überblick über die wichtigsten Additive gibt Tabelle 1.

Tabelle 1. Wichtige Additiv-Wirkstoffe in Motorenölen nach [17].

Additivtyp	Art der Stoffe	Aufgabe	Wirkungsweise
VI-Verbesserer	Polymerisierte Olefine oder Isoolefine, Polymethacrylate, Polyalkylstyrole	Verminderung der Viskositätsänderung bei Veränderung der Temperatur	Größere Erhöhung der Viskosität bei hohen als bei niedrigen Temperaturen
Fließverbesserer	Kondensationsprodukte von chloriertem Paraffin und Naphthalin; Polymethacrylate	Herabsetzung des Stockpunktes bei Schmierölen	Umhüllung der entstehenden Paraffinkristalle und Verhinderung des Wachstums
Detergentien	Metallorganische Verbindungen (Mg, Ca, Ba) wie Phenolat, Sulfonat, Phosphat, Naphtenat	Sauberhaltung von heißen Oberflächen	Verhinderung der Koagulation von Oxidationsprodukten
Dispergatoren	Amide oder Imide mehrbasischer organischer Säuren	Verhinderung von Kaltschlamm- bildung	Peptisation von ö unlöslichen Oxidationsprodukten
Oxidationsinhibitoren	Phenole, Amine, Sulfide, Merkaptane	Verhinderung von Verfärbung, Schlamm- bildung und Korrosion durch Oxidation	Unterbrechen des Radikal- kettenmechanismus der Öloxidation
Verschleißinhibitoren	Organische Verbindungen mit Schwefel oder Chlor	Verhinderung von Oberflächenschäden bei belasteten Flächen	Chemische Reaktion mit der Metalloberfläche unter Bildung einer wenig scherfesten Schicht
Antischaumzusätze	Silikonpolymere	Verhinderung der Bildung von stabilem Schaum	Zerstörung der Ölhäutchen, die die Luftblasen umgeben
Korrosionsinhibitoren	Fettsäuren, Oxidationsprodukte von Mineralöl, Sulfonate, Salze	Ausbildung von Deckschichten undurchlässig für Wasser und Luft	Chemische Reaktion mit dem Werkstoff oder Adsorption an der Metalloberfläche
Metalldesaktivatoren	Organische Stickstoff- und Schwefelverbindungen	Passivierung des katalytischen Effektes von Metallen	Reaktion mit Metallionen unter Bildung nichtaktiver Verbindungen
Reibkoeffizientenbeeinflusser	Organische Säuren, Ester, Alkohole	Veränderung der Gleitreibzahl	Bildung chemischer Reaktionsschichten

2.2.3 Viskositätsverhalten

Die Viskosität von Fluiden ist von der Temperatur abhängig, wobei sie bei Flüssigkeiten mit zunehmender Temperatur stark abnimmt, das Öl wird also dünnflüssiger. In einem doppelt-logarithmischen Diagramm kann die kinematische Viskosität über der Temperatur unter guter Näherung als Gerade aufgetragen werden. Diese Darstellung wird als Ubbelohde-Walther-Diagramm bezeichnet und ist nach DIN 51 563 genormt.

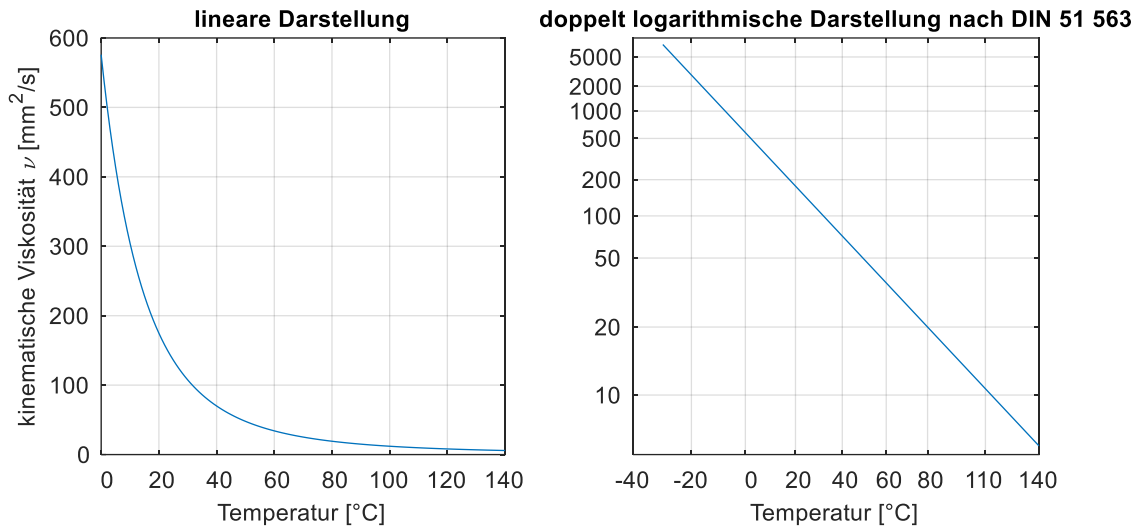


Abbildung 3. Viskosität eines 5W30-Öles unter Temperatureinfluss.

Durch Dean und Davis wurde der Viskositätsindex VI eingeführt, der in der DIN ISO 2909 festgelegt ist. Dabei sind die Werte 0 und 100 theoretischen Vergleichsstoffen zugeordnet. Durch den Einsatz von VI-Verbesserern kann die Temperaturabhängigkeit der Viskosität reduziert und der Einsatzbereich des Öles vergrößert werden. Die VI-Verbesserer haben also zur Aufgabe, die Temperaturabhängigkeit der Ölviskosität zu begrenzen. Die Wirkstoffe bestehen dabei aus kettenförmigen organischen Polymeren. Unter Temperatureinfluss entfalten sich die auf Molekülebene ursprünglich eingeknäulten Fäden und erhöhen dabei die Viskosität [18].

2.3 Konstruktive Ausführung der Kolbengruppe

Wichtige Maße und Bezeichnungen am Kolben sind in Abbildung 4 zusammengefasst. Aufgrund in der Literatur nicht einheitlicher Bezeichnung sei besonders darauf hingewiesen, dass in dieser Arbeit der Stegbereich zwischen erstem und zweitem Kompressionsring als Ringsteg 1 bezeichnet wird.

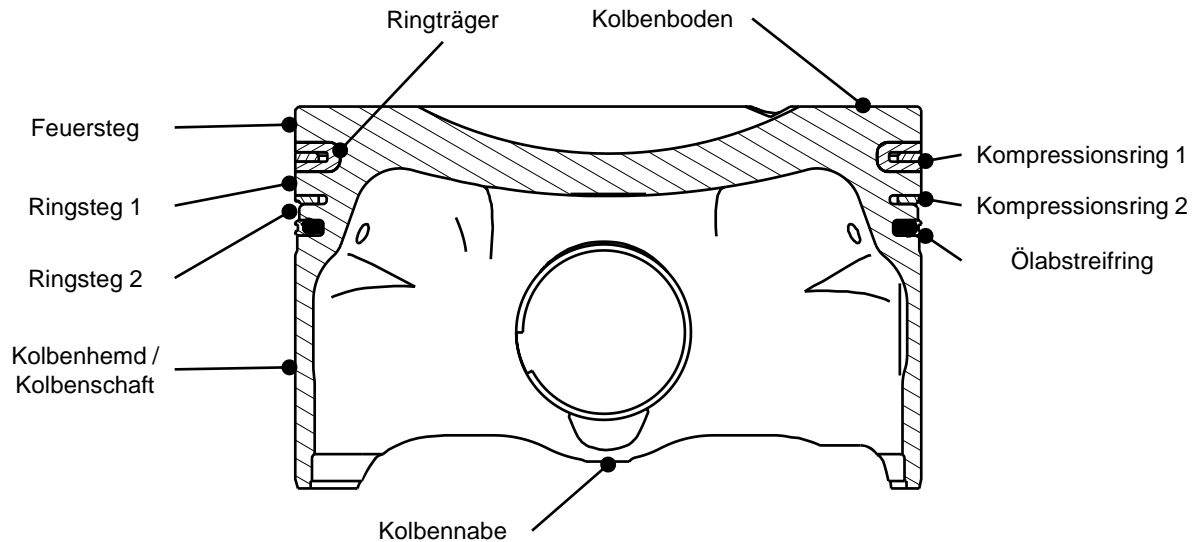


Abbildung 4. Nomenklatur des Kolbens.

2.3.1 Kolbenhubbewegung

Die Bewegungsbahn des Kolbens ist durch die Zylinderbuchse geführt und von der Kinematik des Kurbeltriebs bestimmt. Nimmt man eine konstante Drehgeschwindigkeit der Kurbelwelle an, so ergibt sich in Abhängigkeit Kurbelradius und Pleuellänge die folgende Form der Bewegungsbahn. Dabei ist der Punkt der höchsten Kolbengeschwindigkeit bereits deutlich vor dem halben Kolbenhub erreicht, im hier vorliegenden Versuchsmotor mit einem Pleuelstangenverhältnis von $\lambda_5 = 0,32$ bei $74,1^\circ \text{KW}$ nach (bzw. vor) der oberen Totpunktlage, siehe Abbildung 5.

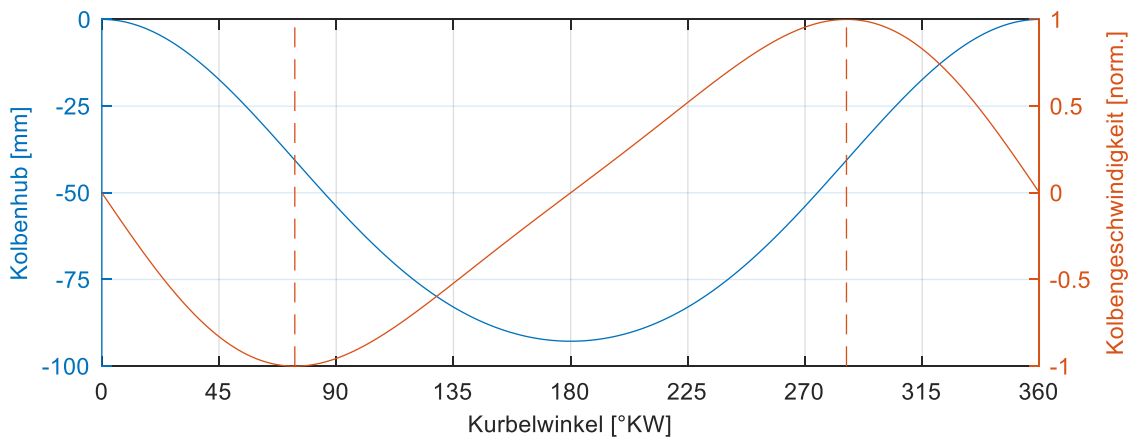


Abbildung 5. Kolbenhub und –Geschwindigkeit am Beispiel des Versuchsmotors (Daten siehe Tabelle 3, Seite 40).

2.3.2 Kolbenbauart

Die Reduzierung der Kolbenmasse ist im Motor nicht nur hinsichtlich der Gesamtmasse des Triebwerks relevant, sondern auch insofern, als die oszillierenden Massenkräfte insbesondere bei schnelllaufenden Motoren zu Vibrationen führen. Diese müssen dann durch geschickte Anordnung der Zylinder und gegebenenfalls durch zusätzliche Ausgleichswellen getilgt oder zumindest in ihrem Betrag reduziert werden, was einen erheblichen Aufwand nach sich zieht.

Eine in Bezug auf das Gewicht sehr günstige Bauform ist der Kastenkolben, bei dem die Schaftflächen zusammen mit ihren Abstützungen an der Nabe gewissermaßen einen Kasten bilden. Die Kastenwände sind nach oben hin schräg eingezogen, was gleichzeitig eine steife Konstruktion des Kolbenbodens und eine stabil abgestützte Form des Kolbenhemdes ermöglicht. Dabei sind die Kastenwände leicht asymmetrisch gestaltet, so dass auf der im Arbeitstakt belasteten Druckseite eine höhere Steifigkeit erreicht wird. Nach [1] lassen sich diese Kolben gleichermaßen für Aluminium- also auch Grauguss-Zylindergehäuse verwenden, da der Schaftbereich dieser Bauform Wärmedehnungen im elastischen Bereich der Schaftverformung kompensieren kann.

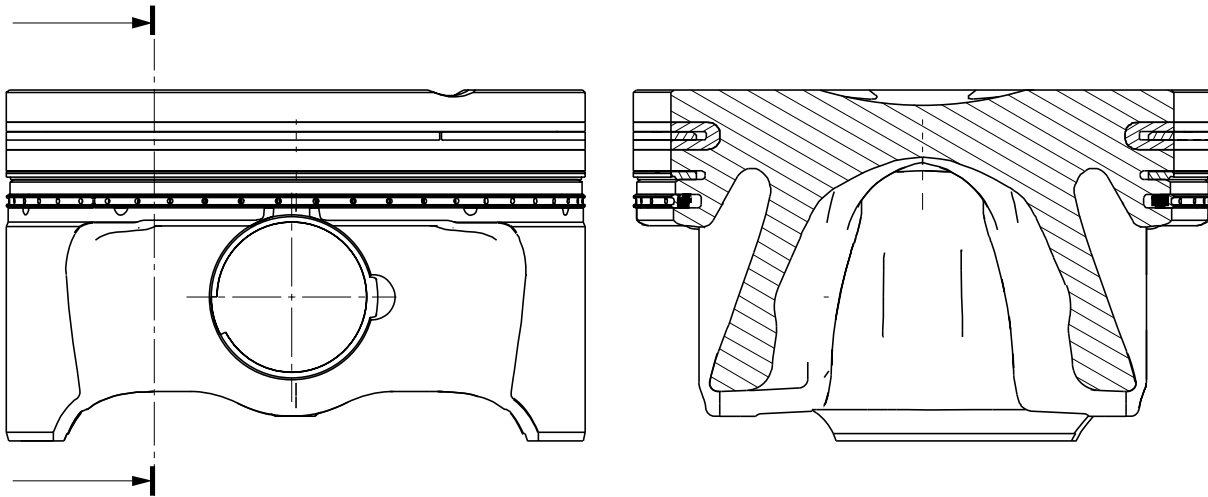


Abbildung 6. Querschnitt des Versuchskolbens.

Der Kolbenbolzen ist leicht zur Druckseite hin versetzt. Dies beeinflusst die Kolbensekundärbewegung insofern, als im Arbeitstakt durch den Brennraumdruck ein Kippmoment auf den Kolben wirkt, das diesen zur Gegendruckseite hin kippt. Dadurch legt sich das Kolbenhemd auf der Druckseite an, bevor durch die beginnende Schwenkung des Pleuels der Kolben selbst auf die Druckseite wechselt. Der Anlagewechsel wird dadurch in seiner Intensität gedämpft, was der Akustik zu Gute kommt. Des Weiteren ist diese Dämpfung auch funktional sinnvoll, um Kavitationseffekte auf der Außenseite des Kühlwassermantels zu verhindern.

PKW-Ottomotor-Kolben werden üblicherweise aus einer Aluminium-Legierung gegossen. Der Ringträger besteht aus austenitischem Gusseisen mit Lamellengrafit, um den Flankenverschleiß an den Ringnuten einzudämmen. Dieses ursprünglich für Dieselmotoren typische Konstruktionsmerkmal ist mit durch Aufladung zunehmenden Spitzendrücken mittlerweile auch an Ottomotoren mit gegossenen Kolben gängig [1].

Durch Einsatz einer DLC-Beschichtung des Kolbenbolzens kann der Bolzendurchmesser vergrößert werden, weil eine zusätzliche Buchse entfällt. Zusätzlich weist diese Beschichtung sehr gute Notlaufeigenschaften auf. Durch Einsatz von Sicherungsringen kann auf eine Klemmung des Kolbenbolzens verzichtet werden.

2.3.3 Kolbenfeinkontur

Die Kolbenkrone ist gegenüber dem Kolbenschaft leicht zurückgenommen, um ein Anschlagen der Stegbereiche bei der Ausführung der Kolbensekundärbewegung zu vermeiden. Zusätzliche Fasen und diametrale Rücknahmen finden sich im Bereich des zweiten Ringstegs und direkt unterhalb des Ölabstreifringes. Dies dient dazu, ein Volumen zu schaffen, in das

von den Kolbenringen während der Abwärtsbewegung des Kolbens abgezogenes Öl verdrängt werden kann.

Die Außenform des Kolbens ist nicht exakt zylindrisch, sondern erhält eine Feinkontur. Dabei ist der Kolben in Draufsicht oft leicht oval gestaltet und hat in Kolbenbolzenrichtung einen kleineren Durchmesser, um Raum für elastische Verformungen bei der Belastung mit Brennraumdruck zu schaffen [1].

Der Kolbenschaft selbst ist ballig ausgeführt und erreicht den Nenndurchmesser etwa im unteren Drittel der Lauffläche. Diese Gestaltung erlaubt die Ausbildung eines tragenden Schmierölkeils, insbesondere auch im leicht gekippten Zustand. Der Nenndurchmesser wird im kalten Zustand je nach Materialpaarung Kolben und Zylinder mit etwa 0,4 bis 0,8‰ Spiel ausgelegt [1]. Insbesondere Aluminiumkolben in Kombination mit Graugussbuchsen weisen hier ein ungünstiges Verhältnis der Wärmedehnung auf. Hinzu kommt die niedrigere Temperatur der direkt wassergekühlten Buchse. Auslegungsziel ist, dass der Kolben in betriebswarmem Zustand ausschließlich im balligen Schaftbereich in leichter Überdeckung läuft, also ein leichtes Übermaß gegenüber der Buchse aufweist. Dies gewährleistet eine exakte Führung des Kolbens und dämpft den Aufschlag der Kolbensekundärbewegung. Diese Überdeckung darf jedoch nicht zu groß ausgelegt werden, um die Reibung und Schmierung des Systems nicht zu stark zu beeinträchtigen.

Kolben mit geringem Gewicht verursachen beim Anlagewechsel einen geringeren Aufschlagimpuls, so dass die Überdeckung bei gleicher Akustik geringer gewählt werden kann [19]. Um den Zielkonflikt zwischen Reibung und Akustik optimal zu lösen, werden mittlerweile auch in Serie flaschenförmig oder konisch formgehornte Buchsen eingesetzt, die ein geringes Spiel im Bereich des Anlagewechsels nahe dem OT aufweisen, aber durch eine Aufweitung des Durchmessers im Verlauf des Kolbenhubs gleichzeitig reduzierte Reibung erreichen [20–22].

2.3.4 Kolbenringe

Die Abdichtwirkung des Kolbens gegen das Brennraumgas wird durch ein System aus mehreren Kolbenringen erreicht. Ein übliches Ringpaket besteht aus drei Kolbenringen. Dabei werden entsprechend ihrer Hauptaufgaben die ersten beiden Ringe als Kompressions- oder Verdichtungsringe bezeichnet, der dritte Ring als Ölabbstreifring.

Die Abdichtung gelingt dabei nicht vollständig, weshalb sich eine Gasströmung in Richtung Kurbelgehäuse einstellt, dieser Gasstrom wird als Blow-by bezeichnet. Am Vollmotor wird das Kurbelgehäuse in den Ansaugtrakt entlüftet. Zuvor erfolgen eine Regeleinheit zur Einstellung eines gewünschten Unterdrucks im Kurbelgehäuse sowie eine Ölabscheidung, verbleibendes Öl wird dann der Verbrennung mit der Ansaugluft zugeführt. Für ausführlichere Details sei beispielsweise auf [23] S. 159–173 verwiesen.

Durch die Kolbenringe muss aber gleichzeitig verhindert werden, dass Öl aus dem Kurbelgehäuse vorbei direkt in den Brennraum gelangt. Die Schwierigkeit aus der Abstimmung dieses Systems ergibt sich daraus, dass eine gewisse Schmierung der Kolbengruppe dennoch unerlässlich ist. Ein Großteil des Ölangebotes wird durch den Ölabbstreifring reguliert. Dennoch kommt es zum Öltransport in der Kolbengruppe. Abbildung 7 zeigt als Detailansicht einen Schnitt durch das Ringpaket an der Kolbengruppe

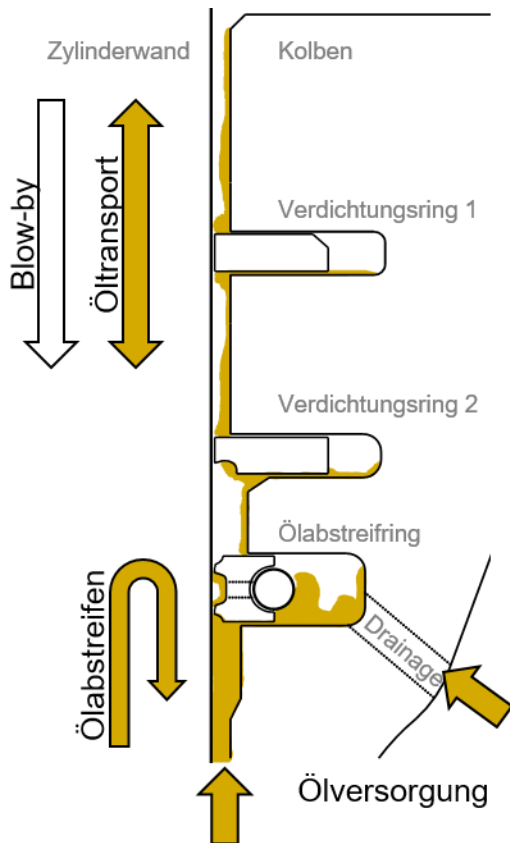


Abbildung 7. Schemazeichnung zur Abdichtfunktion von Kolben und Kolbenringen.

Im Folgenden wird die Funktionsweise der einzelnen Ringe noch detaillierter betrachtet.

2.3.4.1 Die Verdichtungsringe

Jeder Ring wird in einer eigenen Ringnut mit geringem axialem Spiel im Kolben geführt und erreicht seine vollständige Dichtwirkung erst unter Einfluss des Brennraumdrucks. Abbildung 8 verdeutlicht dies am Verdichtungsring 1. Die Druckdifferenz zwischen dem Bauraum ober- und hinterhalb des Ringes in der Ringnut zu dem Bereich unter dem Ring presst den Ring an die untere Nutflanke und an die Laufbuchse an.

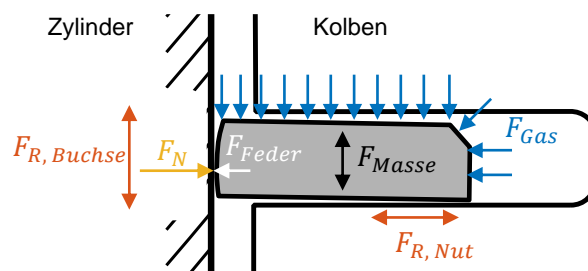


Abbildung 8. Kräftegleichgewicht am Kolbenring.

Diese Dichtfunktion kann durch ein Tordieren des Kolbenringes gezielt beeinflusst werden. Dabei wird durch Anfasen des Kolbenringes an einer der Innenkanten ein ungleichmäßiges Flächenträgheitsmoment erzeugt, das zu einer asymmetrischen Verdrehsteifigkeit führt. Beim Einbau des Ringes wird dieser vorgespannt und verdreht sich tellerförmig (positiv, hier dargestellt) oder dachförmig (negativ). Diese Verdrehung wird als Twisten bezeichnet.

Die Ringe verfügen zur Montierbarkeit und zum Ausgleich thermischer Dehnung über einen Ringstoß, der üblicherweise gerade ausgeführt ist. Abhängig von der Temperatur und vom Verschleißzustand der Ringe und des Zylinders bleibt im Betrieb ein kleiner Stoßspalt frei, der als Stoßspiel bezeichnet wird und je nach Ausmaß maßgeblichen Einfluss auf die Dichtigkeit des Systems hat.

Der erste Kompressionsring sorgt bereits für einen deutlichen Druckabfall zwischen Brennraum und erstem Ringsteg und ist im Betrieb den höchsten Belastungen ausgesetzt. Gleiches gilt für die zugehörige Ringnut im Kolben. Dieser Belastung wird üblicherweise durch Beschichtungen der Kolbenringlauffläche auf Chrom-Basis sowie Härtung der Ringflanken entgegengewirkt.

Der zweite Kompressionsring hat zusätzlich zu seiner abdichtenden Funktion auch regulierende Wirkung auf den Ölhaushalt. In der gängigen Bauform als sogenannter Nasen-Minuten-Ring verfügt er über eine hinterschnittene Abstreifkante (Nase) und ist leicht konisch angeschliffen. Der dabei verwendete Winkel im Winkelminuten-Bereich ist namensgebend und soll die Ausbildung eines tragfähigen Schmierfilmes zwischen Ring und Zylinder in der Aufwärtsbewegung unterstützen. Gleichzeitig wird die Anpressfläche an der Zylinderwand idealisiert auf einen Linienkontakt reduziert, was die Flächenpressung erhöht und die Abstreifwirkung bei der Abwärtsbewegung unterstützt. Durch den unsymmetrischen Angriffspunkt der Ringspannung wird ein leicht negativer Twist erzeugt. Dies reduziert den Effekt der Konusform im eingebauten Zustand.

Die axiale und radiale Bewegung des Ringes ist nicht nur zur Erfüllung seiner Dichtfunktion ausschlaggebend. Wird die Bewegung in der Nut verhindert, kann es zu radialem Abheben des Ringes mit der Kolbensekundärbewegung kommen. Dabei führt ein Durchblasen der Verbrennungsgase zu einer Verdrängung des Schmierfilms und lokal sehr hohem Wärmeeintrag. Durch die thermische Überlastung und damit verbundene Mangelschmierung kann es zur Brandspurbildung kommen, die eine weitere Schädigung der Laufflächen nach sich zieht. Die freie Drehung in Umfangsrichtung dient der Verschleißminderung, da so auch bei ungleichmäßiger Belastung des Ringes ein gleichmäßiger Verschleiß in Umfangsrichtung erreicht wird.

Die axiale Dicke der Ringe beeinflusst das Bewegungsverhalten. Dünn ausgeführte Ringe führen zu niedrigen Massenkräften, was die Abdichtung bei niedrigen Lasten unterstützt, da der Ring auch durch niedrigere Gaskräfte noch sicher an der unteren Nutflanke anliegt. Durch die damit verbundene, niedrigere Steifigkeit kann sich aber unter Vollast ein erhöhter Ölverbrauch ergeben [1].

2.3.4.2 Ölabstreifringe

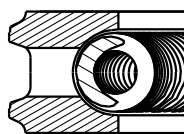
Dem Ölabstreifring fällt die Aufgabe zu, den Ölhaushalt in der Kolbenkrone zu regulieren. Dabei kann das von der Zylinderwand in die Ringnut abgestreifte Öl durch sogenannte Drainagebohrungen auf die Innenseite des Kolbenschaftes geführt werden. Im Folgenden sind die üblichen Grundbauformen kurz beschrieben.

Zunächst sei der *zweiteilige Ölabstreifring* betrachtet. Um möglichst gleichmäßig und effektiv Öl abstreifen zu können, besitzt dieser Ring ein in radialer Richtung torsionsweiches Grundprofil. Dies ermöglicht ein gutes Formfüllungsvermögen. Da am Ölabstreifring der Brennraumdruck die Abstreifwirkung nicht unterstützt, wird die nötige Vorspannung durch eine in den Ring eingesetzte Schlauchfeder erzeugt. Durch reduzierte Stegbreiten wird die Flächenpressung erhöht, das Profil unterstützt dabei an beiden tragenden Kanten ein Abstreifen des Öles nach

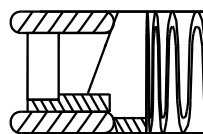
unten zum Kurbelgehäuse hin. Zwischen den tragenden Kanten ist der Grundkörper mit Löchern oder Schlitzfenstern versehen, um zusätzlich abgestreiftes Öl abführen zu können.

Eine weitere Bauform stellt der *dreiteilige Ölabbstreifring* dar. Dieser besitzt keinen Grundkörper, sondern besteht nur aus zwei Stahllamellen (Rails), die durch eine gewellte Feder in Position gehalten und vorgespannt werden. Der Ring wird deshalb auch als federgestützter Ölabbstreifring bezeichnet. Im eingebauten Zustand verkippen die Lamellen leicht zueinander, weil die radialen Anlageflächen der Feder mit einem Winkel zur Senkrechten versehen sind. Dadurch ist der Ring auch innerhalb der Kolbenringnut geführt und dichtet an den Flanken ab. Von der in Gleitrichtung gesehen zweiten Kante abgestreiftes Öl wird durch die durchlässige Federkonstruktion in den Nutgrund geführt und dort über Drainagebohrungen zurück ins Kurbelgehäuse abgeleitet. Durch dünn ausgeführte Lamellen ermöglicht diese Bauart hohe Flächenpressungen. Die Lamellen selbst sind torsionsweicher und können sich im Betrieb verdrehen. Durch die Bauart bedingt ist die Konstruktion etwas empfindlicher auf Sekundärverschleiß und dem damit einhergehenden Vorspannkraftverlust. Insbesondere bei direkteinspritzenden Ottomotoren wird der Verschleiß durch Partikeleintrag in das Motoröl deutlich erhöht [24]. Nach Esser [24] sind die Montierbarkeit und je nach Ausführungsform auch das Formfüllungsvermögen im Vergleich zum zweiteiligen Ring reduziert, außerdem lässt sich die Tangentialkraft nicht so genau einstellen.

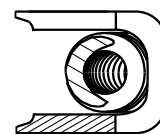
Eine dritte Bauform wird als *U-Flex-Ring* bezeichnet. Der Ring besteht aus einem einteiligen Federblech, das gestanzt und in Form gebogen wird. Die Abstreifkanten des Ringes sind dabei wechselnd segmentiert, also nicht über den ganzen Umfang durchgängig. Seine Vorspannung erreicht dieser Ring durch eine im Umfang leicht gestauchte Einbauposition. Der Ring weist durch die offene Konstruktionsweise ein besonders hohes Formfüllungsvermögen auf. Er kann im Vergleich zum dreiteiligen Ring zur Reibungsreduktion beitragen. Zur Montage wird dieser Ring üblicherweise mit einer stützenden Schlauchfeder verbaut [25].



Zweiteiliger
Ring



Dreiteiliger
Ring



U-Flex
Ring

Abbildung 9. Gängige Bauformen von Ölabbstreifringen nach [25].

3 Messtechnik an der Kolbengruppe

Sämtlichen Messungen an der Kolbengruppe gemeinsam sind die anspruchsvollen Umgebungsbedingungen. Die Messfühler sind hohen Beschleunigungen, hohen wechselnden Temperaturen und Drücken sowie dem Motoröl ausgesetzt. Um Sensorik im Kolben betreiben zu können, sind des Weiteren eine Möglichkeit der Signalübertragung und – je nach Sensortyp – auch eine Spannungsversorgung des Sensors erforderlich. Zur Lösung dieses Problems existieren mehrere Ansätze:

- Wenig intrusiv und mit vergleichsweise wenig konstruktivem Aufwand verbunden ist die *Datenspeicherung auf dem Pleuel* und die Versorgung durch eine ebenfalls dort angebrachte Batterie. Nachteilig sind die nicht erfolgte Synchronisation der Messung zur Kurbelwellenstellung, begrenzter Bauraum und Speicherplatz, hohe thermische und mechanische Belastung der Messtechnik sowie die Verfügbarkeit der Messung erst nach Ende des Motorbetriebs.
- *Kabellose Übertragung* von Messwerten, entweder über induktive Kopplung oder durch Telemetrie, ist zwar mit einem aufwändigen Messkolben verbunden, die Datenübertragung ist aber sehr langlebig. Kanalanzahl, Messauflösung und Spannungsversorgung sind weiterhin eingeschränkt.
- Die kabelgestützte Signalübertragung über ein *Messschwingensystem* ermöglicht die Unterbringung zahlreicher Sensoren auf dem Kolben. Die Datenerfassung kann synchron mit einem einzigen Messsystem erfolgen, die Lebensdauer und Belastbarkeit der Schwinde und der Kabel sind allerdings begrenzt. Da einerseits zahlreiche Sensoren in den Messkolben eingebaut werden sollen und außerdem nur durch Einsatz eines Schwingensystems Lichtleiter auf den Kolben geführt werden können, wird der Motor für diese Art der Messwertübertragung ausgelegt.

3.1 Messung der Dynamik in der Kolbengruppe

Die Führung des Kolbens in der Zylinderbuchse sowie der Kolbenringe in ihren Nuten ist bewusst spielbehaftet. Die sich ergebenden Bewegungen waren und sind aufgrund ihrer Auswirkungen Bestandteil zahlreicher Messungen und Simulationen.

3.1.1 An der Kolbengruppe applizierte Messtechnik

In diesem Abschnitt ist zunächst kurz die Funktionsweise der eingesetzten Sensortypen erläutert, anhand derer im Folgenden dann durchgeführte Untersuchungen und Erkenntnisse beschrieben werden.

3.1.1.1 Abstandsmessungen in der Kolbengruppe

Für Abstandsmessungen in der Kolbengruppe werden üblicherweise induktive Sensoren eingesetzt. Vereinzelt wurden auch Messungen mittels kapazitiver Sensoren oder mittels Taststift und Dehnmessstreifen durchgeführt. Abbildung 10 stellt die beiden Messprinzipien gegenüber.

Das induktive Messverfahren basiert dabei auf einer mit hochfrequentem Wechselstrom durchflossenen Spule. Der metallische Gegenkörper (Target) wirkt bei Annäherung an den Spulenkörper wie ein Spulenkern und erhöht die Induktivität. Diese Induktivitätsänderung kann über die Verstimmung eines Schwingkreises gemessen werden. Dabei ist das Verfahren empfindlich gegenüber dem Material des Gegenkörpers.

Der Messbereich des Sensors erfordert einen definiert zurückversetzten Einbau. Gegenüber Querbewegungen des Targets ist das Verfahren nur insoweit robust, als sich keine Änderung der Materialmenge im Wirbelstromfeld ergibt, der Gegenkörper den Sensor also stets gleichbleibend überdeckt. Weitere Erläuterungen dazu finden sich im Abschnitt 4.2.5. Nichtleitende Fluide im Messspalt zwischen Sensor und Target beeinflussen die Messung nicht.

Das Verfahren wurde im gefeuerten Betrieb am Kolben erfolgreich eingesetzt:

- Zur Messung der Kolbensekundärbewegung über den Einbau mehrerer Sensoren im Bereich des Kolbenschafts und ggf. der Kolbenkrone [13, 14, 26–37]
- Zur Messung der Bewegung der Kolbenringe, insbesondere der Kompressionsringe [34–36, 38–45]
- Zur Messung der Buchsenform [32]
- Zur Messung der Ringstoßposition [40]

Darüber hinaus wurden diese Sensoren auch in der Zylinderbuchse verbaut genutzt, um Spaltweiten zwischen Kolbenring und Buchse beim Überfahren experimentell zu bestimmen [12, 46].

Dabei können diese Spalten entweder aufgrund der hydrodynamischen Schmierung mit Öl gefüllt sein, oder aber auch durch radiales Kollabieren der Kolbenringe oder nicht ausreichendes Formfüllungsvermögen bei entsprechend großen Zylinderverzügen entstehen.

Kapazitive Sensoren arbeiten nach dem Prinzip eines idealen Plattenkondensators. Dabei wird eine Fläche durch das Messobjekt (Target) dargestellt, die andere Seite durch den Sensor. Bei Annäherung erhöht sich die Kapazität des so gebildeten Kondensators. Diese Kapazität wird durch Beaufschlagung mit einem konstanten Wechselstrom vermessen, wobei die resultierende Spannungsamplitude proportional zur Kapazität ist. Kapazitive Sensoren eignen sich ausschließlich für die berührungsfreie Messung und wurden zur Messung des Spaltes zwischen Kolbenring und Liner im Kolbenring eingesetzt [26, 47]. Flüssigkeiten im Messspalt beeinflussen die Messung, da sie als Dielektrikum wirken können.

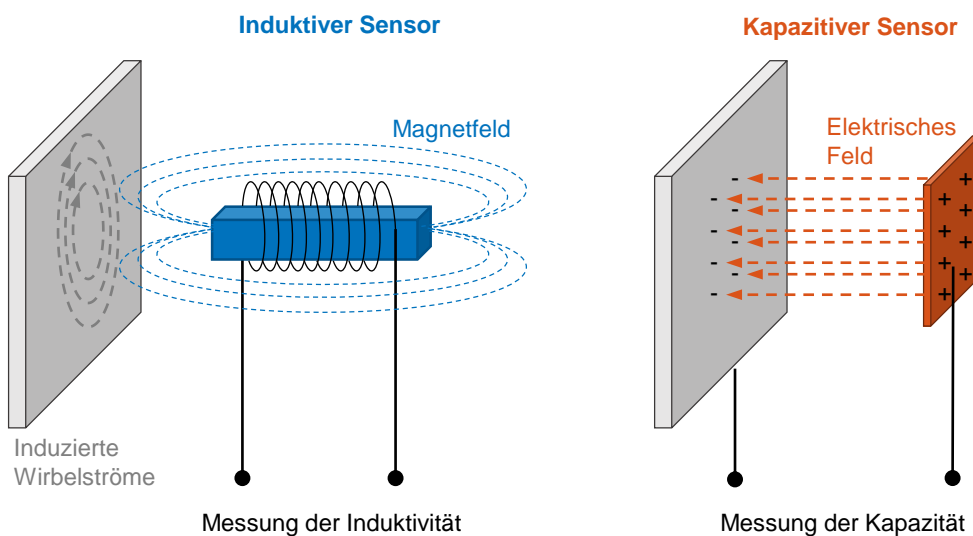


Abbildung 10. Messprinzipien der induktiven und kapazitiven Abstandsmessung.

3.1.1.2 Druckmessung im Kolbenringpaket

Für Druckmessungen am Motor werden – je nach Anwendungsfall – zwei unterschiedliche Sensortypen eingesetzt: Dem zugrundeliegenden physikalischen Effekt nach unterscheidet man piezoelektrische und piezoresistive Sensoren.

Piezoelektrische Sensoren nutzen eine Ladungsverschiebung in Piezokristallen unter Druckbelastung. Die erzeugte Ladung wird mittels eines Ladungsverstärkers gemessen. Besondere Vorteile des Verfahrens sind die Robustheit gegenüber Temperaturschwankungen sowie eine sehr hohe erreichbare Eigenfrequenz des Systems. Absolute Messungen konstanter Drücke sind nicht möglich. Nachteilig ist auch die stöempfindliche Leitung zwischen Sensor und Verstärker, die zur Vermeidung von Ladungsverschiebungen durch den triboelektrischen Effekt besonders geschirmt werden muss. Diese Sensoren werden für die Druckindizierung des Brennraums eingesetzt, wobei ein absoluter Messwert durch thermodynamische Berechnungsverfahren oder Abgleich mit einem piezoresistiven Sensor erreicht wird.

Piezoresistive Sensoren nutzen hingegen eine verformungsproportionale Widerstandsänderung bestimmter Halbleiterelemente aus. Je nach Bauform können diese als direkter Bestandteil einer flexiblen Silizium-Membrane ausgeführt werden. Durch Messung des Widerstandes mit einer Wheatstone'schen Brückenschaltung resultiert ein dem Druck proportionales Spannungssignal. Mittels direkter Integration des Messaufnehmers in die Membrane lässt sich der Sensor auf kleinstem Bauraum darstellen und ist sehr widerstandsfähig gegen Umgebungseinflüsse. Durch den Einsatz von Kompensationswiderständen kann ein Einsatzbereich bis 235°C gewährleistet werden. Damit eignen sich diese Sensoren besonders für den Einbau in Kolben.

3.1.2 Kolbensekundärbewegung

Zusätzlich zur axialen Bewegung nutzt der Kolben auch sein Laufspiel, vergrößert um den Betrag der eigenen Elastizität, für die Sekundärbewegung. Diese besteht aus einer Bewegung quer zur Kolbenbolzenachse und einem Kippen um den Kolbenbolzen.

Dabei ist für die Querbewegung entscheidend, dass der Pleuel während des Arbeitstaktes – und damit in der Abwärtsbewegung – in Richtung der Gegendruckseite geschwenkt ist. Der Kolben stützt dann die zur Brennraumkraft normale Kraftkomponente an der Zylinderwand ab. Der Betrag dieser Normalkraft ist abhängig von der Kurbeltriebskinematik, insbesondere von dem Pleuelstangenverhältnis (r/l) sowie gegebenenfalls einer Kolbenbolzen- und der Zylinderdesachsierung.

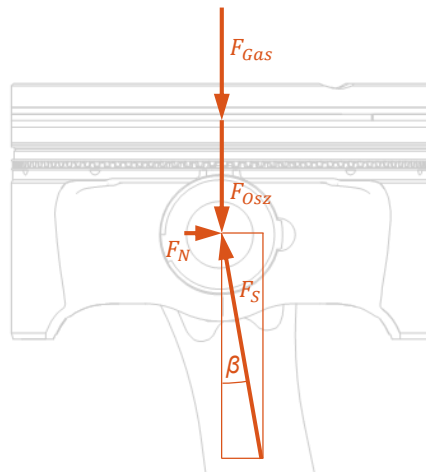


Abbildung 11. Kräftegleichgewicht am Pleuellagerbolzen.

Bedingt durch die Normalkraft stellt sich die Pleuellagersekundärbewegung ein, die in ihrer Amplitude und Ausprägung auch von der Materialpaarung Pleuellagerbohrung–Pleuellagerbolzen und dem sich damit ergebenden Laufspiel in betriebswarmem Zustand abhängt. Der Pleuellagersekundärbewegung entgegen wirken eine Desachsierung des Pleuellagerbolzens zur Pleuellagerbohrung hin. Dämpfend wirkt auch eine Desachsierung der Pleuellagerbohrung zur Pleuellagerbohrung in dieser Richtung. Die Pleuellagersekundärbewegung ist relevant für den Ölhaushalt, da die Pleuellagerbohrungsgeometrie im Bereich des Pleuellagerbolzens stark beeinflusst wird.

3.1.3 Wechselwirkungen zwischen Pleuellagersekundärbewegung und Ölhaushalt

Eine Vermessung der Pleuellagersekundärbewegung erfolgt üblicherweise pleuellagerseitig durch den Einbau von vier abstandsmessenden Sensoren in der Pleuellagerbohrung-Ebene quer zur Pleuellagerbohrung. Bei dieser Anordnung der Sensoren kann aus den gemessenen Abständen zur Pleuellagerbohrung die Lage des Pleuellagerbolzens, der Pleuellagerwinkel des Pleuellagers zur Pleuellagerbohrung und die Verformung des Pleuellagerbolzens unter Pleuellagerkraft berechnet werden.

Takiguchi [48] zeigt 1998, dass die Pleuellagersekundärbewegung die sich im Betrieb einstellen den Ölfilm-Schichtdicken auch an den Pleuellagerbolzen beeinflusst. Dabei erfolge die Versorgung des Ölabbstreifringes vom Pleuellagerbolzen aus, insbesondere bei Pleuellagerwechsel im OT.

Nakayama [28] weist 1997 in einem Pleuellagermessmotor nach dem Floating-liner-Prinzip nach, dass die Pleuellagersekundärbewegung die Pleuellagerreibung der Pleuellagergruppe mitbeeinflusst. Aus Pleuellagerungsicht sei dabei ein möglichst gleichmäßiger Kontakt des Pleuellagers mit der Pleuellagerbohrung erwünscht, da dies einen tragfähigen Pleuellagerfilm begünstige. Starkes Pleuellagerkippen des Pleuellagers sowie ein Aufliegen weniger elastischer Bereiche des Pleuellagers am oberen Pleuellagerbolzen führten zu Bereichen mit Pleuellagermischreibung und wirkten damit pleuellagererhöhend. Weiter zeigt Nakayama [29] den Einfluss einer Pleuellagertriebsschränkung auf die Pleuellagerreibung der Pleuellagergruppe. Dabei ist die Pleuellagerbohrung zur Pleuellagerbohrung hin um 15 mm verschoben mit dem Hintergedanken, dass geringere Pleuellagerseitenkräfte im Pleuellagerstakt zu einem Pleuellagerreibungsvorteil führen. Durch die Maßnahme ergeben sich geringere Pleuellagerpleuellagerneigungswinkel in der Pleuellagerwärts-, aber höhere Pleuellagerneigungswinkel in der Pleuellageraufwärtsbewegung des Pleuellagers. Die damit erwartete Reduktion der Pleuellagerkraft bleibt aber aus. Er führt dies durch Messung der Pleuellagersekundärbewegung und der Ölpleuellagerdicken am Pleuellager auf die geänderten Pleuellagerneigungswinkel des Pleuellagers und den damit ungünstigeren Pleuellagerpleuellageraufbau zurück.

Die Beeinflussung des Ölhaushalts durch die Kolbensekundärbewegung ist so deutlich, dass sie auch durch Messung der Ölschichtdicke direkt erkennbar wird. An einem auf Druck- und Gegendruckseite mit Saphirfenstern ausgerüsteten Motor zeigt Wigger [49] mittels LIF die Sichtbarkeit der Kolbenschaft-Balligkeit im Schmierfilm und ein charakteristisch verästeltes Muster im Ölfilm, das sich beim Lösen des Kolbens von der Lauffläche während des Anlagewechsels ergibt.

Auch die Führung der Kolbenringe wird durch die Kolbensekundärbewegung beeinträchtigt. Insbesondere dreiteilig aufgebaute Ölabstreifringe verspannen sich im eingebauten Zustand mit den Flanken ihrer Ringnut und verkippen zusammen mit dem Kolben bzw. heben teilweise von ihrer Lauffläche ab. Dies kann eine unterschiedliche starke Abstreifwirkung an den einzelnen Kanten verursachen, wie von Ito [33] (2014) gezeigt wird. Esser [24] liefert (2002) einen Hinweis darauf, dass auch zweiteilige Ölabstreifringe dem Kolbenkippen unterliegen. Thirouard [3] (2001) weist das Phänomen auch mittels optischer Messtechnik nach, gibt aber an, dass es nur auf der Gegendruckseite des Zylinders auftritt. Durch die Querbewegung des Kolbens relativ zu den Kolbenringen kann nach Thirouard [3] Öl in die Ringnuten gefördert werden.

Plettenberg [40] zeigt (2014), dass zusätzlich zur Bewegung in Querrichtung auch eine Bewegung des Kolbens von relevanter Amplitude in Kurbelwellenrichtung stattfindet, die er als Tertiärbewegung bezeichnet. Diese habe etwa ein Drittel der Amplitude im Vergleich zur Sekundärbewegung und sei deshalb für die Simulation und Erklärung von Phänomenen in der Kolbengruppe mit zu berücksichtigen.

In der Expansionsphase findet mit dem Anlagewechsel unter Brennraumdruck eine verhältnismäßig große Relativbewegung statt. Während dieser Phase wird insbesondere der erste Kompressionsring durch den Brennraumdruck stark an die untere Ringflanke angepresst. Die Relativbewegung führt dabei zu Verschleiß an den Kolbenring- und Nutflanken, der als Sekundärverschleiß bezeichnet wird. Der Einfluss auf das Bewegungsverhalten und die Dichtigkeit der Kolbenringe wird im folgenden Abschnitt diskutiert.

Bereits angesprochen wurde auch die Anregung von akustisch wahrnehmbaren Schwingungen an der Laufbuchse durch den heftigen Anlagewechsel während des Expansionstaktes und der damit einhergehenden Kavitationsgefahr am Wassermantel. Das Kolbenaufschlaggeräusch wird dabei durch den Schmierfilm gedämpft [12–14].

3.1.4 Messung der axialen Kolbenringbewegung

Zur Messung der axialen Kolbenringbewegung kommen ausschließlich berührungslos arbeitende Verfahren in Frage, um möglichst geringe Störungen in das System einzubringen. Prinzipiell sind damit Messungen mittels kapazitiver und induktiver Sensoren möglich. Aufgrund der für die kapazitive Messung notwendigen Isolation zwischen den beiden Körpern sowie der Beeinflussung dieses Messverfahrens durch Öl im Messspalt, werden üblicherweise induktive Sensoren bevorzugt.

Die Sensoren werden im Bereich der Ringstege verbaut, um eine axiale Lageänderung des Ringes messen zu können. Je nach Sensortyp ist dabei ein geringer Rückstand erforderlich. Beim Einbau muss die Dichtfläche so gut als möglich erhalten bleiben, um die Funktion des Ringes nicht zu stören.

Je nach Sensorgröße können Eckfrequenzen von bis zu 100 kHz erreicht werden, so dass auch hochdynamische Ringbewegungen im Signal wiedergegeben werden können. Bei der Auswertung ist zu beachten, dass auch Twisten des Kolbenringes von diesen Sensoren als Abstandsänderung interpretiert und ausgegeben wird.

Die Positionierung des Sensors muss so erfolgen, dass die gesamte wirksame Querschnittsfläche des Sensors in allen Betriebszuständen vom Kolbenring überdeckt wird, andernfalls geht auch eine radiale Bewegung des Ringes teilweise in das Messsignal mit ein.

Durch Anordnung mehrerer, leicht am Umfang und radial versetzter Sensoren wurde auch schon der Ringtwist direkt gemessen [50]. Dies ist jedoch aus Platzgründen ausschließlich bei größeren Motoren möglich.

Die Messung der axialen Kolbenringbewegung dient üblicherweise der Beurteilung der Dichtfunktion und wird deshalb oft zusammen mit einer Messung der Drücke im Kolbenringpaket eingesetzt. Als zusätzliche integrale Messgröße kann der sich einstellende Blow-by-Volumenstrom dienen.

Ein neuartiges Konzept zur Messung zeigt Yamada [9]. In Kombination mit einer transparenten Buchse, die für Ölschichtdickenmessungen eingesetzt wird, arbeitet er mit High-Power-LEDs, die in den Ringnuten hinter den Kompressionsringen verbaut sind. Je nach Anlage des Ringes kann im Betrieb ein Lichtspalt ober- oder unterhalb des Ringes beobachtet werden.

3.1.5 Phänomene bei der Abdichtung

Furuhama [38] zeigt (1979) anhand von umfangreichen Untersuchungen an vier Motoren, dass der zweite Kompressionsring ab einer mittleren Drehzahl (2500 1/min für den Dieselmotor, 4000 1/min für die Ottomotoren) während des Verdichtens die Anlageseite wechselt, also sich an die obere Nutflanke anlegt. Verringert wird dieser Effekt durch einen positiven Twist, der durch Anfasen des Ringes oben innen erreicht wird. Zu hoher Druck unterhalb des ersten Ringes führe zu Reverse-blow-by und damit einhergehend zu erhöhter Ölemission, was später von Yamada [9] bestätigt wird. Er stellt auch ein ungewöhnliches Verhalten des ersten Verdichtungsringes fest, der nur während der Hochdruckphase an der unteren Nut anliegt. Die Summe dieser Phänomene führt zu stark beeinträchtigter Dichtwirkung und damit zu erhöhtem Blow-by und Fressschäden. Zumindest teilweise könnten diese ausgeprägten Effekte aber auch auf den Messkolben zurückzuführen sein, da die Ringstegbereiche mehrteilig aufgebaut sind, um einen Einbau der kapazitiven Kolbenring-Axialweg-Sensoren zu ermöglichen.

Wagner [51] beschreibt (1983) die Korrelation zwischen Drücken und axialer Ringbewegung in einem Großdiesel, der über vier Verdichtungsringe verfügt. Dabei verweist er auch auf den nachteiligen Einfluss von Buchsen-Schmiermechanismen (sogenannten Fosby-Bohrungen zur getakteten Zuführung von Schmieröl sowie schrägen Schmiernuten in der Lauffläche der Zylinderbuchse) auf die Druckverläufe im Ringpaket.

Wachtmeister [43] führt (1988) an einem Groß-Dieselmotor Untersuchungen zum Betrieb mit großen Druckgradienten im Brennraum durch, wie sie durch zündunwillige Dieselmotoren oder durch Klopfen bei Ottomotoren entstehen können. Dabei kann er ein radiales Kollabieren des ersten Kolbenringes nachweisen und gleichzeitig eine axiale Bewegung ausschließen. Ähnliche Effekte zeigt Kornprobst [42] an einem 1,8 l-Vierzylinder-Ottomotor durch Klopfen. Beide identifizieren dies als Schadensursache bei durch hohen Druckgradienten verursachtem Brechen des ersten Verdichtungsringes.

Im selben Jahr untersucht Takiguchi [27] ein optimiertes Kolbenringpaket bestehend aus lediglich einem Verdichtungsring und einem Ölabstreifring. Er stellt wie gewünscht eine Reduktion der Reibung vor, die er einerseits auf höhere Temperaturen der sehr kompakten Kolbenkrone und andererseits auf verbesserte Schmierung zurückführt. Der Ölverbrauch ist jedoch erwartungsgemäß erhöht.

Richardson [52] zeigt (1996) – hauptsächlich simulativ, aber auch anhand von Druckmessungen am ersten Ringsteg – den Einfluß des Twistwinkels am zweiten Verdichtungsring. Dabei führten negative Twistwinkel zu verringerter Abdichtwirkung und erhöhter Axialbewegung am zweiten Ring sowie erhöhtem Blow-by und stabilerer Anlage des ersten Verdichtungsringes an der unteren Nutflanke und an der Laubuchse.

Iijima [47] untersucht (2002) ein durch Simulation vorhergesagtes, radiales Kollabieren eines als Minutenring ausgeführten, zweiten Kompressionsringes. Dazu bestückt er den Verdichtungsring eines Nutzfahrzeug-Dieselmotors mit einem kapazitiven Sensor zur Messung des Schmierpaltes zur Laubuchse sowie den Kolben zur Messung des Axialhubes dieses Ringes. Durch Messung der Druckverhältnisse im geschleppten Betrieb kann er das radiale Kollabieren um den OT während der Hochdruckphase bestätigen.

Taylor [36] zeigt (2004) anhand eines Einzylinder-Dieselmotors Messungen der Kolbensekundärbewegung und der axialen Ringbewegung sowie von Druckmessungen am ersten Ringsteg. Er stellt deutliche Kolbenverformungen durch die Kolbensekundärbewegung nach ZOT fest und entscheidet sich zugunsten besserer Reproduzierbarkeit zu einer Festlegung der Ringstöße in Umfangsrichtung. Hauptuntersuchungsziel ist der Viskositätseinfluss des Motoröls, wobei er eine Auswirkung auf die axiale Ringbewegung feststellt. Mit höherviskosem Öl kommt es zu einer Verzögerung des Anlagewechsels, was er – ähnlich wie Yamada [9] – auf Viskositätskräfte zurückführt. Messungen der Ölschichtdicke mittels LIF zeigen höhere, verbleibende Schmierpalte zwischen dem KR1 und dem Zylinder, was Taylor durch größeres Ölangebot aufgrund ungehinderten Öltransports erklärt.

Herbst und Pribsch [53] gelangen (2000) bei einem Abgleich von Messungen und Simulation der Ringdynamik zu der Erkenntnis, dass sich die Drücke im Ringpaket aufgrund der Kolbensekundärbewegung asymmetrisch in der Druck–Gegendruckebene ausbreiten. Durch die geringere Druckbeaufschlagung des Ringstegbereichs 1 ergebe sich axiales Flattern des zweiten Kompressionsringes.

Chen [54] gleicht (2000) Simulationsrechnungen mit an einem Nutzfahrzeug-Dieselmotor gemessenen axialen Ringbewegungen und Zwischenringdrücken ab. Dabei zeigen die Ergebnisse besonders bei höheren Drehzahlen und niedrigen Lasten – also in einem Betriebsbereich, in dem Ringflattern eintreten kann – die größten Abweichungen.

Mittler [39] führt (2009) diesen Abgleich weiter und kann durch Simulation und Messung zeigen, dass in bestimmten Betriebspunkten Flattern des KR1 nicht über dem gesamten Umfang, sondern nur am Ringstoß in Kombination mit lokaler Torsion (Twist) des Ringes auftritt. 2010 veröffentlicht er Optimierungsergebnisse eines PKW-Ottomotors [55]. Zu hohes Blow-by der Erstaulegung wird durch ein geringeres Stoßspiel des KR2 reduziert. Dies führt zu deutlich höheren Drücken am RS1, die wiederum ein axiales Flattern des KR1 in der Ausschleppphase begünstigen. Diesem Effekt und dem damit verbunden erhöhten Ölverbrauch wirkt er durch einen vergrößerten Ringstegbereich 1 am Kolben entgegen.

Knörr [44] optimiert (2013) den Ölhaushalt eines aufgeladenen V6-PKW-Ottomotors. Dabei wird eine Verbesserung des Ölverbrauchs durch die Absenkung des Kurbelgehäusedruckes erreicht, wobei zusätzliche Maßnahmen einer DoE-gesteuerten Optimierung des Ringpaketes auch das Blow-by reduzieren.

Plettenberg [40] zeigt (2015) an einem V6-Ottomotor anhand eines umfangreich bestückten Messkolbens instabile Bereiche der Ringbewegung insbesondere bei höheren Drehzahlen und niedrigen Lasten. Dabei hebt er drei Betriebspunkte hervor.

Bei 3650 1/min und 1,8 bar BMEP tritt axiales Flattern des KR2 auf, wobei auf die beeinträchtigte Dichtwirkung hin ein radiales Kollabieren folgt. Das radiale Kollabieren wird dabei durch den gleichzeitigen Anlagewechsel des Kolbens von der GDS zur DS hin unterstützt.

Bei 5000 1/min und 0,9 bar BMEP tritt ein axialer Anlagewechsel des ersten Verdichtungsringes vor und nach ZOT auf. Der zweite Verdichtungsring liegt in ZOT konstant an der oberen Nutflanke an, flattert aber in radialer Richtung.

Mit weiter erhöhter Drehzahl auf 6500 1/min wird mit zusätzlichem axialem Flattern des KR1 die Dichtigkeit des Kolbenringpakets weiter reduziert.

Yamada [9] zeigt (2015), dass im geschleppten Motorbetrieb eine gute Abdichtwirkung des ersten Verdichtungsringes entscheidend ist, um während des Ansaugvorganges Unterdruck am Ringsteg 1 zu vermeiden. Dieser Unterdruck führe nämlich zu einem Öltransport auf den Ringsteg 1 und von dort in den Brennraum. Eine verbesserte Abdichtwirkung wird durch verringertes Stoßspiel erreicht.

Im gefeuerten Betrieb zeigt er, dass zu starke Abdichtwirkung des zweiten Verdichtungsringes während der späten Expansion zu einer Rückströmung von Blow-by-Gas in den Brennraum führen kann, sobald der Druck am Ringsteg 1 den Brennraumdruck überschreitet. Diese Reverse-blow-by-Strömung führe auch zu vermehrtem Öltransport in den Brennraum und daher zu erhöhter Ölemission. Als Optimierungsmaßnahmen am zweiten Ring schlägt er ein vergrößertes Stoßspiel oder durch eine Fase an der Unterseite erzeugten Twist des Ringes nach außen vor. Diese Optimierungsmaßnahmen stellen gerade den umgekehrten Entwicklungsweg dar, der durch Mittler aufgezeigt wurde.

3.1.6 Rotation der Kolbenringe

Der Ringstoß der Kolbenringe trägt, wie in den vorhergehenden Kapiteln diskutiert, zur Undichtigkeit des Ringpaketes bei. Mehrere Quellen verweisen dabei darauf, dass dieser Beitrag abhängig von der Position des Stoßes zur Kolbensekundärbewegung oder den Stößen der Ringe zueinander ist. Deshalb ist das grundsätzliche Bewegungsverhalten der Ringstoßposition sowie die Auswirkung auf Blow-by und Ölemission interessant.

Der folgende Abschnitt wurde vorab publiziert [56], aus dem Englischen übersetzt und überarbeitet.

Johansson [57] quantifiziert (2010) diesen Effekt anhand seiner Untersuchungen an einem LKW-Diesel, wobei er bei konstantem Betriebspunkt buchsenseitig den Druck im vorbeifahrenden Ringpaket misst. Er stellt bei zyklischen Schwankungen des Druckabfalles über dem ersten Ring eine Standardabweichung von 15% fest, die er auf die Ringstoßpositionen zurückführt. Anhand einer kennfeldartigen Simulation der Ringstoßpositionen zueinander stellt er eine Schwankungsbreite von 22% im Blow-by-Volumenstrom fest, wobei das Minimum auftritt, wenn sich beide Ringstöße auf der Druckseite befinden.

Stegemann [58] untersucht bereits 1962 die Rotation der drei Kompressionsringe in einem Einzylinder-Dieselmotor. Dazu nutzt er radioaktive Silberstifte, die γ -Strahlung durch das Zylindergehäuse emittieren. Die Strahlungsintensität wird durch einen um das Zylindergehäuse rotierenden oder durch 18 um den Umfang statisch angeordnete Strahlungsdetektoren gemessen. Die Unterscheidung der Stifte erfolgt durch unterschiedliche Aktivitäten im Verhältnis 1:2:3. Er stellt eine Abhängigkeit der Blow-by-Menge von der Position der Ringstöße im Kolben fest, aber nur einen vernachlässigbaren Effekt der Ringstoßpositionen zueinander.

Wagner [51] beobachtet (1989) die Position der Ringstöße anhand einer Temperaturerhöhung des Kolbens im Bereich des Ringstoßes. Mittels zahlreichen Temperaturmessstellen im Nutgrund kann er die Drehbewegung der Ringe nachverfolgen und kommt zu dem Schluss, dass sich die Ringe ohne erkennbares System im Betrieb in beide Richtungen drehen. Konzeptioneller Nachteil dieses Verfahrens ist, dass die Messung nur im gefeuerten Betrieb durchgeführt werden kann.

Schneider und Blossfeld verbauen (1990,1993) für ihre Untersuchungen [59, 60] zwei unterschiedliche Isotopen je untersuchtem Ring. Die Proben sind in einem Winkel von 120° zueinander am Umfang des Ringes angeordnet. Ein einzelner, statisch montierter Germanium-Detektor außerhalb des Motors misst die emittierte Strahlung, wobei die einfallenden γ -Quanten anhand ihrer Energie den Isotopen zugeordnet werden können. Die Intensität der Strahlung, also die Zahl der eintreffenden Quanten pro Zeiteinheit, dienen als Maß des Abstandes zur Probe. Daraus wird die Ausrichtung des Ringstoßes berechnet. Durch den Einsatz nur eines statischen Detektors ist es möglich, dieses Messprinzip auch an einem schlechter zugänglichen Vollmotor anzuwenden. Gleichzeitig macht insbesondere die Messung von zwei Ringen mit demzufolge vier unterschiedlichen Isotopen die Verwendung eines Germaniumdetektors mit sehr guter Energieauflösung (aber schlechterer Zähleffizienz) notwendig. Schneider und Blossfeld nutzen dieses Verfahren an einem R4- und einem V8-Ottomotor. Dabei zeigen sie, dass eine aufgebrachte Unrundheit des Zylinders von $110\mu\text{m}$ die ansonsten freie Drehung der Kolbenringe behindert und zu erhöhtem Ölverbrauch und Blow-by führt. Bis zu einer Unrundheit von $50\mu\text{m}$, wie sie bei der Serienmontage auftritt, können sie keine Beeinträchtigung der Abdichtwirkung oder der Ringrotation feststellen. Im unverformten Zustand rotieren die Ringe unabhängig voneinander oder verbleiben betriebspunktabhängig in bevorzugten Positionen. Bei hohen Drehzahlen und niedrigen Lasten tritt kontinuierliche Rotation mit erhöhtem Ölverbrauch auf.

Min et al. [61] verwenden (1998) die Gammastrahlung zweier unterschiedlicher Radioisotopen zur Markierung der zwei Kompressionsringe eines mit Wasserstoff betriebenen Einzylinder-Ottomotors. Hier trägt jeder Ring nur eine Probe und drei NaI-Szintillationszähler messen außerhalb des Motors. Durch Beobachtung der CO_2 -Emissionen des Motors wird der Ölverbrauch ermittelt, durch die Wasserstoff-Verbrennung kann kein CO_2 entstehen. Sie zeigen eine Korrelation zwischen der relativen Stoßposition der beiden Kompressionsringe zueinander und dem Ölverbrauch, wobei der Ölverbrauch erhöht ist, wenn die Stöße übereinanderliegen. Dies sei durch unvollständigere Spülung des Ringpaketes zu begründen, da nicht der ganze Umfang des Ringstoßbereichs 1 von Blow-by-Gasen durchströmt wird.

Plettenberg [40] nutzt (2014) zur Messung der Ringstoßposition radial in die Kolbenringnut des zweiten Ringes eingebaute Abstandssensoren. Der zweite Kompressionsring dieses Motors hat eine unrund geformte Innenkontur, die zur gezielten Ausformung einer Druckverteilung in

der Lauffläche dient. Durch Abstandsmessung an den vier Hauptrichtungen lässt sich bei bekannter Kontur die Position des Ringstoßes ermitteln. An den beiden Axialwegsensoren des ersten Ringes kann jenseits von 4000 1/min ein Signalausschlag beim Überfahren des Ringstoßes erkannt werden, was zumindest eine Drehzahlmessung des KR1 ermöglicht. Plettenberg stellt relativ hohe Drehgeschwindigkeiten der Ringe von ca. 5 °/Motorumdrehung fest, wobei kontinuierliche Drehung bei hohen Motordrehzahlen auftritt. Mit steigender Last verschiebt sich am ersten Verdichtungsring der Betriebsbereich der kontinuierlichen Drehung hin zu höheren Drehzahlen, da er stärker an den Kolben angepresst wird. Auch bei diesen Untersuchungen zeigt sich ein Bereich, in dem sich die Ringstöße bevorzugt aufhalten und in dem die Rotationsgeschwindigkeit reduziert ist. Plettenberg führt dies auf über dem Umfang ungleichmäßige Zylinderverzüge zurück.

Yamada [9] identifiziert (2015) ein Passieren des Ringstoßes am Verdichtungsring 1 anhand einer laufbuchsenseitig zur Ölschichtdickenmessung montierten LIF-Sonde, wobei er die Charakteristik des gewonnenen Ölschichtdickensignales auswertet. Er stellt einen Einfluss der Ringstoßposition auf die Drücke an den Ringstegen sowie den Öltransport in Richtung Brennraum fest.

3.2 Messung des Ölhaushaltes in der Kolbengruppe

3.2.1 Fluoreszenzverfahren zur Messung von Ölschichtdicken

Die Grundlagen der Fluoreszenz werden bei Weimar [46] ausführlicher beschrieben. Dieser Abschnitt ist an seine Ausführungen angelehnt, aber auf die für diese Anwendung wesentlichen Zusammenhänge reduziert.

Schichtdicken von Flüssigkeiten lassen sich durch unterschiedliche Messverfahren erfassen. Das wichtigste eingesetzte Messverfahren, mittels dessen direkt eine Ölschichtdicke gemessen werden kann, basiert auf der Fluoreszenz von Ölbestandteilen (in den Additiven) oder durch zusätzlich gelösten Fluoreszenzfarbstoff.

Fluoreszenz ist ein fotophysikalischer Prozess, wobei Lichtstrahlung mit einem aktiven Stoff (der Fluorophor, im Folgenden auch als Fluoreszenz-Tracer bezeichnet) in Wechselwirkung tritt. Dabei teilt sich die einfallende Strahlung I_0 in die folgenden Anteile auf:

- Reflektierte Strahlung I_r
- Gestreute Strahlung I_s
- Transmittierte Strahlung I_t
- Absorbierte Strahlung I_a

Von diesen kann nur der letztgenannte Anteil zur Fluoreszenz führen. Die Lichtabsorption führt dabei zu einer Erhöhung des energetischen Zustandes des Fluorophor-Moleküls, wobei die Wahrscheinlichkeit einer Absorption des einfallenden Lichtquants von seiner Energie, also seiner Wellenlänge, abhängig ist. Abbildung 12 zeigt die energetischen Vorgänge des Prozesses in einem vereinfachten Jablonski-Diagramm.

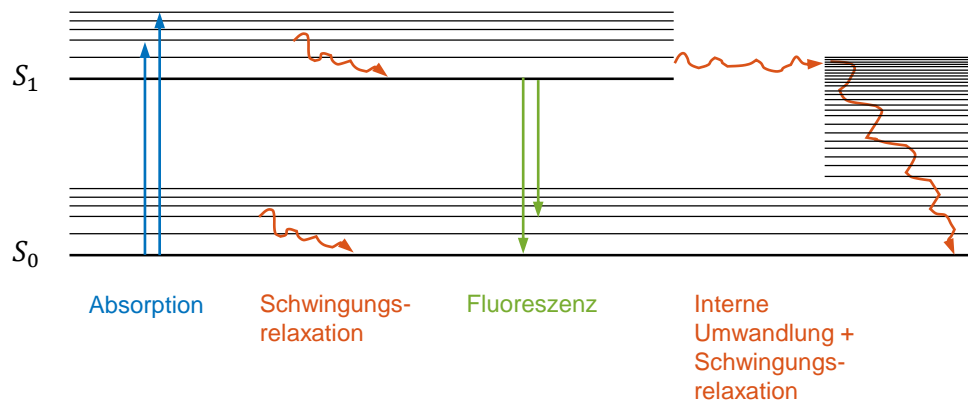


Abbildung 12. Jablonski-Diagramm nach [62].

Die Absorption erfolgt dabei oft nur in einem für das Molekül spezifischen Wellenlängenbereichs und wird durch das Lambert-Beer-Gesetz beschrieben:

$$I_f = I_a \cdot (1 - e^{-\epsilon_\lambda c d})$$

Mit

c	Stoffmengenkonzentration
d	Schichtdicke
ϵ_λ	Extinktionskoeffizient

Das Fluorophor-Molekül verbleibt für kurze Zeit in einem angeregten Zustand erhöhter innerer Energie und fällt danach zurück auf sein nicht-aktiviertes Grundniveau. Dabei wird zunächst absorbierte Energie wieder abgegeben, was durch folgende Prozesse geschehen kann:

- Strahlungslos, in Form von Wärme (Internal Konversion)
- Strahlungslos, durch Energieübertrag auf ein anderes Molekül (Quenching: Dieser Prozess kann durch die Temperatur und die Anwesenheit anderer Stoffe beeinflusst werden)
- Durch Abgabe eines Photons in Form von emittiertem Fluoreszenzlicht

Derjenige Anteil der absorbierten Photonen (n_{abs}), die zur Emission eines Fluoreszenzphotons führen (n_f), wird als Quantenausbeute oder Quanteneffizienz Φ_f bezeichnet.

$$\Phi_f = \frac{n_f}{n_{abs}}$$

Die Emission erfolgt aufgrund von Energieverlusten mit niedrigerer Energie – also höherer Wellenlänge – als die Absorption, was als Rot-Verschiebung des Farbspektrums beobachtet werden kann und als Stokes-Shift bezeichnet wird. Diese Verschiebung der Wellenlänge lässt sich messtechnisch zur Abtrennung des Emissionslichtes mittels optischen Filtern nutzen. Durch die zahlreichen möglichen Energieniveaus ergibt sich bei der Emission nicht nur eine Wellenlänge, sondern die emittierte Wellenlänge unterliegt einer Wahrscheinlichkeitsverteilung. Dadurch sind sowohl das Absorptions- als auch das Emissionsspektrum kontinuierlich, siehe Abbildung 13.

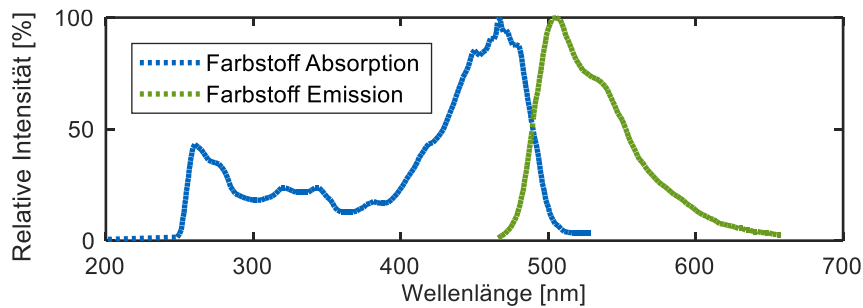


Abbildung 13. Absorptions- und Emissionsspektrum des Fluoreszenzfarbstoffes Lumilux CD 345.

Sämtliche optischen Verluste des messtechnischen Aufbaus sind in der Konstante $\Phi_{opt\ Aufbau}$ zusammengefasst.

$$I_{ges} = \Phi_{opt\ Aufbau} \Phi_f \cdot I_a \cdot (1 - e^{-ecd})$$

Bei kleiner Schichtdicke d ist dann die folgende Näherung zulässig, die die zu bestimmende Schichtdicke d in einen linearer Zusammenhang mit der messbaren Intensität der Fluoreszenz I_{ges} setzt.

$$I_{ges} \cong \Phi_{opt\ Aufbau} \Phi_f \cdot I_a \cdot \epsilon \cdot c \cdot d$$

Bei der Anregung der Fluoreszenz ist es vorteilhaft, monochromatisches Laserlicht zu nutzen, da sich dieses bei der Messung spektral gut von der Emission trennen lässt. Diese Messmethode wird – zunächst unabhängig vom Einsatzzweck – als laserinduzierte Fluoreszenz (kurz LIF) bezeichnet.

3.2.2 Anwendungen der Fluoreszenzmessung am Motor

Optische Aufbauten bestehen aus einer Lichtquelle, einem optischen Zugang zum Motor, oftmals einem dem Öl zugesetzten Fluoreszenzfarbstoff, der Abtrennung des anregenden Lichtes durch entsprechende Filter sowie einer Intensitätsmessung.

Für die Anwendung am Motor haben sich zwei unterschiedliche Konzepte etabliert:

Bei punktuellen (0D) Messungen werden ein oder mehrere optische Zugänge zum Motor nur auf einen kleinen Messfleck hin ausgewertet. Die Schichtdickeninformation ist skalar, liegt aber kontinuierlich oder in hoher Abtastrate vor. Durch die Relativbewegung zwischen Kolben und Zylinderbuchse lässt sich ein Verlauf der Schichtdicke über dem Kolbenhub ermitteln. Vorteilhaft bei diesem Verfahren sind:

- Der Platzbedarf der Sensorik ist geringer, so dass eine einfachere Anwendung am Vollmotor möglich ist.
- Die Kühlung der Buchse bleibt weitgehend erhalten. Dadurch heizt sich die Messstelle weniger stark auf und beeinflusst die Ölviskosität am Messpunkt weniger.
- Die Lichtleitersonden sind robuster für lange Versuchslaufzeiten, umfangreiche Variantenuntersuchungen und hohe Motorlasten.
- Die benötigte Laserleistung ist deutlich geringer, dadurch können kontinuierliche, zeitlich hoch abgetastete Messungen über viele direkt aufeinander folgende Arbeitsspiele durchgeführt werden.
- Die erzeugte Datenmenge ist geringer.
- Die benötigte optische Messtechnik ist um ein Vielfaches günstiger.

Des Weiteren lassen sich Lichtleiter als optisches Medium einsetzen, die weitere Vorteile mit sich bringen:

- Entkoppelung von Motorschwingungen
- Kapselung der Optik gegen Verschmutzung und im Hinblick auf den Laserschutz
- größere Flexibilität im Prüfstandsaufbau
- Möglichkeit der Messung von Kolbenseite

Für zweidimensionale (2D) Untersuchungen wird ein transparenter Einsatz in die Laufbuchse eingesetzt. Mittels eines Pulslasers oder einer (gefilterten) Blitzlampe wird der Ölfilm belichtet. Die Fluoreszenz wird mit einer high-speed CCD- oder CMOS-Kamera aufgenommen. Es entsteht eine flächige Momentaufnahme des Fensterausschnittes. Als großer Vorteil dieses Verfahrens ist der Erhalt einer flächigen Verteilung des Schmierfilmes zu sehen. Die Daten sind insbesondere auf Transportvorgänge in Umfangrichtung gut auswertbar. Diese Effekte können fast ausschließlich mit diesem Messverfahren beobachtet werden, dies ist auch mit mehreren Lichtleitern in der Buchse nicht im selben Ausmaß möglich.

Die Leistungsfähigkeit von Kameras, Pulslasern und Datenverarbeitung sind in den letzten Jahren stark gestiegen und werden weiter steigen. Dadurch werden hochfrequente Messungen mit mehreren Aufnahmen pro Arbeitsspiel auch mit dieser Methode möglich.

In modernen Aufbauten können auch mit Saphirglasfenstern hohe Brennraumdrücke erreicht werden. Durch die ähnliche thermische Dehnung von Saphirglas im Vergleich zu Grauguss kann ein bestimmter Temperatureintrag auch gut ertragen werden. Als bleibender Nachteil ist die schlechtere Wärmeabfuhr durch das Glas zu sehen, da an dieser Stelle der Wassermantel stets unterbrochen sein muss. Insbesondere bei großflächigen (breiten) Fenstern heizt sich das Glas deutlich auf, so dass Betriebspunkte mit hohem Wärmeeintrag nur kurz angefahren werden können.

3.2.3 Grundlagen zu Lichtleitern

Zur Anwendung am Motor wurden in der Vergangenheit ab etwa 1990 bevorzugt Lichtleiter eingesetzt, weshalb die Grundlagen hierzu im Folgenden kurz erläutert sind.

In Abbildung 14 ist der Strahlengang durch einen Lichtleiter skizziert. Einfallendes Licht kann höchstens unter einem bestimmten Einfallswinkel, dem halben Akzeptanzwinkel θ_{acc} eingekoppelt werden. Dieser Winkel ist abhängig von den Brechungsindices des Faserkerns n_{core} und des umgebenden Fasermantels n_{coat} und wird üblicherweise dimensionslos in Form der Numerischen Apertur (NA) angegeben. Innerhalb der Faser herrscht Totalreflektion, solange der kritische θ_{crit} nicht überschritten wird.

Dabei gilt:

$$NA = n \sin \theta_{acc} = \sqrt{n_{core}^2 - n_{coat}^2}$$

Aus der Faser austretendes Licht tritt in einem konischen Winkel aus und unterliegt idealisiert einer Gaußschen Intensitätsverteilung. Dies setzt jedoch eine ideale, senkrechte Einkopplung in die Faser voraus.

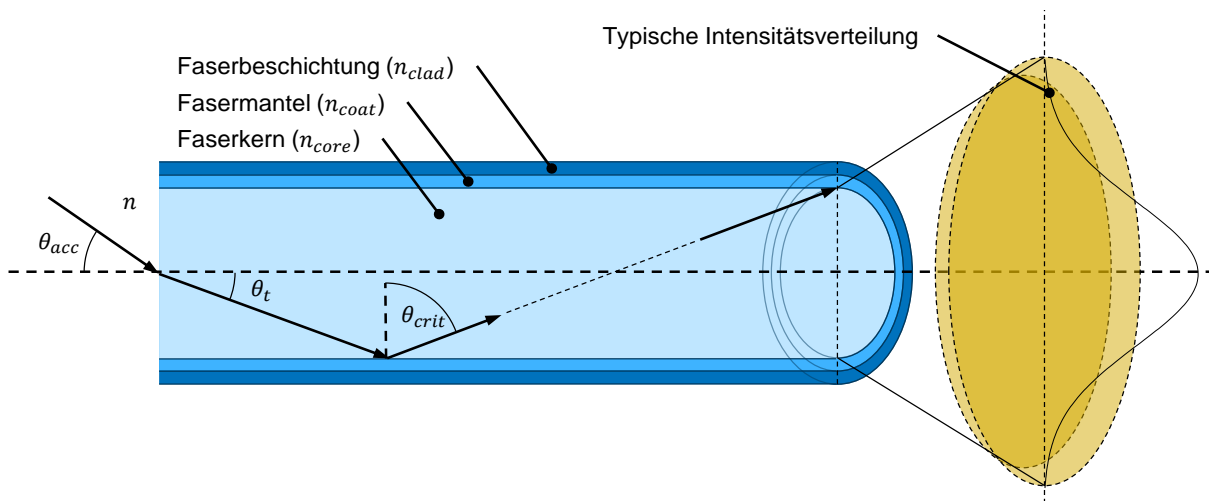


Abbildung 14. Strahlengang in Lichtleiter und Fluoreszenzmedium nach [63, 64].

3.2.4 Punktuelle LIF Messung

Die ersten Versuche, Ölschichtdicken im Kontakt zwischen Kolben und Zylinderbuchse in einem Motor zu messen, nutzen punktuelle Messungen [65].

Direkt mit einem freien Laserstrahl beleuchteten Houtt [66], Lux [67] und Wong [68] (1988, 1991) am Massachusetts Institute of Technology die Laufbuchse durch ein rundes Fenster. Erste Versuche zeigen geringe Abhängigkeiten der minimalen Schmierfilmdicken zwischen Ringen und Lauffläche von der Drehzahl. Lux führt erste gefeuerte Untersuchungen durch und stellt Kavitation an der oberen Kante des Ölabstreifringes fest. Er stellt auch eine Massenbilanz auf, in der er die mittleren Ölschichtdicken in einzelnen Bereichen des Kolbens in Auf- und Abwärtsbewegung vergleicht. Bei einer Variation des Ölabstreifringes stellt Wong einen geringen Unterschied im Ölhaushalt durch eine Änderung der Federvorspannung am zweiteiligen ÖAR fest. Ein dreiteiliger Ring reduziert das Ölangebot jedoch deutlich. Durch Verdrehen der bisherigen Messposition in der Kurbelwellenachse um 65° um den Umfang gibt er an, keine größeren Änderungen im Ölfilm des Ringpaketes zu erhalten.

Brown [69] verbaut (1993) an der Buchse eines Nutzfahrzeug-Einzylinder-Dieselmotors einen Quarzglaszugang mit 6 mm Durchmesser. Auch er erkennt keinen Einfluss der Drehzahl auf die Minimal-Schichtdicke zwischen Kolbenringen und Zylinder. Er vergleicht auch zwei Öle unterschiedlicher Viskosität und erhält für das dünnflüssigere Öl meist auch dünnere Ölschichten. Bei niedrigen Lasten und Drehzahlen jedoch sind diese Werte erhöht, was er mit einer besseren Pumpbarkeit des leichter laufenden Öles begründet. Dies wiederum erhöhe das Ölangebot an der Buchse.

Auch Sanda nutzt für seine Untersuchungen [70, 71] ab 1993 einen freien Laserstrahl, mit dem er durch einen Quarz- bzw. Saphireinsatz der Buchse die Ölschicht beleuchtet. Eine Besonderheit seines Systems ist die Strahlführung über einen drehbaren, hexagonalen Spiegel, durch den der Messfleck während der Messung nicht an einer Stelle verweilt, sondern das Fenster von oben nach unten abtastet. Dies bezeichnet er als „Scanning LIF“, wobei die Geschwindigkeit des Messflecks deutlich über der Kolbengeschwindigkeit liegt. Er stellt im gefeuerten Betrieb eine Teilschmierung des ersten Verdichtungsringes fest. Er beobachtet auch eine deutliche Signaländerung nahe des OT während der Verdichtung, die er mit der Kolben-ssekundärbewegung begründet. Bei Schließen der Drosselklappe beobachtet er den Transport von Öl in Richtung Brennraum, wodurch er einen Anstieg des Ölverbrauchs vermutet.

Richardson nutzt (1991, 1992) in seinen Veröffentlichungen [72, 73] jeweils einen HeCd-Laser mit einer Wellenlänge von 442 nm und beleuchtet durch Einsatz eines Lichtleiters in der Laufbuchse direkt den Schmierfilm eines Nutzfahrzeug-Diesel-Motors. Er nutzt die Eigenfluoreszenz der Motoröladditive ohne einen zusätzlichen Fluoreszenzfarbstoff, wobei er die Zusätze einzeln auf ihre fluoreszierende Wirkung untersucht und die Dispersionsmittel als dominante Komponente identifiziert. Da sich die Additivzusammensetzung des Motoröles während des Betriebs ändern kann, schlägt er aber den Einsatz eines separaten Fluoreszenzfarbstoffes bereits vor.

Phen [74] verwendet (1993) das gleiche Messprinzip an zwei seitlich versetzten Messstellen an der Zylinderbuchse. Auch er verwendet keinen Fluoreszenzfarbstoff und verklebt die Lichtleiter direkt in der Zylinderbuchse. Mit zunehmender Drehzahl ermittelt er steigende Ölfilmschichtdicken zwischen dem ersten Verdichtungsring und der Buchse, was er als Hinweis auf eine hydrodynamische Schmierung versteht. Mit steigender Temperatur zeigen sich dünnere Schichten, was er auf die niedrigere Ölviskosität zurückführt. Mit variiertem Last (bzw. Saugrohrunterdruck) zeigt sich bei ihm keine eindeutige Tendenz. Bei der Kalibrierung außerhalb des Motors stellt er Schwierigkeiten fest, da die Einbausituation schwer nachstellbar ist. Er nutzt deshalb die Geometrie der Ringe zum Abgleich mit den gemessenen Schmierfilmdicken im Motorbetrieb. Er erkennt eine Abhängigkeit des gewonnenen LIF-Signals von der Reflektivität des Gegenkörpers.

Auch Frolund [75] zeigt (1997) bei Untersuchungen an einem Ottomotor, dass die Ölschichtdicken während des Warmlaufs exponentiell mit der Buchsentemperatur abnehmen.

Takiguchi [48] nutzt (1998) ebenfalls direkt in die Laufbuchse eingesetzte Lichtleiter für seine Messungen. Er findet Hinweise darauf, dass derartige Messstellen in größeren nicht vollständig gefüllten Spalten zwei Schichtdicken messen, eine auf dem Liner und eine auf dem Kolben. Durch die geringen Maße der Lichtleiter von 50 μm Durchmesser gewinnt er eine gute Auflösung der Ringkanten. Er erhöht den Anteil eines fluoreszierenden Motoröladditives, um ein stärkeres Signal zu erhalten. Er reduziert damit insbesondere den Anteil des reflektierten Laserlichtes, das zwar weitgehend, aber nicht vollständig gefiltert werden kann. Er ermittelt sehr geringe Ölschichtdicken zwischen Ringen und Liner von weniger als 1 μm . Durch den Einsatz sehr kleiner Faserkerndurchmesser von 50 μm erhält er eine scharfe Auflösung der Ringkanten. Er erkennt, dass durch den Einsatz der Lichtleiter eine stärker nichtlineare Messung bei großen Schichtdicken erfolgt, wobei bei seiner Kalibrierung ab ca. 20 μm das gemessene Signal unter dem linear zu erwartenden Wert zurückbleibt. Er schraubt Adapter, in welche die Lichtleiter eingeklebt sind, bündig in die Laufbuchse eines Einzylinder-Dieselmotors ein, je einen auf Druck- und Gegendruckseite. Eine Überprüfung der Kalibrierung im Motor erfolgt mittels eines modifizierten Verdichtungsringes mit einer Stufe („Step ring“). Dieser ist allerdings nur im geschleppten Zustand vollständig gefüllt, weshalb diese Kalibrierung auch für die anderen Betriebspunkte gewählt wurde. Seine Untersuchungen ergeben, dass die Ölschichtdicken zwischen den Kolbenringen und der Zylinderbuchse vornehmlich durch das Ölangebot bestimmt wird. Dieser Einfluss sei deutlich stärker ausgeprägt als derjenige der Last oder Motordrehzahl. Der Unterschied zwischen Druck- und Gegendruckseite sei ebenso maßgeblich, da die Ölversorgung durch die ungleiche Kolbensekundärbewegung wesentlich beeinflusst wird.

Ghandhi [64] untersucht (2000) detailliert die Eigenschaften von Lichtleitern für die Messung von Ölschichtdicken an Motoren. Dabei unterscheidet er gezielt Lichtleiter mit einer und zwei

Fasern. Für Lichtleiter mit einer Faser ermittelt er analytisch, dass diese nur für kleine Schichtdicken ein lineares Signal ausgeben können. Dabei liegen die numerische Apertur für das anregende Licht und der erschwerte Lichteinfall zurück in die Faser für die Sammlung der emittierten Fluoreszenz bei größeren Abständen zugrunde. Die gemessene Fluoreszenzintensität sei deshalb nur für Schichtdicken bis 12,5 % des Faserdurchmessers mit weniger als 10 % Fehler linear, für größere Schichtdicken ist mit zunehmend geringerem Signal zu rechnen. Dagegen zeigen Lichtleiter mit mehreren Fasern ihre größte Sensitivität erst mit einem Abstand zu den optischen Oberflächen, da sich erst dann die Lichtkegel der Fasern überlappen. Durch Verwendung von beiden Sonden-Typen gelingt es ihm, nicht vollständig gefüllte Spalten zwischen Kolben und Zylinderwand in zwei gemessene Schichtdicken zu trennen – eine Messung am Zylinder und eine am Kolben.

Yilmaz [76] nutzt (2003) an der Laufbuchse montierte Quarzglaseinsätze mit 4.7 mm Durchmesser an einem 2,0-l-Vierzylinder-Ottomotor, um Schmierfilmverteilungen zu untersuchen. Die Lichtführung zum optischen Aufbau erfolgt über Lichtleiter. Zum Abgleich der Kalibrierung verwendet er in den Kolben eingearbeitete Nuten. Er zeigt Kennfelder der mittleren Ölschichtdicken am Feuersteg über Last und Drehzahl, wobei er die Daten über alle vier Arbeitstakte mittelt. Mit steigender Last nehmen diese Schichtdicken ab, was er auf den zunehmenden Blow-by-Volumenstrom zurückführt.

Stein [6] verwendet (2010) Glaseinsätze zur Bestimmung des Kraftstoffeintrages durch Direkteinspritzung in das Motoröl an der Laufbuchse. Als Lichtquelle dient eine LED, als Tracerfarbstoff wird Lumilux CD 345 verwendet. Während bei fluoreszenzmarkiertem Kraftstoff dieser gut im Ölfilm nachgewiesen und unterschiedlichen Betriebsarten des Motors zugeordnet werden kann, zeigt sich bei einer Messung der laufbuchsenseitigen Ölschichtdicke mit Farbstoff im Öl kein messbarer Effekt.

Yamada [9] zeigt (2015) Ergebnisse eines laufbuchsenseitig montierten Lichtleiters, wobei er im geschleppten Betrieb 5000 aufeinanderfolgende Arbeitsspiele aufzeichnet. Er wertet synchron dazu die Druckdifferenz zwischen Brennraum und Ringsteg 1 aus und ordnet dieser eine Ölfüllung des ersten Ringsteges zu.

3.2.5 Filmschichtdickenmessungen von Kolbenseite

Weimar [46] führt (2002) Untersuchungen des Schmierfilms mittels eines Lichtleiter-basierten LIF-Systems durch. Er untersucht anhand einer Kalibriervorrichtung insgesamt acht Fluoreszenzfarbstoffe auf ihre Eignung für den Motorversuch hin, darunter Fluorescein- Rhodamin- und Lumogen-Farbstoffe sowie Lumilux. Insbesondere aufgrund guter Löslichkeit und Temperaturbeständigkeit sowie seiner guten Quantenausbeute verwendet er Lumilux CD 345 für seine weiteren Untersuchungen. Zur Anregung der Fluoreszenz verwendet er einen Argon-Ionen-Laser, der eine Strahlungsleistung von 30 mW bei 488 nm Wellenlänge erzeugt. Sein optischer Aufbau verteilt diese Leistung auf zwei Fasern, die Umsetzung und Verstärkung des Fluoreszenzlichtes erfolgt mittels eines Zwei-Kanal-Photomultipliers. Eine Kalibrierung der Ölschichtdickenmessung führt er im Betrieb unter Annahme vollständig gefüllter Spalten durch. Dazu vergleicht er die zwischen dem Kolbenring und der Laufbuchse gemessene Ölschichtdicke mit dem von der Buchsenseite per Wirbelstromsensor gemessenen Abstand. Die Sonden an Feuersteg und erstem Ringsteg kalibriert er durch in die Zylinderbuchse eingefräste Nuten, die von den Messstellen überfahren werden. Er stellt dabei eine unvollständige Füllung dieser Nuten fest.

Über ein Schwingensystem bringt er die Lichtleiter auch am Kolben an, wobei er sowohl Messstellen am Feuersteg und ersten Ringsteg unterbringt, als auch einen Lichtleiter im ersten Verdichtungsring einsetzt. In seiner Schwingenkonstruktion werden die Lichtleiter an den Gelenken nicht geführt, sondern können sich frei biegen, was den Aufbau vereinfacht, aber die Haltbarkeit deutlich einschränkt. Durch die stark wechselnden Biegeradien der Lichtleiter stellt er eine Beeinflussung des gemessenen Signales fest, weshalb er eine Lichtleiterschleife als Referenz zum Kolben und hin- und zurückverlegt. Der Kolben wird für die Montage der Lichtleiter geteilt. Die Stoßposition am ersten Ring muss er fixieren, um den Lichtleiter in den Kolbenring einzubringen.

Ito [33] führt (im Jahr 2014) Lichtwellenleiter über eine Schwingenkonstruktion auf den Kolben und setzt sie auf der Druckseite in die Kanten eines dreiteiligen Ölabstreifringes ein. Mittels dieses Aufbaus beobachtet er ein Abheben des oberen Rails während des Verdichtungshubes, was er auf die Kippbewegung des Kolbens zur Gegendruckseite hin zurückführt.

3.2.6 Zweidimensionale LIF Untersuchungen mittels Glasfenstern oder Glasliner

Die extremste Form des Glasfensters ist die Fertigung eines vollständigen Glaszylinders. Da dieser weder gekühlt noch stärker vorgespannt werden kann, sind nur geschleppte Untersuchungen möglich. Als vorteilhaft sind zumindest die durchgehende, nicht unterbrochene Lauffläche und der maximale Sichtbereich zu bewerten.

Inagaki [77, 78] zeigt (1995) geschleppte Versuche an einem Glasliner und gefeuerte Messungen an einem auf Druck- und Gegendruckseite mit Saphirglasfenstern ausgerüstetem Motor. Er verwendet als Lichtquelle eine blau gefilterte Xenon-Blitzlampe und filtert das mit einer CCD Kamera aufgenommene Bild orange. Er weist darauf hin, dass grundsätzliche Effekte – in seinem Fall Ölströmungen in Richtung Brennraum – zwar dargestellt werden können, für detaillierte Messungen aber ein leistungsstärkerer Laser besser geeignet ist, um ein intensiveres Signal zu erhalten. Yamada [9] zeigt (2015) weitere Ergebnisse mit diesem Messaufbau.

Thirouard [3] erzeugt im Jahr (2001) zweidimensionale Aufnahmen der Ölschichtdicke an zwei präparierten Einzylinder-Motoren, letzterer von Beiden ein Ottomotor mit einem Saphirfenster auf Druck- oder Gegendruckseite. Die Beleuchtung erfolgt mit einem frequenzverdoppelten Nd:YAG-Laser, eine CCD Kamera zeichnet ein Bild pro Arbeitsspiel auf. Er verwendet eine Mischung zweier Farbstoffe: Rhodamin 640 und Phyrromethen 567. Diese Mischung hat insbesondere auf die Temperaturbeständigkeit hin betrachtet günstige Eigenschaften. Diese wird durch einen Mechanismus erreicht, der als „Emission Re-Absorption“ bezeichnet wird. Zur Abschätzung einer Kalibrierung verwendet er Bearbeitungsmarken auf dem Kolben. Er identifiziert Öltransport-Schema und –Mechanismen am Kolben, wobei er sie anhand ihrer Ursache unterteilt in Öltransport aufgrund von:

- Massenkräften des Öles,
- Fluidkräften durch Gasströmungen sowie
- durch Komponenten auf das Öl aufgebraachte Kräfte.

Yilmaz [76] und Przesmitzki [79] führen (2003 und 2008) die Untersuchungen fort, wobei sie insbesondere den Ölverbrauch im dynamischen Motorbetrieb (bei Lastzugabe) und dessen Entstehungsquellen untersuchen. Przesmitzki beobachtet im geschleppten Betrieb ein Füllen der ersten Ringnut mit hochgesaugtem Öl, was zu radialem Kollabieren des ersten Kompressionsringes bei Wiedereinsetzen der Verbrennung führt. Er beobachtet die Ölversorgung des

Ringpaketes durch die Ringstöße und Verteilung in Umfangsrichtung der Nuten durch Ringdrehung. Bei Betrieb im Kennfeld erkennt er nur am Ringsteg 2 fallende Ölmengen mit steigender Drehzahl und Last und beobachtet ein Wandern des Öles auf dem Ringsteg mit den oszillierenden Massenkräften. Auch zwischen Laubbuchse und Kolben zeigt er einen Öltransport, insbesondere durch Abziehen des Öles mit der Abstreifkante des zweiten Verdichtungsringes.

Auch Baba [80] verwendet (2007) ein ähnliches Messsystem mit Saphirglaseinsatz in der Zylinderbuchse. Neuartig ist die Verwendung eines Doppelpuls-Lasers. Aus zwei mit sehr geringem Versatz belichteten Bildern kann er mittels PIV („particle image velocimetry“) die Bewegungsgeschwindigkeit des Öles ermitteln. Durch die Kombination von LIF und PIV erhält er gleichzeitig eine Schichtdicken- und Geschwindigkeitsinformation des Ölfilmes. Baba erkennt, dass die Bewegung des Öles der Kolbenbewegung mit Phasenverzug folgt.

Anhand dieses Messprinzips zeigt Kato [81] (2010), dass die Flussgeschwindigkeit des Öles in großen Spalten höher ist und stellt fest, dass bei einer Modifikation des Laufspieles die Ölschichtdicken in der Mitte des Kolbenhemdes unbeeinflusst bleiben.

Wigger, Müller und Füßer 2014 [49, 82–84] zeigen Messungen an einem Otto-DI-Einzelzylindermotor, der auf Druck- und Gegendruckseite mit je einem Saphirglasfenster ausgerüstet ist. Neuartig ist die sehr aufwändige Kalibrierung des Messverfahrens, so dass mit hoher Genauigkeit absolute Schichtdicken gemessen werden können. In weiteren Untersuchungen konnte die Bildrate auf mehrere Bilder pro Arbeitsspiel angehoben werden. Untersuchungsziel sind nicht nur die Ölverteilung und Öltransport am Kolben, sondern auch die Visualisierung des Kraftstoffeintrages in das Motorenöl durch die Direkteinspritzung.

3.2.7 Filmschichtdickenmessungen anderen Messprinzips

Ölfilmschichtdicken an der Laubbuchse eines Verbrennungsmotors lassen sich auch mit anderen Messverfahren erfassen.

Im Rahmen des öffentlich geförderten Forschungsprojektes „Fuel in Oil“ wurden zur optischen Filmschichtdickenmessung konfokal-chromatische [85] sowie interferometrische [86] Verfahren eingesetzt. Insbesondere Ersteres eignet sich jedoch aufgrund der niedrigen möglichen Messfrequenz von 10 Hz nicht für die Anwendung im Motor. Auch die interferometrische Messung erreicht eine zeitliche Auflösung von nur 4 kHz und erfordert zusätzlich eine sehr aufwändige Messsonde.

Ein vereinfachtes Verfahren ist nicht eine direkte Messung der tatsächlichen Ölschichtdicke, sondern eine Abstandsmessung zur Bestimmung einer Spaltweite durchzuführen. Dazu wird häufig der Abstand zwischen Kolbenringen und Laubbuchse gewählt. Unter der Annahme, dass dieser Spalt vollständig gefüllt sei, wird eine Schichtdicke bestimmt.

Diese Vereinfachung der Messung hat ihre Grenzen konzeptgemäß dann, wenn nicht von einer vollständigen Füllung auszugehen ist. Anhand von Tribometerversuchen wurde gezeigt, dass es bei höheren Gleitgeschwindigkeiten von Kolbenringen auf der Zylinderbahn zu Kavitation im Ölspalt kommen kann [82, 87, 88], die zu Gasblasen oder einem Abreißen des Schmierfilms führt. Wigger beobachtet dieses Phänomen anhand eines Tribometerversuches bereits ab einer Gleitgeschwindigkeit von etwa 8 m/s. Je nach exakter Kurbeltriebskinematik erreicht die Kolbengruppe eines PKW diese Relativgeschwindigkeit bereits ab einer Drehzahl von ca. 1600 1/min.

Darüber hinaus wurde bereits in den vorigen Kapiteln auf Betriebszustände hingewiesen, in denen es zum radialen Kollabieren der Kolbenringe kommen kann. In beiden Fällen entspricht der Abstand zwischen den Bauteilen nicht automatisch der Schmierfilmdicke.

Problematisch sind bei diesem Verfahren die unterschiedlichen Materialien der Gegenkörper, so dass pro Material ein eigener Sensor eingesetzt werden muss, und dass die Sensoren leicht rückversetzt eingebaut werden müssen, wodurch die Zylinderoberfläche an der Messstelle deutlich geändert wird.

Golloch [45] nutzt (2001) einen Einzylinder-Motor, der von einem LKW-Diesel abgeleitet ist, für seine Untersuchungen. Dabei rüstet er den ersten Verdichtungsring mit 8 um den Umfang verteilten, induktiven Abstandssensoren zur Ölschichtdickenmessung aus.

Iijima [47] verwendet (2002) in der bereits weiter oben erwähnten Veröffentlichung einen kapazitiven Sensor im zweiten Verdichtungsring zur Ermittlung der Schmierstalthöhe zwischen Laufbuchse und Ring. Er vermutet ein radiales Kollabieren des Ringes, kann anhand des zu diesem Zeitpunkt erhöhten Signals aber nicht bestimmen, ob tatsächlich Blow-by-Gas zwischen Ring und Zylinder passiert.

Tamminen [89] verwendet (2006) ein induktives Messverfahren an der Buchse eines Mittelschnell-laufenden-I6-Dieselmotors. Er stellt über dem Hubverlauf dünnste Ölschichtdicken nahe OT zum Ende des Ausschiebetakts fest. Mit zunehmender Last misst er zunehmende Ölschichtdicken zwischen den Verdichtungsringen und der Zylinderbuchse in einem Wertebereich zwischen 0.5 und 20 μm .

In einer weiteren Veröffentlichung [26] zeigt Takiguchi (2000), diesmal aber unter Verwendung von kapazitiven Sensoren in den Kompressionsringen, dass die gemessenen Ölschichtdicken zwischen Kolbenringen und Zylinder von einem hydrodynamischen Schmierungsmodell abweichen, sobald auch der zweite Kompressionsring und der Ölabbstreifring mit verbaut waren. Dies kann als Hinweis darauf gewertet werden, dass im Kolbenringpaket keine klassische hydrodynamische Schmierung erfolgt, bedingt durch einen Mangel an Schmierstoff. Im Betrieb sind also nicht alle Spalten zwischen den Reibpartnern vollständig mit Öl gefüllt und es ist nicht von einem rein hydrodynamischen Gleiten auf dem Schmierfilm auszugehen. Vielmehr bewegen sich die Kolbenringe in einem weiten Bereich in Mischreibung.

Schließlich sollte noch das Messkonzept von Dwyer-Joyce [90] erwähnt werden, der Ultraschall nutzt, um die Ölschichtdicken am Kolbenhemd zu ermitteln. Ein auf der nassen Zylinderbuchsen-Seite positionierter Transmitter sendet Ultraschallpulse aus und empfängt diese wieder. Dabei tritt eine Reflektion des Schalls an beiden Ölgrenzflächen auf. Er ermittelt Schichtdicken am Kolbenhemd zwischen 2 und 21 μm . Während der apparative Aufwand und die Beeinträchtigung der Ölschicht minimal sind, löst das System örtlich nicht ausreichend auf, um die Ringkanten darzustellen zu können.

3.2.8 Ölverbrauch an der Kolbengruppe

Als Ölverbrauch wird hier der Verlust an Öl aus dem Motor bezeichnet, wobei Verluste durch Undichtigkeiten an der Außenfläche, die im Betrieb auftreten können, vernachlässigt werden. Nicht damit bezeichnet sind weiterhin Änderungen am Ölvolumen, die durch Eintrag oder Verdampfung von Kraftstoff und Verbrennungsprodukten entstehen. Insbesondere der Kraftstoffeintrag kann bei direkt einspritzenden Motoren durch bestimmte Betriebsstrategien ganz erheblich sein und sogar den Ölverbrauch übersteigen [1].

3.2.8.1 Mechanismen des Zylinderölverbrauches:

Ölverbrauch entsteht am Zylinder anhand der in Tabelle 2 dargestellten Ursachen [8, 76].

Tabelle 2. Mechanismen des Zylinderölverbrauches nach [8, 76].

Mechanismus	Beschreibung	Begünstigt durch	Zeitpunkt
Abdampfen von der Zylinderwand	Durch Wärmeeintrag	Hohe Gas- und Zylindertemperaturen	Überwiegend Expansion und Ausschleiben
Abschaben durch die Kolbenkrone	Tritt nur auf der Gegen-druckseite auf, führt zu Ölpfützen auf dem Kolben, die abdampfen können	Hohe Drehzahl, niedrige Last	Aufwärtshub (Ver-dichten, Ausschleiben)
Abschleudern vom Kolben	Öl wird durch die Massenkräfte vom Feuersteg und KR1 abgeworfen	Hohe Drehzahlen	Um LOT und ZOT
Kraftstoffeintrag (Splashing)	Kraftstofftropfen treffen auf Ölfilm und befördern Vielfaches der eigenen Masse aus dem Schmierfilm	Hohe Last, hohe Schmierfilmviskosität	Kompression
Reverse-blow-by	Gasströmung aus RS1	Hohe Drücke am RS1, geringes Stoßspiel KR2	Ende der Expansion
Blow-back	Gastriebener Transport während des Schleppbetriebs	Geschlossene Drosselklappe, Ansaugen gegen Unterdruck	Ansaugtakt
Blow-by	Rückgeführtes Blow-by bei nicht ausreichender Ölabscheidung	Hohes Blow-by bei hohen Lasten	Ansaugtakt

3.2.8.2 Messverfahren zur Bestimmung des Ölverbrauches

Zur Quantifizierung des Ölverbrauches existieren unterschiedliche Messverfahren. Nach [1] wird zwischen konventionellen (Bestimmung der Ölmasse oder des Ölvolumens) und analytischen Messmethoden unterschieden.

Da die konventionellen Messmethoden allesamt nicht zwischen Öl und Kraftstoffeintrag unterscheiden, zum Nachweis recht große Ölmengen verbraucht werden müssen (was mit langen

Versuchslaufzeiten verbunden ist) und gute Öldichtigkeit des Motors Grundvoraussetzung ist, sind diese Verfahren am Einzylinder-Forschungsmotor ungeeignet.

Analytische Verfahren verwenden zumeist einen Tracer, also einen Zusatzstoff, der dem Öl zugegeben und bei der Messung im Abgasstrom in seiner Konzentration nachgewiesen wird. Die Nachweismethoden teilen sich in radioaktive (mittels Tritium oder Brom) und nicht radioaktive (SO₂-, Chlor-, Pyren-Methode) [1].

Eine weitere analytische Möglichkeit, die Ölemission im Abgas zu bestimmen, ist das massenspektrometrische Verfahren. Dabei wird ein Teilstrom motornah entnommen und die Kohlenwasserstoffe anhand ihrer Kettenlänge ihrem Ursprung aus dem Kraftstoff oder Motorenöl zugeordnet. Die Messung bietet gute zeitliche Auflösung und eignet sich deshalb für transiente Vorgänge. Es werden nur unverbrannte Öle gemessen, die je nach Betriebspunkt und Abgastemperatur einen unterschiedlichen Anteil ausmachen können.

Des Weiteren ist es noch möglich, Ottomotoren mit Wasserstoff als Kraftstoff zu betreiben. Da dieser ohne Bildung von Kohlenstoffdioxid verbrennt, kann durch einfache Messung des CO₂-Gehalts des Abgases die verbrannte Ölmenge gemessen werden. Wie auch bei der SO₂-Methode muss dazu sämtliches Öl, das im Abgas in unverbrannter Form vorliegt, vor der Messung oxidiert werden.

3.2.8.3 Korrelation von Ölverbrauch und Ölschichtdickenmessung

Relativ wenige Quellen finden sich zur Korrelation von Ölverbrauch und den Filmschichtdicken in der Kolbengruppe.

Wong [68] deutet (1991) eine Korrelation der Ölschichtdicken auf dem ersten Ringsteg mit dem Ölverbrauch an. Dabei verwendet er Lichtleiter zur Ölschichtdickenmessung und die Tritium-Methode zum Nachweis des Ölverbrauches.

Inagaki [77, 78] kann (1995/1997) sowohl die Reverse-blow-by-Menge durch den Ringstoß des Verdichtungsring 1, also auch durch den Ringstoß auf den Feuersteg austretendes Öl dem Ölverbrauch zuordnen. Er zeigt auch einen direkten Abgleich der gemittelten Ölschichtdicke am Feuersteg und des Ölverbrauches. Der optische Aufbau besteht aus einer blau gefilterten Blitzlampe und einer orange gefilterten CCD-Kamera; das Öl ist mit Coumarin 6 versetzt und wird durch einen Saphir-Glaseinsatz beleuchtet. Den Ölverbrauch bestimmt er aus der CO₂-Konzentration des Abgases an dem H₂-betriebenen Ottomotor.

Nakayama [91] zeigt (1998) bei seinen Vermessungen verschiedener Ölabstreifringe mittels fasergebundener LIF und gleichzeitiger Messung des Ölverbrauches mit einer Ölstands-Methode einen Zusammenhang zwischen einem dünnen, gleichmäßigen Ölfilm, der durch einen dreiteiligen Ölabstreifring mit reduzierten Kantendicken erreicht wird, und dem stark reduzierten Ölverbrauch.

Golloch [45] setzt (2001) acht um den Umfang verteilte Wirbelstromsensoren in den ersten Verdichtungsring eines Dieselmotors ein. Den Ölverbrauch bestimmt er aus gemessener HC-Emission und der Abgastrübung (Partikel). Er beobachtet an einer Laufbuchse, die zur Platteuhonung zusätzlich mit Lasertaschen ausgerüstet ist, reduzierte Reibung, reduzierte Ölemission und höhere Ölschichtdicken zwischen dem Verdichtungsring 1 und der Zylinderwand.

Weimar [46] zeigt (2002) eine Korrelation der Ölfilmstärke am Feuersteg (nur auf der Druckseite) während der Ausschleppphase und den HC-Emissionen des Motors. Seine Untersu-

chungen zum Ölverbrauch sind auf den geschleppten Betrieb beschränkt, da durch die ottomotorische, zyklisch schwankende Verbrennung das ausgewertete HC-Signal zu stark überdeckt würde.

Yilmaz [76] führt (2003) Untersuchungen an einem mit Lichtleitern bestückten Vierzylinder-Ottomotor durch und misst die Ölemission mittels SO_2 -Methode. Zusätzlich nutzt er 2D-LIF-Aufnahmen des Ringpakets eines Einzylinder-Forschungsmotors mit großflächigem Saphirfenster. Er beobachtet, dass während einer Lastzugabe, die mit erhöhtem Ölverbrauch verbunden ist, Öl aus der Ringnut 1 auf den Feuersteg austritt. Er weist darauf hin, dass die Ölverteilung am Kolben oberhalb des KR2 relevant ist für den Ölverbrauch, weil Öl auf dem Feuersteg durch Abschleudern oder Verdampfen und Öl auf dem Ringsteg 1 durch Reverse-blow-by in den Brennraum ausgetragen werden kann. Eine direkte Korrelation des Ölverbrauchs mit Schmierfilmdickenmessungen findet nicht statt. Er schätzt aber den Anteil der vorgenannten Effekte am Gesamtverbrauch über Last und Drehzahl.

Er gibt an, dass nach einer Lastzugabe der Schmierfilm erst nach etwa zwei Minuten ein konstantes Niveau für den neuen Betriebspunkt erreicht. Die Messung des Ölverbrauchs erfolgt durch eine Analyse des Schwefelgehaltes im Abgas.

Nach Lastzugabe beobachtet er zunächst kurzzeitig erhöhten Ölverbrauch und führt dies auf eine Ansammlung von Öl in der Ringnut des ersten Verdichtungsringes zurück. Bei Lastzugabe würde dieses Öl durch ein Flattern des ersten Verdichtungsringes in den Brennraum ausgetragen. Er gleicht dies mit Ergebnissen eines 2D-LIF-Messverfahrens an der gleichen Kolbengruppe ab.

Unter den Ursachen des Ölverbrauchs identifiziert er als dominante Komponente den Öltransport (Abwurf des Kolbens und Reverse-blow-by). Der Motordrehzahl weist er einen geringen Einfluss zu. Mit zunehmender Last gibt er zunehmende Anteile an Ölverdampfung und Blow-by an.

Yamada [9] nutzt (2015) ein Messsystem mit am Pleuel angebrachten Datenlogger und kann so auf ein Schwingensystem verzichten. Er zeigt Untersuchungen zweier – im Hinblick auf den Ölverbrauch kritischer – Betriebszustände des Motors: den geschleppten Betrieb und den gefeuerten Betrieb im mittleren Drehzahlbereich.

Er zeigt im geschleppten Motorbetrieb anhand einer Differenzdruckmessung zwischen Kolbenkronen und erstem Ringsteg, dass sich die Gasdichtigkeit des Ringpaketes durch verringertes Stoßspiel am ersten Verdichtungsring verbessert. Durch geringeren Druckverlust im Bereich des ersten Ringsteges während des Ansaugvorganges wird dann der Öltransport in Richtung des Brennraums verringert.

Weiter beobachtet er mittels eines Glaszylinders beim Übergang vom geschleppten Betrieb mit offener Drosselklappe zur geschlossenen Drosselklappenposition ein Füllen des Ringpaketes mit Öl. Die Ölmengen im Ringpaket beeinflussen die Dichtigkeit, so dass sich Änderungen am Druck im Ringstegbereich 1 ergeben. Dabei ist mit steigendem Ölgehalt zunächst ein Ansteigen des Druckes am RS1 zu beobachten. Mit zunehmender Füllung nehmen die Drücke wieder ab – Yamada erklärt dies mit einer Behinderung der Axialbewegung und damit einhergehender Abnahme der Dichtfunktion.

Seine Untersuchungen zeigen, dass sich im gefeuerten Betrieb eine Absenkung des Druckes im Bereich des Ringsteges 1 positiv auf den Ölverbrauch auswirkt, da dann eine Reverse-

blow-by-Strömung Öl aus dem Ringpaket in den Brennraum unterbunden werden kann. Yamada zeigt weiterhin eine Abhängigkeit des Druckes am Ringsteg 1 von der Stoßposition des ersten Verdichtungsringes, wobei höhere Drücke anliegen, wenn sich der Ringstoß auf der Druckseite befindet. Er begründet dies durch die Anlage der Kolbenkrone auf der Gegen-druckseite während des Expansionstaktes, wodurch sich die wirksame Querschnittsfläche für eine Durchströmung des Ringstoßes dort verkleinert.

Das Kräftegleichgewicht am zweiten Verdichtungsring lasse sich durch eine Phase auf der Unterseite – und dem damit verbundenen, negativen Twist – günstig beeinflussen. Dies kann zu einer Druckentlastung des zweiten Ringes und damit zu einem geringeren Druckniveau über dem zweiten Ring führen. Damit einhergehen würde ein verringerter Öltransport vom Ringsteg 1 auf den Feuersteg sowie ein niedrigerer Ölverbrauch.

Als Maßnahmen, um eine Druckentlastung vom Ringsteg 1 auf den Ringsteg 2 zu ermöglichen, schlägt er eine Anpassung der Stoßspiele vor sowie den Verdichtungsring 2 mit einer Fase oder Stufe auf der Unterseite innen zu versehen. Dies führe zu einer gezielt verringerten Dichtwirkung durch den Twist des Ringes nach außen und die verringerte Auflagefläche auf der Ringnut.

3.3 Zusammenfassung und Identifikation des Forschungsbedarfs

Der Ölhaushalt der Kolbengruppe unterliegt, wie im vorgehenden Abschnitt gezeigt wurde, zahlreichen Einflussgrößen. Die messtechnische Erfassung des Schmierungs-zustandes sowie aller nennenswerten Einflussparameter ist dabei technisch sehr aufwändig, so dass in den vorgestellten Untersuchungen oft gezielt nur einzelne Aspekte beleuchtet wurden.

3.3.1 Schichtdickenmessungen

Insbesondere die Ölschichtdickenmessung wurde in jüngeren Untersuchungen häufig mittels Glasfenstern durchgeführt, was zumindest längerdauernden Betrieb mit höheren Lasten aufgrund der lokal fehlenden Kühlung nicht zulässt. Untersuchungen mittels Lichtleitern sind – bis auf wenige Ausnahmen – auf die Laubuchseite begrenzt und untersuchen ansonsten durch in die Kolbenringe eingesetzte Lichtleiter den Ölfilm zwischen Kolbenring und Buchse. Gerade für diese Untersuchung muss jedoch die Orientierung der Kolbenringe festgelegt werden, was potentiell eine Beeinflussung des Systems mit sich bringt. Der Schmierfilm im Bereich des Kolbenhemdes wurde kolbenseitig mittels Lichtleitern noch nicht untersucht, dabei sind gerade hier im Zusammenhang mit der Kolbensekundärbewegung interessante Ergebnisse zu erwarten.

Einige mittels Lichtleitern durchgeführte Untersuchungen der Ölschichtdicken berichten von geringen Zyklus- zu Zyklus-Variationen des gemessenen Signales. Eine statistische Auswertung im Hinblick auf die Streuung der einer größeren Zahl unmittelbar aufeinanderfolgender Arbeitsspiele wurde aber nicht durchgeführt. Dies kann aber zur Einordnung der Reproduzierbarkeit der Versuchsergebnisse wesentlich beitragen. Insbesondere könnten diese Ergebnisse auch im Hinblick auf die 2D-Messung mit Fenstern relevant sein, falls hier aufgrund der verfügbaren Laserleistung und Aufnahmegeschwindigkeit nicht zahlreiche Aufnahmen pro Arbeitsspiel durchgeführt werden können.

Im Hinblick auf die Haltbarkeit des optischen Messsystemes sollten zumindestens mehrere Komponentenvarianten testbar sein.

3.3.2 Bewegungen und Druckverhältnisse an der Kolbengruppe, insbesondere Kolbensekundärbewegung

Viele Untersuchungen begründen im Ölhaushalt beobachtete Effekte durch die Kolbensekundärbewegung oder die Druckverhältnisse in der Kolbengruppe, weisen aber keine Messungen derselben auf. Ein möglichst vollständiges Bild kann aber nur durch eine Vermessung dieser Größen im gleichen Motor erzeugt werden.

Darüber hinaus sollte die Beeinflussung des Ölhaushaltes durch die Messtechnik so gering als möglich ausfallen. Dies bedeutet im Hinblick auf weitere Untersuchungen:

- Auf eine Fixierung der Ringstoßposition der Kolbenringe sollte möglichst verzichtet werden.
- An den Messkolben ist auf eine Applikation der Messtechnik mit möglichst geringen Änderungen an den Funktionsflächen des Kolbens zu achten.
- Eine Schwingenkonstruktion zur Signalübertragung vom Kolben sollte über eine möglichst günstige Krafteinleitung verfügen.

Da die Anforderungen an die Kolbengruppe moderner Motoren bereits sehr hoch sind und sich durch eine stringenter Emissionsgesetzgebung weiter verschärfen, können weitere Optimierungspotentiale nur durch genaues Verständnis der auftretenden Phänomene gehoben werden.

Insbesondere durch sich verkürzende Entwicklungszeiten der Komponenten gewinnt die Simulation der Kolbengruppe und ihres Ölhaushaltes weiter an Bedeutung. Diese Simulation benötigt jedoch öffentlich verfügbare Daten zum Abgleich der Modelle. Einige Fragestellungen für den Abgleich der Simulation bleiben jedoch bislang ungeklärt.

- Wie interagieren die Kolbenringe mit dem Schmierfilm?
- Wie werden die vorhandenen Räume in der Kolbengruppe, also die Bereiche der Ringstege und Kolbenringnuten, als Reservoirs für Luft und Öl genutzt?
- Wie lässt sich der Ölhaushalt regulieren, um unerwünschte Effekte zu vermeiden?
- Wie sind unterschiedliche Phänomene gegeneinander zu gewichten?
- Und dabei konkreter betrachtet: Welche Auswirkungen haben Modifikationen an den Komponenten der Kolbengruppe auf deren Funktionsweise?

3.4 Im Umfeld dieser Arbeit entstandene Veröffentlichungen

Die vorliegende Arbeit basiert wie eingangs erwähnt auf einem Forschungsmotor und Messverfahren, die im Rahmen der öffentlich geförderten Projekte Kolbenring-Öltransport I & II entwickelt wurden. Diese Vorarbeiten sind nach Vorgaben des Fördergebers in den Abschlussberichten [92, 93] dokumentiert, auf Tagungen vorgestellt [94, 95] sowie in verkürzter Form unter [96, 97] veröffentlicht.

Nach Ende der Projektlaufzeiten entstanden weiterführende Veröffentlichungen zum gesamten Motor [98], zum Verfahren der echtzeitfähigen Ringstoß-Positionsmessung [56], sowie zur Korrelation der Ölschichtdickenmessung mit der Reibung [99, 100].

Auf Basis des Grundmotors entwickelte Herr Kirner im Rahmen seiner Dissertation [101] ein modifiziertes Messsystem, das eine synchrone Messung der Ölschichtdicken mittels Lichtleitern und der Kolbengruppenreibung in einem einzigen Zylindergehäuse erlaubt. Die genutzten

Baugruppen (Grundmotor und Messkolben) und Komponenten (modifizierte Kolbenringe) überschneiden sich mit dieser Arbeit.

4 Entwicklung des Versuchsträgers

Zur Durchführung der Messungen wurden in den Forschungsvorhaben Kolbenring-Öltransport ein Einzylinder-Versuchsmotor sowie das zugehörige Messsystem aufgebaut und die Arbeiten in den Abschlussberichten [92, 93] bereits dokumentiert. Die Erläuterungen dieses Abschnitts basieren auf den genannten Quellen.

Eine weitgehende Eigenkonstruktion des Motors ist erforderlich, um im Bereich des Kurbeltriebs Bauraum für das Schwingensystem zu schaffen. Dies ermöglicht auch rundum bessere Zugänglichkeit für den Einsatz der Messtechnik sowie verbesserte Zerlegbarkeit für den Zugriff auf die Kolbengruppe durch eine zusätzliche Teilungsebene zwischen Zylinder- und Kurbelgehäuse.

4.1 Prüfstand und Grundmotor

4.1.1 Kurbeltriebsgeometrie und Abtrieb

Die Kolbengruppe und Pleuelstange werden von einem Audi 2,0-I-TFSI-Motor vom Typ EA888 übernommen und wie nachfolgend gezeigt mit Messtechnik ausgerüstet. Ebenso an den Motortyp EA888 angepasst sind die Kinematik des Kurbeltriebs und das Verdichtungsverhältnis, siehe Tabelle 3.

Tabelle 3. Technische Daten des Versuchsmotors.

Bohrung	d	82,5	mm
Hub	h	92,8	mm
Hubvolumen	V_h	0,496	dm ³
Verdichtungsverhältnis	ε	9,6	—
Pleuellänge	l	144	mm
Pleuelstangenverhältnis (r/l)	λ_S	0,32	—
Kolbenbolzen-Desachsierung	y_{KBD}	-0,6	mm
Kurbeltriebs-Schränkung	k	0	mm

Auf der Abtriebsseite erhält der Motor eine große Schwungmasse, die eine Drehträgheit von 1,5 kgm² aufweist, um Dreh-Unförmigkeit zu reduzieren. Der Motor wird an einer Asynchron-Drehstrommaschine drehzahlregelt betrieben.

Der Motor verfügt über einen Massenausgleich erster und zweiter Ordnung durch jeweils gegenläufig rotierende Wellenpaare. Die Ausgleichsmassen sind variabel und an den Betrieb mit Messschwinde angepasst. Der Antrieb des Massenausgleichs und des Steuertriebes erfolgt durch je einen Riemen von der kraftabgebenden Seite des Motors.

4.1.2 Medienkreisläufe

Der Öl- und Kühlwasserkreislauf sind temperaturgeregelt und werden unabhängig vom Motor betrieben. Dadurch können alle Versuche bei betriebswarmem Motor gestartet werden und im Betrieb reproduzierbare Bedingungen geschaffen werden.

Das Motoröl wird im Öltank beheizt, auf Ölpumpe mit Rückschlagventil und Filter folgt ein geregelter Wärmetauscher, der Wärme an das Brauchwasser abführen kann. Der Öldruck wird für die Versorgung der Hauptlager, der Ölspritzdüse und des Nockentriebes durch Leitungsdruckminderer reduziert. Da der Öltank am Prüfstand höher angeordnet ist als der Motor, ist unterhalb der Ölwanne eine Rückförderpumpe angeordnet, die das Öl aus Nockenkasten und Ölsumpf zurück in den Öltank fördert. Die Förderleistung der wenig belasteten Rückförderpumpe ist dabei stets größer als jene der Förderpumpe, so dass die Ölwanne sich nicht füllt. Dabei wird mit dem Öl auch Luft in den Öltank zurückgefördert. Eine Druckausgleichsleitung verläuft zwischen Kurbelgehäuse und Öltank oberhalb des Öl-Pegels und verhindert Druckaufbau im Öltank.

4.1.3 Blow-by-Messung und Kurbelgehäusedruck

Das im Kurbelgehäuse anfallende Blow-by-Gas wird nicht in das Saugrohr des Motors zurückgeführt, sondern in die Umgebung entlüftet. Dadurch ist der mittlere Kurbelgehäusedruck für alle Lastzustände gleich dem Umgebungsdruck. Der Blow-by-Volumenstrom wird zunächst durch einen Glasfaserfilter gereinigt und anschließend nach dem Blendenprinzip gemessen. Das verwendete Messgerät (Natec Blow-by Messsystem 637) funktioniert durch Erfassen des Differenzdruckes über einer kleinen Blende, wobei Strömungen in beiden Richtungen erfasst und unterschieden werden können. Dadurch ist es möglich, auch pulsierende Strömungen zu messen. Durch Anpassung des Blendendurchmessers sind verschiedene Messbereiche wählbar, für den Versuchsmotor wurde eine kleine Messblende mit den folgenden Messbereichen gewählt:

<i>Flussrichtung</i>	<i>Messbereich</i>
ausströmend	0,6 bis 30 l/min
einströmend	-7,5 bis -0,6 l/min

Volumenströme, die betragsmäßig kleiner als 0,6 l/min sind, können nicht zuverlässig erfasst werden, weil der Druckabfall über der Blende zu gering ist.

Der Kurbelgehäusedruck des Motors schwankt aufgrund der Volumenänderung im Kurbelgehäuse durch die Kolbenbewegung. Während sich die Volumenänderungen bei Mehrzylindermotoren gegenseitig ausgleichen können, ist dies beim Einzylinder nicht möglich. Zu starken Druckschwankungen wurde konstruktiv durch ein großes Kurbelgehäusevolumen entgegengewirkt. Der Druck wird als zusätzliche Indiziergröße mitaufgezeichnet. Die Druckschwankungen ändern sich in Amplitude und Phase mit der Drehzahl geringfügig, siehe Abbildung 15. Bei einer Drehzahl von 1000 1/min beträgt die Amplitude 65 mbar, die Extrema liegen leicht vor den Totpunktlagen des Kolbens. Mit Anstieg der Drehzahl auf 4000 1/min verbleibt eine Amplitude von 54 mbar. Diese Unterschiede sind vermutlich akustischer Natur. Im Vergleich zu den in Brennraum und Kolbenringpaket vorliegenden Drücken sind diese Effekte vernachlässigbar gering.

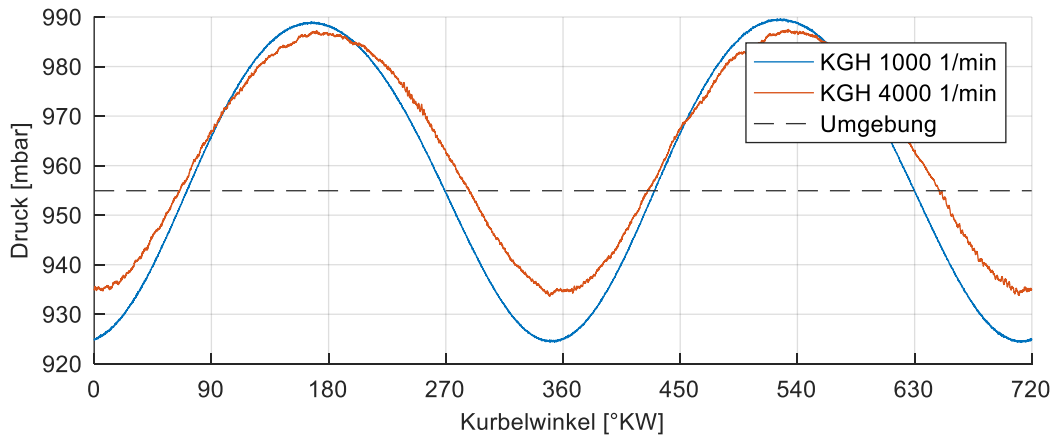


Abbildung 15. Typischer Kurbelgehäuse-Druckverlauf.

4.1.4 Zylinderkopf und Brennverfahren

Der Zylinderkopf hat einen dachförmigen Brennraum mit vier Ventilen und zentraler Zündkerzenlage. Seitlich in Richtung Abtrieb ist eine Indizierbohrung angebracht. Der Zylinderkopf ist aus Aluminium gegossen, das Brennraumdach durch einen Wassermantel gekühlt. Die Kühlung von Zylinderkopf und Buchse sind voneinander getrennt, das Kühlwasser tritt nicht durch die Zylinderkopfdichtung hindurch.

Der Ventiltrieb erfolgt über direkt betätigte Tassenstößel und je einer Nockenwelle für Ein- und Auslassseite. Die wälzgelagerten Nockenwellen sind Serienteile aus einem Rotax-Einzyylinder-Motorrad-Motor (Typ 605 SOS). Die Nockenwellen sind für maximale Füllung des hochdrehenden Einzyylinder-Motorrad-Motors ausgelegt, was sich in langen Öffnungszeiten der Ventile äußert und zu einer langen Ventilüberschneidungsphase führt. Um am Versuchsmotor im LOT trotzdem ausreichenden Abstand der Auslassventile zum Kolben einzuhalten, welcher nur auf der Einlassseite über Ventiltaschen verfügt, ist der Auslasshub im Vergleich zur Serieneinstellung leicht nach früh verschoben. Durch das verfrühte Öffnen der Auslassventile kommt es zu einem etwas früheren Abfall des Brennraumdrucks in der Expansionsphase. Insgesamt sind die Nockenkonturen aus Füllungssicht nicht optimal für den niedrigeren Drehzahlbereich ausgelegt, was aber für die tribologischen Untersuchungen am Kolben von untergeordneter Bedeutung ist.

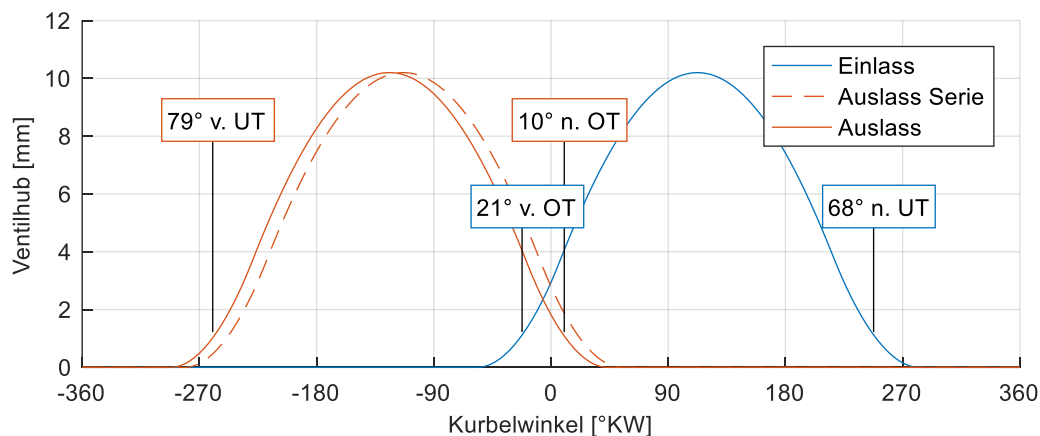


Abbildung 16. Ventilhubkurven und Steuerzeiten des Versuchsmotors.

Die Gemischaufbereitung ist ausgehend vom Serienmotor, welcher über eine seitlich angeordnete, luftgeführte Direkteinspritzung und zusätzliche Saugrohreinspritzung verfügt, auf das Saugrohrverfahren reduziert. Durch dieses Einspritzverfahren findet die geringste Beeinflussung des Schmierfilms an der Zylinderwand statt [6].

4.2 Messkolben und Schwingensystem

4.2.1 Messschwingensystem

Die Auslegung und eine erste Anwendung des Messschwingensystems ist in [92] gezeigt. Auch Kirner [101] verwendet dieselben Messkolben in seiner Arbeit. Dorthin sei auch für eine detaillierte Beschreibung der Auslegung verwiesen. Im Folgenden sind deshalb nur diejenigen Gesichtspunkte aufgegriffen, die in ihrer Auswirkung für die zu beobachtenden Phänomene relevant sind. Im Laufe der Arbeit wurden noch weitere Kolben mit leicht modifizierter Kabelführung aufgebaut, wobei an der Grundkonstruktion der Schwinge keine Änderungen durchgeführt wurden.

Messschwingensysteme bestehen üblicherweise aus einer am Kurbelgehäuse befestigten Schwinge, die dort drehbar gelagert ist, und einem zusätzlichen Koppelarm, der diese Schwinge mit dem Kolben oder Pleuelstange verbindet.

Die primäre Aufgabe der Systems sind Führung und Schutz der Kabel bzw. Lichtleiter. Um dies zu erreichen, müssen wechselnde Biegungen sowie sich frei bewegende Leitungslängen unbedingt vermieden werden. Die Leitungen sind deshalb über der nahezu vollständigen Strecke fest verklebt und andernfalls gestützt und geführt. Durch die Gelenke werden die Leitungen durchgeführt, so dass sie bei Bewegung des Gelenkes nicht gebogen, sondern lediglich über eine möglichst lange Länge tordiert werden. Dies reduziert deren Belastung erheblich und ist Grundvoraussetzung für eine lange Standzeit im Motor.

4.2.1.1 Kinematische Auslegung

Die Schwinge ist von Ihrer Kinematik so gewählt, dass möglichst kleine Relativbewegungen in den Gelenken auftreten. Dieses Auslegungsziel kann optimal nur bei Anbindung am Kolbenbolzen und nicht am Pleuel erreicht werden. Da der Kolbenbolzen nur eine Bewegung in Richtung der Zylinderachse und keine zusätzliche Querbewegung ausführt, bleiben die Verdrehwinkel in den Gelenken so deutlich geringer. Eine Befestigung direkt am Kolben scheidet aus Gründen der mechanischen Festigkeit des Letzteren und der zu erwartenden, starken Beeinflussung der Kolbensekundärbewegung aus.

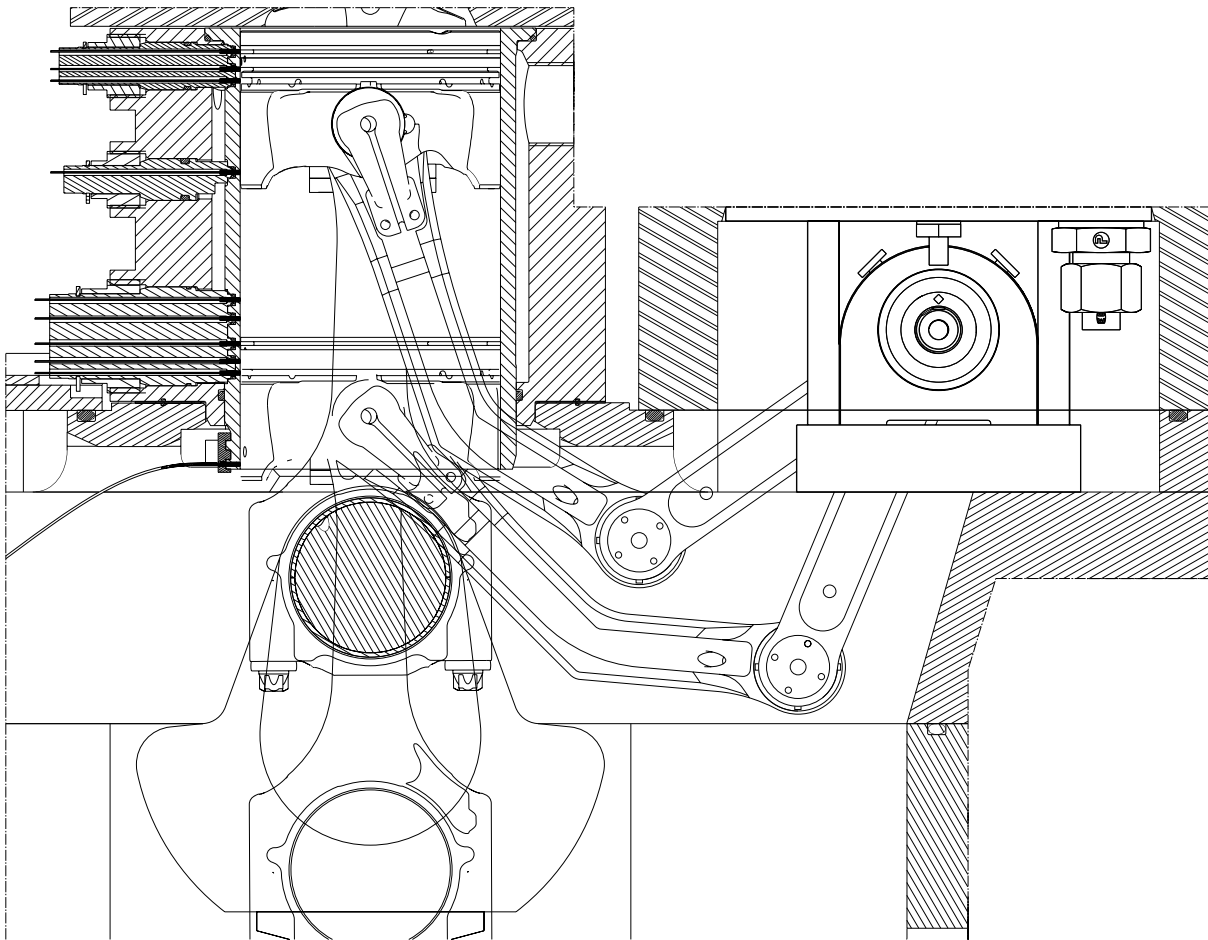


Abbildung 17. Kinematik des Messschwingensystems aus [92].

In Abbildung 17 ist die Kinematik des Schwingensystems gezeigt. Zu erkennen sind die geringen Änderungen der Beugewinkel in den Gelenken über dem Kolbenhub. Um die Schwinde im Motor unterbringen zu können, sind folgende Teile möglichst minimalinvasiv angepasst:

- Am Kolben ist an der Innenkontur Freiraum für die Koppelarme geschaffen, die rechts und links des Pleuels am Kolbenbolzen angreifen. Geringfügig wurde auch der Bereich der Nabe unten bearbeitet, um eine ebene Anlagefläche auf der Gusskonstruktion zu schaffen. Durch die Seitenwand des Kolbens erfolgt eine Bohrung zur Durchführung der Kabel in den Kolbenbolzen. Weitere Bearbeitungsschritte sind zur Unterbringung der einzelnen Sensoren notwendig.
- Der Pleuel wurde am oberen Pleuelaugle etwas abgeflacht, so dass die Konstruktion in Seitenansicht weniger trapezförmig ausfällt. Dabei ist die Auflagefläche des Kolbenbolzens leicht reduziert. Im Bereich des unteren Pleuelauges wurde ebenfalls etwas Material abgefräst, um Freigängigkeit des Schwingensystems im OT zu erreichen.
- Die Laufbuchse erhält auf der Gegendruckseite unten zwei Einkerbungen, in die die Schwingenarme im OT eintauchen können. Der Bereich des Kolbenhemds ist davon weitgehend unbeeinträchtigt, ebenso ist die Kolbenringauflagefläche nicht bearbeitet. Die Belastung der Buchse im UT ist gering. Der Kolben taucht in UT-Position leicht aus der Laufbuchse aus, jedoch nicht über den Punkt seiner größten Balligkeit.

- Die Kurbelwelle des Motors ist bereits von der Konstruktion an die Aufnahme eines Schwingensystems angepasst. Die Kurbelwangen sind mit deutlich vergrößertem Abstand zueinander angeordnet, die Gegengewichte zum Ausgleich der rotierenden Massen möglichst flach ausgeführt.

4.2.1.2 *Kabelführung des Messschwingensystems*

Der detaillierte Aufbau des Schwingensystems ist zusammen mit dem Messkolben 1 in Abbildung 18 gezeigt.

Dabei ist der Verlauf der Kabel vom Kurbelgehäuse zum Kolben von links nach rechts dargestellt. Messkabel und Lichtleiter verlaufen nach der Übergabestelle am Schwingenkasten von außen radial in die Stehlager (1) ein. Messkabel (orange) und Lichtleiter (blau) laufen bei diesem Messkolben auf zwei getrennten Pfaden. Zu erkennen ist die mit großen Radien überwiegend in Aluminiumröhren verlaufende Verlegung der Lichtleiter. Dies ist erforderlich, da die Lichtleiter nur bestimmte minimale Biegeradien ertragen können. Diese sind hauptsächlich vom eingesetzten Faserdurchmesser abhängig.

Am Gelenk (2) wechseln die beiden Leiterstränge die Schwingenarme. Die Lichtleiter verlaufen weiter auf der Steuertriebsseite zum Kolben. Die Übergabe auf den Kolben erfolgt über die Lichtleiterbrücke (3b) durch den Kolbenbolzen und auf der Abtriebsseite durch ein Aluminiumrohr in das Kolbeninnere. Die Messkabel werden von der Koppel auf den Kolben durch eine Kabelbrücke übertragen, die beidseitig kugelgelagert und mit einem Längenausgleich versehen ist, siehe Abbildung 19.

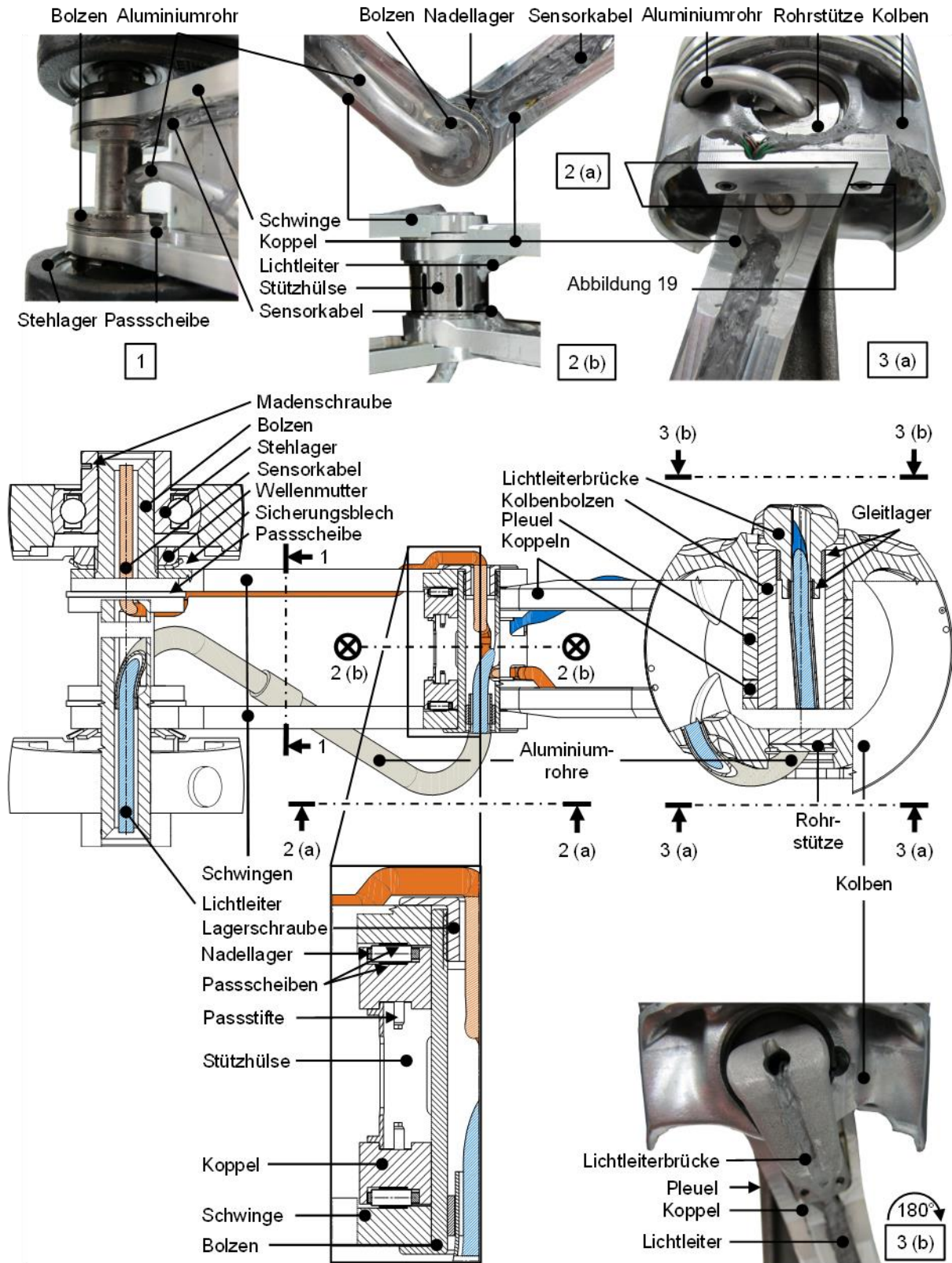


Abbildung 18. Aufbau des Schwingensystems aus [92].

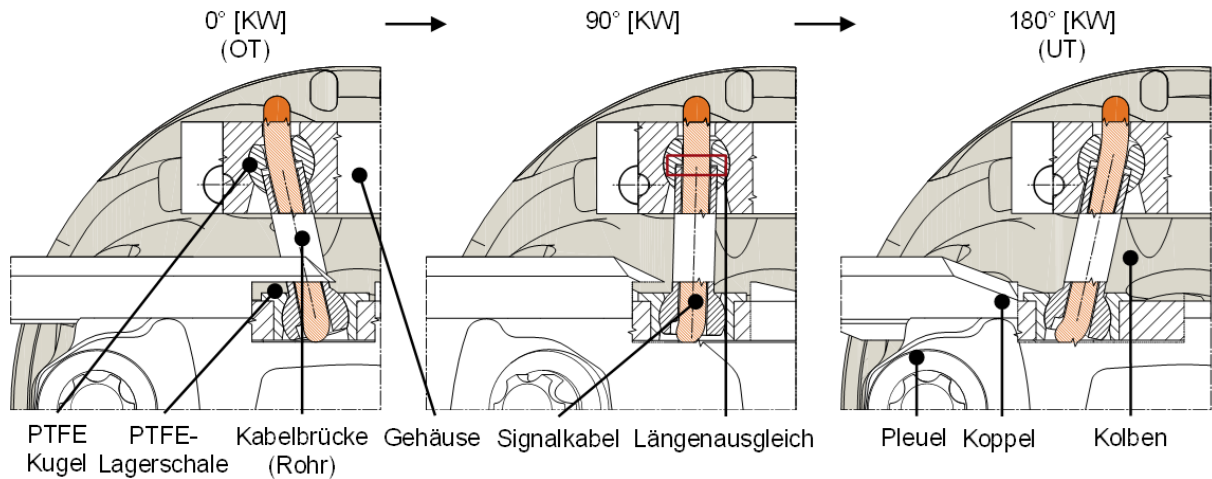


Abbildung 19. Kabelbrücke zur Überführung von Messkabeln von der Koppel auf den Pleuellagerbolzen aus [92].

4.2.2 Serienkolben

Das Ringpaket des eingesetzten Pleuellagers verfügt im Serienzustand über folgende relevante Merkmale:

Der erste Verdichtungsring läuft in einem in die Pleuellagerkrone eingegossenen Ringträger. Wie auch der zweite Ring ist er mit nur 1,2 mm axialer Höhe ausgeführt, um die Ringmassen niedrig zu halten. Nur der erste Ring ist an der Innenseite oben angephast, was zu einem leichten positiven (tellerförmigen) Vertwisten im Einbauzustand führt. Die Ringflanken sind nitriert, die Ringlauffläche zusätzlich mit einer Beschichtung bewehrt.

Der zweite Ring ist als Nasenminutenring ausgeführt. Der darunterliegende Ringsteg 2 ist vom Durchmesser leicht zurückgenommen. Die untere Flanke der zweiten Ringnut am Pleuellager ist mit einer Phase versehen, so dass abgestreiftes Öl auf den Ringsteg fließen kann.

Knapp darunter ist der zweiteilige Ölabbstreiferring in seiner 2 mm hohen Nut untergebracht. Der Ringkörper trägt zwischen den beiden leicht konischen, Chrom-beschichteten Laufflächen Löcher, durch welche abgestreiftes Öl in die Nut hinein gefördert werden kann. Ölbohrungen am Pleuellager ermöglichen den Durchtritt auf die Innenseite des Pleuellagers. Die untere Flanke der Ringnut ist im Bereich des Pleuellagerbolzens ausgenommen, um den Pleuellager axial noch etwas kürzer bauen zu können. Unterhalb der dritten Ringnut ist der Pleuellagerdurchmesser zunächst noch reduziert, bevor er mit einer Phase auf das Pleuellagerhemd mündet.

Das Pleuellagerhemd ist ballig und leicht asymmetrisch gestaltet, wobei es auf der Druckseite etwas steifer an den Pleuellager angebonden wird. Auf der Gegendruckseite ist eine Aussparung am Pleuellagerhemd unten für die Ölspritzdüse des Pleuellagers vorgesehen.

Der DLC-beschichtete Pleuellagerbolzen ist um 0,6 mm zur Druckseite hin versetzt angeordnet.

4.2.3 Übersicht Messpleuellager

Abbildung 20 gibt einen Überblick über die aufgebauten Messpleuellager. Für die Untersuchungen waren mehrere Messpleuellager nötig, da aus Platzgründen nicht sämtliche Sensorik in einem Pleuellager untergebracht werden konnte.

Der Messkolben 1 ist zur Untersuchung des Bewegungsverhaltens eingesetzt und mit Wirbelstromsensoren für die Kolbensekundärbewegungsmessung und die Messung der axialen Ringbewegung ausgerüstet. Des Weiteren sind Drucksensoren an den Ringstegen verbaut, deren Daten in Kombination mit den Bewegungsdaten vorliegen sollten. Einige Temperaturmessstellen dienen dem Abgleich mit der Konfiguration 2. Zwei Lichtleiter in den Ringnuten sollen versuchsweise eine Aussage zum Füllungsgrad der Ringnuten im Betrieb ermöglichen.

Messkolben 2 dient zunächst der Darstellung der Ölverteilung und des Öltransportes. Dazu werden zahlreiche Lichtleiter an der Kolbenaußenkontur eingesetzt. Unmittelbar neben den Lichtleitermessstellen sind Kapillaren zu erkennen, die in [92] zu weiterführenden Untersuchungen² eingesetzt wurden, aber nicht Bestandteil dieser Arbeit sind. Einige zusätzliche Temperaturmessstellen sind an relevanten Punkten des Kolbens verbaut. Da am Messkolben 1 keine befriedigende Messung der axialen Ringbewegung erfolgen konnte, sind hier weiterentwickelte Sensoren für ebendiese Messaufgabe untergebracht, siehe Abschnitt 4.2.5.

Am Messkolben 3 kommen nochmals Lichtleiter zum Einsatz. Drucksensoren an den Ringstegen ermöglichen zusätzliche Aussagen zum Öltransport. Auch dieser Kolben trägt Wirbelstromsensoren zur Messung der axialen Ringbewegung.

Nach einer frühen Beschädigung der Kabelführung wurden die noch intakten Sensoren zusammen mit neuen Lichtleitern im Messkolben 4 verbaut. Dieser trägt keine Wirbelstromsensoren und nur einen Drucksensor am Ringsteg 1, ist jedoch mit einer zusätzlichen Lichtleiter-Messstelle in der Mitte des Kolbenhemdes ausgerüstet.

²Ölprobennahme, Bestimmung des Gasanteiles und LIF-Farbstoffzugabe zur Bestimmung von Transportzeiten

	Sensortyp	Messgrößen	Ansicht Druckseite	Ansicht Gegendruckseite
Messkolben 1	<p>Wirbelstromsensor</p> <p>Wirbelstromsensor</p> <p>Drucksensor</p> <p>Lichtleiter</p> <p>Thermoelement</p>	<p>Axiale Ringbewegung KR1, KR2</p> <p>Kolbensekundärbewegung</p> <p>Druck Ringsteg 1 und 2, jeweils DS und GDS</p> <p>Füllung der Ringnuten</p> <p>Temperatur Feuersteg, Kolbenboden, Ringnut 2</p>		
Messkolben 2	<p>Wirbelstromsensor</p> <p>Lichtleiter</p> <p>Thermoelement</p>	<p>Axiale Ringbewegung KR1, KR2 (verkleinerte Spulenkörper)</p> <p>Ölschichtdicken Feuersteg, Ringsteg 1 und 2, Kolbenhemd oben und unten, Füllung Ringnuten</p> <p>Temperatur Feuersteg, Ringnut 1, Ringsteg 1, Ringnut 2, Ringnut 3, Kolbenboden, Kolbennabe</p>		
Messkolben 3 und 4	<p>Wirbelstromsensor</p> <p>Drucksensor</p> <p>Lichtleiter</p>	<p>Axiale Ringbewegung KR1, KR2 (Nur MK 3)</p> <p>Druck Ringsteg 1 und 2, jeweils DS und GDS</p> <p>Ölschichtdicken Feuersteg, Ringsteg 1 und 2, Kolbenhemd oben, mitte (nur MK 4) und unten, Füllung Ringnuten</p>		

Abbildung 20. Übersicht über die verwendeten Messkolben.

4.2.4 Messung der Kolbensekundärbewegung

Zur Erfassung der Kolbensekundärbewegung sind drei Wirbelstromsensoren im Kolben verbaut, deren Anordnung aus Abbildung 21 hervorgeht. In der Literatur werden häufig vier oder mehr Sensoren verwendet, was aber für die Bestimmung der Kolbenlage in der Buchse nicht erforderlich ist. Ein zweiter Sensor im Stegbereich würde eine Beurteilung des Warmspiels der Kolbenkrone vereinfachen, liefert aber keine zusätzlichen Informationen zum Bewegungsverhalten. Am Kolbenhemd sind jedoch auf Druck- und Gegendruckseite Sensoren notwendig, da hier auch nennenswerte elastische Verformungen auftreten.

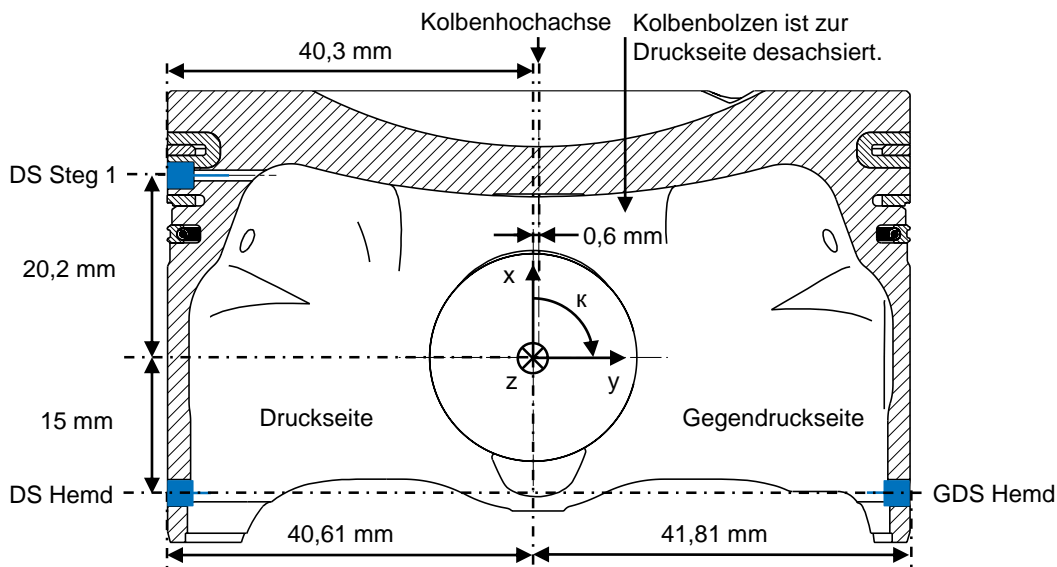


Abbildung 21. Sensoranordnung zur Messung der Kolbensekundärbewegung nach [92].

Die eingesetzten Sensoren sind Micro-Epsilon Typ EU05. Dies sind die kleinsten Sensoren des Herstellers. Die Spulen werden bereits ab Werk in einem zylindrischen Keramikgehäuse eingeklebt, das einen Außendurchmesser von 2,27 mm aufweist. Die Sensoren tragen keine zusätzliche Metallschirmung, wodurch die Spulen nicht vorbedämpft werden.

Die zugehörigen Controller werden im hochfrequenten Modus betrieben, der eine Grenzfrequenz (-3 dB Punkt) von 100 kHz aufweist.

4.2.5 Messung der Zwischenringdrücke

Piezoresistive Drucksensoren werden eingesetzt, um den Druck im Bereich der Ringstege kontinuierlich zu messen. Die Sensoren der Firma Kulite (Typ XCEL-072) sind durch ein internes Modul bis 235°C temperaturkompensiert, was die Baulänge auf 12,7 mm erhöht. Der Messbereich reicht bis 21 bar Absolutdruck. Der Einbau der Sensoren muss im Pleuellbolzen unbedingt horizontal erfolgen, da große Längsbeschleunigungen zu einem massenkraftbedingten Verformen der Membrane und damit einem Fehlersignal führen. Der Einbau ist in Abbildung 22 dargestellt und erfolgt nach Vorschrift des Herstellers mit einem temperaturbeständigen Silikonkleber, da der Sensor so elastisch und vor Verzügen geschützt angebunden ist. Um die Sensoren mit einem Durchmesser von 1,9 mm auch am dünnen Ringsteg 2 unterbringen zu können, sind sie dort leicht zurückversetzt eingebaut. Eine Abstützung über ihre gesamte Länge kann nur durch Einsatz von zusätzlichen Haltern im Pleuellbolzen erreicht werden.

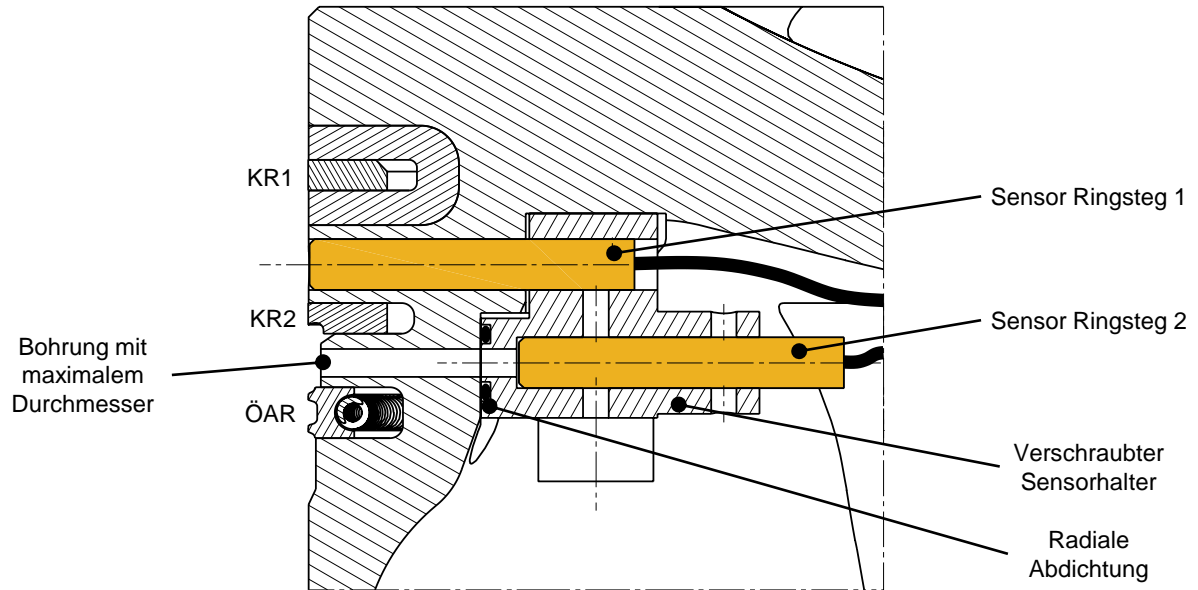


Abbildung 22. Einbau der Drucksensoren zur Messung der Drücke in den Ringstegbereichen.

Außerhalb des Motors werden die Signale jedes Kanals durch einen Instrumentenverstärker (Typ INA125) verstärkt. Der Chip gibt zudem eine präzise Referenzspannung zur Versorgung des Sensors aus.

4.2.6 Messung der Kolbenring-Axial/Hubbewegung

Auch zur Messung der Kolbenring-Axialbewegung kommt zunächst dieser Sensortyp zum Einsatz. Für diese Messaufgabe lässt sich auch ein Sensor in Sonderbauform einsetzen, der die Form eines einseitig abgeflachten Zylinders hat und radial in den Kolben eingebaut wird. Durch Einsatz dieses Sensortyps muss jedoch eine zylindrische Ausfräsung in die Nutflanke eingebracht werden, die anschließend durch den Sensor gefüllt wird. Dabei kann die Dichtigkeit auf der Anlagefläche des Kolbenringes eingeschränkt werden. Um diese Beeinträchtigung zu vermeiden, wurden in diesem Vorhaben Sensoren der kleinstmöglichen Bauform gewählt und, wie aus Abbildung 23 ersichtlich wird, im ersten Ringsteg montiert. Durch diese Montageform bleibt die Ringnut zumindest an der Vorderkante unversehrt. Da die Platzverhältnisse am Ringsteg 2 nicht ausreichend sind, werden die Sensoren für die Bewegungsmessung des Kolbenrings 2 ebenfalls im Ringsteg 1 untergebracht.

Zur Montage der Sensoren sind axial durch den Feuersteg Zugangsbohrungen eingebracht, die nach der Montage mit temperaturbeständigem, Epoxidharz-basiertem Klebstoff (HBM X280) verschlossen werden. Da dieser Klebstoff alleine den mechanisch und thermisch wechselnden Belastungen nicht ausreichend standhalten konnte, sich schließlich löste und zu einem Ausfall des Kolbens führte, wurden für den Messkolben 3 zusätzlich Passstifte (sichtbar in Abbildung 20) im Bereich des Feuerstegs radial eingeschlagen, die ein Durchbrennen effektiv verhindern. Die Messkabel werden durch radiale Bohrungen in das Kolbeninnere geführt und von dort aus weiter zusammen mit den anderen Kabeln über die Messschwinge aus dem Motor geleitet.

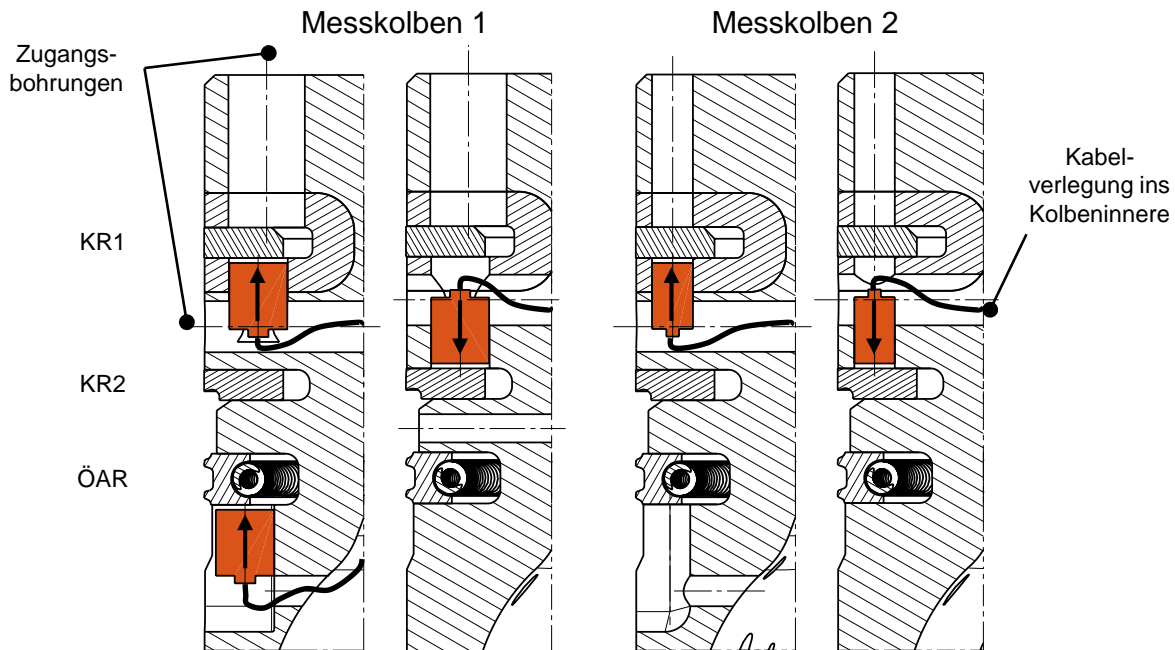


Abbildung 23. Einbaulage der Sensoren zur Axialbewegungsmessung nach [92].

Die Einbauposition des Sensors wurde iterativ wie folgt verbessert:

Am Messkolben 1 wurde zunächst versucht, die verbleibende Dichtfläche in der Ringnut außen möglichst groß zu belassen, siehe Abbildung 23 links. Dabei zeigte sich jedoch eine starke Beeinträchtigung des Messsignales. Diese resultiert aus der ausgeprägten Kolbensekundärbewegung; im Kaltzustand hat die Kolbenkrone ein Betriebsspiel von etwa 0,51 mm. Dieses Spiel wird im Betrieb mit zunehmender Last auch nahezu vollständig ausgenutzt, wodurch der Kolbenring unterschiedlich weit in die Ringnut eintaucht und dabei zu einer geänderten Überdeckung des Sensors führt. Diese Änderung der Überdeckung überlagert das eigentliche, aus der Axialbewegung des Ringes resultierende Messsignal, wie um den ZOT bei 360°KW zu beobachten ist. Je nach Betriebspunkt kann dabei die Störung eine deutlich größere Amplitude annehmen als das genutzte Hubsignal. Das zu messende Ringspiel in axialer Richtung beträgt 0,03 bis 0,04 mm. Mittels einer starken Vergrößerung des Ringspieles, die durch Abschleifen der Kolbenringe um 0,2 mm hergestellt wurde, wird die eigentliche Ringbewegung deutlich, siehe Abbildung 24.

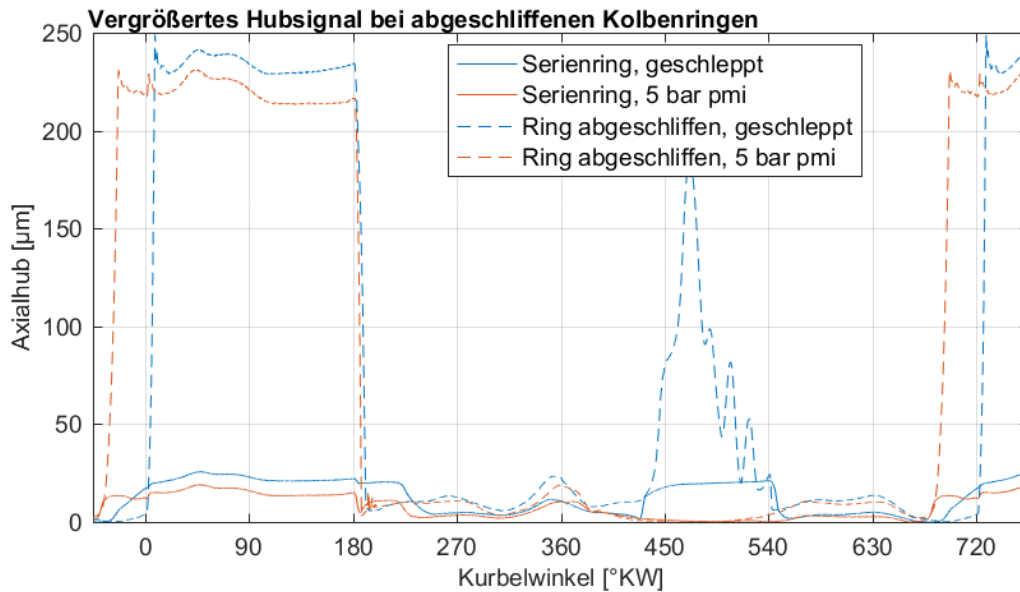


Abbildung 24. Störung der axialen Positionsmessung am Kompressionsring 1 durch die Kolbensekundärbewegung im Bereich des ZOT. Identifikation der eigentlichen Ringbewegung durch vergrößertes Axialspiel möglich. Der Vergleich ist aufgezeigt bei einer Motordrehzahl von 2000 1/min nach [92].

Um die Axialwegsensoren an diesem Kolben und Ringpaket auch im Betrieb vollständig zu überdecken, war eine weitere Verkleinerung des Sensors erforderlich. Abbildung 23 zeigt rechts die verkleinerten Sensoren. Durch den reduzierten Durchmesser der Sensoren können diese radial weiter außen montiert werden. Bei dieser Verkleinerung der Außenmaße wird auch die Spule nochmals verkleinert. Damit einher geht eine Reduktion des nutzbaren Messsignales. Diese Sensoren wurden im Messkolben 2 verbaut. Es ergibt sich am Ring 1 ein sauberes Signal, das nicht mehr durch die Kolbensekundärbewegung gestört wird. Am Ring 2 konnte im Betrieb kein nutzbares Signal gewonnen werden. Da der Ölabbstreifring radial deutlich kürzer baut, ist auch bei verkleinertem Sensor nicht mit einer erfolgreichen Messung zu rechnen.

Beide bisher gezeigten Einbausituationen mussten mit einem definierten Rückversatz des Sensors in seiner Einbaulage erfolgen. Diese exakte Lage ist am Kolben sehr schwierig präzise herzustellen. Über dem Sensor verbleibt ein sehr schmaler Spalt, der mit Klebstoff gefüllt werden muss. Am Messkolben 3 wurden deshalb die verkleinerten Sensoren so modifiziert, dass der nötige Rückversatz der Spule bereits im Keramikgehäuse des Sensors erzeugt wird und dieser dann bündig mit der Auflagefläche verbaut werden kann. Auch am Messkolben 3 konnte keine axiale Ringbewegung des zweiten Verdichtungsringes gemessen werden.

Als Ursache, warum das Signal am Kompressionsring 1 so viel deutlicher ausfällt, wird vermutet, dass der eingegossene, eiserne Ringträger am Kolbenring 1 sich günstig auf das Messsignal auswirkt. Durch den Eisengehalt wirkt dieses Material dämpfend auf das erzeugte Magnetfeld, dieses kann sich nur in axialer Richtung ausbreiten, wodurch der Sensor empfindlicher auf Abstandsänderungen des Kolbenringes reagiert. Der Sensor für den zweiten Ring dagegen ist im Aluminium eingebaut, das keine dämpfende Wirkung besitzt, und das Magnetfeld wird nicht gelenkt. Der Ringhub führt deshalb zu einer deutlich kleineren Änderung des Magnetfeldes. Während ausserhalb des Motors noch ein geringes Signal auch am

Kolbenring 2 gewonnen werden konnte, war dies unter den mechanischen und thermischen Bedingungen im Motor dann nicht mehr möglich. Das Messverfahren reagiert sehr empfindlich auf Temperaturänderungen. Am Messkolben 3 wurde bereits nach kurzer Betriebszeit die Kabelführung beschädigt, so dass diese Untersuchungen nicht weitergeführt werden konnten.

4.3 Optisches Messsystem, Filmschichtdickenmessungen an Zylinderbuchse und Kolben

Die Ölschichtdicken werden an diesem Versuchsmotor in Form von 0-dimensionalen LIF-Messungen mittels Lichtleitern durchgeführt. Als Fluoreszenzfarbstoff wurde der von der Firma Honeywell produzierte Lumilux CD 345 gewählt, der sich bei Weimar [46] als besonders geeigneter Farbstoff für diese Aufgabe zeigte. Als vorteilhafte Eigenschaften seien die gute Temperaturstabilität und die gute Löslichkeit in Motoröl hervorzuheben.

4.3.1 Laseroptischer Aufbau

Zur Durchführung der Messaufgabe ist es erforderlich, Laserlicht in Lichtleiter einzukoppeln und das in der gleichen Faser transportierte, zu längeren Wellenlängen verschobene Fluoreszenzlicht auszukoppeln, zu filtern und in seiner Intensität zu vermessen.

Der dazu notwendige laseroptische Aufbau ist auf einer optischen Platte montiert und in einem lichtdichten Gehäuse untergebracht. Dies dient einerseits dem Laserschutz und des Weiteren auch dem Schutz der empfindlichen Optiken vor Verunreinigung und mechanischer Beschädigung am Prüfstand.

Der Laseraufbau ist so konzipiert, dass die Leistung eines Lasers auf bis zu 16 Messstellen verteilt wird. Dies geschieht durch Strahlteiler, wobei jeder Teiler (näherungsweise und unter Vernachlässigung von Verlusten) 50 % der Strahlung durch Reflektion um 90° ablenkt und 50 % transmittiert. Durch kaskadenartige Anordnung kann die Laserleistung auf viele Messstellen aufgeteilt werden. Für 16 Messstellen sind insgesamt 15 Strahlteiler nötig, die in vier Stufen die Leistung teilen (1+2+4+8).

Als Laserlichtquelle wurde ein diodengepumpter Festkörperlaser eingesetzt. Diese Bauart verfügt über einen guten Wirkungsgrad und kann durch ihre hohe Strahlqualität gut in Fasern eingekoppelt werden. Die Wellenlänge des Lasers wird mit 473 nm so festgelegt, dass diese nahe am Absorptionsmaximum des Farbstoffes liegt und kaum mit dem Emissionsspektrum überlappt. Die übrigen optischen Komponenten lassen sich deshalb so wählen, dass das emittierte Licht gut vom anregenden Licht getrennt wird, siehe Abbildung 25.

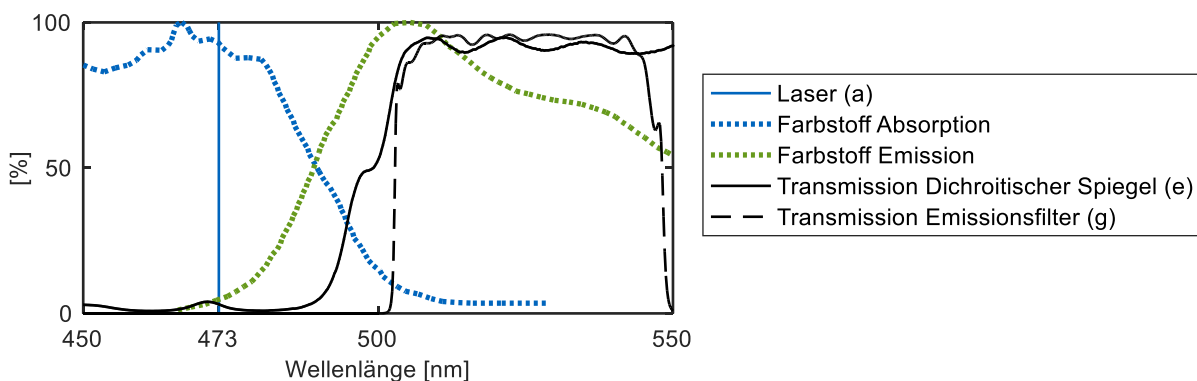
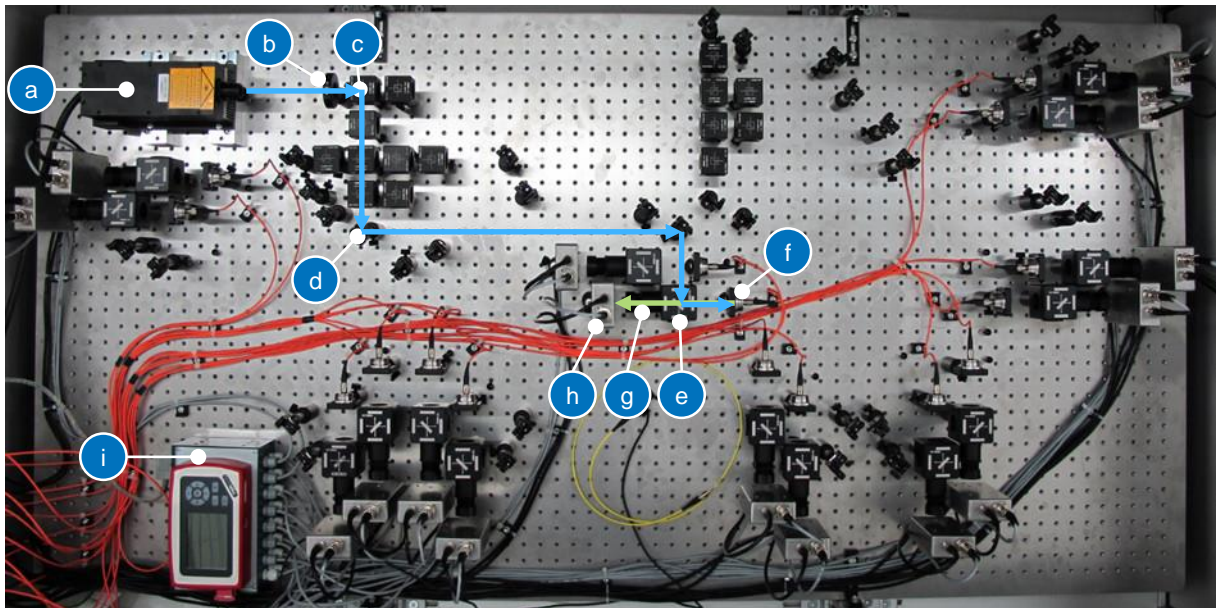


Abbildung 25. Auswahl der optischen Komponenten nach [92].

Die Arbeitswellenlänge dieses Lasers wird durch Frequenzverdoppelung aus 946 nm erzeugt. Der gewählte Laser liefert bei sehr konstanter Leistungsabgabe 1W. Durch den in Abbildung 26 gezeigten optischen Aufbau wird diese Leistung gleichmäßig für die Messstellen aufgeteilt und in die Lichtleiter eingekoppelt.



- | | | | |
|---|--------------------------|---|---------------------------------|
| a | Laser (473 nm, 1W, DPSS) | f | Faserkopplung |
| b | IR Filter | g | Emissionsfilter und Sammellinse |
| c | 50/50-Strahlteiler | h | Fotodiode |
| d | Justierbarer Spiegel | i | Netzteil für Fotodioden |
| e | Dichroitischer Spiegel | | |

Abbildung 26. Optischer Aufbau nach [92].

Dabei tritt der Laserstrahl zunächst durch ein Infrarot-Filter (b) hindurch, das verbleibende Pumpstrahlung dämpft. Jeder Strahlengang durchläuft vier Strahlteiler (c), wobei aus Übersichtsgründen in Abbildung 26 dieser nur für eine Messstelle dargestellt ist. Jeder Teilstrahl wird mittels Reflektion an zwei einstellbaren Spiegeln (d) und am Dichroit (e) in die Faserkopplung (f) gelenkt. Die Einstellbarkeit der Spiegel ermöglicht dabei eine gute Vorausrichtung des Strahles für die Faserkopplung. In der Faserkopplung selbst wird der Strahl durch eine Linse in das offene Faserende gebündelt. Diese Linse kann über drei Madenschrauben feinjustiert werden. Dies ist besonders für die Einkopplung in kleine Faserdurchmesser essenziell. Die mit orangefarbener Schutzhülle versehenen Lichtleiter verlaufen bis zum Motor, wobei sie durch einen Steckkontakt über ein standardisiertes FC/PC-Stecksystem trennbar sind. Fluoreszenzlicht und im Motor reflektiertes Licht tritt an der Faserkopplung wieder aus. Reflektiertes Licht wird sowohl im dichroitisch beschichteten Spiegel (e) abgelenkt, als auch in einem zusätzlichen Emissionsfilter (g) absorbiert.

Da es durch die Faserkopplung nicht möglich ist, das ausgekoppelte Licht vollständig zu kollimieren, verläuft der Strahlengang hier nicht mehr parallel, sondern leicht divergent. Eine nachgeschaltete Sammellinse (g) fokussiert das gefilterte Emissionslicht auf den Detektor (h).

Als Detektoren werden Fotodioden mit einer aktiven Messfläche von 1 mm^2 verwendet. Diese sind in Sperrrichtung betrieben, wobei der sich einstellende Sperrstrom linear vom Lichteinfall abhängt. Eine Transimpedanz-Verstärkerschaltung wandelt das Strom- in ein Spannungssignal, das an die Messdatenerfassung geleitet wird. Im Vergleich zur in der Literatur eingesetzten Messtechnik mittels Fotomultipliern ist der apparative Aufwand stark reduziert. Besonders vorteilhaft sind die niedrigen Anschaffungskosten, hohe mechanische Robustheit und geringer Platzbedarf. Durch Einsatz moderner, sehr empfindlicher, Fotodioden wird dennoch ein hohes Messsignal erzielt.

Die an den Fasern gemessene, tatsächlich eingekoppelte Leistung liegt bei etwa 15 bis 20 mW (theoretisch: 62,5 mW). Verantwortlich für Leistungsverluste sind Filterwirkungsgrade, Verluste an sämtlichen optischen Oberflächen durch unerwünschte Reflexionen sowie eine nicht vollständige Einkopplung des Laserlichtes in den Lichtleiter. Der 1W-Laser konnte aufgrund eines Defektes nur für einen kleinen Teil der Versuche genutzt werden. Der Großteil der Messdaten ist mit einem leistungsschwächeren Modell mit 160 mW Leistung und ansonsten ähnlichen Eigenschaften aufgezeichnet, das ursprünglich für Voruntersuchungen angeschafft wurde. Dadurch ist nur der Betrieb mit bis zu acht synchronen Messstellen bei moderaten Einbußen der Signalintensität möglich.

4.3.2 Aufbau LIF-Messsystem Buchse

Für buchsenseitige Messungen wurden Multimode-Lichtleiter mit einem Kerndurchmesser von $100 \text{ }\mu\text{m}$ verwendet. Dies ermöglicht eine gute örtliche Auflösung der Details der Kolbengruppe, insbesondere der Ringkanten. Wie bereits in Abschnitt 3.2.1 erläutert, wird durch die Wahl des Faserkerndurchmessers auch der linear nutzbare Messbereich bestimmt. Dieser ist bis 12.5% des Faserdurchmessers, also $12.5 \text{ }\mu\text{m}$, als linear angenommen, darüber werden die tatsächlichen Filmschichtdicken zunehmend unterschätzt. Noch kleinere Faserdurchmesser würden zwar noch weiter die Auflösung an den Kanten der Ringe verbessern, aber den Messbereich auch weiter verkleinern.

Abbildung 27 zeigt den Einbau der Lichtleiter an der Buchse. Die Messstellen sind allesamt auf der Druckseite und in der Motorquerebene angeordnet. Die Höhe der Messstellen wurde am Kurbeltrieb so ausgerichtet, dass viele Sensorpositionen an den Totpunktlagen der Kolbenringe messen. Da die Messstellen damit sehr nahe aneinander liegen, wurden die Lichtleiter in drei Gruppen eingeteilt, die jeweils zusammen in einer Sonde verbaut sind. Diese Sonden sind ohne Anpresskraft und nur von Hand im Zylindergehäuse eingeschraubt, die Abdichtung des Wassermantels erfolgt an den Sonden in radialer Richtung. Grundgedanke für diese Form des Einbaus ist die Möglichkeit, jede Messstelle vor ihrem Einsatz in den Zylinder separat polieren zu können sowie im Falle eines Schadens zumindest einzelne Sonden erneuern zu können.

Jeder Lichtleiter erhält vor dem Einsatz eine Politur. Dazu werden die Lichtleiter – in einem Verfahren ähnlich zur Herstellung eines Steckkontaktes – mittels eines temperaturbeständigen Epoxidharzklebers in Stahlferrulen eingeklebt. Der Einbau der polierten Lichtleiter in die Sonde erfolgt im Zusammenbau aus Zylindergehäuse, Laufbuchse und Sonden. Ein zur Zylinderlaufbuchse möglichst bündiger Einbau der Sensoren wurde durch das folgende Verfahren erreicht: Ein Aluminiumzylinderrohr mit leichtem Untermaß wird in die Buchse eingeschoben, alle Lichtleiter werden eingesetzt und bis zur Anlage am Zylinder vorgeschoben. Die Sonden werden mit Klebstoff gefüllt. Die Aushärtung dieses Klebstoffes erfolgt nur unter Temperatureinfluss.

Das Aluminiumzylinderrohr wird mittels Heißluft von innen beheizt, dabei dehnt es sich thermisch bedingt aus, bis es in die Laufbuchse eingepresst ist. Durch den Kontakt findet auch ein Wärmeübergang in das Zylindergehäuse statt. Mittels eines Thermoelements wird die Temperatur in den Sonden kontrolliert und die Aushärtetemperatur des Klebstoffes eingeregelt.

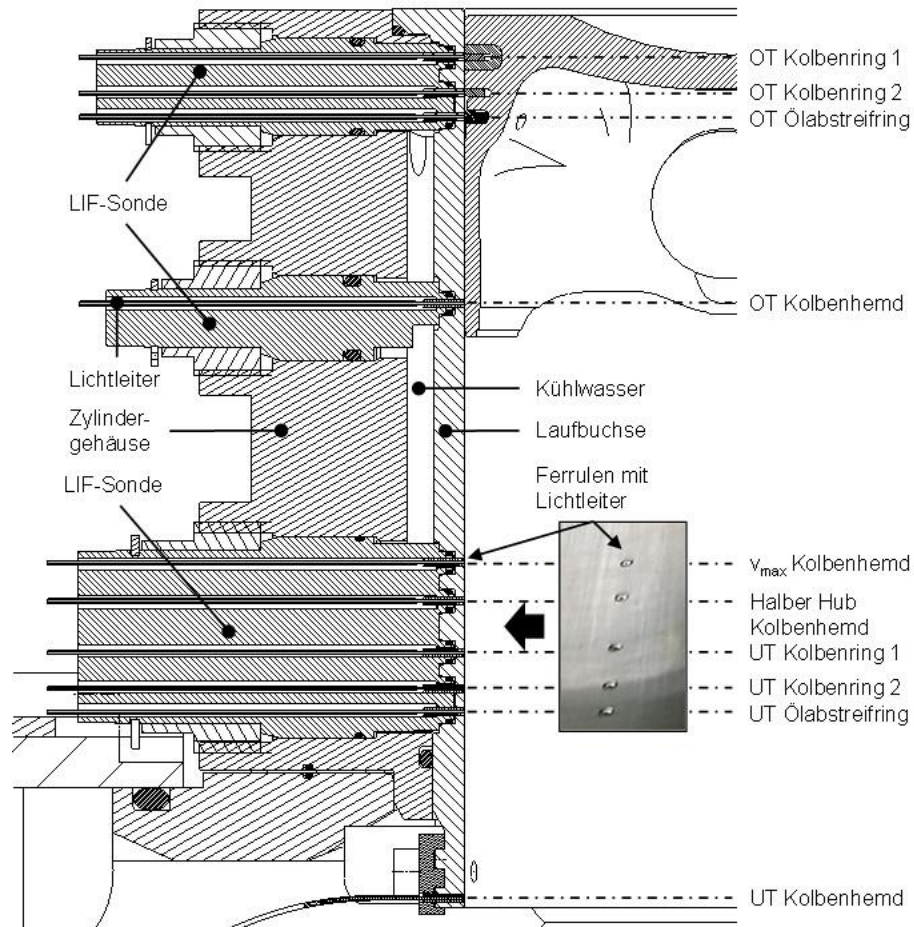


Abbildung 27. LIF-Messung der Filmschichtdicke an der Zylinderlauffläche mittels Lichtleitern aus [92].

4.3.2.1 Messpositionen im Hubverlauf des Kolbens

Abbildung 28 zeigt eine Einordnung der so möglichen Sensorpositionen zum Kolbenhub.

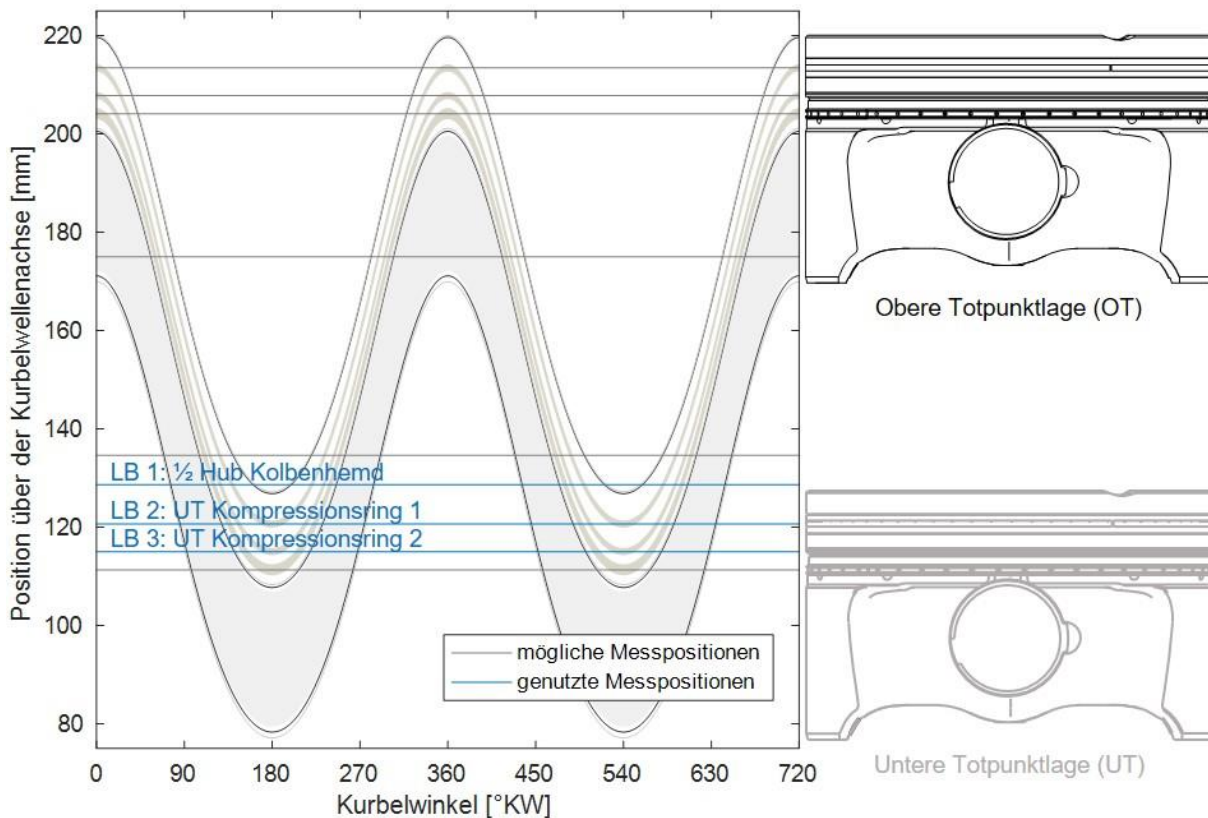


Abbildung 28. Hubverlauf der Kolbenkonturen und Zuordnung der lafbuchenseitigen LIF-Messstellen.

Bei den Versuchen hat sich gezeigt, dass es bei den Messstellen im Bereich des OT zu einer Beeinträchtigung der Messung durch Verbrennungsleuchten kommt. Zudem ist die Haltbarkeit dieser Lichtleiter deutlich geringer, weil sie maximal mechanisch belastet werden: Nahe dem OT tritt der Anlagewechsel des Kolbens auf, die thermische Belastung und damit verbundene Verzüge sind über den Buchsenhub gesehen am größten. Zusätzlich sind die Messstellen Rückständen von Verbrennung und Verdampfung ausgesetzt, was zu Ablagerungen auf den Lichtleitern und damit zu einer Verminderung des Nutzsignales führt. Durch die lokal sehr hohen Temperaturen kann auch nicht mehr von einem linearen Verhalten des Fluoreszenzfarbstoffes ausgegangen werden. Die genauen Temperaturen des Öles können dabei nicht in einfacher Weise ermittelt werden. Temperaturmessstellen an Zylinder und Kolben erlauben zumindest eine Abschätzung.

Diese Schwierigkeiten waren, zusammen mit dem rein geometrisch stark eingeschränkten beobachtbaren Bereich am Kolben, Gründe dafür, sich bei den Messungen und Auswertungen auf die Lichtleiter im mittleren und unteren Hubbereich zu konzentrieren. Die für die folgenden Untersuchungen verwendeten drei Messstellen sind in Abbildung 28 hervorgehoben.

4.3.2.2 Kalibrierung des Messverfahrens

Die Kalibrierung des LIF-Verfahrens stellt den kompliziertesten Punkt des Messverfahrens dar. Eine externe Kalibriervorrichtung wurde gezielt nicht verwendet, da die Messstellen sehr sensibel auf ihre Einbaulage reagieren. Nur durch in-situ-Kalibrierung ist es möglich, sämtliche

Unsicherheiten mit zu berücksichtigen, die aus einem möglichen Rückstand oder einer Beschädigung der Lichtleiter entstehen sowie durch die Beschaffenheit und Krümmung der Laufflächen oder die Reflektivität der Gegenkörper. Es ist also essenziell, die Kalibrierung bereits im Einbauzustand zu ermitteln.

Für die Kalibrierung wird der Zylinderkopf demontiert, das gesamte Zylindergehäuse leicht angehoben und ein Kompressionsring auf den Kolben eben aufgelegt. Dieser verfügt über genügend Spannung, um eine sichere Anlage an der Zylinderwand sicherzustellen. Der Brennraum wird mit dem fluoreszierenden Öl teilweise gefüllt. Durch langsames Durchdrehen des Motors an der Kurbelwelle bewegt sich der Kolben mitsamt dem aufgelegten Kolbenring an den Messstellen vorbei. Beim Überfahren der Messstellen mit dem Kolbenring ergibt sich ein Minimum im Signal, das gut reproduziert werden kann. Der Vorgang wird wiederholt, wobei zwischen Kolbenring und Zylinderwand beidseits der Messstellen Metallfolien eingelegt werden. Beim erneuten Überfahren der Messstelle wird ein höheres Minimum detektiert, das auf die Vergrößerung des Spaltes zurückzuführen ist. Durch das im Brennraum stehende Öl kann von einer Vollfüllung des Spaltes ausgegangen werden.

Diese Kalibrierung wurde mit auf 70°C bzw. 90°C erhitztem Öl und entsprechend vorkonditioniertem Motor wiederholt. Die so ermittelte Temperaturabhängigkeit der Fluoreszenz ist in Abbildung 29 dargestellt.

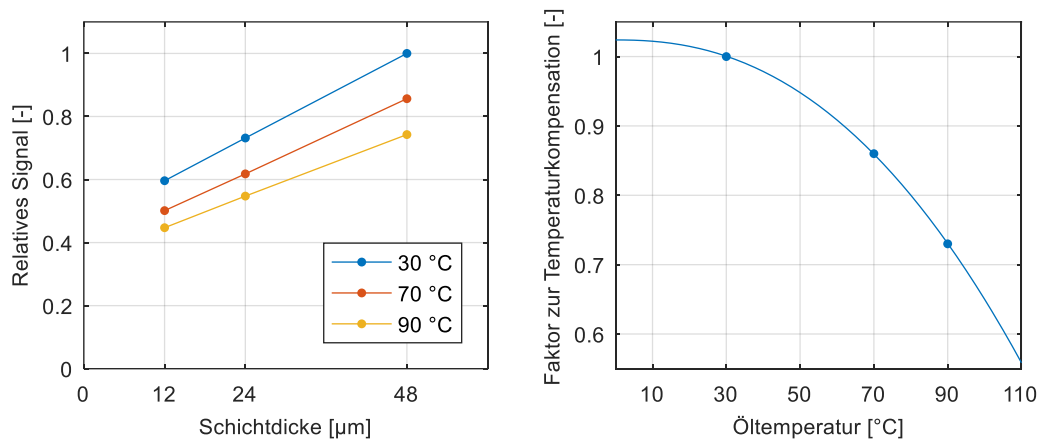


Abbildung 29. Temperaturabhängigkeit des LIF-Signals wie im Kalibrierversuch ermittelt.

4.3.3 Vermessungsergebnisse Zylinderbuchse

Wie anhand einer Vermessung der Buchse ermittelt werden konnte, kann auch sehr leichtes Anziehen der Sondenverschraubung durch die verhältnismäßig großen Gewindedurchmesser bereits eine Verformung an der Buchse erzeugen. Dies wird in Abbildung 30 deutlich, wo auf der Druckseite auf Höhe der mittleren und unteren Sonde ein Einfall von ca. 25 µm festgestellt wurde. Verschlechtert hat sich der Verspannungszustand vermutlich unter Temperatureinfluss im gefeuerten Betrieb. Gänzlich vermieden kann diese Verformung nur durch direkte Verschraubung oder Verklebung der Lichtleiter in der Zylinderbuchse.

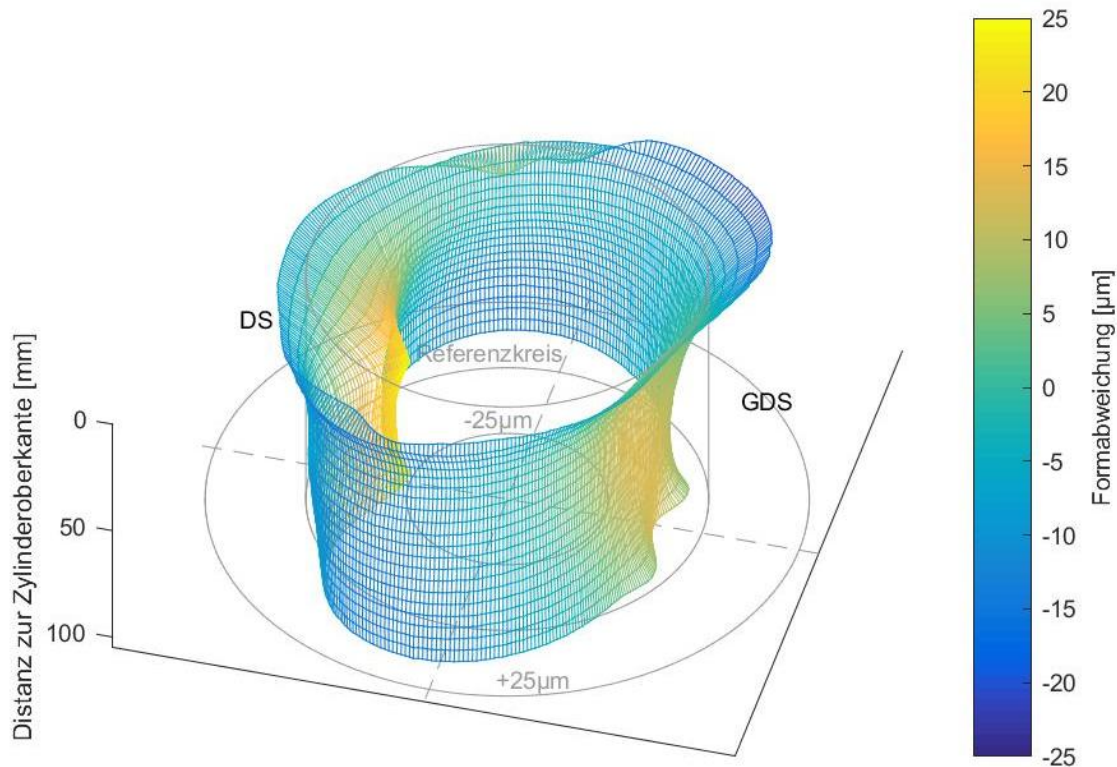


Abbildung 30. Vermessungsergebnisse der Zylinderbohrung.

Die Untersuchungen von Schneider und Blossfeld [60] zeigen, wie in Abschnitt 3.1.6 ausgeführt ist, keine Beeinträchtigung der Dichtfunktion und der Rotation der Kolbenringe bei einseitigen Verzügen bis mindestens $50\ \mu\text{m}$.

4.3.4 Aufbau LIF-Messsystem Kolben

Für die Messkolben 2 bis 4 wurden Lichtleiter auf die Druckseite des Kolbens verlegt. Um eine gegenseitige Beeinflussung mit dem buchsenseitigen Messsystem zu verhindern, wurde die Messebene in Draufsicht um 11° verdreht angeordnet.

4.3.4.1 Aufbau der Messpositionen

Für den Aufbau kommen Fasern der Firma Thorlabs zum Einsatz. Hierbei wurde für die Haltbarkeit auf eine besonders stabile Schutzhülle der Faser (Buffer) geachtet. Die gewählten Fasern (FG 365 UEC für den Messkolben 2, FG 200 UCC für die Messkolben 3 und 4) besitzen eine zusätzliche Tefzel-Umhüllung.

Die Führung der Lichtleiter erfolgt über die Messschwinge. Als besonders haltbar hat sich bewährt, die Fasern zusätzlich eng in Silikonschläuchen zu führen. Auf den Tragarmen und allen festen Teilen sind diese Silikonschläuche fest verklebt. In den Gelenken und zur Überführung in den Kolben sind sie durch zusätzliche Aluminium-Röhrchen geführt. Diese Röhrchen sind nach der Bestückung mit den Kabeln ebenso noch vollständig mit Silikon gefüllt.

Die Übergabe von der Schwinge auf den Kolben gelingt durch den Kolbenbolzen und von dort durch die Seitenwand in den Kolben. Abbildung 31 zeigt die genaue Einbaulage im Kolben. Auch hier sind die Lichtleiter über ihre gesamte Länge fest verklebt. Dazu wurde eine zusätzliche Führungsrippe im Kolben montiert. Da die Lichtleiter bis zur Messstelle nirgends wechselnd auf Biegung, sondern ausschließlich auf Torsion belastet werden, ist eine Auskopplung von Licht oder Änderung der Transmission nicht zu erwarten.

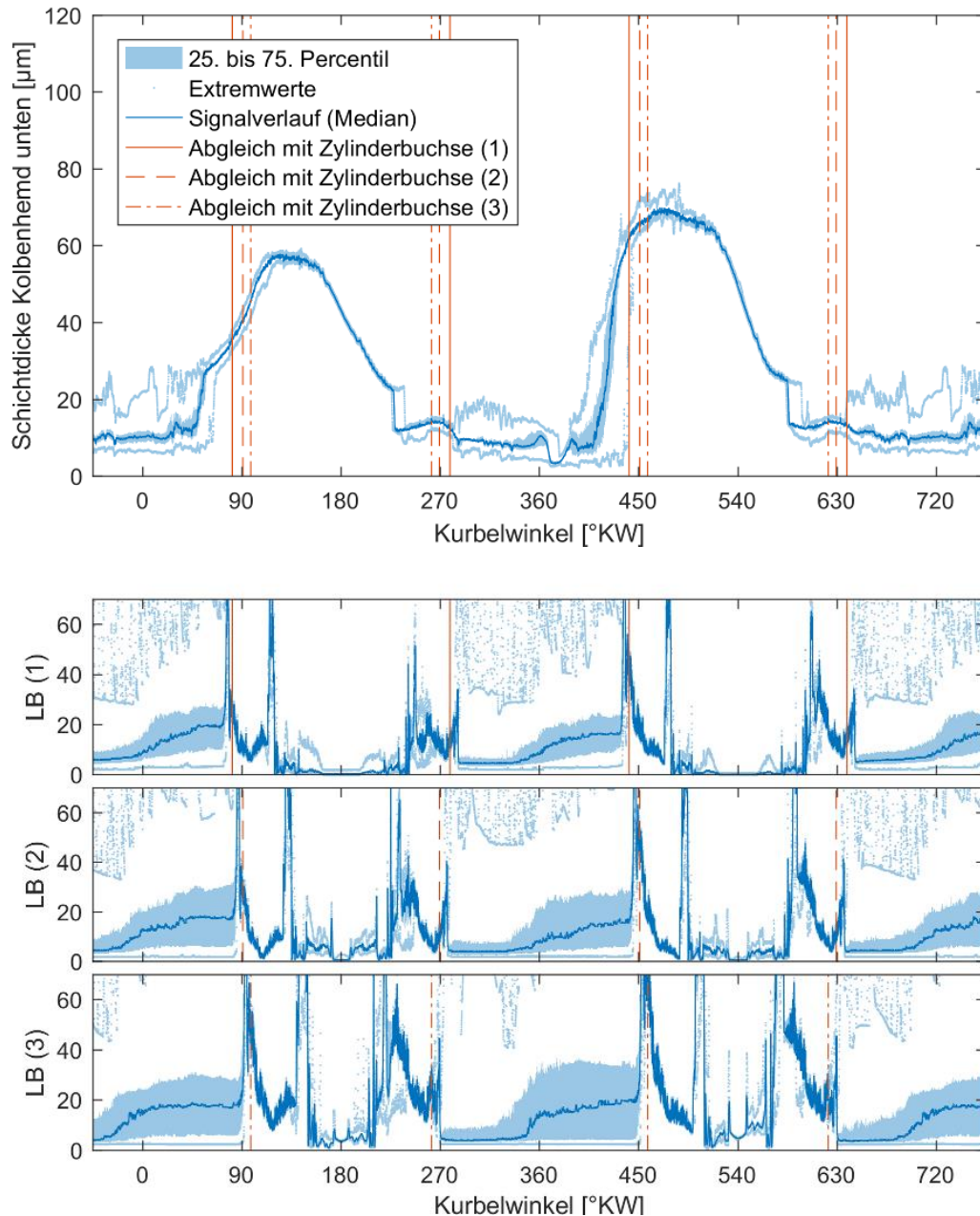


Abbildung 32. Abgleich der kolbenseitigen LIF-Messungen mit den buchsenseitigen (Beispielhaft gezeigt für die Messstelle am Pleuelstange unten“ bei $n = 2500$ 1/min, $p_{mi} = 9,5$ bar).

4.4 Messung der Pleuelring-Drehbewegung

Das im folgenden Abschnitt beschriebene Verfahren zur Messung der Pleuelringstoß-Positionen wurde vorab unter [56] veröffentlicht. Die Erläuterungen des folgenden Abschnittes basieren auf dieser Veröffentlichung. Sie sind aus dem Englischen übersetzt und überarbeitet.

Eine Festlegung der Ringstoßposition ist unerwünscht, da die Auswirkungen dieses Eingriffes auf die Funktion des Pleuelringpaketes nicht vollständig geklärt sind. Nachdem der Ringstoß jedoch wesentlich zur Undichtigkeit jedes Ringes beiträgt, wird auch durch die Position der Ringstöße eine relevante Beeinflussung des Ölhaushaltes erwartet. Deshalb wird am Motor ein Konzept zur Messung der Ringstoßlage umgesetzt.

Die Schwierigkeit dieser Messung liegt darin begründet, dass sämtliche konventionellen Methoden aus mindestens einem der folgenden Gründe ausscheiden:

- Die Kolbenringe müssten so stark modifiziert werden, dass eine Beeinflussung ihrer Vorspannung oder ihrer freien Beweglichkeit in axialer oder radialer Richtung nicht ausgeschlossen werden kann.
- Die Anwesenheit von Öl und Verbrennungsgasen im Bereich der Ringnut stören die Messung.
- Die Beaufschlagung mit hohen, wechselnden Temperaturen, Drücken und Beschleunigungen beeinträchtigt die Messung oder die Lebensdauer der Sensorik.
- Die Abmaße der Kompressionsringe mit nur 1,2 mm axialer Höhe sind zu gering.

In der Literatur finden sich deshalb, wie in Abschnitt 3.1.6 ausführlich dargestellt, nahezu ausschließlich Messungen durch in die Kolbenringe eingebrachte Radioisotopen.

4.4.1 Grundkonzept

Es wird ein radioisotopenbasiertes Messverfahren verwendet, wobei die beiden Kompressionsringe je ein Isotop tragen. Außerhalb des Motors sind zwei zueinander angewinkelte Szintillationszähler angebracht, die die austretende Gamma-Strahlung vermessen. Jeder Szintillationszähler ermittelt anhand des Spektrums für jede Probe einen Abstand. Daraus werden eine Position der jeweiligen Probe und damit ein Rotationswinkel des zugehörigen Kompressionsringes berechnet.

4.4.2 Auswahl der Radio-Isotopen

Als Radioisotopen werden ^{60}Co und $^{110\text{m}}\text{Ag}$ verwendet. Bei der Auswahl wurde eine Reihe an Kriterien berücksichtigt:

- Die Isotope weisen eine sinnvolle Halbwertszeit auf.
- Sie sind in der Handhabung nicht zu gefährlich.
- Das Gammaspektrum der beiden Nuklide unterscheidet sich deutlich.
- Die Stoffe halten den Betriebsbedingungen Stand – insbesondere am ersten Verdichtungsring treten hohe Temperaturen auf.
- Sie lassen sich durch Neutronenbeschuss aus einem nicht-radioaktivem Rohmaterial einfach herstellen.

Tabelle 4. Eigenschaften der in den Kolbenringen verbauten Radioisotopen.

Kolbenring	Nuklid	Maxima im Emissionspektrum	Aktivität zum Zeitpunkt der Messung	Halbwertszeit
KR 1	^{60}Co	1173 keV, 1332 keV	3.0e6 Bq	5.27 a
KR 2	$^{110\text{m}}\text{Ag}$	658 keV, 885 keV	1.5e6 Bq	250 d

Die Aktivitäten wurden dabei so hoch als möglich gewählt, wobei auch ein sicherer Umgang mit den Proben noch möglich sein muss.

4.4.3 Bestückung der Kolbenringe

Die Proben sind scheibenförmig und werden in die Kolbenringe mit einem Epoxidharz eingeklebt. In die Kolbenringe wird dazu auf der Innenseite in der Nähe des Ringstoßes ein-erodiert, siehe Abbildung 33. An dieser Stelle ist die Biegebelastung nicht groß, so dass mit einem Verlust an Vorspannung nicht zu rechnen ist. Gleichzeitig wird nur die Innenseite des Ringes geringfügig modifiziert. Es wurde insbesondere darauf geachtet, durch eine saubere, vollständige Verklebung die Probe im Ring abzuschließen. Für eine zusätzliche Hülle reicht der Bauraum im Kolbenring nicht aus.

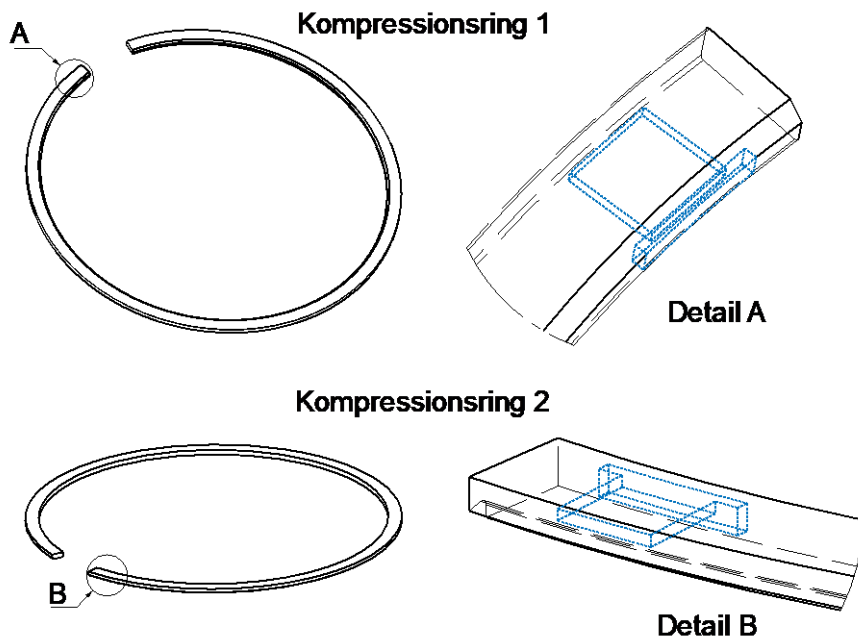


Abbildung 33. Bearbeitung der Kolbenringe zur Aufnahme der Radioisotope nach [56].

4.4.4 Aufbau der Messgeräte

Als Detektoren werden zwei gleichartige ScintiPack 296-Szintillationsdetektoren der Firma Ortec verwendet. Diese bestehen jeweils aus einem 3x3" großem, zylindrischem Szintillationskristall, an die je ein Photomultiplier und ein Vorverstärker angeschlossen sind.

Die Szintillationszähler müssen außen mit möglichst geringem Abstand am Zylindergehäuse angebracht werden. Vorteilhaft ist die Anordnung im Winkel von 90° zueinander. Abbildung 34 zeigt schematisch die Messanordnung in Draufsicht auf den Motor. Zugänglichkeit konnte nur von der Steuertriebsseite aus erreicht werden, auf der Abtriebsseite ist das Schwungrad zu sehr im Weg. Insbesondere auslassseitig ist die Elektronik durch eine zusätzliche Verkleidung vor der Strahlungswärme des darüber verlaufenden Abgasrohres geschützt.

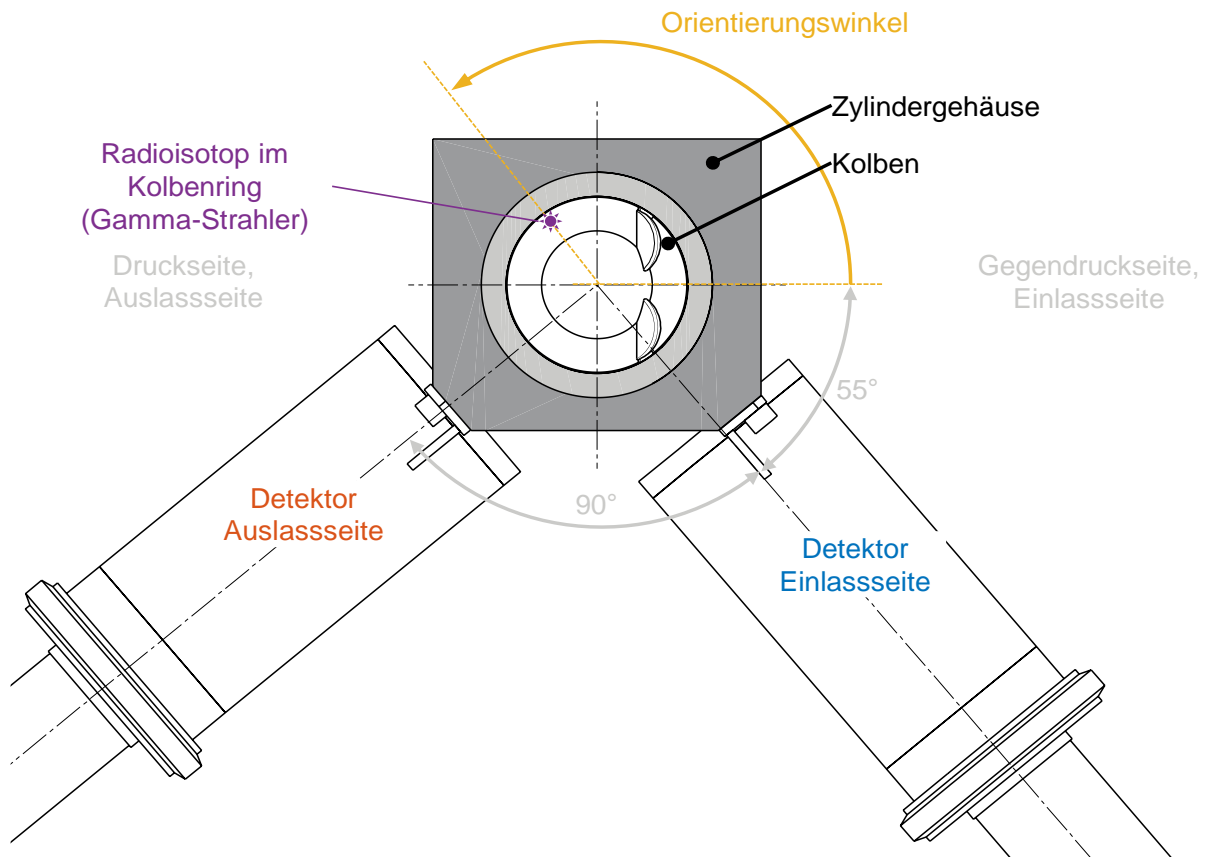


Abbildung 34. Anordnung der Szintillationsdetektoren zur Erfassung der emittierten Gamma-Strahlung nach [56].

4.4.5 Signalverarbeitung zu einer Zählrate

Am Messsystem werden von beiden Geräten direkt die vorverstärkten Signimpulse des Photomultipliers eingelesen. Auf weitere Signalaufbereitung wird zunächst verzichtet, dies geschieht komplett digital im Messsystem, siehe Schema in Abbildung 35.

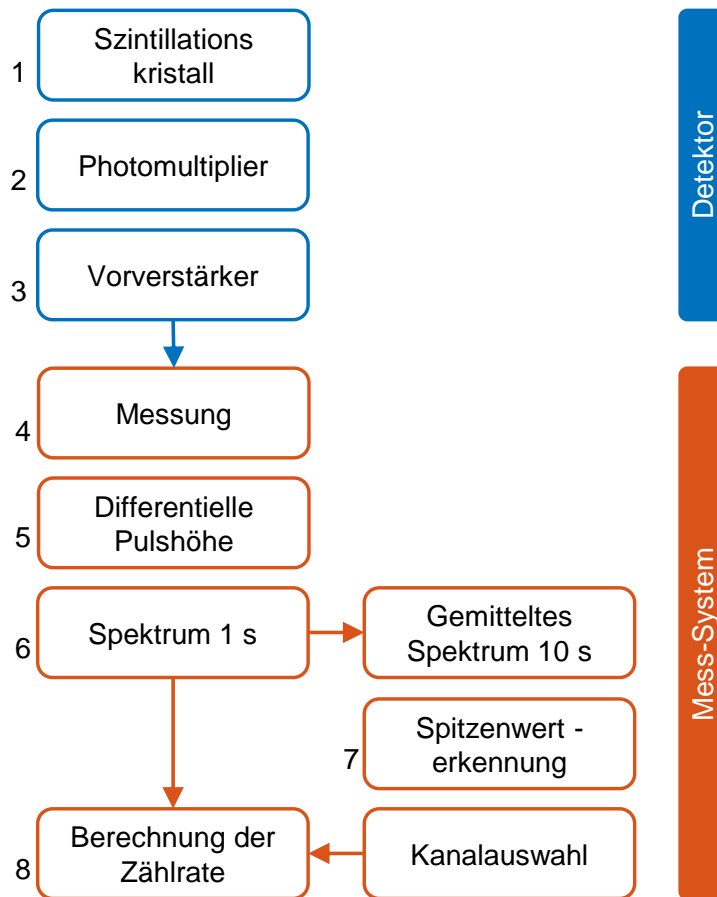


Abbildung 35. Schema zur Signalverarbeitung nach [56].

Jedes vom Szintillationskristall registrierte Gamma-Teilchen löst im Kristall einen Lichtpuls aus, siehe Schritt (1) in Abbildung 35. Dieser Puls wird durch den Photomultiplier erfasst und verstärkt (2). Der Vorverstärker (3) arbeitet dabei durch eine Kapazität ladungsverstärkend (also integrierend), jeder verstärkte Puls führt zu einem treppenartigen Anstieg des ausgegebenen Spannungssignals, wie in Abbildung 36 beispielhaft dargestellt ist. Ein parallel angeordneter Widerstand zieht das Signal dann langsam zur 0-Spannung zurück. Die Pulshöhe des ausgegebenen Signals korreliert dabei mit der Energie des eingefallenen Gamma-Quants.

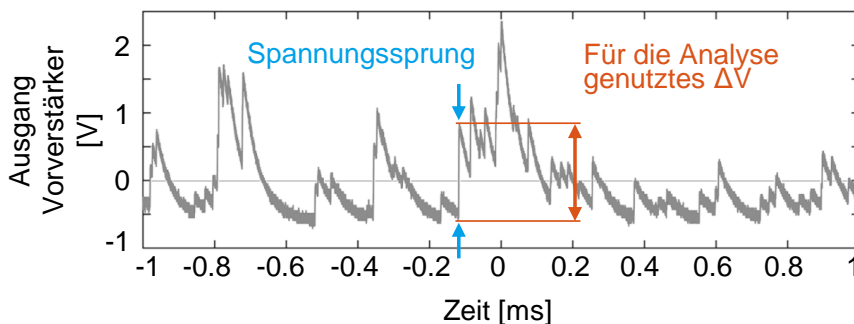


Abbildung 36. Signalausgang des Vorverstärkers und Pulshöhenanalyse nach [56].

Die Daten werden kontinuierlich mit einer Rate von 1.25 MHz je Detektor aufgezeichnet (4) und in Blöcken von 1 s analysiert. Für die Analyse wird mittels einer Spitzenwernerkenkung für jeden Puls die Stufenhöhe ermittelt (5), siehe auch Abbildung 36. Dies ist erforderlich um hohe

Zählraten verarbeiten zu können. Ein Auswerten der Spitzenhöhe alleine liefert bei hohen Zählraten verfälschte Ergebnisse, weil das Signal zwischen den Pulsen in der Regel nicht mehr genau zur 0 V-Grundlinie zurückkehrt. Durch diesen Mechanismus konnten Zählraten bis ca. 70.000 Pulse pro Sekunde verarbeitet werden.

Sämtliche so ermittelten Pulshöhen des 1 s–Datenblocks werden in ein Spektrum eingetragen (6). Dieses Spektrum besteht nun aus den Energieniveaus sämtlicher eingefallener Gamma-Quanten beider Proben. Im nächsten Schritt muss dieses nach Proben getrennt und damit zu einer Zählrate für jede Probe umgeformt werden.

Dazu wird zunächst für jede Probe einzeln ein Spektrum ermittelt. Eine genaue Analyse des Spektrums würde an dieser Stelle zu weit führen, weshalb nur kurz auf die für die Auswertung verwendeten Aspekte eingegangen wird.

Abbildung 37 zeigt für ^{60}Co und $^{110\text{m}}\text{Ag}$ die ermittelten Spektren. Dabei sind die Spektren, wie sie mit den verwendeten NaI-Szintillationsdetektoren und der gezeigten Signalaufbereitung ermittelt werden, in blau dargestellt. Darunter sind jeweils in schwarz mittels Germanium-Detektor ermittelte Spektren aus der Literatur abgebildet. Germanium-Detektoren erreichen im Vergleich zu Szintillationsdetektoren deutlich bessere Energieauflösungen bei niedrigerer Zähleffizienz. Als Zähleffizienz wird das Verhältnis der tatsächlich registrierten Quanten zu den in das Instrument eingefallenen bezeichnet.

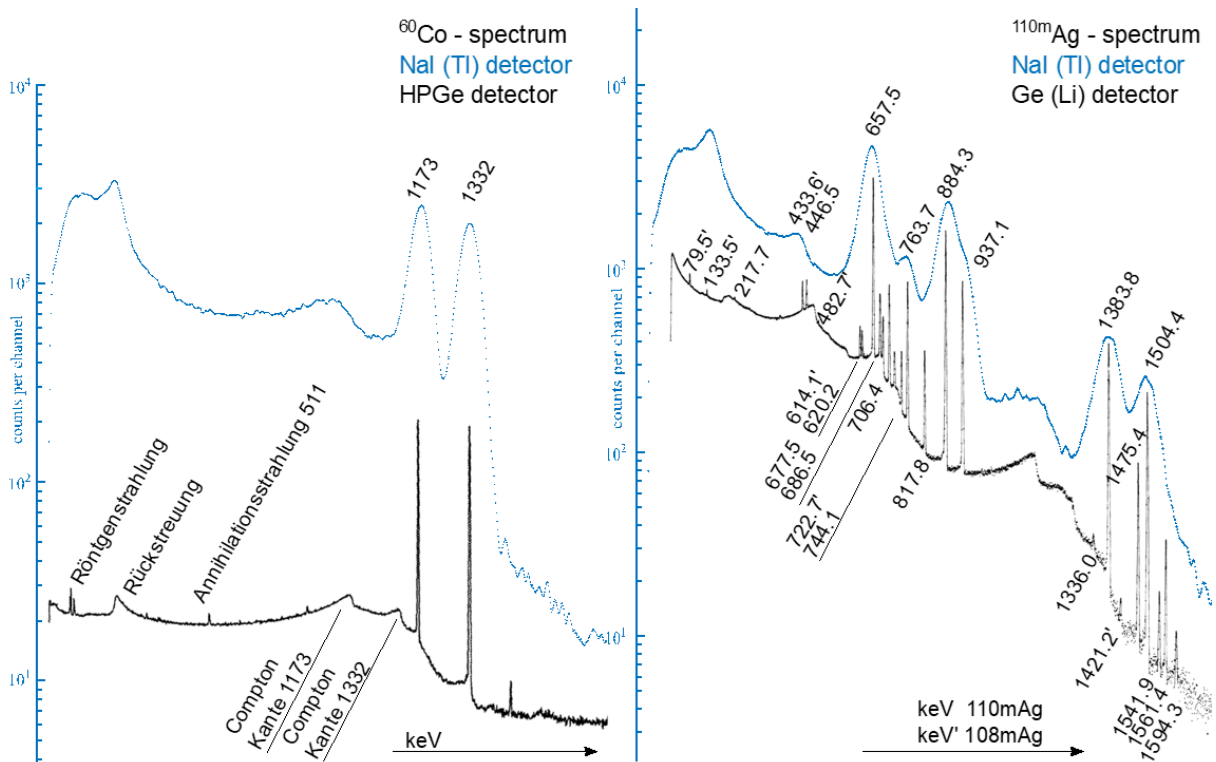


Abbildung 37. Spektren von ^{60}Co (links) und $^{110\text{m}}\text{Ag}$ (rechts), jeweils eigene Messung mittels Szintillationsdetektor über mit Germanium-Detektor aufgezeichneter Referenz (nach [56], Grafiken für Referenz bearbeitet aus ^{60}Co : [102] S. 442; $^{110\text{m}}\text{Ag}$: [103] S. 449 © 1970, IEEE).

Die einfache Zerfallskette des ^{60}Co zeigt zwei charakteristische, scharf abgegrenzte Energieniveaus bei 1173 und 1332 keV. Diese entsprechen genau den frei werdenden Energien in der Zerfallskette und sind auch im Spektrum des Szintillationszählers deutlich erkennbar. Viele einfallende Quanten haben jedoch auch eine niedrigere Energie und sind im Spektrum links

davon angeordnet. Diese Quanten haben Energie durch mindestens einen Stoßvorgang abgegeben und werden als Compton-Untergrund bezeichnet. Bei jedem Stoßvorgang verliert ein Quant mindestens einen bestimmten Teil seiner Energie, was im Spektrum als sogenannte Compton-Kante sichtbar wird.

Der Zerfall von $^{110\text{m}}\text{Ag}$ ist deutlich komplizierter, da mehrere Zerfallswege möglich sind und so viele verschiedene Energieniveaus an Gamma-Strahlung auftreten können, siehe Abbildung 37 rechts. Dennoch zeigen sich auch an den Szintillationszählern deutliche Spitzenwerte für die Energien von 657.5 und 884.3 keV. Diese Niveaus werden zur Auswertung herangezogen.

Das gemessene Spektrum wird zunächst über zehn Sekunden gleitend gemittelt. Anschließend ermittelt ein Algorithmus die Spitzenwerte aus dem Spektrum (7). Zur Berechnung einer Zählrate aus dem gesammelten 1 s Spektrum werden nun gezielt die Bereiche aus dem Spektrum herausgeschnitten, die gemäß (7) eindeutig einem Isotop zuzuordnen sind. Die Energieniveaus werden dabei anhand der Lage der ^{60}Co -Spitzenwerte gewählt. In den identifizierten Energiebereichen wird der Compton-Untergrund subtrahiert und alle gezählten Quanten, die über den Compton-Untergrund hinausragen, werden als Zählrate verwendet.

Im tatsächlichen Messaufbau ist die Schärfe des Spektrums im Vergleich zu den hier gezeigten Kurven reduziert, weil die Gammastrahlung beim Durchdringen des Wassermantels zusätzlich gestreut wird. Dadurch ergibt sich ein geringerer Anteil an Teilchen, die exakt die charakteristische Energie aufweisen, und stattdessen ein stärker ausgeprägter Compton-Untergrund.

4.4.6 Kalibrierung

Zur Ermittlung der Orientierung des Kolbenringes wurde eine statische Kalibrierung durchgeführt. Als Orientierungswinkel wird der Winkel des Ringstoßes zur Gegendruckrichtung des Motors angegeben. Die Kalibrierung erfolgt am Motor bei abgebautem Zylinderkopf. Jeweils ein Ring wird auf den Kolben oben aufgelegt. Die Höhenposition kann durch Einstellen eines bestimmten Kurbelwinkels angefahren werden, wobei der im Motorbetrieb etwas tiefere Einbau des Ringes in der zugehörigen Ringnut berücksichtigt wird. Die Winkelposition wird durch eine aufgedruckte Schablone am Kolben eingestellt. Jeder Ring wird an zahlreichen Stützstellen vermessen, wobei die Spektren jeweils über 120 Sekunden gesammelt werden.

In Abbildung 38 links sind die Kalibrierergebnisse eines Kolbenringes dargestellt. Zu erkennen ist, dass die Zählraten hauptsächlich von der Rotationsrichtung abhängig sind. Auch die Kolbenhubbewegung führt zu einer Änderung der Entfernung zwischen Probe und Detektor. Da der Detektor auf Höhe des halben Kolbenhubes montiert ist, werden auf dieser Höhe auch etwas höhere Zählraten erreicht. Im Motorbetrieb ändert sich der Kurbelwinkel mit näherungsweise konstanter Geschwindigkeit. Zudem werden pro gesammelter Zeiteinheit von einer Sekunde viele Umdrehungen durchgeführt, weshalb es zulässig ist, das so ermittelte Kennfeld über den Kurbelwinkel zu mitteln. Das Ergebnis ist die rot dargestellte Kennlinie, die jeder Orientierung des Ringes eine Zählrate zuordnet.

Eine derartige Kalibrierlinie wird nun für beide Ringe und beide Detektoren erstellt, siehe Abbildung 38 rechts. Erwartungsgemäß führt eine Orientierung unmittelbar in Ausrichtung des Detektors jeweils zu einem Maximum der Zählrate. Die Zählraten der $^{110\text{m}}\text{Ag}$ -Probe sind entsprechend der niedrigeren Aktivität insgesamt niedriger. Auch hier ist bereits erkennbar, dass

in dem von beiden Detektoren abgewandten Quadranten – entsprechend einem Winkel zwischen 35° und 125° zur Gegendruckseite – die Zählraten insgesamt niedrig sind und keinen eindeutigen Gradienten aufweisen. Innerhalb dieses Quadranten wird keine eindeutige Position ermittelbar sein.

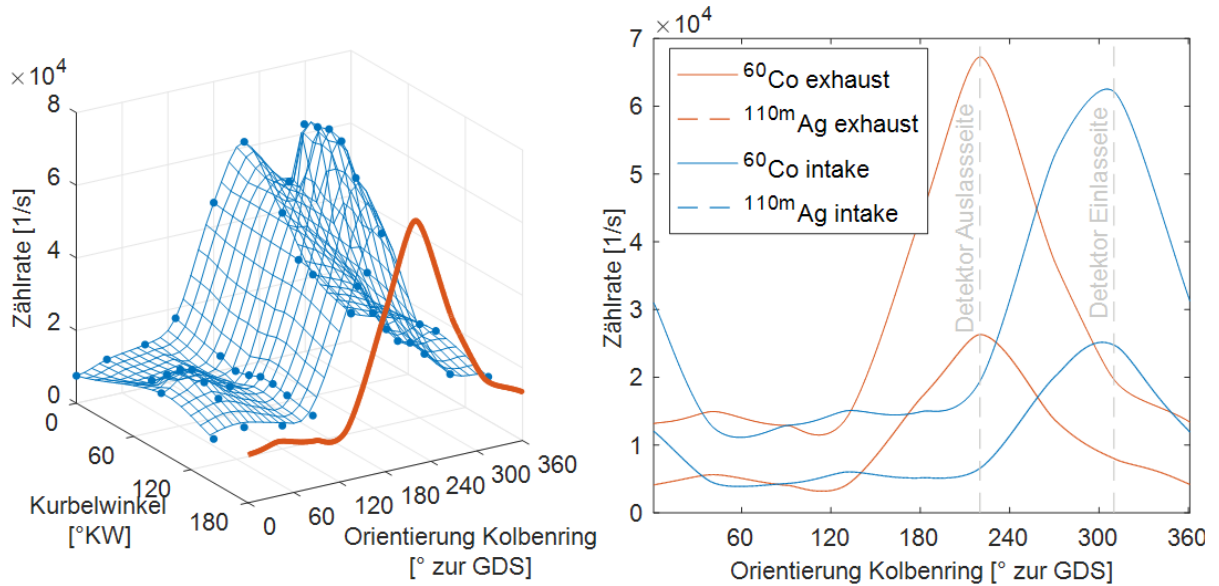


Abbildung 38. Gewinnung einer Kalibrierlinie zur Bestimmung der Orientierung des Kolbenringes nach [56].

Zuletzt verbleibt die Aufgabe, nun im Betrieb aus den jeweiligen Zählraten des ein- bzw. auslassseitigen Detektors eine Orientierung des Kolbenringes zu ermitteln. Die Zählraten werden sekundenaktuell bestimmt und unterliegen dabei der Poisson-Verteilung des radioaktiven Zerfalls. Dies bewirkt, dass die gezählten Quanten auch bei konstanter Orientierung des zugehörigen Ringes einer Zufallsverteilung um den Erwartungswert (der Kalibrierlinie) liegen. Um die wahrscheinlichste Orientierung zu bestimmen, wird ein Kennfeld erstellt (Abbildung 39), welches jeder möglichen Kombination an Zählraten den nächst-gelegenen Orientierungswinkel zuordnet.

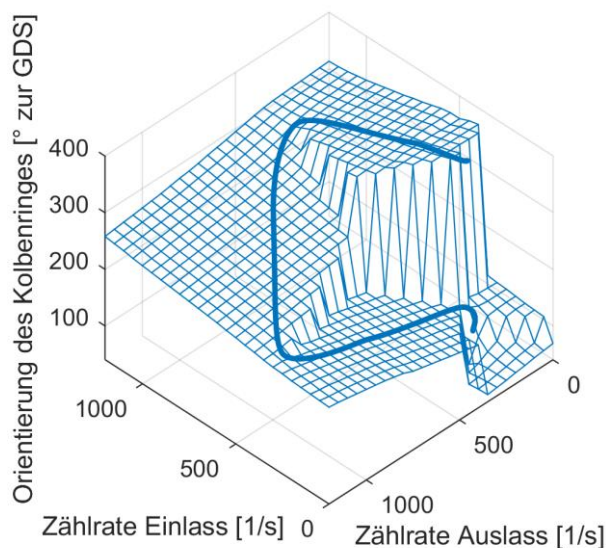


Abbildung 39 Ermittlung der Orientierung eines Kolbenringes aus den beiden Zählraten nach [56].

4.5 Messdatenerfassung und Motorsteuerung

Die Messdatenerfassung erfolgt über ein echtzeitfähiges Datenerfassungssystem auf PXI-Basis. Dieses System beinhaltet in einem Chassis einen Controller sowie zahlreiche Messkarten. Über die Platine des Chassis erfolgt die Ansteuerung und Synchronisierung der Messkarten sowie der Datentransfer zwischen Controller und Messkarten. Die Programmierung erfolgt echtzeitfähig mit National Instruments Labview RT. Das Datenerfassungssystem wird durch einen Windows-PC (Host) gesteuert. Alle Messdaten werden während des Motorbetriebs auf die Festplatte des Datenerfassungssystems geschrieben und nach Ende der Messungen zur Auswertung übertragen. Daten, die für den Betrieb des Motors erforderlich sind, werden zusätzlich kontinuierlich an den Host übertragen und dort angezeigt.

4.5.1 Datenerfassung

Das Echtzeitsystem ist am Prüfstand untergebracht, die Messkarten werden über eine Break-Out-Box am Motor zugänglich gemacht.

Die Messkarten werden in zwei unterschiedlichen Modi betrieben:

- Die *kurbelwinkel-basierte* Messung zeichnet ihre Messwerte synchron zur Kurbelwinkelstellung auf. Dies wird durch einen an der Kurbelwelle montierten Inkremental-Drehgeber erreicht. Dieser nimmt berührungslos die Kurbelwellenposition anhand eines Magnetrades auf und gibt einen Impuls je $1/20^\circ$ Kurbelwinkel ($^\circ\text{KW}$) aus. Dieser Impuls dient dem Messsystem als Sample-Trigger. Alle Kanäle werden differentiell und synchron abgetastet, wofür jeder Kanal einen eigenen AD-Wandler besitzt. Dieser Messstyp wird für die Berechnung der Druckindizierung verwendet sowie für Erfassung der LIF-Signale und sämtlicher Signale der Messkolben. Das System verfügt über 32 kurbelwinkel-aufgelöste Kanäle.
- Die *zeitbasierte* Messung nutzt ein intern generiertes, periodisches Signal, um das Aufnehmen eines Wertes auszulösen. Alle Signale, die in niedrigerer zeitlicher Auflösung erfasst werden, nutzen diesen Messtyp. Dazu zählen Temperaturen, Drücke und Durchflüsse der Motorperipherie, das Blow-by-Messgerät sowie Daten der elektrischen Prüfstandsbremse und des Motorsteuergerätes. Auch skalare Ergebnisgrößen der Druckindizierung, wie Verbrennungsschwerpunktlage und indizierter Mitteldruck, stehen zeitbasiert zur Verfügung.

4.5.2 Messdateien

Entsprechend ihrer Erfassungsart wird für die Speicherung der Dateien unterschieden in Logfiles und Snapshots sowie den Fastlog.

- Logdateien stellen eine kontinuierliche Messung der zeitbasierten Kanäle mit niedriger zeitlicher Auflösung dar (hier 1 Hz). Diese Daten werden während des Motorbetriebes ständig aufgezeichnet und ermöglichen eine Beobachtung der langfristigen Entwicklung der Messgrößen.
- Snapshots können über die Nutzeroberfläche angefordert werden. Diese beinhalten eine definierte Anzahl an unmittelbar aufeinander folgenden Arbeitsspielen (hier 100 Stück) aller kurbelwinkel-basiert aufgezeichneten Kanäle sowie je einen gemittelten Wert der zeitbasiert gemessenen Kanäle. Dieses Format wird genutzt, um einen stationären Betriebspunkt zu erfassen.

- Mittels Fastlog können über einen längeren Zeitraum hinweg kurbelwinkelaufgelöste Kanäle in voller Auflösung mitgeschrieben werden. Dies ist erforderlich, um die in Abschnitt 5.4.3 gezeigten Ergebnisse aufzeichnen zu können, da der Snapshot eine Speicherung der kurbelwinkelaufgelösten Werte nur für 100 Arbeitsspiele ermöglicht. Im Gegensatz zum Snapshot, dessen Daten zunächst vollständig im Arbeitsspeicher gepuffert werden, schreibt der Fastlog die Messdaten direkt auf die Festplatte des Echtzeitsystems. Da dies hohe Anforderungen an den Datendurchsatz stellt, kann so nur eine reduzierte Kanalanzahl geschrieben werden.

4.5.3 Brennraumdruckindizierung

Die Brennraumdruckindizierung erfolgt im Echtzeitsystem aus den kurbelwinkelaufgelösten Druckwerten. Für alle Berechnungen werden die gleitenden Mittelwerte der letzten 100 gepufferten Arbeitsspiele verwendet.

Der relativ gemessene Brennraumdruck wird anhand eines absoluten Saugrohrdrucksensors während der Ansaugphase abgeglichen. Aus dem Brennraumdruck werden unter anderem die folgenden Informationen gewonnen:

- Eine *Ausrichtung des Inkrementalgebers* zur Kröpfung der Kurbelwelle ist mechanisch schwierig und wenig genau. Deshalb erfolgt die Ausrichtung nach jeder Montage des Inkrementalgebers wie folgt.
Aus einem Druckverlauf im geschleppten Motorbetrieb wird der obere Totpunkt der Kolbenbewegung ermittelt. Dieser wird als 0.7° nach einem gemittelten Druckmaximum gewählt, was einen Erfahrungswert für die Abschätzung des thermodynamischen Verlustwinkels darstellt. Damit wird ein Effekt berücksichtigt, dass während der Kompression durch Wandwärmeverluste ein Druckabfall entsteht. Im Kolbenhub nahe des OT ändert sich das komprimierte Volumen nur noch langsam. Wenn der geometrische OT schließlich erreicht ist, ist bereits ein geringer Druckabfall entstanden. Die Kurbelwinkelzuordnung wird gespeichert und in den folgenden Untersuchungen anhand eines 1/U-Pulses des Inkrementalgebers bestimmt.
- Der *indizierte Mitteldruck*. Dieser Druck stellt eine Vergleichsgröße dar. Zu seiner Berechnung wird aus dem Brennraumdruckverlauf und dem Volumenverlauf des Brennraums zunächst inkrementell eine Volumenänderungsarbeit ermittelt. Die Integration dieser Größe und der anschließende Bezug auf das Hubvolumen ergeben den indizierten Mitteldruck. Dieser Druck wird zur reproduzierbaren Einstellung der Motorbetriebspunkte genutzt, da er frei von allen mechanischen Verlusten ist.
- Als *Verbrennungsschwerpunktlage* wird derjenige Zeitpunkt oder Kurbelwinkel bezeichnet, zu dem gerade 50% der Wärmezufuhr während der Verbrennung stattgefunden hat. Als Erfahrungswert ist dabei eine Verbrennungsschwerpunktlage um 8°KW nach ZOT als wirkungsgradoptimal anzusehen, weshalb der Prüfstand auf diesen Wert eingeregelt wird.

4.5.4 Motorsteuerung

Die Motorsteuerung erfolgt durch ein Trijekt-Motorsteuergerät. Dieses übernimmt die Ansteuerung von Zündung und Einspritzung sowie die Regelung der Einspritzmenge auf ein Verbrennungsluftverhältnis λ . Für die Untersuchungen wurde dabei λ stets als 1 gewählt. Der Zeitpunkt der Zündung wurde in einem α -n Kennfeld hinterlegt und bei Bedarf zum Erreichen der Verbrennungsschwerpunktlage bei 8°KW nach ZOT von Hand angepasst.

5 Messergebnisse

5.1 Kolbensekundärbewegung

5.1.1 Auswertung der Wirbelstromsensordesignale

Zur Bestimmung der Kolbensekundärbewegung sind am Messkolben insgesamt drei Wirbelstromsensoren verbaut, siehe Abbildung 21, S. 50. Dabei sind zwei Sensoren auf der Druckseite angeordnet, einer im Ringpaket unterhalb des ersten Kompressionsrings (DS Steg 1) und ein zweiter weiter unten im Bereich des Kolbenhemds (DS KHD). Diesem Sensor gegenüber liegt der dritte Sensor auf der Gegendruckseite (GDS KHD).

Die Kolbensekundärbewegung wird im Folgenden in zwei getrennten Aspekten betrachtet: dem Kolbenbolzenversatz, also der Querbewegung des Kolbens in Y-Richtung (in den Grafiken abgekürzt als y_{KB}), und dem Kolbenkippwinkel κ . Dabei ist jeweils der Nullpunkt die Position in gerader Mittellage des Kolbens. Verschiebungen und Verkipnungen sind in Richtung der Gegendruckseite positiv angetragen.

Die Berechnung der Position erfolgt aus zwei Abstandssignalen: der Abstandsmessung am Ringsteg und jeweils einem der beiden am Kolbenhemd angebrachten Sensoren. Aus diesen beiden möglichen Kombinationen werden zwei Bewegungsabläufe errechnet, siehe Abbildung 40. Beide Signale verlaufen weitgehend parallel – der Abstand resultiert aus dem noch unbekanntem Warmspiel des Kolbens in der Zylinderbuchse.

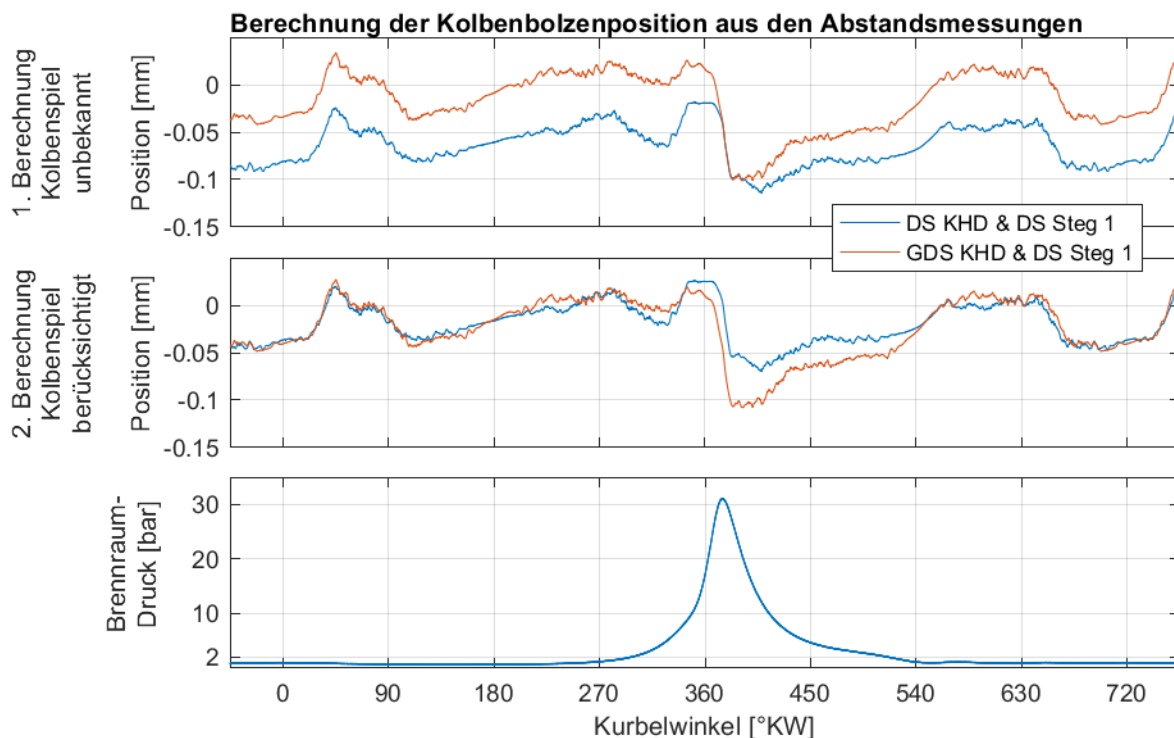


Abbildung 40. Berechnung der Kolbenbolzenposition aus den Abstandsmessungen, hier gezeigt bei einer Drehzahl von 2000 1/min und 6 bar indiziertem Mitteldruck.

Im Arbeitstakt liegt der Kolben definitionsgemäß und verursacht durch den Pleuelschwenkwinkel auf der Druckseite an. Die Belastung durch den Brennraumdruck wird am Kolbenhemd abgestützt. Dies führt dort zu einer elastischen Verformung. Dabei wird auch der druckseitige Sensor entsprechend mitbewegt. Bis ca. 360°KW verlaufen die beiden errechneten Verläufe

parallel. Ab 360°KW zeigt der Sensor auf der Gegendruckseite bereits einen vergrößerten Spalt an (der Kolbenbolzen bewegt sich in negativer Richtung zur Druckseite hin). Dies wird durch den druckseitigen Sensor nicht erkannt, da er bereits an der Zylinderwand anliegt und das Kolbenhemd elastisch einfedert.

Das Warmspiel des Kolbens wird durch Abgleich der beiden Positionssignale eliminiert, wobei nur diejenigen Kurbelwinkel-Bereiche verwendet werden, in denen der Brennraumdruck < 2 bar ist und deshalb keine zu starke Verformung des Kolbenhemdes vorliegt. Abbildung 40 zeigt im mittleren Graphen die korrigierten Positionsverläufe, in den folgenden Abbildungen wird davon der rote Verlauf der Gegendruckseite weiterverwendet und entsprechend als $y_{KB\ GDS}$ angegeben.

Die Korrektur der thermischen Dehnung ist bei dieser Sensoranordnung nur durch die Messung auf Höhe des Kolbenhemdes möglich und wird vereinfacht als konstant über den gesamten Kolben angenommen. Tatsächlich ist im Betrieb bei höheren Lasten und Drehzahlen jedoch mit höheren Temperaturen im Bereich der Kolbenkrone zu rechnen, die dann auch in stärkeren thermischen Dehnungen resultieren. Diese Änderung der Kolbenkontur kann ohne einen zweiten Sensor auf Höhe des Ringsteg 1 nicht bestimmt werden. Bei dieser vereinfachten Messanordnung und Verwendung der Kalt-Kontur des Kolbens werden die ermittelten Werte für Position und Kippwinkel des Kolbens also tendenziell etwas unterschätzt.

5.1.2 Ergebnisse der Sekundärbewegungsmessung

Abbildung 41 zeigt den berechneten Querversatz und Kippwinkel im gefeuerten Betrieb (zusätzliche Ergebnisse im Schleppbetrieb finden sich im Anhang A in Abbildung 88).

5.1.2.1 Kolbensekundärbewegung um den ZOT

Die Sekundärbewegung erfolgt in weiten Teilen des Arbeitsspieles unabhängig von Last und Drehzahl, deutliche Unterschiede zeigen sich vorrangig um den ZOT bei 360°KW. Zu diesem Zeitpunkt wirkt die Druckkraft aus dem Brennraum der Massenkraft des Kolbens entgegen. Bei niedrigen Drehzahlen und hohen Lasten überwiegt die Brennraumkraft, der Kolben liegt in der Aufwärtsbewegung an der Gegendruckseite an und wechselt auf die Druckseite sobald der Pleuel im Arbeitstakt in Richtung Gegendruckseite ausschwenkt. Unterstützt durch den Kolbenbolzenversatz in Richtung Druckseite verkippt der Kolben bereits während des Verdichtens mit der Kolbenkrone zur Gegendruckseite hin, legt also hier bereits das Kolbenhemd an die Druckseite an. Dies ermöglicht einen weichen Anlagewechsel unmittelbar nach ZOT. Erst im Laufe des Arbeitstaktes verkippt der Kolben ganz in Richtung Druckseite und wälzt sich damit über das Kolbenhemd ab.

Bei niedrigen Lasten und hohen Drehzahlen überwiegen zunehmend die Massenkkräfte, so dass der Kolben bereits während der zweiten Hälfte des Verdichtungshubs (nach 270°KW) zur Anlage an der Druckseite wechselt. In den Kennfeldbereichen mittlerer Lasten und Drehzahlen zeigen sich detailliert abgestuft zwischen den Extrema liegende Verläufe.

5.1.2.2 Kolbensekundärbewegung im Ladungswechsel

Im Bereich des Ladungswechsels von 540–180°KW sind die Gasdruckkräfte auf den Kolben gering. Hier kann eine zunehmende Auslenkung des Kolbens mit steigender Drehzahl und damit steigenden Massenkkräften beobachtet werden.

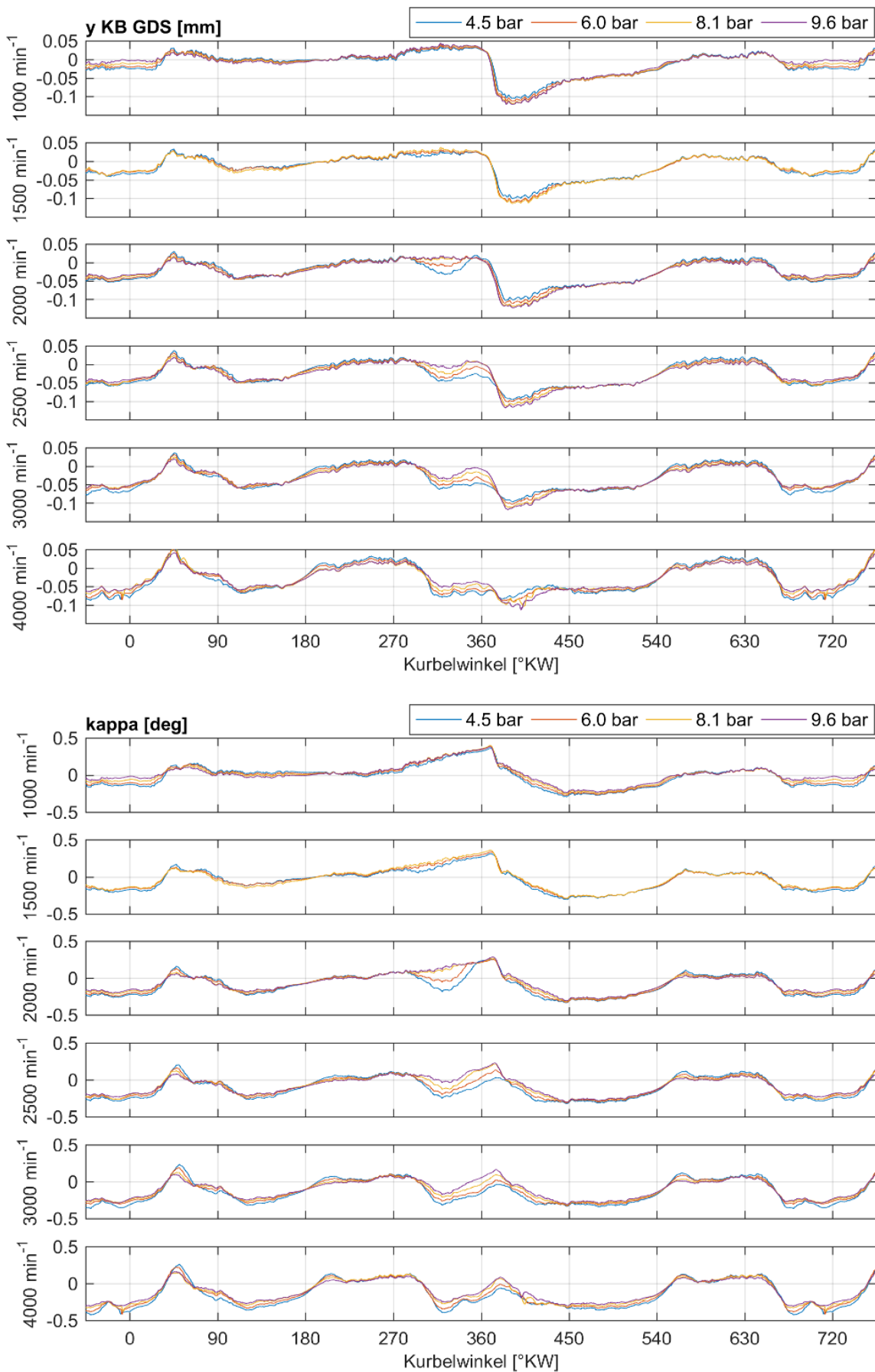


Abbildung 41. Kolbensekundärbewegung im gefeuerten Motorbetrieb.

5.1.2.3 Verformung des Kolbenhemdes

Als Differenz der beiden unter 5.1.1 ermittelten Bewegungsbahnen lässt sich die Verformung am Kolbenhemd darstellen. Dabei fällt auf, dass bei hohen Drehzahlen bereits die Massenkraft zu messbaren Verformungen führt, dies ist am deutlichsten im Bereich 90–180°KW zu erkennen. Nach dem ZOT wirkt die Massenkraft entlastend, was durch etwas geringere Verformungen des Kolbenhemdes bei hohen Drehzahlen erkennbar wird.

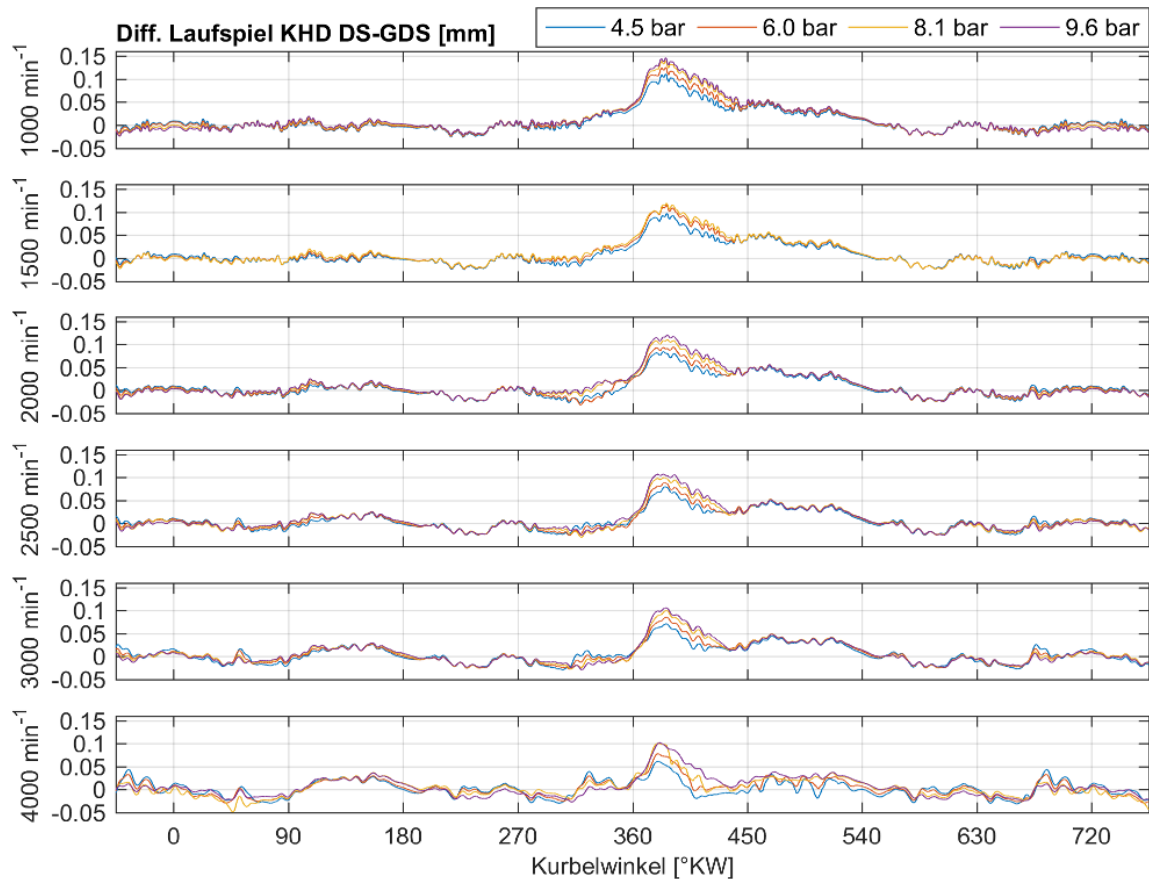


Abbildung 42. Resultierender Schafteinfall auf der Druckseite.

5.1.3 Einfluss der Messschwinge auf die Kolbensekundärbewegung

Die in Abschnitt 4.2.1 gezeigte Messschwingen-Konstruktion des Motors greift am Kolbenbolzen an, um eine optimale Kinematik mit geringen Beugewinkeln in allen Gelenken zu erreichen. Dies ist zur schonenden und haltbaren Führung der Sensorleitungen und Lichtwellenleiter unumgänglich. Auch wenn auf eine möglichst leichte Ausführung geachtet wurde, bringt diese Konstruktionsweise dennoch erhebliche zusätzliche oszillierende Massen in das System mit ein. Dabei stützen sich Massenkraft der Schwinge am Kolbenbolzen ab, wodurch das Kräftegleichgewicht dort geändert wird. Im Folgenden wird simulativ untersucht, inwieweit diese Modifikation auch eine Störung der gemessenen Kolbensekundärbewegung verursacht. Dazu wird die Kolbensekundärbewegung mit und ohne Messschwingensystem berechnet.

5.1.3.1 Beschreibung des verwendeten Simulationsprogrammes

Die Simulation erfolgt mittels eines Mehrkörpersimulationsmodells nach Chucholowski, welches in [104] ausführlich beschrieben ist. Dieses Verfahren berechnet iterativ Kinematik und Kinetik des Kurbeltriebes, wobei nur der Kolben durch eine elastische, ebene Ersatzkontur

angenähert wird. Alle übrigen Baugruppen werden als starr angenommen. Der ursprüngliche Programmcode wurde dazu nach Matlab umgeschrieben und die Bedatung an den vorliegenden Versuchsmotor angepasst. Ebenso wurde er um die Messschwingen-Konstruktion erweitert. Der Einfachheit halber wurden Parameter zur Ermittlung der Kolbenreibung und Kolbensteifigkeitsmatrizen übernommen. Dadurch lassen sich vergleichende Rechnungen in akzeptabler Qualität bereits erreichen, auch wenn die gemessenen Bewegungsbahnen in diesem stark vereinfachten Modell noch nicht ideal getroffen werden.

5.1.3.2 Ergebnisse des simulativen Vergleiches

Abbildung 44 zeigt die simulierte Änderung der Kolbensekundärbewegung durch Einbau der Messschwinde bei einem Betriebspunkt von 2500 1/min und 8 bar indiziertem Mitteldruck. Dieser Betriebspunkt ist so gewählt, dass die Unterschiede möglichst deutlich ausfallen, die vollständigen Ergebnisse der Bewegungssimulation sind im Anhang B in Abbildung 89 dargestellt.

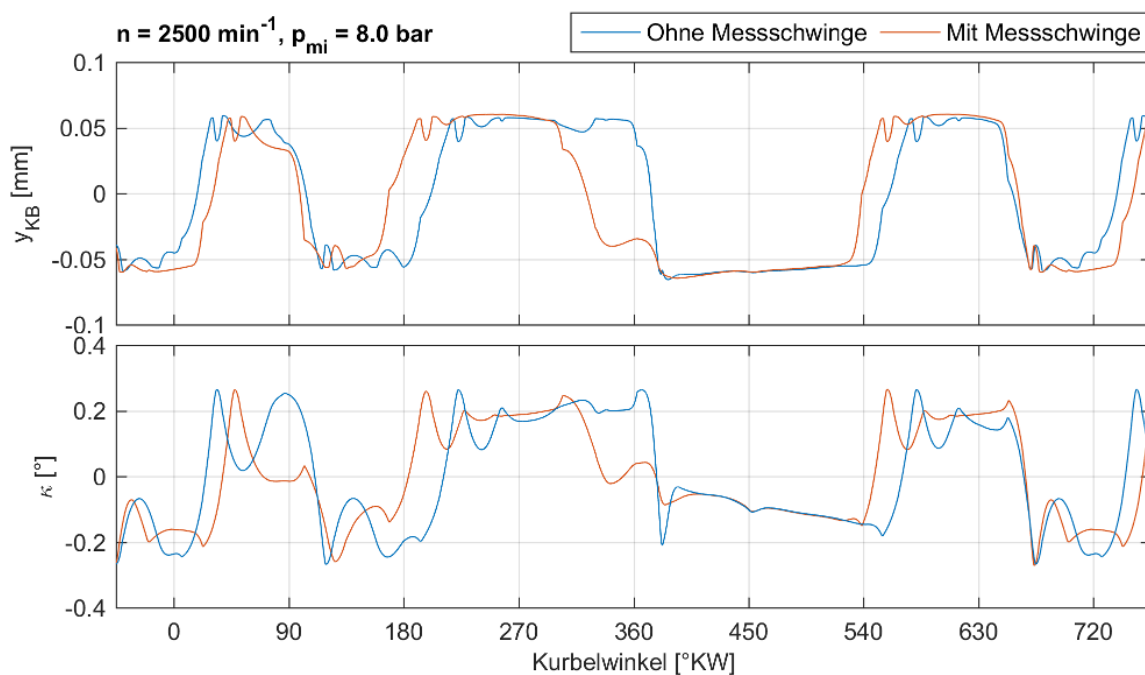


Abbildung 43. Berechneter Einfluss des Messschwingensystems auf die Kolbensekundärbewegung.

Am Kolbenhemd stützt sich die Summe aller angreifenden Kräfte ab. Dabei bestimmt die resultierende Krafrichtung (das Vorzeichen) die Anlagenseite. Die Kräfte bestehen zu den größten Bestandteilen aus Massenkräften und Gaskräften, Reibungskräfte sind hier nicht dargestellt, Verformungskräfte werden in der Simulation ohnehin nur am Kolben berücksichtigt. Oszillierende Massenkräfte in Zylinderachsenrichtung führen bei Schrägstellung des Pleuels ebenfalls zu einer Kraftkomponente in Querrichtung. In Abbildung 44 sind diese Bestandteile

dargestellt. Am Motor ohne Schwinge treten nur Massenkräfte aus Kolben und Pleuel (blau) sowie aus Gaskräften (gelb) auf.

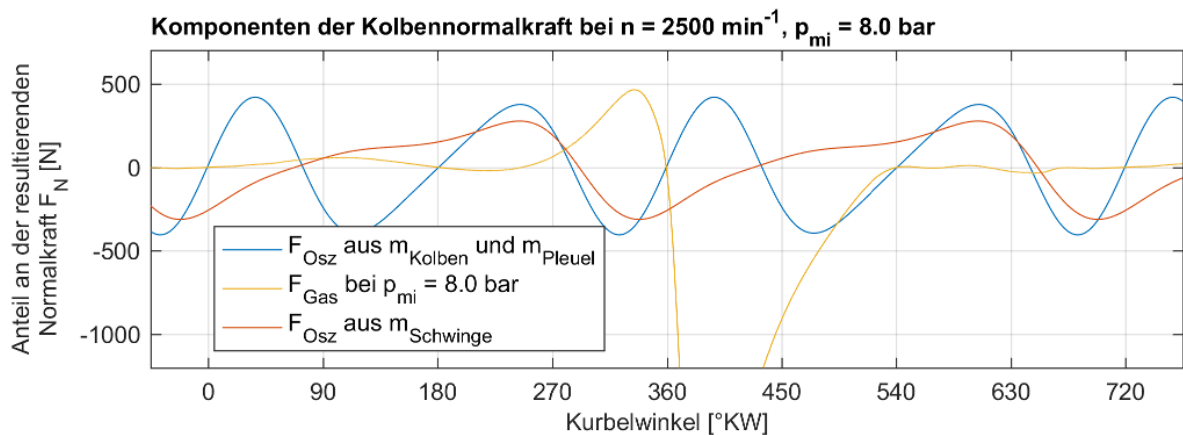


Abbildung 44. Auf die Kolbensekundärbewegung wirksame Kraftkomponenten (Simulation).

Zunächst sei der Punkt kurz vor ZOT (360°KW) betrachtet. Hier überwiegt ohne Messschwinge betragsmäßig knapp die Gaskraft in Richtung Gegendruckseite (positiv). Die Messschwinge bringt nun zusätzliche Massenkräfte mit ein. Durch die Schrägstellung des Pleuels werden auch die Massenkräfte in Zylinderachsenrichtung teilweise in Normalrichtung an der Druckseite abgestützt. Wie aus Abbildung 17 (Seite 44) ersichtlich wird, führt die Schwinge jedoch nicht nur eine Bewegung in Richtung der Zylinderachse aus, sondern auch quer dazu. Hier in Rot dargestellt ist die resultierende Summe dieser Kräfte. Kurz vor OT wirken diese in Richtung Druckseite. Dies führt bei Betriebspunkten mittlerer Last und Drehzahl, in denen sich Massenkraft und Gaskraft zu diesem Zeitpunkt etwa die Waage halten, zu einer Unterstützung des Anlagewechsels auf die Druckseite.

Wie bereits unter 5.1.2.1 beschrieben, halten sich Massen- und Gaskräfte nur bei mittleren Lasten und Drehzahlen die Waage. In der Messung und in der Simulation bei Berücksichtigung der Messschwinge findet der Anlagewechsel des Kolbens auf die Druckseite ab einer Drehzahl von 2000 1/min bei niedriger Last von 4.5 bar Mitteldruck statt. Ohne Einsatz der Schwinge überwiegen die Massenkräfte in der Simulation erst bei der nächst höheren untersuchten Drehzahl von 2500 1/min . Das Verhalten der Kolbensekundärbewegung wird durch Einsatz der Messschwinge also nicht grundlegend geändert, sondern gleicht einem Verhalten bei etwas höheren Drehzahlen. Dies wird als zulässige Modifikation des Systems eingestuft.

5.2 Drücke in den Stegbereichen des Kolbens

Innerhalb des Ringpaketes wird der Brennraumdruck stufenweise abgebaut. Die dabei auftretenden Drücke sind nicht nur ein maßgeblicher Indikator für die Dichtwirkung der Kolbenringe, sondern auch an deren Axialbewegung innerhalb der Ringnuten beteiligt. Des Weiteren erhöht hinter den Ringen anliegender Druck die Anpresskraft der Ringgleitflächen an die Zylinderwand.

5.2.1 Druckverläufe

Abbildung 45 zeigt exemplarisch Druckverläufe bei Drehzahlen von 1000 bis 3000 1/min und konstanter Last von 6 bar Mitteldruck. Dabei ist auffällig, dass am Steg 1 die Spitzendrücke mit steigender Drehzahl abfallen. Dies lässt sich durch eine bei höherer Drehzahl entsprechend kürzerer Zeit für einen Druckausgleich über den ersten Ring erklären. Der am

Ringsteg 1 einmal anliegende Druck bleibt dann – im Vergleich zum Brennraumdruck – länger erhalten. Der Brennraumdruck fällt gegen Ende der Arbeitsphase schnell ab, da das Auslassventil hier bereits geöffnet ist. Dadurch kann der Druck am Ringsteg 1 den Brennraumdruck bei höheren Drehzahlen auch überschreiten.

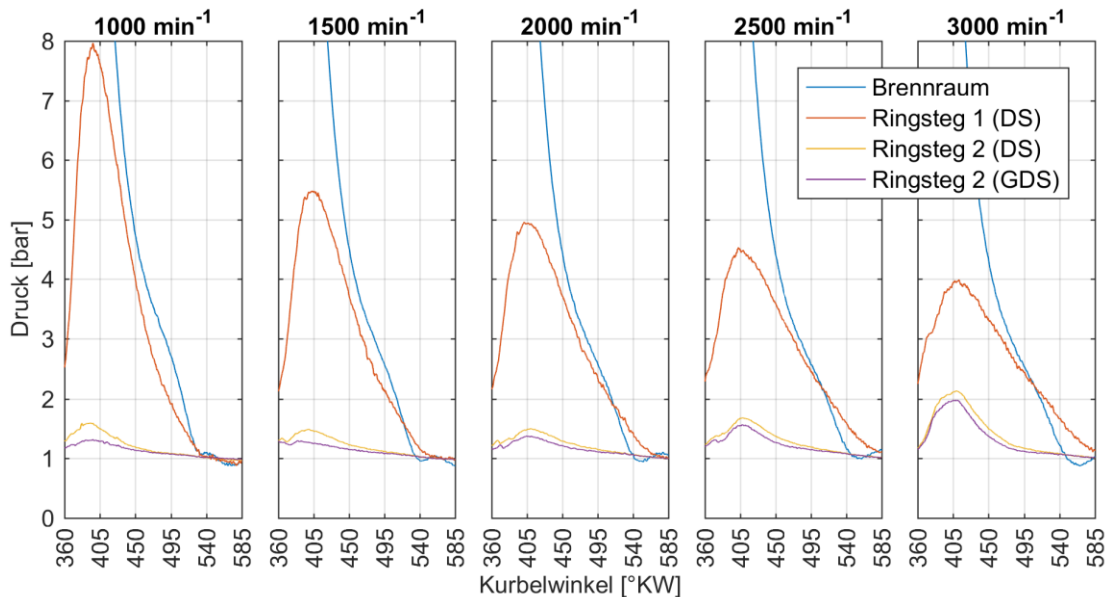


Abbildung 45. Druckverhältnisse im Ringpaket bei steigender Motordrehzahl und 6 bar indiziertem Mitteldruck.

Die Amplitude am Ringsteg 2 wächst mit steigender Drehzahl. Der Ringsteg 2 ist nach unten hin nur durch den Ölabstreifring begrenzt, der nicht darauf ausgelegt ist, eine Gasdichtigkeit herzustellen. Dichtigkeit und Druckaufbau am Ringsteg 2 können nur bei Anlage in der Ringnut oben erreicht werden, andernfalls ist ein Druckausgleich zum Kurbelgehäuse über die im Nutgrund angeordneten Drainagebohrungen möglich. Die untere Nutflanke ist darüber hinaus mit Ablaufbohrungen zum oberen Kolbenhemd versehen und im Bereich der Kolbenbolzenlagerung durchbrochen, so dass auch hier keine Dichtigkeit hergestellt werden kann. Eine Anlage des Ölabstreifringes an der oberen Nutflanke ist während und nach OT durch die Massenkräfte möglich. Mit steigender Drehzahl steigt deshalb die Dichtwirkung des Ölabstreifringes mit den Massenkräften – und damit auch der mögliche Druck am Ringsteg 2. Eine mögliche Ursache für die gestiegenen Drücke am Ringsteg 2 ist auch eine verringerte Druckdichtigkeit des zweiten Verdichtungsringes, da er durch die Massenkräfte entlastet wird.

In Abbildung 46 sind nun Kennfelder der erreichten Spitzendrücke aufgetragen. Der Messkolben verfügt über zwei Drucksensoren an jedem Ringsteg, je einer auf Druck- und Gegendruckseite. Für jeden Ringsteg sind die Spitzendrücke beider Sensoren eingetragen. Dabei treten nur geringfügige Unterschiede zwischen den beiden Druckmessungen eines Ringsteges auf. Insgesamt liegen auf der Gegendruckseite leicht höhere Drücke an. Dies könnte auf die Kolbensekundärbewegung zurückzuführen sein. Zum Zeitpunkt des Spitzendrucks an den Ringstegen, hier bei etwa 405°KW, liegt der Kolben bereits vollständig auf der Druckseite an und ist auch leicht in diese Richtung gekippt. Dadurch sind die verbleibenden Dichtflächen auf der Gegendruckseite etwas kleiner als auf der Druckseite.

Die Blow-By-Volumenstrommessung zeigt eine ähnliche Tendenz wie der Spitzendruck am Ringsteg 1.

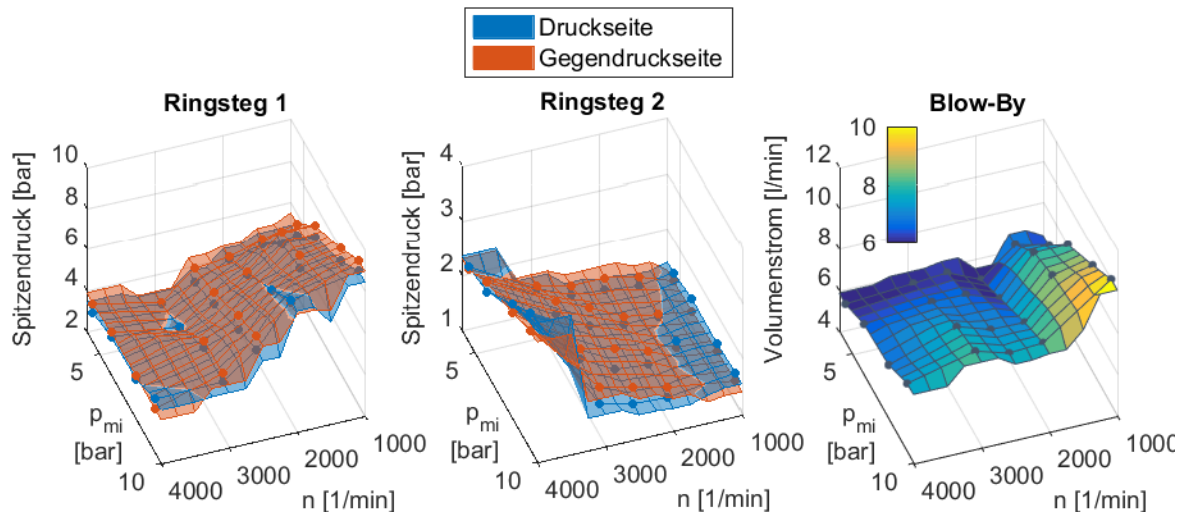


Abbildung 46. Spitzendrücke an den Ringstegen des Kolbens auf Druck- und Gegendruckseite.

Insbesondere bei niedrigen Drehzahlen und hohen Lasten finden sich Bereiche, in denen der Brennraumdruck den Druck am Ringsteg 1 unterschreiten kann. Dies ist in Abbildung 47 für einen Betriebspunkt bei 1000 1/min und 9.5 bar Mitteldruck dargestellt. Dem steilen Abfall des Brennraumdruckes zum Ende des Expansionstaktes folgt der Druck am Ringsteg 1 erst mit kurzer Verzögerung. Diese umgekehrte Druckdifferenz kann Auswirkungen auf die Kolbenringbewegung haben, vgl. Abschnitt 5.3.1.

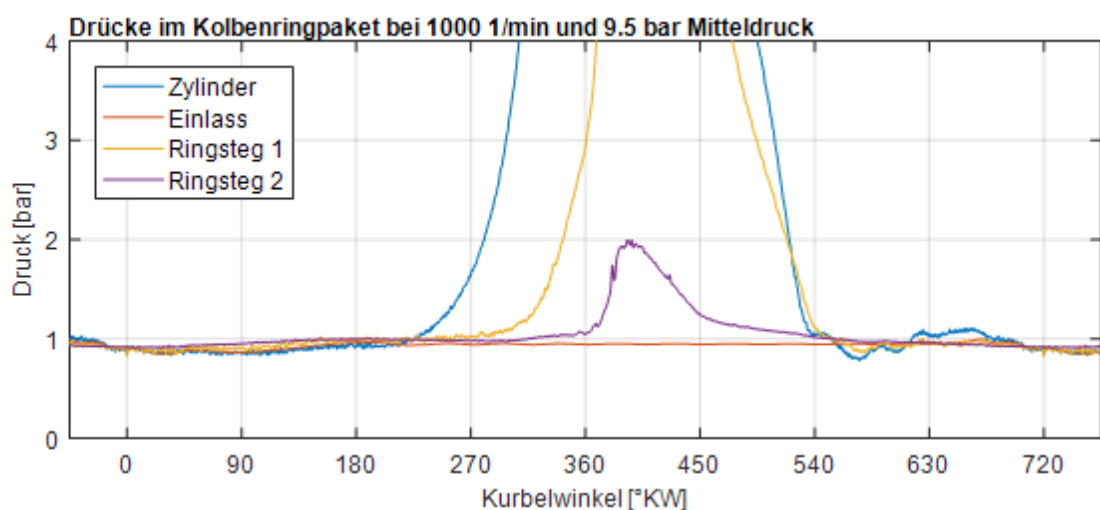


Abbildung 47. Druckverhältnisse im Kolbenringpaket bei niedriger Drehzahl und hoher Last.

5.2.2 Schleppbetrieb

Am Motor wurden auch Messungen im geschleppten Betrieb durchgeführt. Durch Unterdruck im Brennraum während der Ansaugphase unterschreitet der Brennraumdruck den Druck im Ringpaket, siehe Abbildung 48. Während der Hochdruckphase wird Gas aus dem Brennraum in das Ringpaket eingebracht, so dass das Druckgefälle zum Brennraum hin im Arbeitstakt ab etwa 450°KW am größten ist. Im geschleppten Betrieb bei geschlossener Drosselklappe wird dadurch Öl in den Bereich der Ringstege und bis zum Brennraum hochgesaugt. Dies kann zu einer sehr hohen Ölemission führen, weshalb im Betrieb diesem Zustand entgegenzuwirken

ist. Bei geöffneter Drosselklappe fällt der Effekt weniger stark aus. Eine weitere mögliche Gegenmaßnahme ist eine verstärkte Evakuierung des Kurbelgehäuses, um das Druckgefälle über die Kolbenringe günstig zu beeinflussen.

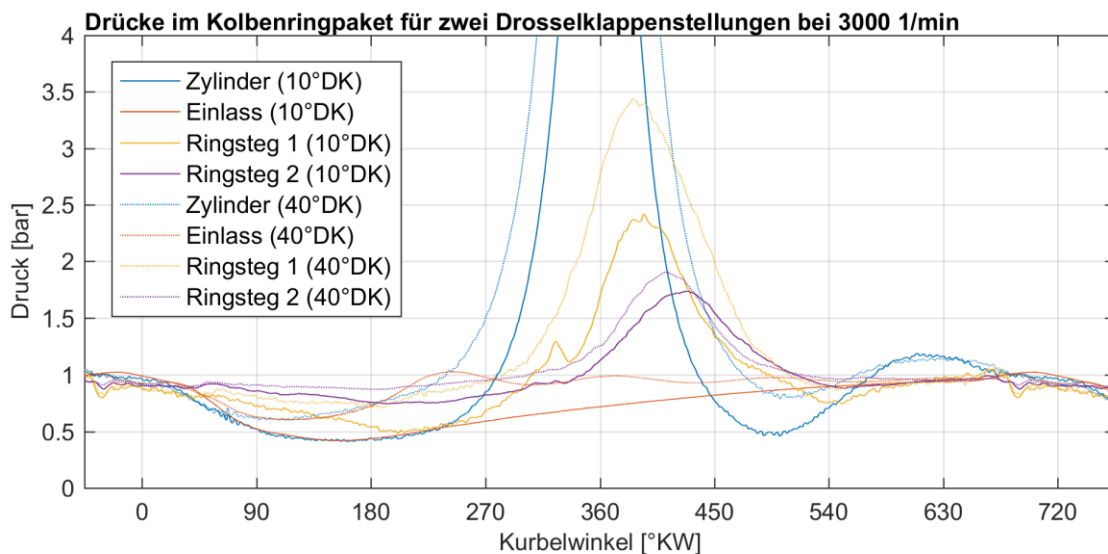


Abbildung 48. Druckverhältnisse im Kolbenringpaket bei geschlepptem Motorbetrieb.

5.3 Kolbenringbewegung

5.3.1 Axialbewegung der Verdichtungsringe

Die Bewegungsmessung der Verdichtungsringe in axialer Richtung erfolgt mittels Wirbelstromsensoren. Die Einbauposition und das Messprinzip sind im Abschnitt 4.2.6 erläutert. Erste Ergebnisse dieser Messungen sind ebenso in [92, 93] veröffentlicht.

5.3.1.1 Gefuehrter Betrieb

In Abbildung 49 ist die Axialbewegung des ersten Verdichtungsringes dargestellt. Ein vollständiger Anlagewechsel wird nur im Ladungswechseltakt durchgeführt. Während bei niedrigen Drehzahlen das Abheben des ersten Ringes erst bei Beginn der Abwärtsbewegung des Kolbens (bei 0°KW) erfolgt (1a), findet dies mit steigenden Drehzahlen früher statt, da die Massenkräfte gegenüber den Reibungskräften zunehmend überwiegen. Der Anlagewechsel nach unten (1b) findet zunächst am Ende des Ansaugtaktes (180°KW) statt, bei niedrigen Lasten und Drehzahlen bedingt durch den Unterdruck im Brennraum teilweise auch erst später während des Verdichtungshubes. Auch hier dominieren die Massenkräfte erst mit steigenden Drehzahlen und führen dann zu einem Anlagewechsel bereits während der zweiten Hälfte des Ansaugtaktes.

Im Bereich niedriger Drehzahlen und hoher Lasten ist ein kurzzeitiges Abheben oder Flattern des Ringes auf der Gegendruckseite am Ende des Arbeitstaktes festzustellen (Markierung 2, ab 540°KW). Dies wird verursacht durch ein Druckgefälle in Richtung Brennraum, wie es im Abschnitt 5.2.1 in Abbildung 47 aufgezeigt ist. Im folgenden Ausschietbetakt hebt der Ring nur leicht von der Anlage unten ab. Dabei ist der auftretende Hub nicht auf ein gerades Schweben des Kolbenringes zwischen den Anlageflächen zu verstehen, sondern vielmehr twistet der Ring, also tordiert und liegt deshalb nicht mehr vollständig an der Kolbennut-Fläche an. Der

Kolbenring 1 ist durch seine Fase an der oberen, inneren Ecke ohnehin darauf ausgelegt, sich unter radialer Vorspannung leicht nach innen zu tordieren.

Bei einem Kurbelwinkel von 540°KW liegt der Kolben zunächst noch auf der Druckseite an und ist auch in diese Richtung gekippt. Dadurch ist die Angriffsfläche für den Druck am Ringsteg 1 auf der Gegendruckseite im Vergleich zur Druckseite vergrößert. Dies könnte erklären, warum das Phänomen hier nur auf der Gegendruckseite beobachtet werden kann. Auch durch die Kippbewegung des Kolbens in Richtung Gegendruckseite zwischen $540\text{--}630^\circ\text{KW}$ könnte eine Flutterbewegung des Kolbenringes auf der Gegendruckseite unterstützt werden.

Mittler [39] beobachtet dieses Phänomen bei einem Großdieselmotor ebenfalls in seinen Messungen und ordnet die auftretende Torsion des Kolbenringes aber exklusiv der Ringstoßposition zu. Durch Simulation begründet er, dass die Position auf Druck-/Gegendruckseite nur eine untergeordnete Rolle spiele. Die hier gezeigten Ergebnisse deuten in die entgegengesetzte Richtung, da sich bei diesem Motor – wie weiter unten im Abschnitt 5.3.2 beschrieben – die Stoßposition des Kolbenringes 1 im gefeuerten Betrieb bevorzugt auf der Druckseite aufhält.

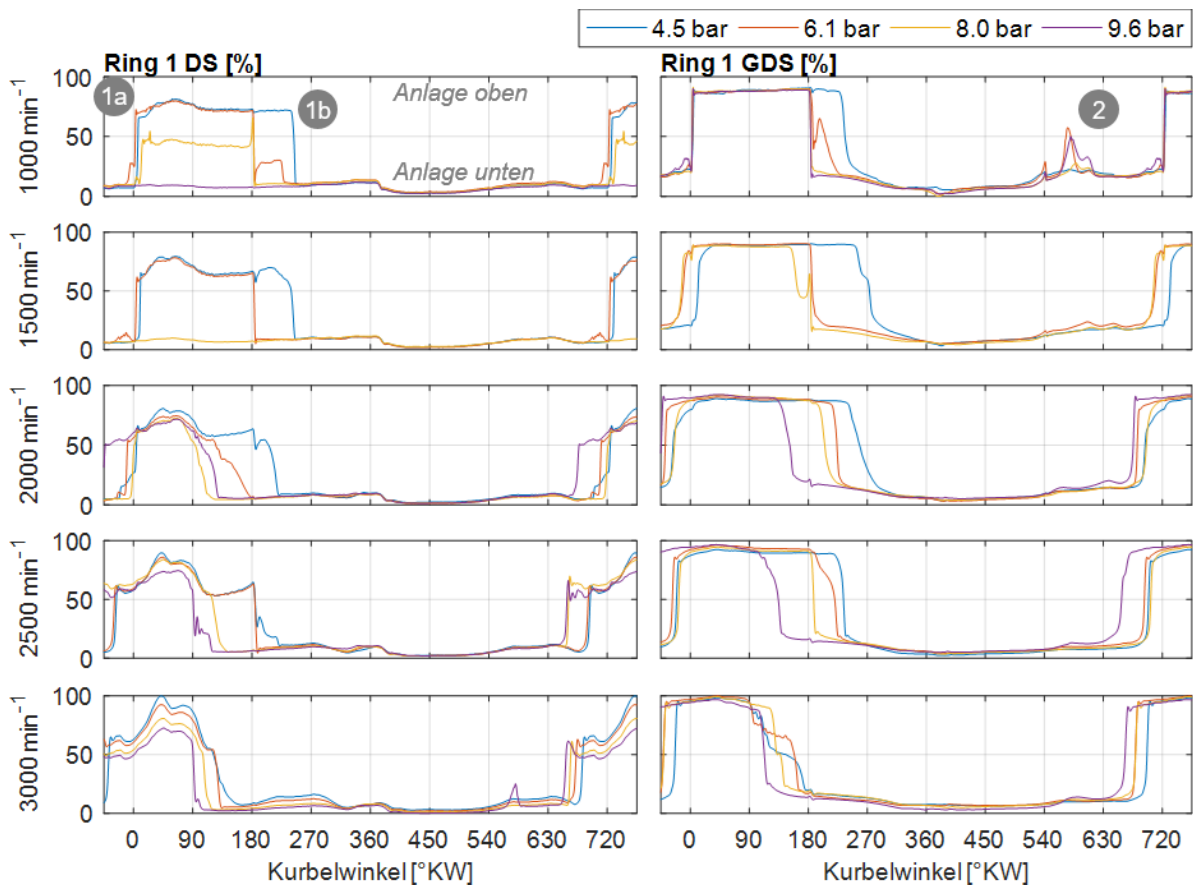


Abbildung 49. Axiale Bewegung des ersten Kompressionsringes auf Druck- und Gegendruckseite für Drehzahlen von 1000–3000 1/min, Positionsangabe relativ in der Nut (0 % unten, 100 % oben).

Durch den Unterdruck im Brennraum kann ein Zurückströmen von Gas aus dem Ringstegbereich stattfinden (Reverse-blow-by), dieses Gas kann Öl aus dem Ringpaket in den Brennraum oder in den Bereich des Feuersteges fördern [8]. Wird das Öl nicht beim anschließenden Ladungswechsel entsorgt, kann es Frühzündungen begünstigen [10, 11]. Dies könnte vor allem

dann kritisch sein, wenn große Ventilüberschneidungen und frühes Auslass-Öffnen in Ottomotoren bei niedrigen Drehzahlen und hohen Lasten zur Beschleunigung des Turboladers eingesetzt werden, denn gerade in diesem Betriebsbereich ist der Motor sehr klopfempfindlich. Hierzu müssen also unter Umständen andere Verfahren genutzt werden, wie beispielsweise einer späten Nacheinspritzung, womit andere Nachteile einhergehen können, in diesem Falle ein vermehrter Kraftstoffeintrag ins Motoröl.

Durch Ölemissionsmessungen [93] S. 23, [95] S. 13 konnten am Motor in diesem Betriebsbereich keine Auffälligkeiten festgestellt werden. Dies deutet entweder darauf hin, dass hier durch das Ringflattern keine zusätzliche Ölemission entsteht, oder dass dieses Öl im folgenden Arbeitstakt an der Verbrennung teilnimmt.

5.3.1.2 *Schleppbetrieb*

Auch im geschleppten Betriebszustand findet ein Anlagewechsel im Ansaugtakt statt. Wie im gefeuerten Betrieb verschiebt sich der Zeitpunkt für diesen Anlagewechsel mit steigender Drehzahl in Richtung früh (1).

Ein zusätzlicher Anlagewechsel in der Expansionsphase (2) erfolgt – entsprechend den Druckverläufen – nur bei geschlossener Drosselklappe, weil hier der Brennraumdruck den Druck am Ringsteg 1 deutlich unterschreitet, vgl. dazu auch Abbildung 48, S. 80.

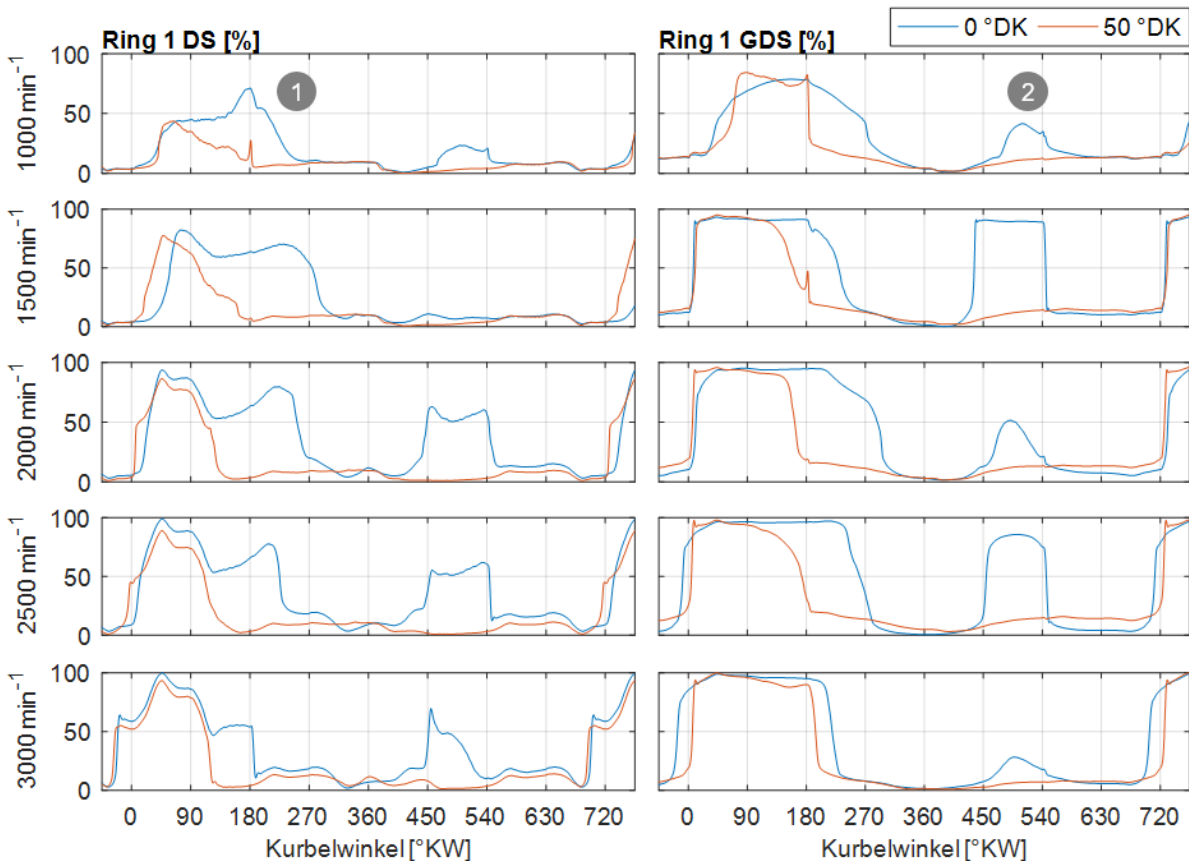


Abbildung 50. Bewegung des ersten Kompressionsringes im geschleppten Motorbetrieb, Positionsangabe relativ in der Nut (0 % unten, 100 % oben).

5.3.2 Kolbenringdrehung

Die in diesem Abschnitt gezeigten Messungen wurden ebenso unter [56] veröffentlicht, die Auswertungen aus dem Englischen übersetzt und überarbeitet.

Zur Ermittlung der Kolbenringdrehbewegung wurde das im Abschnitt 4.4 vorgestellte Messverfahren eingesetzt. Zusätzlich stand eine schnelle Öl-Emissionsmessung mittels Massenspektrometer zur Verfügung. Anhand des in Abbildung 51 gezeigten Messschriebes lässt sich wie folgt beobachten.

5.3.2.1 Beobachtungen

Die Diagramme zeigen

- oben den eingestellten Betriebspunkt in Form von indiziertem Mitteldruck, Drehzahl und Drosselklappenstellung,
- in der Mitte die resultierende Ölemission und den Blow-by Volumenstrom und
- unten die berechnete Orientierung der Kolbenringe. Dabei ist der Bereich ungenau ermittelbarer Position zwischen 35° und 125° grau hinterlegt.

Zu Beginn des Experimentes wird die Maschine geschleppt bei Drehzahlen bis 3000 1/min betrieben.

- (a) Nach 8 Minuten Betriebszeit werden Einspritzung und Zündung eingeschaltet und ein indizierter Mitteldruck von 4,5 bar eingeregelt. Beide Ringe drehen sich daraufhin zur Druckseite, der KR 2 verbleibt bei etwas niedrigeren Winkeln in der Nähe des Abtriebes.
- (b) Ein Unterbrechen der Einspritzung verursacht eine Verdrehung des KR 1 hin zum Abtrieb. Der Ring dreht sich nach Wiederaufnahmen des gefeuerten Betriebes wieder zurück.
- (c) Die Einspritzung wird erneut unterbrochen und gleichzeitig die Drosselklappe geschlossen. Die Ringe drehen sich erneut in Richtung des Abtriebes. Die geschlossene Drosselklappe verursacht im Gegensatz zu (b) eine deutlich höhere Ölemission. Nach Wiedereinsetzen der Verbrennung drehen sich die Ringe erneut zurück.
- (d) Die Maschine wird erneut geschleppt mit wechselnden Drosselklappenstellungen betrieben. Dabei kann nur ein geringer Einfluss auf die Orientierung der Kolbenringe festgestellt werden. Nach dem Absenken der Drehzahl auf 2000 1/min dreht sich der KR 1 bereits vor dem folgenden Verbrennungsstart wieder auf die Druckseite zurück. Während dieser Phase bleibt die Ölemission niedrig. Bei geöffneter Drosselklappe steigt die Blow-by Menge aufgrund des höheren Verdichtungsdruckes an.
- (e) Nach Verbrennungsstart bleibt die Orientierung der Kolbenringe konstant.
- (f) Ein Anheben der Drehzahl auf 4000 1/min verursacht eine Drehbewegung am KR 2. Durch Aussetzen der Zündung dreht sich der KR 2 weiter bis zur Steuerseite und KR 1 in entgegengesetzter Richtung bis zur Einlassseite. Mit wiedereinsetzender Verbrennung drehen sich beide Ringe zurück zur Druckseite.
- (g) Die entgegengesetzte Drehung lässt sich durch nochmaliges Aussetzen der Einspritzung wiederholen. Nach Wiederaufnahme dreht sich der KR 2 bis zur Abtriebsseite zurück.
- (h) Der Motor wird für 30 Minuten bei 2000 1/min betrieben. Bei konstanter Drosselklappenstellung wird durch Lastwegnahme hier nur eine geringe Drehbewegung am KR 1 verursacht.
- (i) Bei konstantem Betriebspunkt findet über längere Zeit gar keine Drehung der Kolbenringe statt.

- (j) Ein Betriebspunkt mit 6 bar Mitteldruck bei 1500 1/min bringt den KR 2 in eine Position auf der Gegendruckseite.

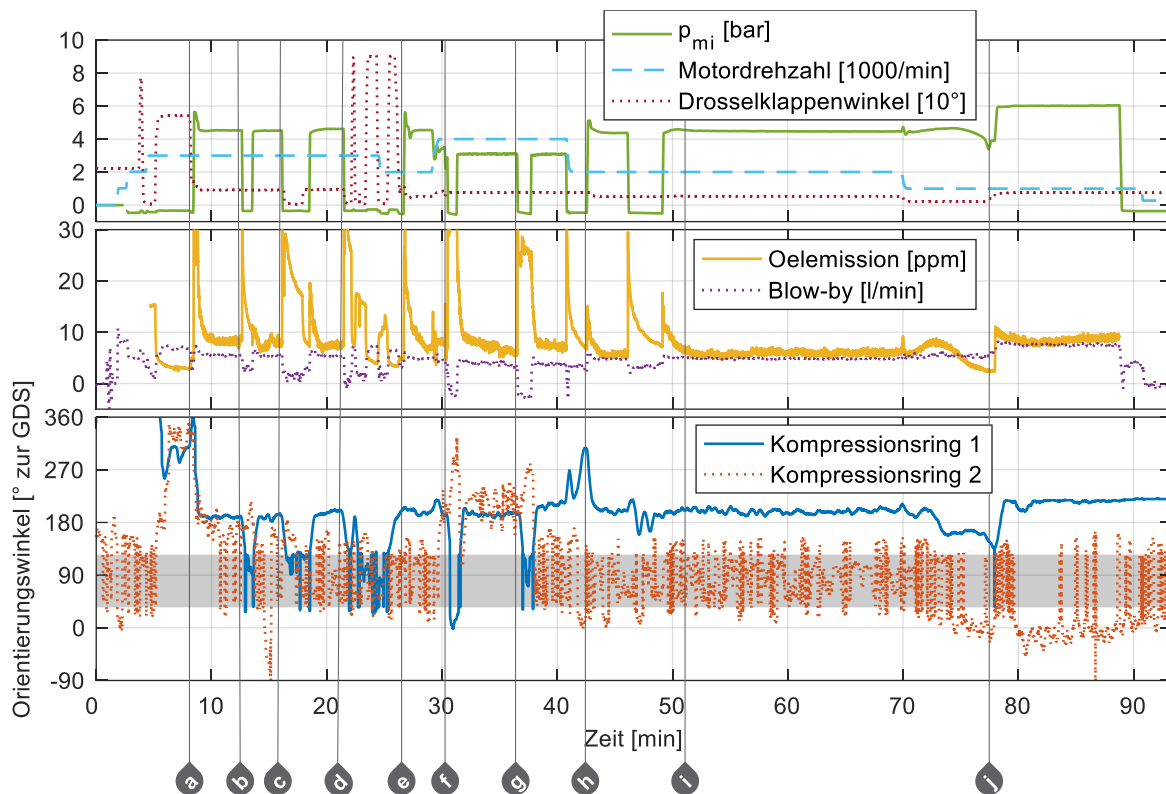


Abbildung 51 Korrelation zwischen Kolbenringorientierung, Ölemission und Blow-by nach [56].

5.3.2.2 Drehbewegung der Kolbenringe

Sämtliche Kolbenringe können sich in den Ringnuten frei um ihren Umfang drehen. Auf die Kolbenringe wirken in Umgangsrichtung jedoch nur vom Betrag sehr geringen Kräfte.

So kann die Sekundär- und Tertiärbewegung des Kolbens Reibungskräfte an den Kolbenringen verursachen. Diese können im Zusammenspiel zur Anregung einer Drehung führen, wenn die Relativbewegung nicht rein radial zur Zylindermittle erfolgt. Der Kolben ist in Richtung der Kurbelwelle auf dem Kolbenbolzen verschieblich gelagert. Eine Vermessung der Tertiärbewegung wurde nicht durchgeführt. Auch denkbar ist die Übertragung von Fluidkräften, die aus einer Umströmung der Ringe mit Blow-by-Gas herrühren. Dazu müssten die Ringe in Umfangsrichtung angeströmt werden. Thirouard beobachtet diese Strömung [3] S. 115–123 und führt sie auf eine Strömung vom Ringstoß des ersten Ringes zum Ringstoß des zweiten Ringes zurück.

Der Drehbewegung entgegen gerichtet sind einerseits die Reibkräfte zwischen Ring und Laufbuchse sowie zwischen Ring und Kolbenringnut. Andererseits kann auch eine Unrundheit des Zylinders die Kolbenringdrehung behindern [60]. Es ist darüber hinaus denkbar, dass bevorzugte Positionen durch die Zylinderverformung verursacht werden, die sich je nach Betriebszustand des Motors einstellt. So wäre plausibel, dass sich die biegeweichste Stelle des Kolbenringes – bei den hier vorliegenden Ringen die Stoßposition – bevorzugt so orientiert, dass sie an der unrundesten Stelle der Zylinderbuchse zu liegen kommt.

Im vorgestellten Messschrieb zeigt sich nur wenig Drehbewegung der Ringe. Unter gefeuertem Betrieb und im geschleppten Betrieb mit weit geöffneter Drosselklappe nimmt der KR 1 bevorzugt eine Position auf der Druckseite ein, KR 2 ca. 90° dazu verdreht auf der Abtriebsseite. Kontinuierliche Drehbewegungen treten nicht auf.

Drehbewegungen der Ringe können hauptsächlich durch geschleppten Motorbetrieb bei geschlossener Drosselklappe verursacht werden, wobei sich KR 1 üblicherweise um ca. 90° zur Abtriebsseite verdreht. Unterdruck beim Ansaugvorgang sowie geringe Verdichtungsdrücke unterstützen die Rotation, was durch geringere Anpresskräfte an den Kolben und die Zylinderbuchse begründet sein kann. Wie in Abschnitt 5.3.1.2 gezeigt wurde, tritt dann auch ein zusätzlicher axialer Anlagewechsel während der Hochdruckphase auf.

Die Drehbewegung ist bei höheren Motordrehzahlen ausgeprägter. Während sich bei einer Drehzahl von 2000 1/min durch Aussetzen der Einspritzung nur wenig Bewegung zeigt (h-i), wird der Effekt bei 3000 1/min (a-d) und 4000 1/min (f-g) zunehmend stärker.

Auch die mit der Drehzahl quadratisch zunehmenden Massenkräfte entlasten die Kolbenringe um die obere Totpunktage, sodass die Anpresskräfte an die Reibpartner zu diesen Zeitpunkten geringer werden. Sie führen ebenso zu einer intensiveren Kolbensekundärbewegung, die eine mögliche Quelle der Ringrotation darstellt.

5.3.2.3 Ölemission und Blow-By

Zunächst fällt am Messschrieb auf, dass in den geschleppten Phasen eine vermehrte Ölemission stattfindet. Nach (d) zeigt sich, dass die Emission dabei durch eine stark geschlossene Drosselklappenstellung unterstützt wird. Dies lässt sich durch den stärkeren Unterdruck im Brennraum während der Ansaugphase erklären, die den Öltransport in Richtung Brennraum unterstützt. Gleichzeitig fehlt im geschleppten Zustand das Blow-by-Gas während des Arbeitstaktes, um diesen Transport zu unterbinden. Gerade bei geschlossener Drosselklappe werden ohne Verbrennung nur geringe Kompressionsspitzen drücke erreicht, die keine ausreichende Blow-by-Wirkung erzeugen.

Die Ölemission zeigt bei Betriebspunktänderungen Spitzenwerte. Dies lässt sich durch Öl begründen, das im geschleppten Betrieb am Kolben hochgesaugt wurde, und bei heißem Kolben abdampft. Dies kann verursacht werden durch:

- Wechsel vom geschleppten Betrieb in den gefeuerten Betrieb, siehe (a), nach (c), (e), (h), vor (i), wenn der Kolben davor auch abgekühlt war, so dass sich Öl ansammeln konnte ohne zu verdampfen. Das Öl wird verbraucht – teilweise durch Verdampfen, teilweise durch Verdrängen aus dem Ringpaket mittels des Blow-by-Gasstromes. Anschließend erreicht die Emission wieder niedrige, konstante Werte.
- Wechsel vom gefeuerten in den geschleppten Betrieb, siehe (b), (c), (d), (f), (g), vor (h), wobei zusätzliches Öl auf den zunächst noch heißen Kolben hochgesaugt wird. Mit abkühlendem Kolben wird der Anteil an verdampftem Öl geringer, so dass auch hier konstante Emissionen erreicht werden können (vgl. Schleppen vor (h) und (i)).

Grundsätzlich ist bei diesem Messverfahren zusätzlich zu berücksichtigen, dass Öl bei hohen Abgastemperaturen im gefeuerten Betrieb auch oxidieren kann, bevor es der Messung zugeführt wird.

5.3.2.4 Einfluss der Orientierung der Kolbenringe auf Ölverbrauch und Blow-by

Dadurch, dass die Kolbenringe bei ansonsten konstanten Betriebsbedingungen überwiegend an einem Platz verweilen, ist es schwierig, aus diesen Messungen einen eindeutigen Einfluss der absoluten oder relativen Orientierung der Ringstöße zueinander auf die Emission nachzuweisen.

- Vor dem Betriebspunkt (c) ändert sich jedoch die Orientierung des KR 2 von der Steuerseite (-90°) zur Abtriebsseite (90°), wo er etwa mit dem KR 1 zur Deckung kommt. In diesem Moment zeigt sich kein Effekt auf der Blow-by-Messung und nur ein kaum nachweisbarer Einfluss auf die Ölemission.
- Bei Wiedereinsetzen der Verbrennung nach (f) und (g) sind – bei ansonsten gleichen Betriebspunkten – die Ringstöße einmal gleich zur Druckseite hin orientiert, einmal entgegengesetzt. Weder Blow-by- noch Ölemissionsmessung zeigen Unterschiede.

5.3.2.5 Fazit und Vergleich mit Ergebnissen der Literatur

Ähnlich zu den Ergebnissen von Schneider und Blossfeld [59, 60] beziehen die Verdichtungsringe bevorzugte Positionen bei konstanten Betriebspunkten. Ebenso konnte übereinstimmend gezeigt werden, dass höhere Drehzahlen und niedrige Lasten grundsätzlich die Ringbewegung unterstützen. Anders als von Min et al. [61] am Wasserstoff-Einzylinder-Motor gezeigt, konnte anhand der absoluten oder relativen Orientierung der Kolbenringe keine Beeinflussung der Ölemission nachgewiesen werden. Eine kontinuierliche Rotation der Kolbenringe, wie sie von allen drei Quellen berichtet wird [59–61], konnte am Versuchsmotor nicht beobachtet werden.

5.4 Ölschichtdickenmessung

Zur Beobachtung von Effekten auf den Ölhaushalt wurde mit der laserinduzierten Fluoreszenz ein Werkzeug am Motor eingesetzt, anhand dessen Ölschichtdickenmessungen im laufenden Betrieb möglich sind. Die Messtechnik wurde dabei an Laufbuchse und Kolben, und somit beidseits des zu messenden Ölfilmes, installiert. Eine Messung fand an der Zylinderbuchse nur auf der Druckseite statt. Die kolbenseitigen Sensoren sind 11° um den Umfang des Zylinders versetzt angeordnet, um eine gegenseitige Beeinflussung der Messungen zu vermeiden und zeitgleiche Messungen zu ermöglichen.

5.4.1 Laufbuchsenseitige Messungen

Laufbuchsenseitig kann der passierende Kolben beobachtet werden. Die interessantesten Ergebnisse werden dabei an einer Messposition im Hubverlauf des Kolbens erzielt, in dem tatsächlich auch der ganze Kolben passiert. Im Folgenden werden Ergebnisse einer Messstelle gezeigt, die sich auf halber Hubhöhe der maximalen Balligkeit des Kolbenhemdes befindet. Diese Messstelle wird abgekürzt als LIF $\frac{1}{2}$ Hub KHD bezeichnet.

5.4.1.1 Typischer Signalverlauf, Streuband

In Abbildung 52 ist ein typischer Signalverlauf abgebildet, wie er mittels der laufbuchsenseitigen Messstelle LIF $\frac{1}{2}$ Hub KHD erfasst wird. Für jeden gemessenen Punkt werden 100 aufeinander folgende Arbeitsspiele aufgezeichnet und ausgewertet. Diese Arbeitsspiele unterliegen einer bestimmten Streuung.

Zur übersichtlichen Darstellung werden zunächst die Extremwerte dieser 100 Arbeitsspiele als Punkte eingetragen. Alle Messwerte liegen zwischen diesen Grenzen.

Der Bereich vom 25ten bis zum 75ten Perzentil wird hellblau hinterlegt. Dies zeigt also einen mittleren Bereich, in dem 50 % aller Messwerte liegen.

Als blaue Linie dargestellt ist der Medianwert, also das 50te Perzentil. Dieser Wert liegt so, dass die Hälfte der Messungen darunter, die andere Hälfte darüber liegen.

In Rot eingetragen ist ein Verlauf, der aus dem (arithmetischen) Mittelwert dieser 100 Arbeitsspiele an jedem Winkelinkrement gebildet ist. Die letztgenannten beiden Verläufe unterscheiden sich insoweit, als der Mittelwert stärker durch einzelne abweichende Messwerte beeinflusst wird, der Medianwert aber definitionsgemäß nicht auf einzelne starke Abweichungen reagiert. Im Fall asymmetrischer, einzelner Abweichungen liefert der Medianwert deshalb eine repräsentativere Aussage als der Mittelwert, weshalb diese Funktion auch in den folgenden Abbildungen und Auswertungen verwendet wird.

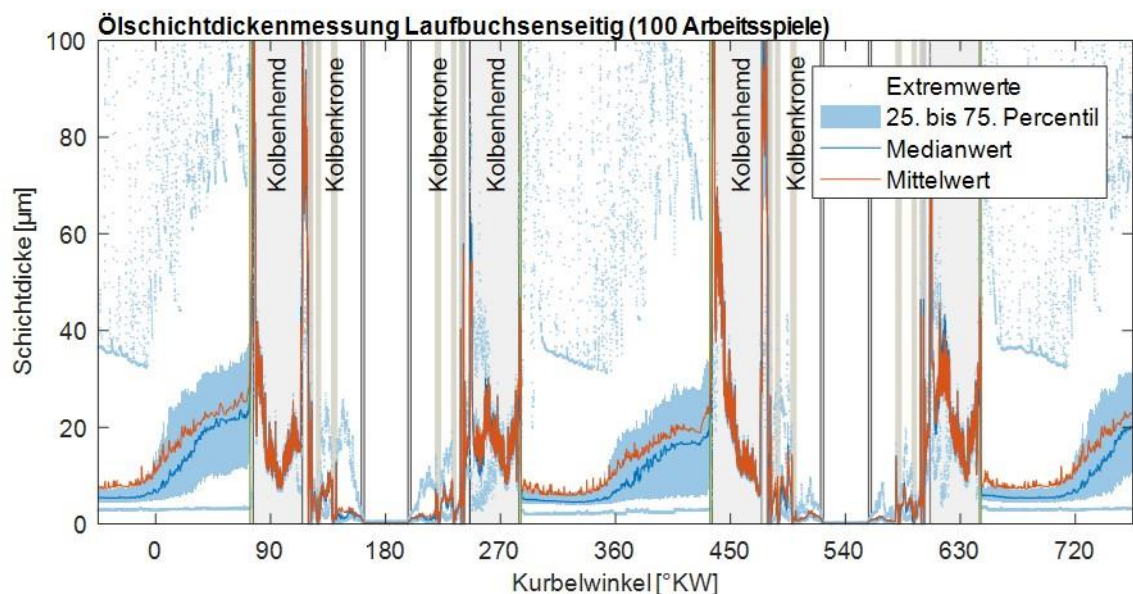


Abbildung 52. Beispielhafter LIF-Signalverlauf, gemessen von Buchsen seitig an Position LIF $\frac{1}{2}$ Hub KHD, hier bei 2500 1/min und 8 bar Mitteldruck. Auswertung des Median- und Mittelwertes.

In Abbildung 52 ist der in allen vier Arbeitstakten passierende Kolben im Hintergrund markiert, um eine Zuordnung des Signals zu den Bauteilen der Kolbengruppe zu erleichtern. Durch die über dem Hub wechselnde Geschwindigkeit des Kolbens wird der Kolben in dieser Darstellung über dem Kurbelwinkel verzerrt wiedergegeben. Hellgrau hinterlegt sind die Graphitflächen am Kolbenhemd, beige die Kolbenringnuten. Kanten und Fasen am Kolben sind als vertikale Linien gekennzeichnet.

Im Bereich um den OT befindet sich der Kolben oberhalb der Messstelle. Es zeigt sich eine große Streuung des Ölangebots. Die Laufbuchse wird in diesem Bereich durch Ölaustritt an der Kurbelwelle mit frischem Öl versorgt. Dieses trifft etwa bei 0°KW bzw. 360°KW an der Laufbuchse auf. Der Anwurf von Öl ist mit großen zyklischen Schwankungen behaftet, die Messstelle wird nicht in jedem Arbeitsspiel mit der gleichen Ölmenge versorgt.

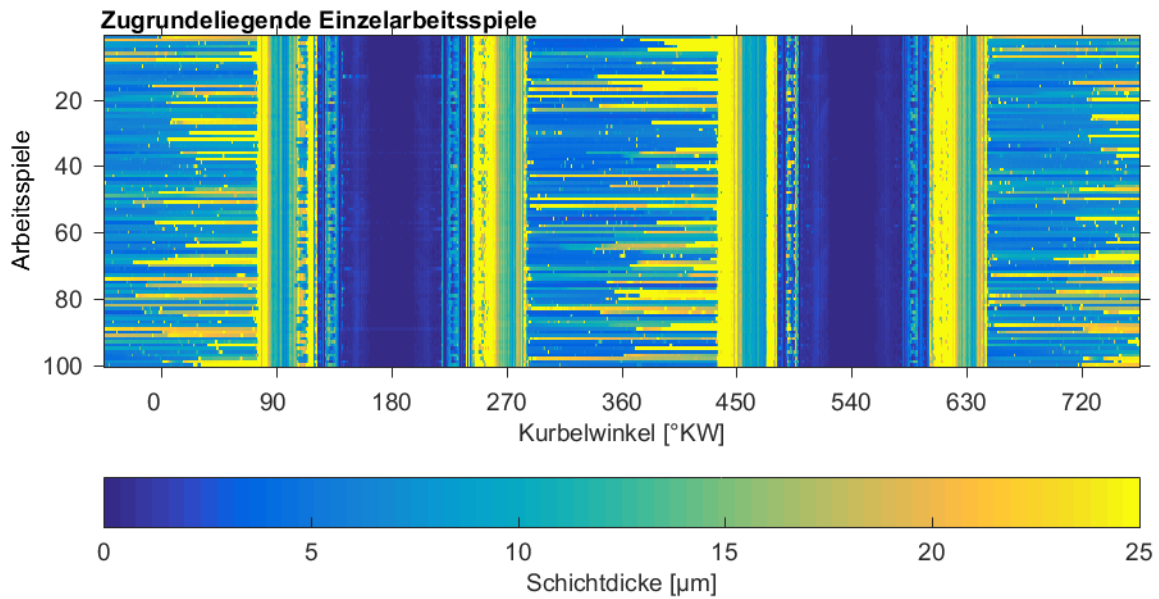


Abbildung 53. Graphische Darstellung der einzelnen Arbeitsspiele übereinander.

Die Streuung der einzelnen Arbeitsspiele ist auch in Abbildung 53 zu erkennen. Hier entspricht jedes Arbeitsspiel einer einzelnen Zeile an Bildpunkten. Die Verteilung des Ölangebotes variiert insbesondere unterhalb des Kolbens stark von Arbeitsspiel zu Arbeitsspiel, es ist auch hier keine Tendenz erkennbar. Auch im Bereich der Ringstege sind die Messungen mit einer sichtbaren Streuung überlagert.

Zur Abbildung 52 ist der Kurbelwinkelbereich von 450–510°KW, in dem gerade das Ringpaket im Arbeitstakt die Messstelle passiert, nochmal vergrößert in der Detailansicht Abbildung 54 dargestellt. Hier sind die Bearbeitungskonturen des Kolbenhemdes im Signalverlauf sichtbar. Die gemessene Ölschichtdicke ist in diesen Bereichen nur mit einer sehr geringen Streuung versehen, das Kolbenhemd weist in weiten Bereichen einen reproduzierbar gefüllten Ölfilm auf.

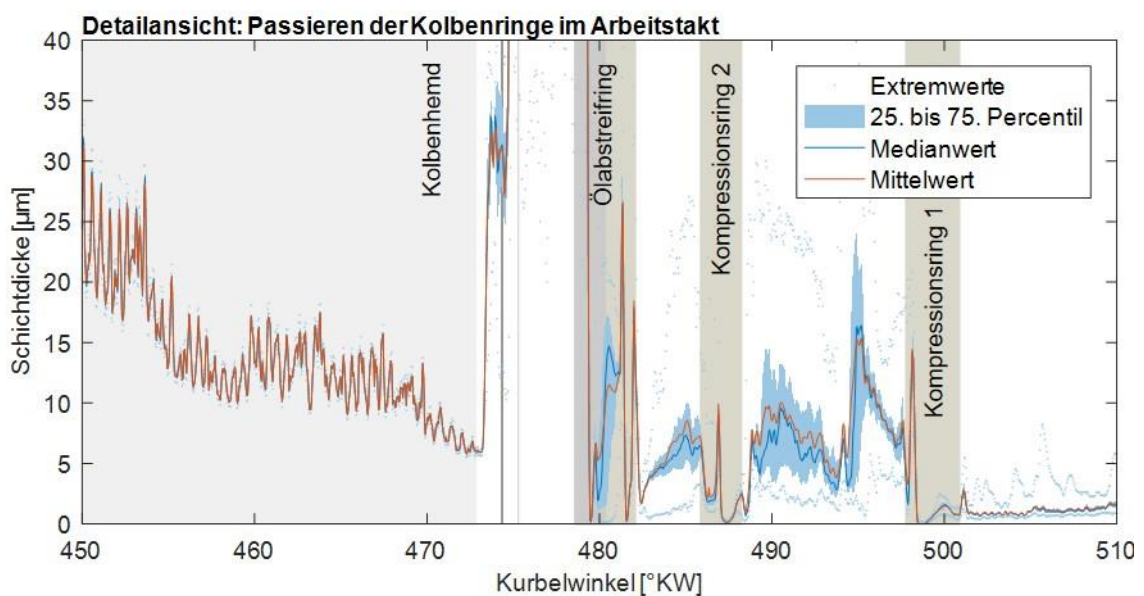


Abbildung 54. Detailansicht des passierenden Ringpaketes im Arbeitstakt (2500 1/min, 8 bar).

In der Detailansicht des Ringpaketes in Abbildung 54 lässt sich außerdem erkennen, dass im Bereich der Kolbenringe gut reproduzierbare, minimale Ölschichtdicken auftreten. Von links nach rechts am abwärts bewegten Kolben zu erkennen sind:

- Untere und obere Kante des Ölabstreifringes. Bei 480°KW sind die beiden Kanten des Ölabstreifringes deutlich erkennbar. Im Bereich kurz zuvor liegt ein sehr hohes Signal vor – der Ölabstreifring schiebt Öl vor sich her. Der Bereich am Kolben zwischen Ölabstreifring und Kolbenhemd ist deutlich gefüllt. Auch zwischen den beiden Ringkanten wird Öl von der oberen Ringkante geschoben.
- Der Kompressionsring 2 verfügt über eine Abstreifkante. Auch hier ist ein deutlicher Signalanstieg vor dem Minimum zu erkennen. Das Minimum stellt den Kontakt zur Laufbuchse dar.
- Am Kompressionsring 1 ist ebenso ein Minimum in Kontaktbereich zu erkennen. Bedingt durch die ballige Laufform und einen Twist des Ringes (der durch die Fase oben innen erzeugt wird) zeigt der Ring 1 im Bereich oberhalb der Kontaktlinie bei 500°KW ein etwas höheres Signal.
- Die Ringstegbereiche zeigen eine deutlich größere Streuung des Ölangebotes bereits innerhalb der 100 hier aufgezeichneten Arbeitsspiele. Wie später noch gezeigt wird, kommen noch weitere instationäre oder um den Umfang ungleiche Effekte hinzu. Darüber hinaus ergeben sich hier vermutlich nicht vollständig gefüllte Spalte. Insbesondere der Ringsteg 2 ist radial auch deutlich zurückgenommen. Da eine dünne, kontinuierliche Ölschicht Grundvoraussetzung für die Funktionsweise des Messprinzips sind, kann hier zwar die Anwesenheit von Öl gezeigt werden, aber keine zuverlässige oder reproduzierbare Schichtdicke ermittelt werden.

Im auf den Arbeitstakt folgenden Ausschietakt kehrt sich das Bild entsprechend der Bewegungsrichtung des Kolbens um, siehe Abbildung 55. An den Ringen selbst zeigt sich im Aufwärtshub zunächst das gleiche Profil, der Kompressionsring 1 hat seine minimale Schichtdicke auch hier im Bereich unten. Es ist erkennbar, dass die Ringe Öl vor allem in Bewegungsrichtung vor sich herschieben. Es sammelt sich Öl jeweils vor den Kanten der Ringe an. Hier wird auch nochmals deutlich, dass alle Ringe – auch der Kompressionsring 1 – eine ölabstreifende Wirkung haben.

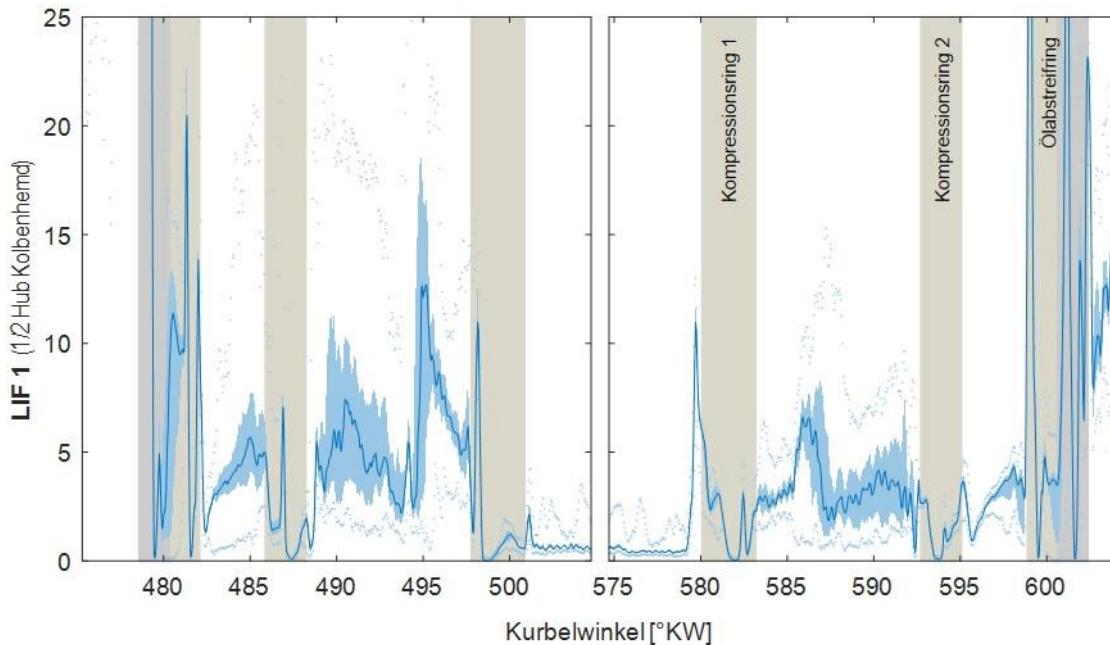


Abbildung 55. Exemplarischer LIF-Signalverlauf an der Buchse – Passieren des Kolbenringpaketes in Expansions- und Ausschietakt. Betriebspunkt: 2500 1/min und 8 bar Mitteldruck.

Ähnliche Detailansichten des sich vorbeibewegenden Kolbenringpaketes sind auch bei Kirner [101] S. 77 zu finden. Diese unterscheiden sich von den hier gezeigten Messungen etwas, da er auf eine statistische Auswertung verzichtet. Die Messungen sind außerdem mit einem modifizierten Messsystem und auf anderer Hubhöhe aufgezeichnet. Kirner führt die scheinbar stärker ölabstreifende Wirkung des ersten Verdichtungsringes zurück auf die Kolbensekundärbewegung, Motorlast (und damit Anpresskraft im Arbeitstakt) sowie der Form von Kolben und Kolbenringen (Fase am Kolben unter Ringnut 2, Abstreifkante Ring 2 mit Hinterschneidung).

Im Verlauf der Messungen konnte am Kolbenhemd ein zunehmender Abrieb im Bereich der Messstelle beobachtet werden. Dies führte auch zu einer Zunahme des Signales. Im Extremfall wurde die Graphitschicht derart abgerieben, dass das blanke Aluminium sichtbar wurde. Blanke Stellen führen zu einer Verstärkung des LIF-Signals, da das anregende Laserlicht hier durch den Kolben stärker reflektiert wird. Das Kolbenhemd eines Kolbens nach längerem Versuchsbetrieb von ca. 50 h im Motor ist in Abbildung 56 dargestellt. Diese Abnutzungserscheinungen sind wohl auf einen nicht vollständig bündig gelungenen Einbau zumindest einer Messstelle an der Zylinderbuchse zurückzuführen.

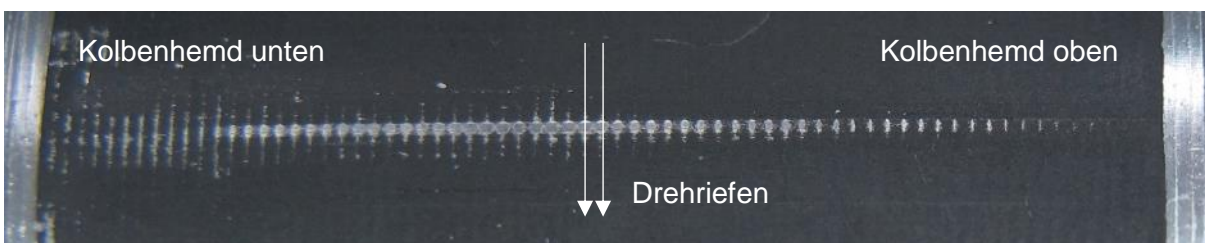


Abbildung 56. Abnutzungserscheinungen an der Graphitbeschichtung des Kolbenhemdes im Lauf des Motorenbetriebes.

5.4.1.2 Einordnung der sinnvollen Messverfahren

Das LIF-Messverfahren kann konzeptbedingt nur dünne, ununterbrochene Ölschichtdicken genau messen. Derartige Ölschichten liegen nur in den Kontaktbereichen zwischen Kolben und Zylinderbuchse vor, also den Gleitflächen der Kolbenringe und des Kolbenhemdes.

In allen anderen Bereichen kann trotzdem ein Signal gewonnen werden, dieses darf dann jedoch nicht direkt als Ölschichtdicke interpretiert werden. In den übrigen Bereichen des Kolbens, also dem Feuersteg, den Ringstegen 1 und 2 sowie im Bereich zwischen Ölabstreifring und Kolbenhemd ist der Spalt zwischen Kolben und Buchse in der Regel nicht vollständig gefüllt. Von der Messstelle entfernte Ölmengen tragen nur sehr wenig zum Signal bei, weil die Beleuchtungsintensität abnimmt und die Wiedereinkopplung des Fluoreszenzlichtes in die Faser deutlich ineffektiver wird. Dadurch ist eine Schätzung eines in den Ringstegbereichen vorhandenen Ölvolumens mit diesem Verfahren nicht möglich. Es zeigt sich bereits in Abbildung 52–Abbildung 55, dass die unvollständig gefüllten Spalte auch großen zyklischen Schwankungen unterliegen.

Aus LIF-Messungen mit Fenstereinsatz in der Buchse ist zudem bekannt, dass ein Öltransport innerhalb der Stegbereiche auch in Umfangsrichtung erfolgen kann. Dieser Transport kann mit dem hier vorgestellten LIF-System konzeptbedingt nicht erfasst werden.

5.4.1.3 Reproduzierbarkeit der Messungen

Aufgrund der fragilen eingebauten Messtechnik, insbesondere bei Verwendung der Messkolben, wurde versucht, die Betriebsdauern am Motor stets möglichst kurz zu halten. So kann die in der Regel stark begrenzte Lebensdauer der Sensorik optimal genutzt werden. Lange andauernde Untersuchungen der gleichen Betriebspunkte wurden deshalb nicht durchgeführt. Um dennoch eine Einschätzung zur Wiederholgenauigkeit der Schichtdickenmesstechnik liefern zu können, sind im Folgenden zumindest einzelne Betriebspunkte wiederholt angefahren.

Abbildung 57 zeigt einen Betriebspunkt bei 1000 1/min und 8 bar Mitteldruck. Dieser wurde zunächst mit einem Serienkolben als Referenzmessung aufgezeichnet. Nach etwa einer Betriebsstunde mit wechselnden Lasten und Drehzahlen wurde dieser Punkt erneut angefahren. Ein dritter Verlauf zeigt den gleichen Betriebspunkt an einem anderen Messtag. Für diese Messung wurde der zuvor eingesetzte Serienkolben durch einen Messkolben inklusive Schwingenkonstruktion ersetzt. Auch die mit Lichtleitern bestückte Laufbuchse wurde aufgrund eines Schadens getauscht und neu kalibriert. Die Ringbestückung des Kolbens blieb dabei gleich, dieselben Kolbenringe wurden weiterverwendet.

Über den ganzen Arbeitstakt sind zunächst vor allem in den Bereichen unterhalb des Kolbens Unterschiede in der Ölschichtdicke erkennbar. Bei einer Drehzahl von 1000 1/min tritt noch kein erkennbarer Anwurf von Öl kurz nach OT durch die Kurbelwelle auf. Die verbleibende Ölschicht unterhalb des Kolbens ist innerhalb der aufgezeichneten 100 Arbeitsspiele großen Streuungen unterworfen.

In den vergrößerten Ansichten 1–4 ist das Ringpaket in den 4 Arbeitstakten gezeigt. Dabei ist zu erkennen, dass nur die Bereiche der im direkten Kontakt stehenden Kolbenringe reproduzierbar gemessen werden können. Hier ist, wie bereits oben gezeigt, auch die Streuung innerhalb der 100 Arbeitsspiele gering.

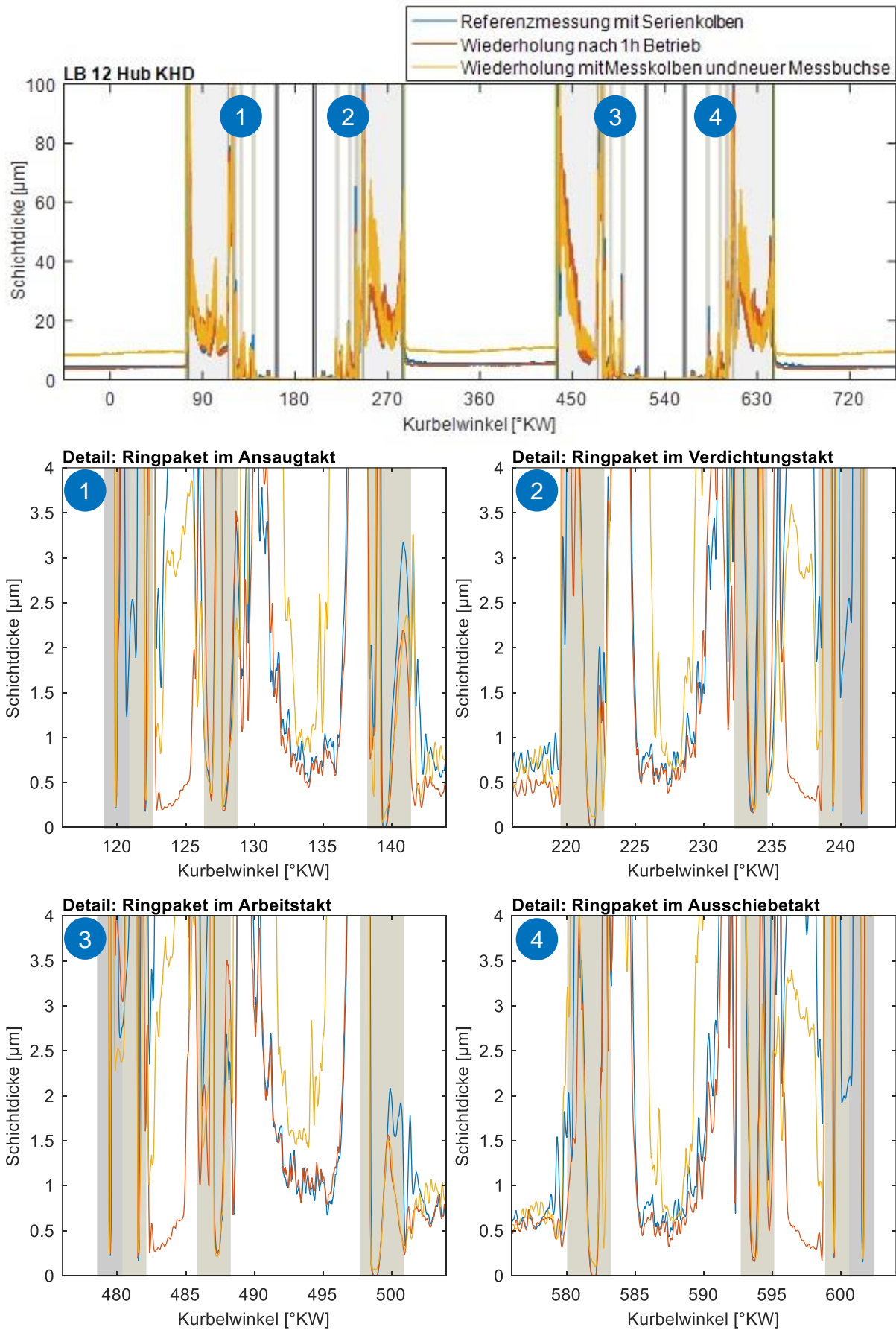


Abbildung 57 Wiederholgenauigkeit der Schichtdickenmessung.

In den Bereichen, in denen kein direkter Kontakt mit der Kolbengruppe vorliegt, also im Bereich der Ringstege, sind die gemessenen Verläufe als nicht reproduzierbar einzustufen. Wie oben bereits beschrieben, kann das deutlich unterschiedlich erfasste Ölangebot auch auf eine in Umfangsrichtung ungleiche Ölverteilung zurückzuführen sein. Weiter unten werden auch Effekte der Ringstoßlage betrachtet.

Etwas geringere Abweichungen finden sich im Bereich des Ringsteg 1. Hier kann zwar ein stets ähnlicher Verlauf beobachtet werden, wobei jeweils größere abgestreifte Ölmengen im Bereich der Ringkanten sowie ein Minimum der Ölschichtdicke in der Mitte zu erkennen sind. Ebenso wie auch im Bereich des Feuersteges können aber über einen Komponentenwechsel hinweg nicht die gleichen Ölmengen nachgewiesen werden.

Die Blow-by Messung trifft bei der Wiederholungsmessung nach einer Stunde den ursprünglichen Wert sehr gut, nach Komponentenwechsel sind auch hier Abweichungen zu erkennen.

Tabelle 5. Betrachtung der Wiederholgenauigkeit der buchsenseitigen Ölschichtdicken-Messung.

Bezeichnung	Kolben	Buchse	Blow-by Messwert [l/min]	Betriebspunkt
Referenz	Serie	Referenz	9,61	1000 1/min, 8,0 bar p_{mi}
Wiederholung nach 1h Betrieb	Serie	Referenz	9,60	
Wiederholung nach Komponentenwechse	Messkolben	Neue Lichtleiter und LIF neu kalibriert	11,0	

Zusammenfassend bleibt festzuhalten, dass für eine reproduzierbare Auswertung der Daten nur die Kontaktbereiche zwischen Kolbengruppe und Zylinderbuchse in Frage kommen. In den übrigen Bereichen können aber dennoch Beobachtungen durchgeführt werden.

5.4.1.4 Drehzahl/Lastschnitt

Die folgenden Abbildungen geben einen Überblick über die Entwicklung der gemessenen Ölschichtdicken im Betriebskennfeld. Dazu seien zunächst in Abbildung 58 die Ergebnisse bei konstanter Last, aber veränderter Drehzahl betrachtet.

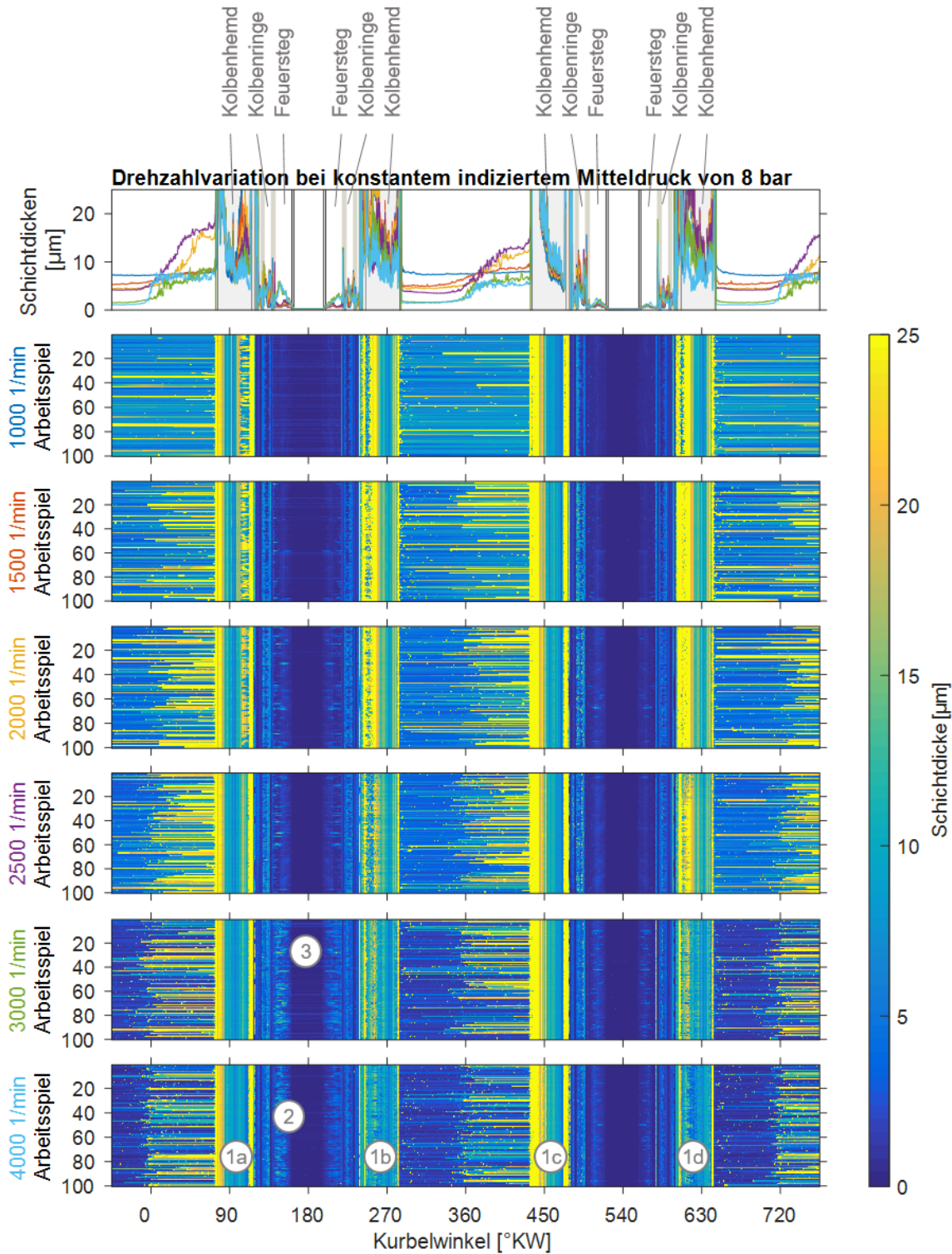


Abbildung 58. Einfluss der Motordrehzahl auf die LIF-Signalverläufe. Für jeden Betriebspunkt sind unten 100 aufeinanderfolgende Arbeitsspiele aufgetragen. Oben sind für jeden Betriebspunkt die mittleren Werte dargestellt.

Auffällige Unterschiede ergeben sich mit steigender Drehzahl im Bereich des Kolbenhemdes. Während des Ansaughubes (1a) kippt der Kolben mit zunehmender Drehzahl stärker in Richtung Druckseite. Dies wird anhand der geringeren Signale im Bereich des Kolbenhemdes oben erkennbar. Der schmalere Spalt ist reproduzierbar gefüllt, wie ab 2500 1/min anhand der

gleichmäßigen Schmierfilmdicken erkannt werden kann. Zum Zeitpunkt des Verdichtungshubes (1b) bleibt die geringere Füllung zumindest bestehen. Während die Sekundärbewegungsmessung bei 270°KW noch eine Anlage auf der Gegendruckseite ermittelt (die Massenkräfte wirken erst ab 285,9°KW nach oben), sind bei 4000 1/min trotzdem bereits Unregelmäßigkeiten im Schmierfilm feststellbar. Dies ist vermutlich auf eine beginnende Ablösung des Kolbenhemdes unter der bereits stark reduzierten Anpresskraft zurückzuführen. Im Arbeitstakt (1c) liegt das Kolbenhemd für alle Drehzahlen gleichförmig an. Der Ausschietakt (1d) ist im Hinblick auf die Kolbensekundärbewegung dem Verdichtungstakt sehr ähnlich. Im direkten Vergleich mit (1b) fallen über alle Drehzahlen hinweg das etwas erhöhte Signal im Bereich des Kolbenhemdes und das verringerte Signal im Bereich des Kolbenringpaketes auf. Dies könnte auf eine Verdrängungswirkung des Blow-by-Gases während des Arbeitstaktes zurückzuführen sein.

Außer der Änderung der Kolbensekundärbewegung mit der Drehzahl ändern sich auch weitere Parameter. So steigen mit zunehmenden Drehzahlen die Massenkräfte. Dies betrifft auch das Öl, das mit dem Kolben mitbewegt wird. Der Kolben wird dadurch bei höheren Drehzahlen auch vermehrt Öl in Richtung des Kurbelgehäuses abschütteln.

Bei konstantem Mitteldruck entspricht eine Drehzahlerhöhung auch einer Vergrößerung der abgegebenen Leistung. Dadurch werden Kolben und zumindest lokal auch das Motoröl heißer. LIF-Messungen unterliegen bei steigender Temperatur einem dämpfenden Effekt, dem Quenching.

Des Weiteren zeigt sich auch eine stärkere Ansammlung von Öl am Kolben im Bereich des Feuersteges, Markierung (2). Dies fällt insofern erstaunlich deutlich aus, als dieser Bereich des Kolbens im Betrieb – insbesondere bei höheren Leistungen – so heiß wird, dass mit einem erfolgreichen Fluoreszenznachweis nicht zu rechnen wäre. Auch liegt auslegungsbedingt kein Kontakt zwischen dem Feuersteg und der Laufbuchse vor.

Ebenfalls im Bild erkennbar verbleibt bei höheren Drehzahlen mehr Öl auf der Zylinderbuchse in den Bereichen zurück, in denen sich der Kolben unterhalb der Messstelle befindet (Markierung (3) in den UT-Lagen bei 180°KW bzw. 540 °KW). Dies deutet auf einen vermehrten Öltransport in Richtung Brennraum hin und korreliert ebenso mit Ölverbrauchsmessungen, die an dem Motor durchgeführt wurden, siehe dazu auch [105].

In ähnlicher Form sind in Abbildung 59 vergleichende Messungen bei einer konstanten Drehzahl von 2500 1/min aufgezeigt.

Auch hier ist in den UT-Positionen des Kolbens bei hohen Lasten etwas mehr verbleibendes Öl auf der Zylinderbuchse zu erkennen (1). Das im Bereich des Feuersteges mit zunehmenden Lasten geringere Signal ist nicht überraschend, da die Fluoreszenzaktivität mit den unter Last höheren Kolbentemperaturen deutlich zurückgeht. Ein Lasteinfluss auf die Ölverteilung am oberen Kolbenhemd ist in diesem Bild schwierig zu erkennen. Im Bereich des Kolbenhemdes ist jedoch in der Aufwärtsbewegung des Kolbens während der Verdichtung (2a) und des Ausschietens (2b) ein über den vier gezeigten Lastpunkten geänderter Signalverlauf zu erkennen. Zu beiden Zeitpunkten liegt der Kolben auf der Gegendruckseite an. Bei hohen Lasten dehnt sich der Kolben insgesamt aus, so dass er in der Zylinderbuchse ein leichtes Übermaß erhält. Dies resultiert in einem elastisch vergrößerten Bereich der Kolbenaufgabe auf dem Kolbenhemd. Dieser vergrößerte Auflagebereich wird an den genannten Stellen des Signalverlaufs erkennbar.

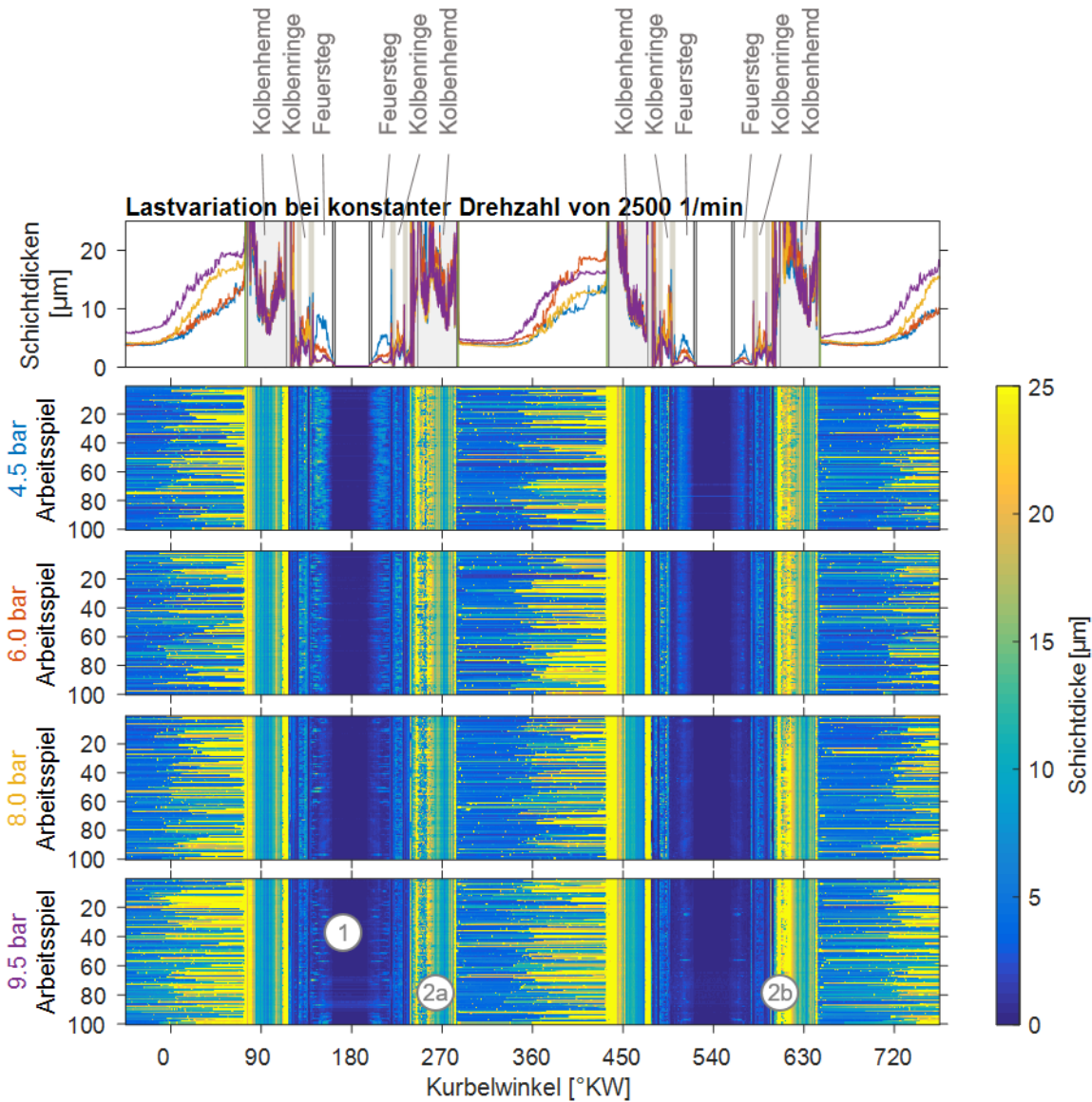


Abbildung 59. Lasteinfluss auf das LIF-Signal bei konstanter Drehzahl, 100 Arbeitsspiele je Betriebspunkt (unten) und mittlere Werte dazu (oben).

5.4.2 Kolbenseitige Messungen

Zur Messung von Ölschichtdicken im bewegten Kolben sind Lichtleiter über die Messschwinde durch das Kolbeninnere bis zur Kontaktfläche auf der Druckseite verlegt. Dies bietet – bei entsprechend größerem konstruktivem Aufwand – die Möglichkeit, Ölschichtdicken über das gesamte Arbeitsspiel hinweg zu messen.

Bei Kirner [101] S. 85–89 sind ebenso Verläufe der kolbenseitig gemessenen Ölschichtdicken (am Ringsteg 1 sowie Kolbenhemd oben und unten) zusammen mit Rohsignal-Verläufen der Kolbensekundärbewegungsmessung gezeigt und erläutert. Die gewählten Betriebspunkte sowie die Form der Auswertung weichen jedoch ab.

5.4.2.1 Ringstegbereich

In den Bereichen der Ringstege wurden Messstellen angebracht. Diese beobachten den Spalt zwischen Kolben und Zylinderbuche.

Am Ringsteg 1 sind in Abbildung 60 zunächst über weite Teile des Arbeitsspieles konstante Signale zu beobachten. Eine Ausnahme ist dabei insbesondere der Bereich um den ZOT (360°KW). Um den ZOT (kurz zuvor und kurz danach) sind zwei leichte Kanten im LIF-Signal sichtbar, so dass sich um den ZOT herum ein etwas niedrigeres Signal einstellt. Dies ist gerade derjenige Hubbereich, der nicht mehr vom Kolbenring 2 abgefahren wird.

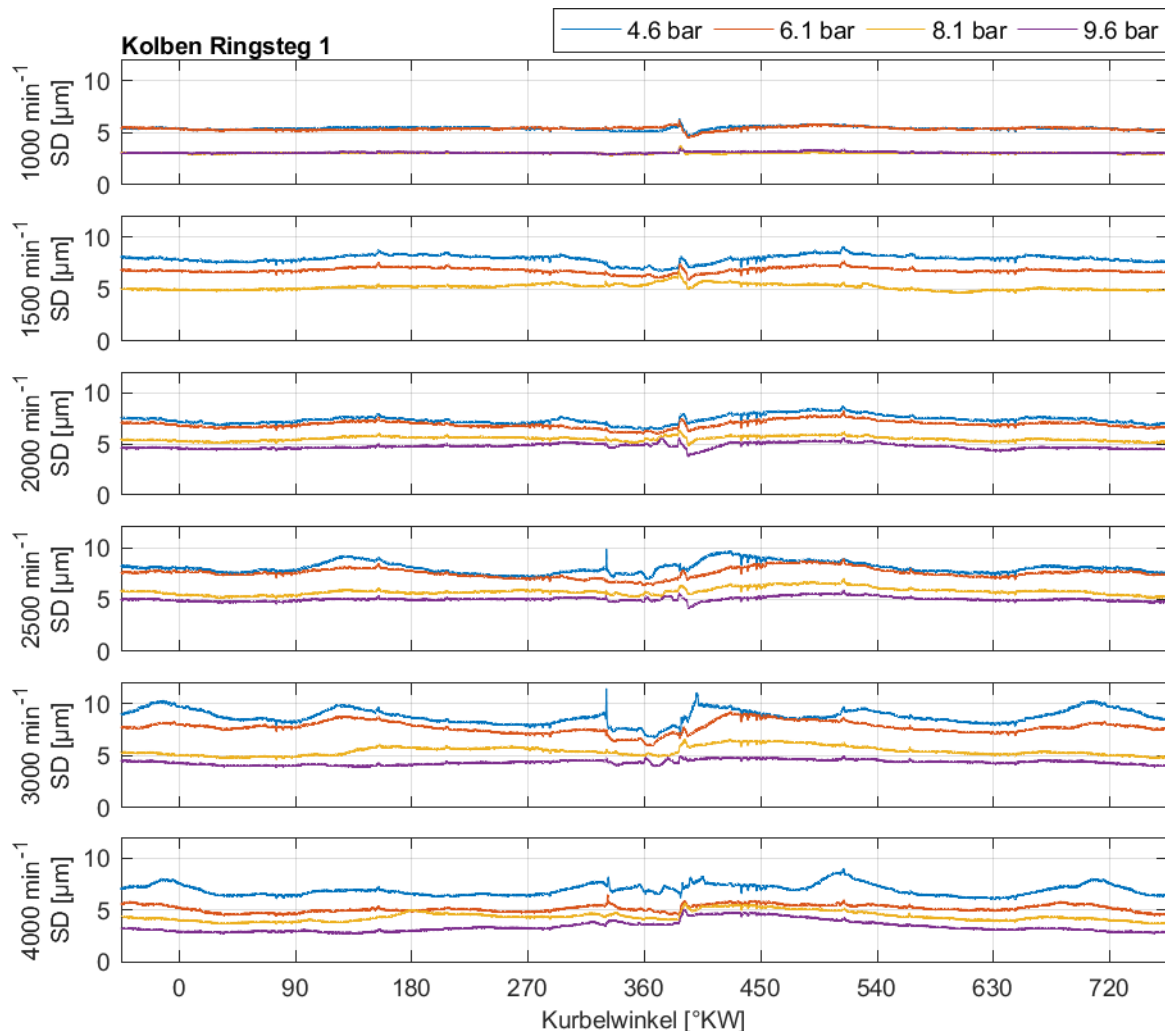


Abbildung 60. Am Ringsteg 1 des Kolbens gemessene Ölschichtdicken (SD).

Eine mögliche Erklärung wäre Zwickelverschleiß an der Zylinderbuchse. Dieser über der Hubhöhe besonders deutliche Verschleiß der Zylinderlauffläche tritt durch die Druckbeaufschlagung des ersten Verdichtungsringes und die um den OT besonders schwierigen Schmierbedingungen ein. Jedoch konnte im Ladungswechseltakt dieses Phänomen nicht beobachtet werden. Auch sind die Betriebsdauern des Versuchsmotors für diese Form des Verschleißes eigentlich zu gering. Deshalb ist hier eher von einem durch die Kolbensekundärbewegung oder Blow-by-Gase verursachten Effekt auszugehen. Abschnitt 5.4.3.3, S. 110 greift diesen Effekt anhand einer anderen Auswertung nochmals auf.

Mit zunehmender Drehzahl steigt das LIF-Signal an, hier vergrößert sich das Ölangebot durch den vermehrten Öltransport. Dies gilt jedoch nur bis 3000 1/min. Mit steigender Leistung steigt auch die Temperatur der Kolbenkrone und führt zu einem Signalverlust, der diesen Effekt wieder kompensiert.

Wie auch in Abschnitt 5.4.1.2 erläutert, unterliegt auch diese Messstelle einer gewissen Ungenauigkeit durch die großen möglichen Spalten zwischen Kolben und Buchse. Dies führt zusammen mit der nicht genau bekannten Temperatur der Ölschicht auf dem Kolben zu einer Unsicherheit bei der Skalierung des Signales.

Am Ringsteg 2 (Abbildung 61) sind nur vereinzelt hohe Signalausschläge zu beobachten – diese dann jedoch für viele Arbeitsspiele in Folge. Hier befindet sich eine größere Ölmenge, vermutlich in Form eines Öltropfens, in unmittelbarer Nähe der Messstelle und wird durch die oszillierenden Massenkräfte zyklisch an der Messstelle vorbei bewegt. Dieses Phänomen trat ausschließlich bei niedrigen Lasten oder im geschleppten Betrieb auf sowie gehäuft durch eine Vergrößerung des Ringstoßes am Verdichtungsring 2. Offensichtlich verdrängt die Blow-by Strömung bei höheren Lasten das Öl zuverlässig aus dem Ringpaket, so dass dieses Phänomen dann nicht mehr auftritt.

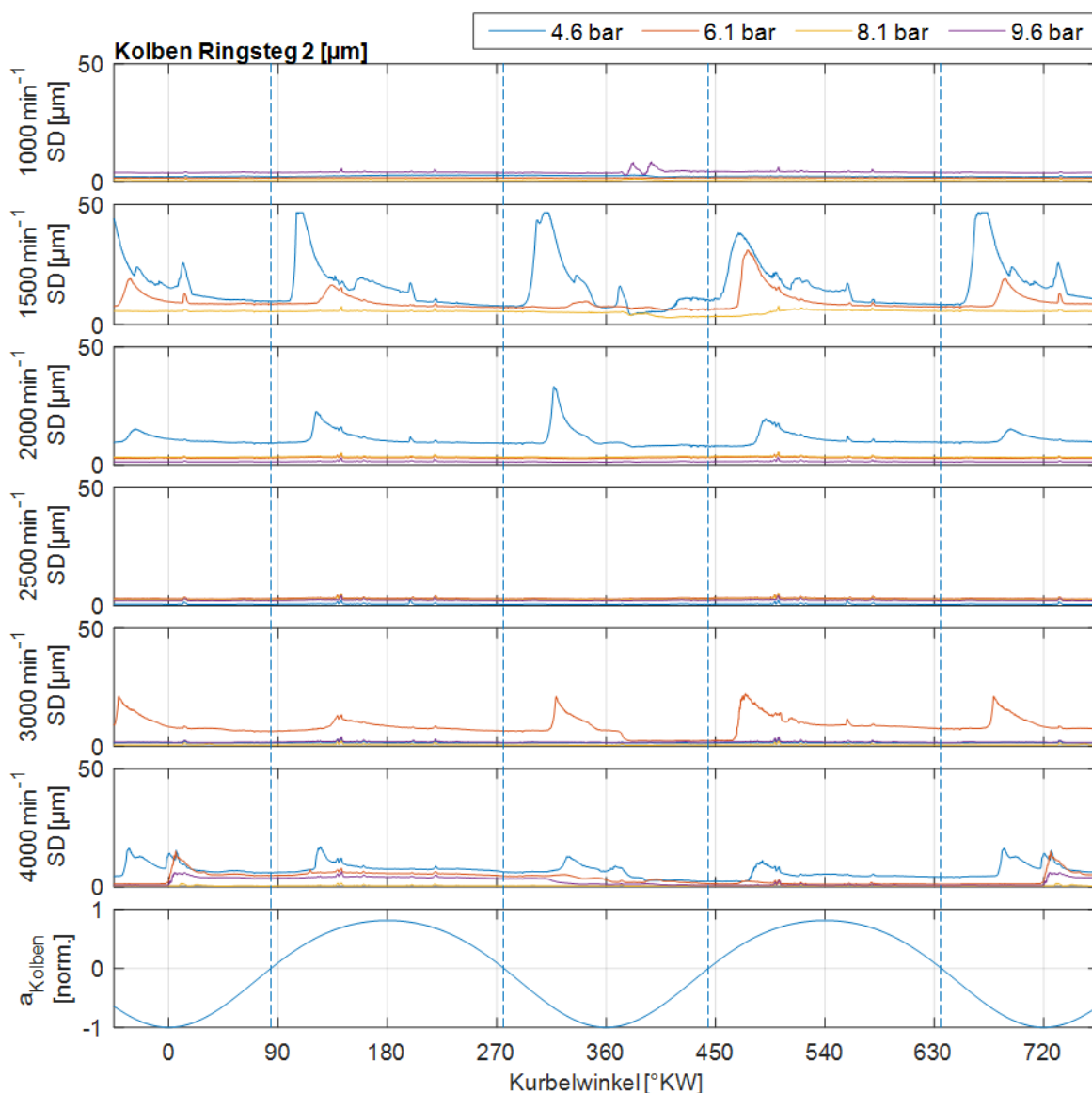


Abbildung 61. Am Ringsteg 2 des Kolbens gemessene Ölschichtdicken (SD) zeigen vereinzelt größere Ölmenge. Diese Peaks treten jeweils kurz nach Vorzeichenwechsel der Kolbenbeschleunigung (a_{Kolben}) auf. Der Nulldurchgang der Kolbenbeschleunigung ist mit den blauen, gestrichelten Linien deutlich gemacht.

5.4.2.2 Kolbenhemdbereich

Im Bereich des Kolbenhemdes liegen insgesamt drei Messstellen vor. Je nach Lage und Verformung des Kolbens liegen die Messstellen dann auch im Betrieb an der Buchse an. Im Folgenden sind Ölschichtdickenmessungen am Kolben zusammen mit der Kolbensekundärbewegung gezeigt. Für die LIF-Messung sind dabei wieder die bereits erklärten Perzentil-Kurven verwendet.

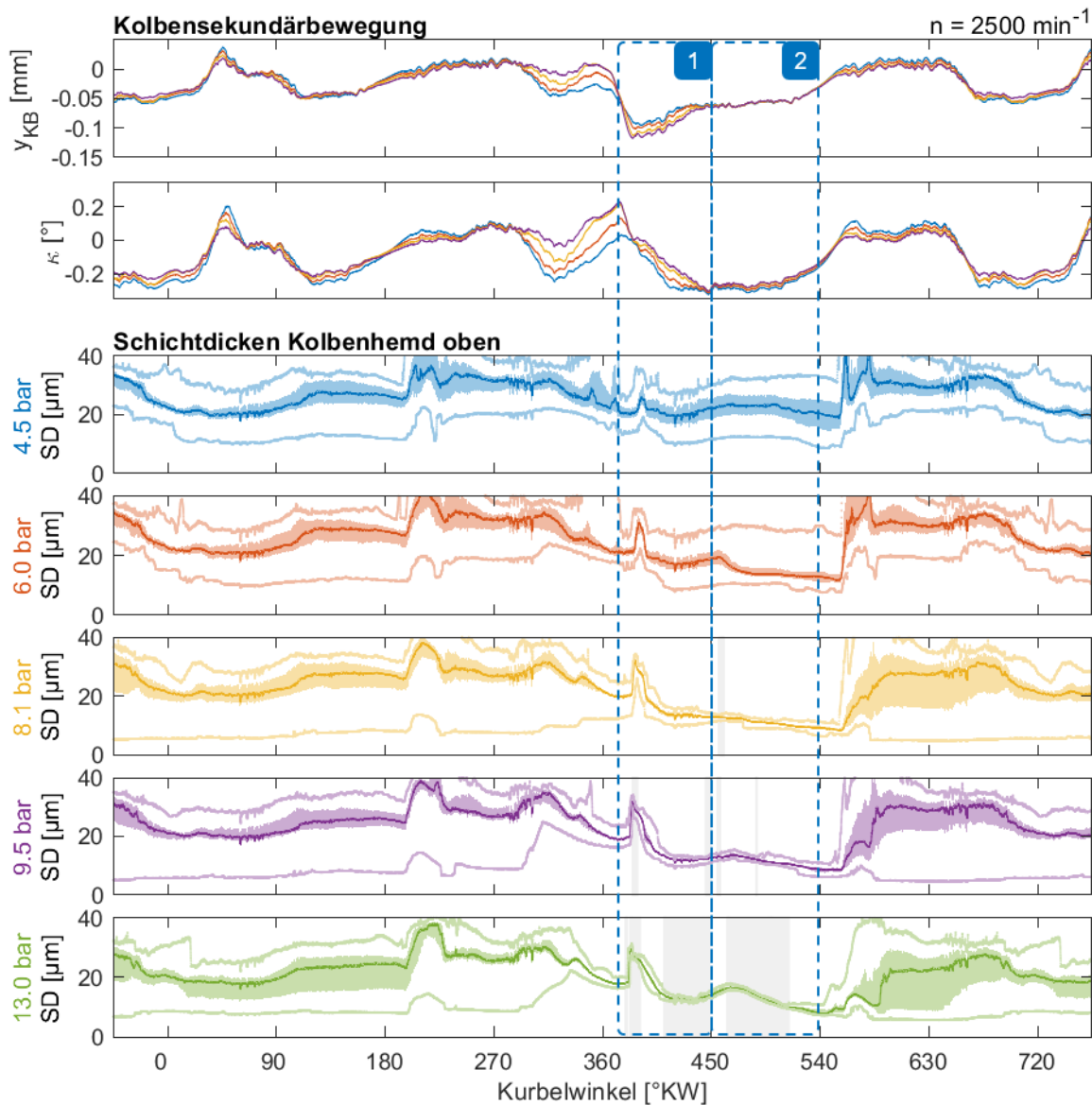


Abbildung 62. Kolbensekundärbewegung und Schichtdicken am *Kolbenhemd oben* bei konstanter Drehzahl von 2500 1/min und variierter Last.

An der Messstelle am *Kolbenhemd oben* (Abbildung 62) zeigt sich dabei, dass insbesondere bei niedrigen Lasten die gemessene Ölschichtdicke im Verlauf der 100 Arbeitsspiele sehr unregelmäßig ist. Dies deutet auf einen unbelasteten, nicht vollständig gefüllten Ölspalt hin. Bereiche besonders geringer Streuung (relative Standardabweichung < 3%) sind zusätzlich hellgrau hinterlegt.

Die Messung bei 13 bar Mitteldruck wurde in einem separaten Versuch mit aufgeladenem Motor aufgezeichnet. Der Abgaspfad ist dabei nicht geändert, der Ladedruck wird durch einen externen Kompressor bereitgestellt. Eine Messung der Kolbensekundärbewegung fand im aufgeladenen Betrieb nicht statt.

Reproduzierbar und gleichmäßig sind die Ergebnisse der Ölschichtdickenmessung nur bei definiertem, schmalem und vollgefülltem Spalt. Dies geschieht insbesondere in der Expansion durch die Anpresskraft an die Buchse, also im Bereich zwischen 360 und 450°KW (Markierung 1) durch die Verformung des Kolbenhemds mit zunehmender Last. Der Kolben ist hier noch nicht vollständig zur Druckseite gekippt. Durch Verformung des Hemdes wird der Schmier-spalt effektiv verkleinert und damit reproduzierbar gefüllt.

Nach 450°KW (Markierung 2) kommt es bereits ab etwa 8 bar zu einer gleichmäßigen Anlage. In der Kolbensekundärbewegung sind aber lastabhängig keine Unterschiede erkennbar, der Kolben liegt stets auf der Druckseite an und ist maximal in Richtung Druckseite gekippt. Durch den höheren Mitteldruck ist aber auch die Kolbentemperatur höher und das Spiel des Kolbens im oberen Schaftbereich geringer.

Abbildung 63 zeigt die Ergebnisse derselben Messstelle bei variiertem Drehzahl, aber konstantem indiziertem Mitteldruck von 8 bar. In den Bereichen, in denen sich die Kolbensekundärbewegung unterscheidet, zeigt sich auch ein Unterschied in der Ölschichtdickenmessung. In der zweiten Hälfte des Ansaugtaktes von 90-180°KW (1) ist der Kolben mit steigender Drehzahl und den damit einhergehenden steigenden Massenkräften stärker zur Druckseite gekippt. Dadurch zeigt sich auch ein im Mittel niedrigeres Signal und der kleinere zur Verfügung stehende Spalt hat auch eine gleichmäßigere Füllung. In ähnlicher Weise zeichnet sich die um den ZOT (2) und während des Ausschubens (3) geänderte Kolbensekundärbewegung auf das LIF-Signal ab. Die Auswirkungen sind an dieser Messstelle nicht so deutlich zu erkennen, wie an den weiter unten gelegenen Messstellen des Kolbenhemdes, weil der verbleibende Spalt zwischen Kolbenhemd und Zylinderbuchse in weiten Teilen des Arbeitsspieles zu groß ist, um eine reproduzierbare Vollfüllung des Schmierpaltes zu gewährleisten.

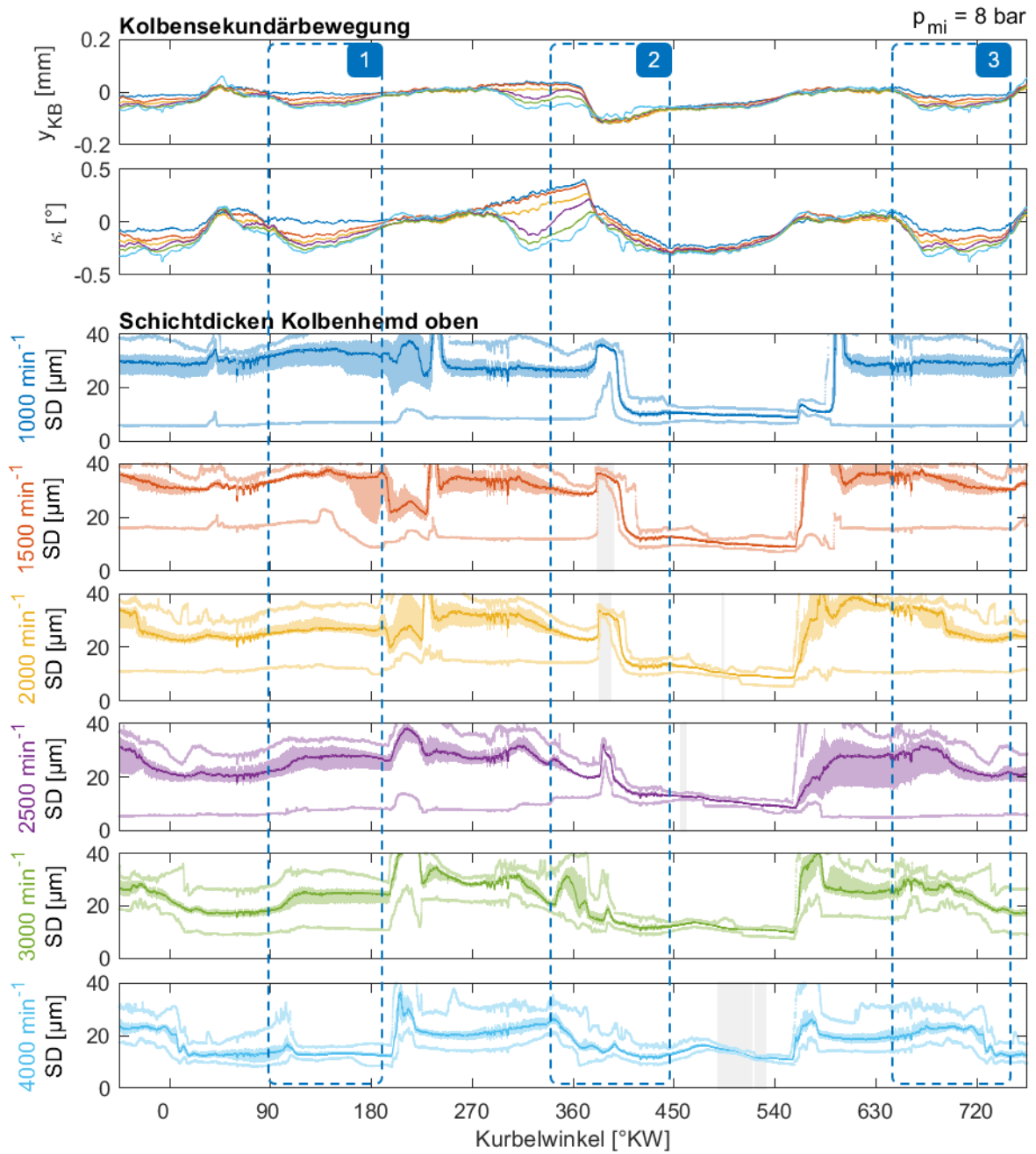


Abbildung 63. Kolbensekundärbewegung und Schichtdicken am *Kolbenhemd oben* bei konstantem Mitteldruck von 8 bar und variierter Drehzahl.

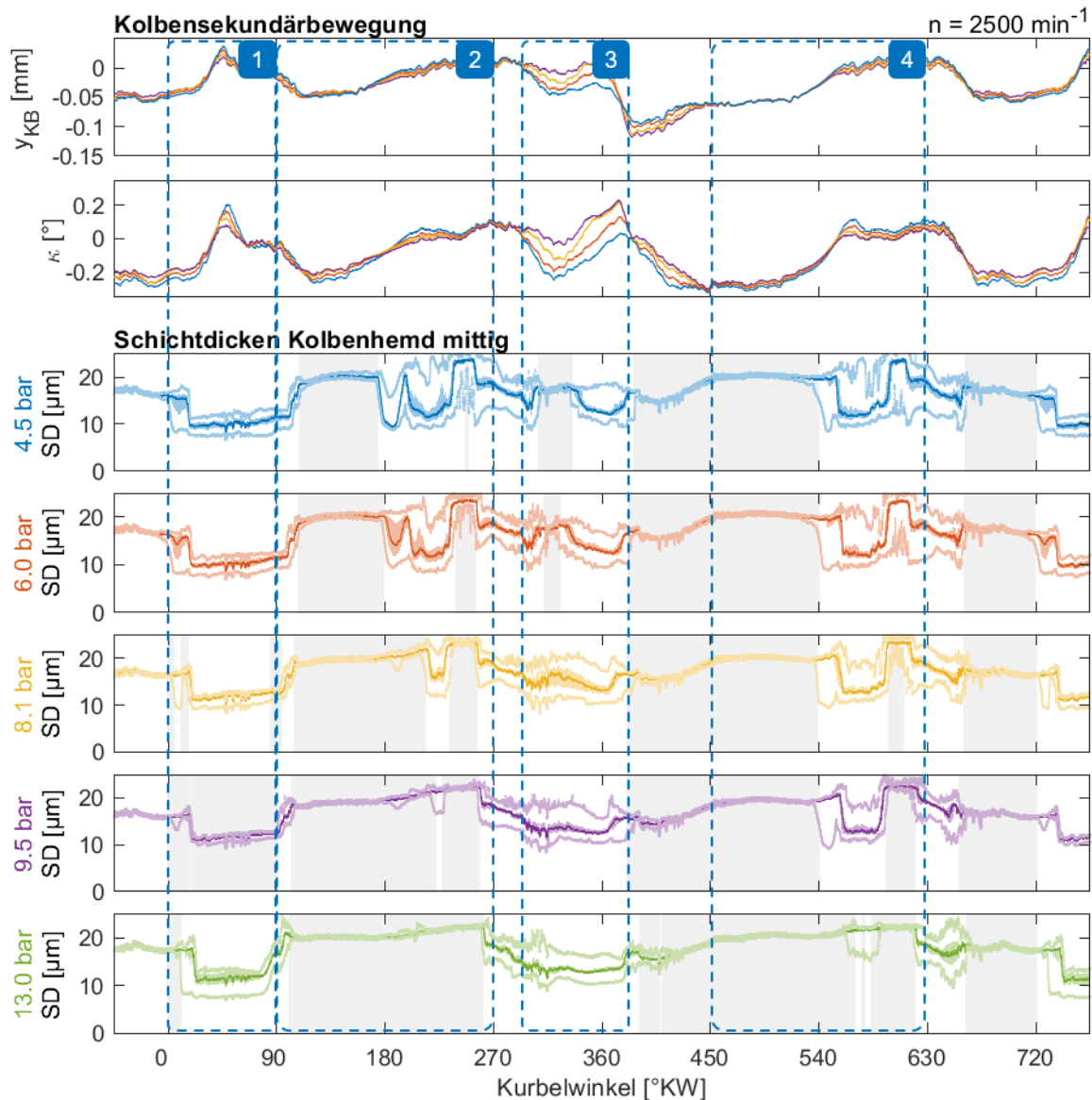


Abbildung 64. Kolbensekundärbewegung und Schichtdicken in der *Mitte des Kolbenhemdes* bei konstanter Drehzahl von 2500 1/min und variiert Last.

Die Ergebnisse der *Messstelle am Kolbenhemd mittig* sind in Abbildung 64 dargestellt.

Im Bereich 0–90°KW (1) wird der Kolben bei geringen Lasten zur Gegendruckseite hin ausgelenkt, was aus dem Ansaugen gegen Unterdruck und den nach oben gerichteten Massenträgheitskräften resultiert.

Im Signalverlauf zeigt sich ein sprunghaft höheres Signal, sobald der Kolben auf der Druckseite anliegt (2). Dies kann darin begründet liegen, dass bei den kolbenfest installierten Lichtleitern vorrangig am Kolben anhaftendes Schmieröl beleuchtet wird und zur gemessenen Fluoreszenz beiträgt. Bei Kontakt zur Buchse wird das Signal durch den reflektierenden Gegenkörper verstärkt.

Nach 90°KW liegen Kolben und Kolbenhemd nun auf der Druckseite an. Es ergibt sich ein gleichmäßiger Schmierfilm. Während der ersten Hälfte des folgenden Verdichtungshubs ab 180°KW löst sich der Kolben bei niedrigen Lasten von der Druckseite der Zylinderbuchse. Dies

erfolgt mit höheren Lasten verzögert, vermutlich bedingt durch das temperaturbedingt engere Laufspiel des Kolbens.

In der zweiten Hälfte des Verdichtungshubes von ca. 300–390°KW (2) ist der Lasteinfluss umgekehrt ausgeprägt: Nur bei niedrigen Lasten legt sich der Kolben massenkraftbedingt kurzzeitig an die Druckseite an. Die belastete Anlage führt zu gleichmäßigen Schichtdicken. Bei höheren Verdichtungsdrücken überwiegt der Effekt der Gaskraft und der Kolben verbleibt auf der Gegendruckseite.

Während des gesamten Arbeitstaktes liegt der Kolben an der Druckseite an. Während der Expansion bis 540°KW ist keine Beeinflussung durch die Motorlast erkennbar.

Der folgende Winkelbereich bis zur Hälfte des Ausschiebehubes 450–630°KW (4) ähnelt dem Bereich von 90–270°KW (2). In der unteren Hälfte des Ausschiebehubes dominieren die Massenkräfte, die Gaskräfte (und die Motorlast) sind nur von untergeordneter Bedeutung.

Während der zweiten Hälfte des Ausschiebehubes 630–720°KW liegt der Kolben stets an der Druckseite an. Anders als während des entsprechenden Verdichtungshubes findet das Ausschieben nur gegen einen geringen Gasdruck statt, so dass sich hier kein sichtbarer Lasteinfluss ergibt.

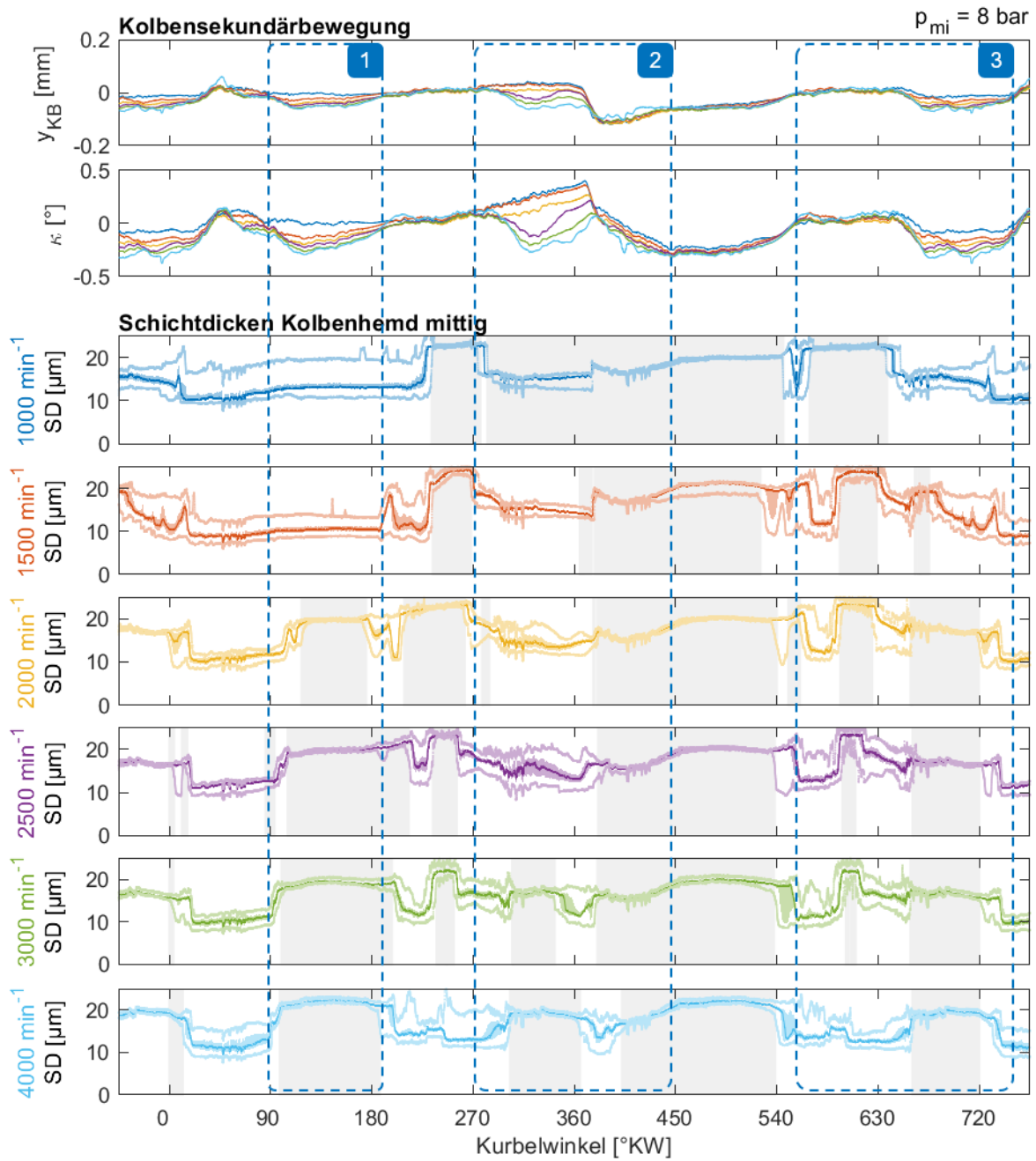


Abbildung 65. Kolbensekundärbewegung und Schichtdicken in der *Mitte des Kolbenhemdes* bei konstantem Mitteldruck von 8 bar und variierter Drehzahl.

Dieselbe Messstelle ist in Abbildung 65 hinsichtlich des Drehzahleinflusses ausgewertet. Auch an dieser Messstelle zeigt sich – ähnlich der Messstelle am Kolbenhemd oben – eine Änderung der gemessenen Ölschichten während des Ansaugens 90–180°KW (1), Verdichtens 270–360°KW (2) und Ausschlebens 540–720°KW (3) mit steigender Drehzahl durch die geänderte Kolbensekundärbewegung.

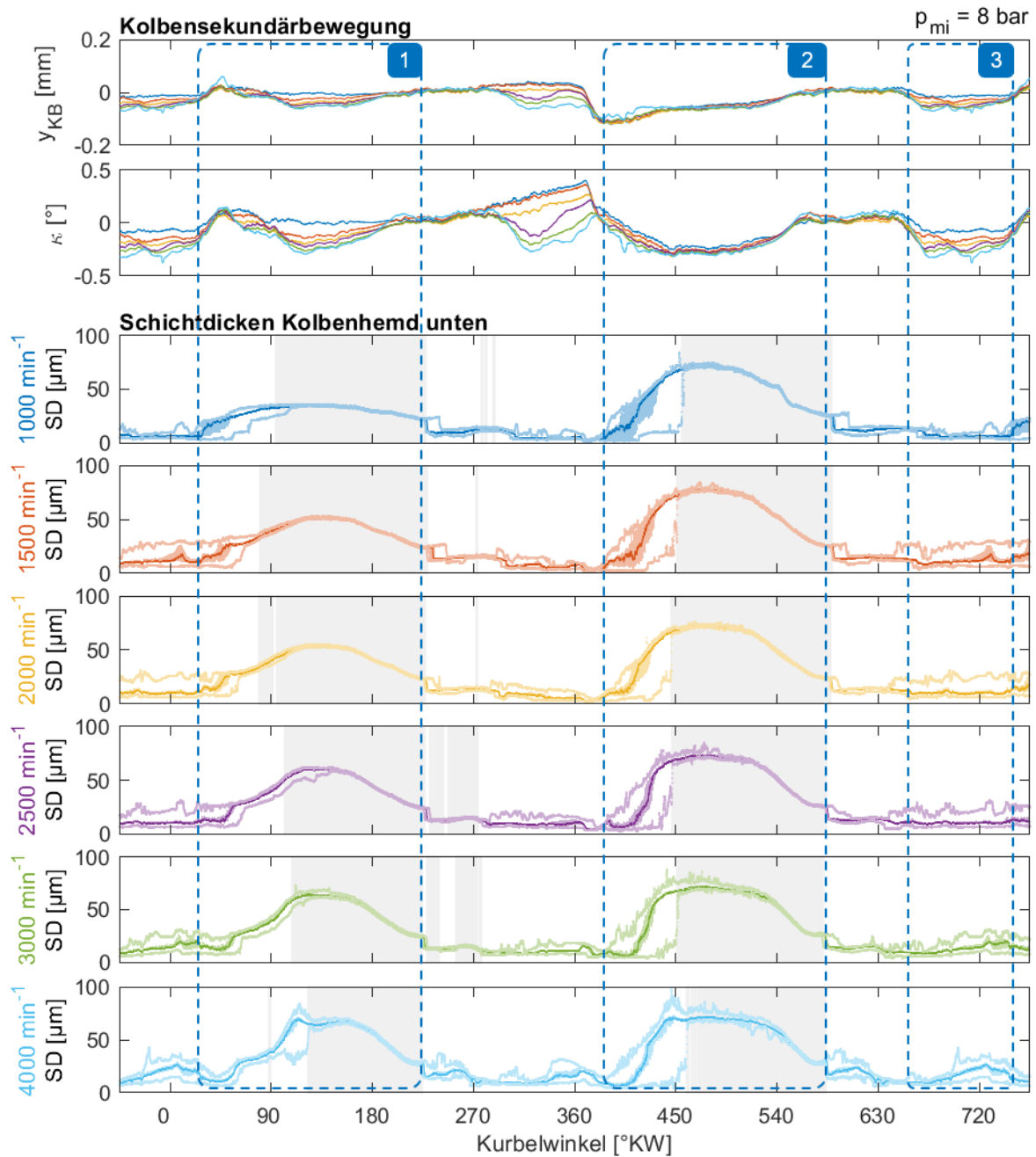


Abbildung 66. Kolbensekundärbewegung und Schichtdicken am *Kolbenhemd unten* bei konstantem Mitteldruck von 8 bar und variierter Drehzahl.

Am Kolbenhemd unten wird bei Betrachtung der Drehzahlvariation (Abbildung 66) mit stärkerer Verkippung des Kolbens zur Druckseite während des Ansaugtaktes von 0–180 $^\circ\text{KW}$ (1) auch ein späteres Ansteigen des Ölfilmes erkennbar. Die Ölschichtdicke wächst während des Ansaugtaktes mit steigender Motordrehzahl an. Dies ist jedoch ausschließlich auf die angebotene Spaltweite mit der geänderten Sekundärbewegung zurückzuführen (der Kolben kippt bei höheren Drehzahlen stärker in Richtung Druckseite), nicht auf einen hydrodynamischen Effekt. Im Vergleich dazu sind nämlich im Arbeitstakt bei 450–540 $^\circ\text{KW}$ (2) die maximalen Schichtdicken unabhängig von der Drehzahl. Hier ist auch die Kolbensekundärbewegung für alle Drehzahlen gleich. Auch während der zweiten Hälfte des Ausschobetaktes ca. 630–720 $^\circ\text{KW}$ (3) führt ein mit der Drehzahl stärkeres Verkippen zu einer Zunahme des Ölangebotes. Allerdings

ist der Spalt am Kolbenhemd unten während der Aufwärtsbewegung in diesem Kurbelwinkelbereich nicht vollständig gefüllt.

Bei einer Lastvariation zeigen sich an dieser Messstelle nur geringe Unterschiede (im Anhang dargestellt in Abbildung 91, S. 147).

Da die Ölschichtdicken also vorrangig durch die zur Verfügung stehenden Spaltweiten vorgegeben werden, ist in Abbildung 67 ein Vergleich einer Abstandsmessung mit den gemessenen Ölschichtdicken dargestellt. Gezeigt ist ein Betriebspunkt mittlerer Last (6 bar) und Drehzahl (2500 1/min).

Für die Abstandsmessung wurde das Signal des am Kolbenhemd verbauten Wirbelstromsensors am Messkolben 1 verwendet. Dabei zeigt sich eine weitgehende Übereinstimmung der gemessenen Ölschichtdicke mit der Abstandsmessung. Nur im Bereich des OT von ca. 660–45°KW und 300–400°KW laufen die Messungen deutlich auseinander. Dies sind diejenigen Bereiche, in denen der Kolben am oberen Ende seiner Bewegungsbahn unterstützt durch den Kolbenbolzenversatz zur Gegendruckseite hin verkippt. In diesen Bereichen findet nur noch eine langsame Bewegung des Kolbens statt, so dass nicht in gleichem Maß mit der Vergrößerung des Spaltes auch Öl in den Schmierspalt eingebracht wird.

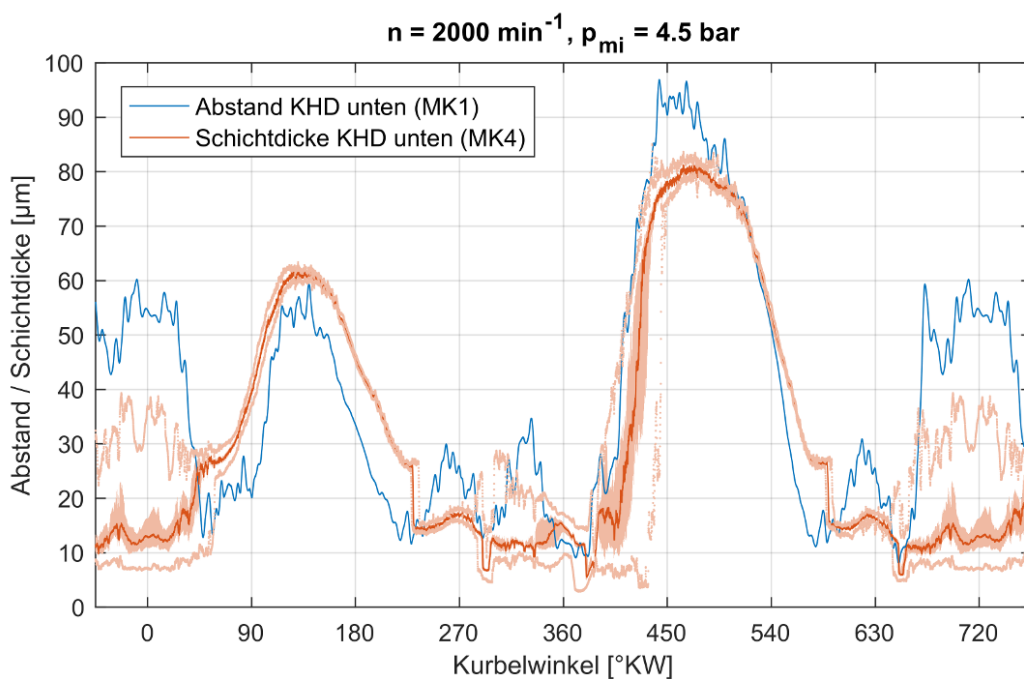


Abbildung 67. Vergleich von Abstands- und Schichtdickenmessung am Kolbenhemd ($n = 2500 \text{ 1/min}$, $p_{mi} = 6 \text{ bar}$).

Als Fazit der Untersuchungen am Kolbenhemd bleibt festzuhalten: Die Kolbensekundärbewegung und thermische Dehnung des Kolbens bilden eine elementare Grundlage für die Bestimmung der resultierenden Schmierspaltweiten und Ölschichtdicken. Größere Schmierspaltweiten sind oft nicht vollständig gefüllt mit breiter stochastischer Verteilung. Für die Simulation und Messung müssen sehr viele Arbeitsspiele aufgezeichnet werden, um eine repräsentative Aussage treffen zu können. Die Bestimmung einer mittleren Schichtdicke ist unter Umständen nicht geeignet, um dies nachzustellen.

5.4.2.3 Ölhaushalt in den Ringnuten

Am Messkolben 2 konnten zusätzlich zu den Lichtleitermessungen im Ringsteg- und Kolbenhemdbereich auch einzelne Messungen mit in den Ringnuten endenden Lichtleitern aufgezeichnet werden. Durch die verdeckte Lage im Kolben konnte diese Messstelle nicht kalibriert werden, es ist also nur eine qualitative Aussage möglich.

Für die Simulation des Ölhaushaltes am Kolben ist dabei vorrangig interessant, welche Ölfüllungsgrade sich in den Kolbenringnuten im Betrieb ergeben. In den meisten Betriebspunkten zeigt sich dabei nur ein sehr geringes Signal, was darauf hindeutet, dass sich gar keine Füllung aufbaut und die Oberflächen nur von Öl benetzt werden.

Dabei hängt die Intensität nicht allein vom gewählten Motorbetriebspunkt ab: So ändern sich die aufgezeichneten Intensitätsverläufe bei konstantem Betriebspunkt stetig, vgl. dazu beispielhaft Abbildung 68. Ebenso konnte im Motorbetriebskennfeld auch kein Trend identifiziert werden.

Mit zunehmender Füllung zeigt sich auch an diesem Signalverlauf eine Auswirkung der Kolbensekundärbewegung, siehe Abbildung 68. Mit einem Verkippen des Kolbens zur Druckseite taucht der Kolbenring weiter in die Nut ein und bewegt dabei Öl vor die Messstelle (um 480 und 680 °KW). Dieser Signalanstieg ist während des Ansaugtaktes trotz ähnlicher Kolbensekundärbewegung um 120°KW nicht zur erkennen. Eine mögliche Erklärung dafür könnte sein, dass bedingt durch den Unterdruck während des Ansaugtaktes zyklisch Öl aus der Ringnut 2 auf den Ringsteg 1 ausgetragen wird.

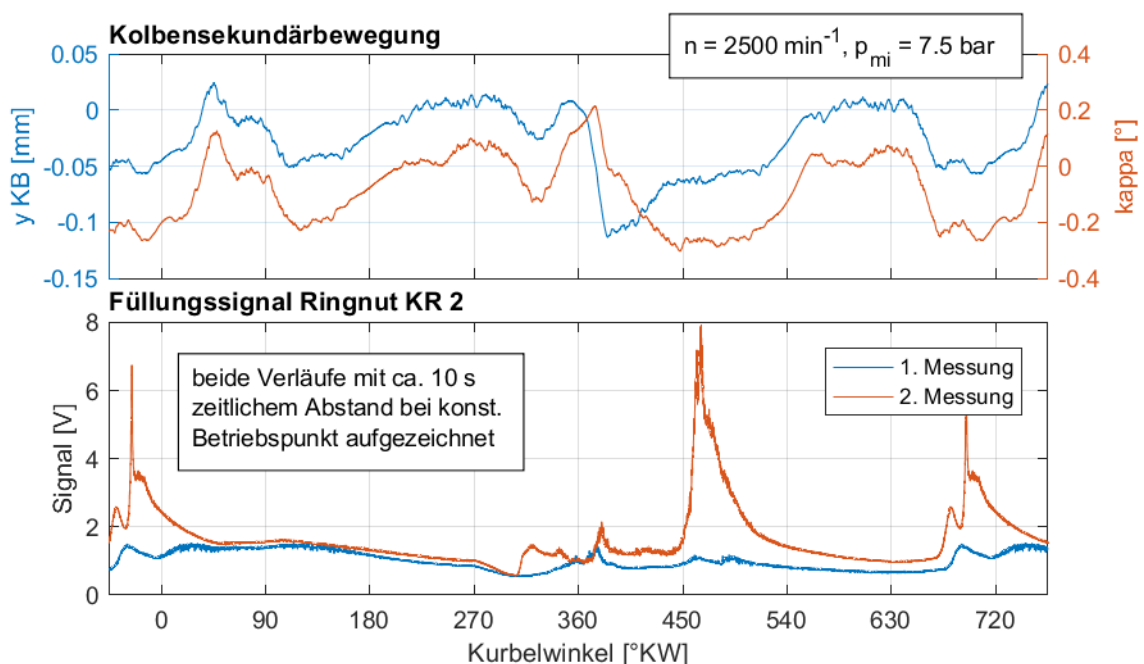


Abbildung 68. Beispielhaft ausgewähltes Fluoreszenzsignal zur Bestimmung des Füllungsgrades in der zweiten Ringnut am Betriebspunkt 2500 1/min und 7,5 bar Mitteldruck.

5.4.3 Messungen im wechselnden Betrieb

Die bisher gezeigten Messungen – mit Ausnahme des Abschnittes 5.3.2 – zeigen Messdaten bei konstanten Betriebsbedingungen. Im realen Betrieb hängt der Ölverbrauch eines PKW-Motors aber ganz besonders auch von instationären Effekten ab. So wird im geschleppten

Betrieb bei (teilweise) geschlossener Drosselklappe der Öltransport in Richtung Brennraum durch den sich bildenden Unterdruck im Ansaugtakt unterstützt, Öl wird in die Kolbengruppe hochgesaugt. Dieses Öl wird mit wiedereinsetzender Last teilweise wieder aus dem Ringpaket verdrängt.

5.4.3.1 Messablauf

Am Prüfstand wird zunächst ein Betriebspunkt – hier stets bei 2000 1/min und 6 bar Mitteldruck – angefahren und gehalten. Gleichzeitig mit dem Unterbrechen von Einspritzung und Zündung wird ein Messschrieb gestartet. Das Messsystem schreibt dabei ausgewählte, kurbelwinkelsynchron abgetastete Kanäle in voller Auflösung auf die Festplatte mit, was im Folgenden auch als Fastlog bezeichnet wird.

Nach etwa einer Minute geschlepptem Betrieb werden Einspritzung und Zündung wieder zugeschaltet, wobei sich der ursprüngliche Betriebspunkt wiedereinstellt. Die Drosselklappe befindet sich für den ganzen Verlauf der Messung in einer konstanten Stellung bei 16,8°.

Abbildung 69 zeigt den stationär gemessenen Verlauf der Kolbensekundärbewegung beider Betriebszustände.

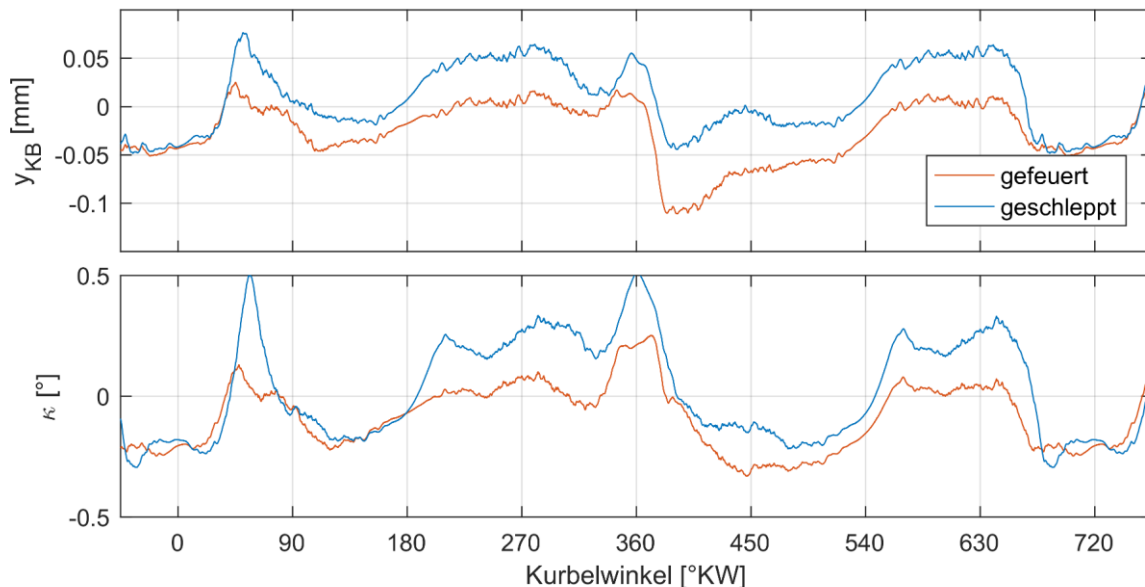


Abbildung 69. Kolbensekundärbewegung am betrachteten Betriebspunkt bei 2000 1/min und gefeuert mit 6 bar Mitteldruck bzw. geschleppt.

5.4.3.2 Signal Zylinderbuchse

Die so gewonnenen Daten sind in Abbildung 70 dargestellt. Dabei entspricht jede Zeile an Bildpunkten genau einem Arbeitsspiel des Motors. Zusätzlich sind im oberen Diagramm die mittleren Verläufe (der Medianwert) der Ölschichtdicke für beide Betriebszustände aufgezeichnet. Diese Darstellungsform wurde bereits in Abschnitt 5.4.1 näher erläutert. Für die Messungen von Zylinderseite sind auch hier zur erleichterten Orientierung die Bereiche des Kolbens dargestellt, die sich gerade vor dem Lichtleiter befinden.

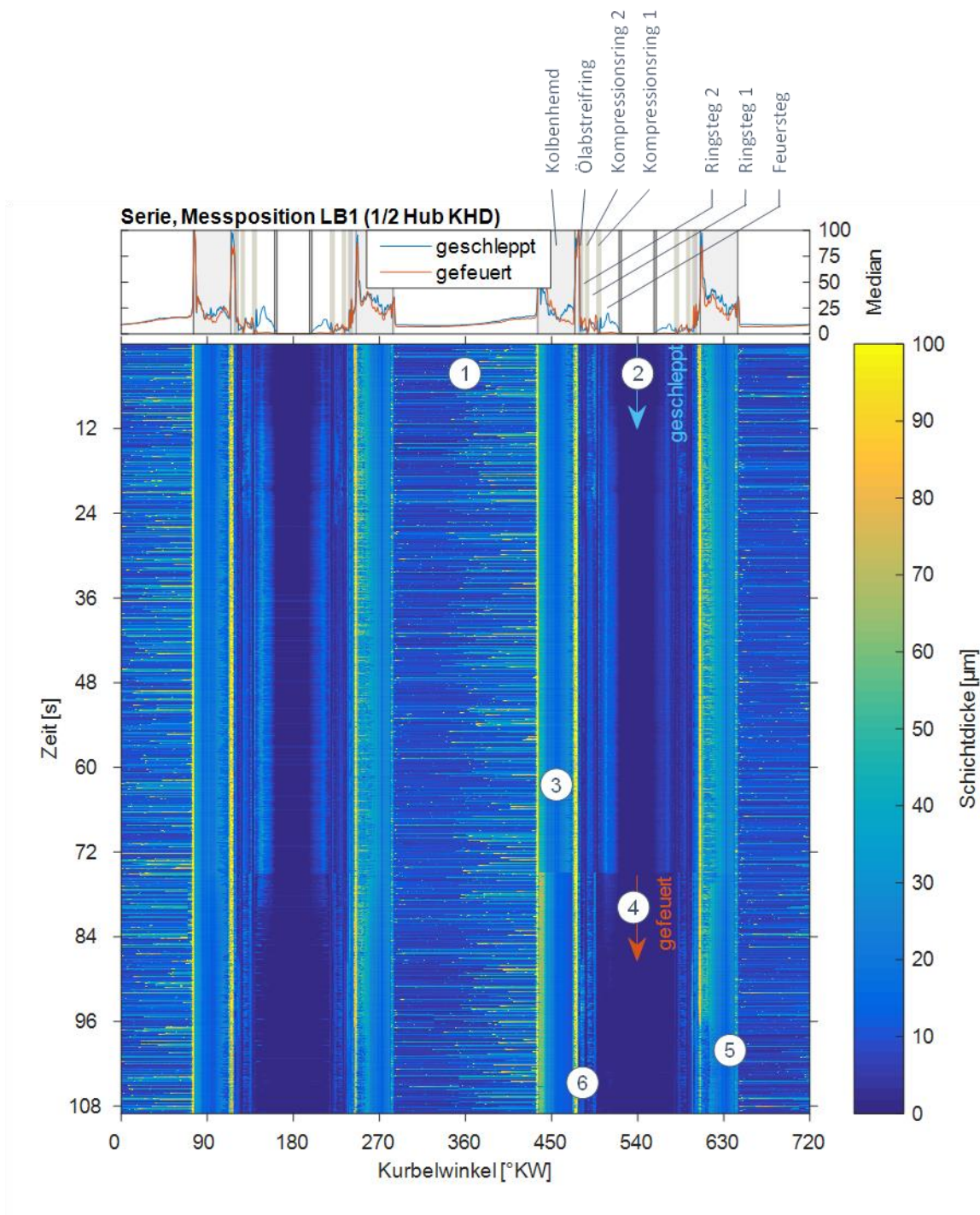


Abbildung 70. Kontinuierlicher Messschrieb der Ölfilmdicke an der Messposition LB1.

- (1) Zu erkennen ist die starke Streuung der Ölschichtdicken unterhalb des Kolbens. Die Versorgung der Laufbuchse mit frischem Öl durch die Kurbelwelle erfolgt stochastisch weit verteilt und etwa zum Zeitpunkt der oberen Totpunktlagen des Kolbens.
- (2) Oberhalb des Kolbens ist nahezu kein Öl nachweisbar. Lediglich am Ende des Ansaugtaktes um 180°KW zeigen sich nach einiger Zeit des Schleppbetriebes vereinzelt feine Linien.

Am Feuersteg sammelt sich im Saugbetrieb zügig (innerhalb von 10-15 Sekunden) Öl an, das durch das Ringpaket dorthin transportiert wurde. Der beobachtete Ölfilm ist im

Arbeitstakt etwas gleichmäßiger als im Ansaugtakt. Dies könnte darauf hindeuten, dass die Versorgung des Feuersteges mit Öl in Tröpfchenform im Ansaugtakt stattfindet, was auch mit Blick auf die vorherrschenden Druckverhältnisse plausibel erscheint.

- (3) Am Kolbenhemd stellen sich im geschleppten Betriebszustand zunächst Schichtdicken entsprechend der Balligkeit des Kolbenhemds ein. Dabei sind die Schichtdicken nur im konvergenten (zuströmenden) Teil konstant, im divergenten Teil zeigen sich starke Schwankungen, die auf nicht vollständige Füllung des zur Verfügung stehenden Spaltes hindeuten. Mit einsetzender Verbrennung ändert sich die Kolbensekundärbewegung, der Kolben ist zum Zeitpunkt des Passierens der Messstelle bei etwa 450°KW stark zur Druckseite hin gekippt. Dementsprechend zeigt sich an der zunächst überfahrenden Unterkante ein besonders großer Schmierspalt, der vollständig gefüllt ist. Ebenso auf die geänderte Kolbensekundärbewegung zurückzuführen ist der geringe zeitliche Versatz der Signale im Arbeitstakt.
- (4) Öl dampft vom Feuersteg ab, mit zunehmender Temperatur am Feuersteg wird auch der Fluoreszenzfarbstoff inaktiv. Öl wird aus dem Ringpaket verdrängt. Bei Einsetzen der Verbrennung wird es innerhalb von etwa 5 Sekunden aufgebraucht.
- (5) Es bildet sich ein Ölreservoir oberhalb des Kolbenhemdes. Die Funktion des Ölabbstreifringes ist deutlich erkennbar: in der Abwärtsbewegung streift er Öl in dieses Reservoir ab. In der folgenden Aufwärtsbewegung versorgt dieses abgestreifte Öl das Kolbenhemd. Im gefeuerten Betrieb ist erkennbar, dass Öl aus dieser Reserve durch Blow-by verdrängt wird, oder der weitere Zufluss durch den thermisch gedehnten Kolben stärker behindert wird.
- (6) Im Bereich des Ringsteg 1 zeigt sich mit einsetzender Verbrennung eine deutlich erhöhte Abstreifwirkung des Kompressionsring 1. Diese ist vermutlich auf den zusätzlichen Anpressdruck aus der Gaskraft zurückzuführen. Öl, das vom Kompressionsring 1 abgestriffen wird, fließt oben auf den Ringsteg 1 und ist dort auch während der Ladungswechselphase sichtbar. Im geschleppten Betrieb stellt sich ein anderer Signalverlauf am Ringsteg 1 ein, bei dem Öl vorrangig in der Mitte des Steges nachgewiesen wird. Wie aus Abbildung 69 hervorgeht, liegt der Kolben im gefeuerten Betrieb im Arbeitstakt enger an der Druckseite an, die Spaltweite zwischen Kolben und Buchse ist im gefeuerten Zustand also kleiner.

Am Ringsteg 2 lässt sich in diesem Messschrieb nur im gefeuerten Betrieb bei etwa 90 s ein höheres Signal erkennen. Dies kann jedoch nur schwer gedeutet werden, da hier am Kolben durch den radialen Rückstand und die Fase oben am Ringsteg 2 ein Puffervolumen gebildet wird, das nicht im linearen Messbereich der LIF-Sonde liegt. Der Kompressionsring 2 verfügt an seiner Kante auch über eine Hinterschneidung, die den Abtransport des Öles von der Buchse in dieses Volumen hinein unterstützt.

In Abbildung 84 S. 124 sind nochmals vergrößerte Signalverläufe des Ringpaketes im Arbeitstakt gezeigt.

5.4.3.3 *Signal Kolbenseitig*

Im Folgenden sind auch kolbenseitig gemessene Ölschichtdicken in ähnlicher Form aufgetragen. Diese wurden synchron zur laufbuchsenseitigen Messung aufgezeichnet. Dabei seien zunächst die Ringstegbereiche betrachtet.

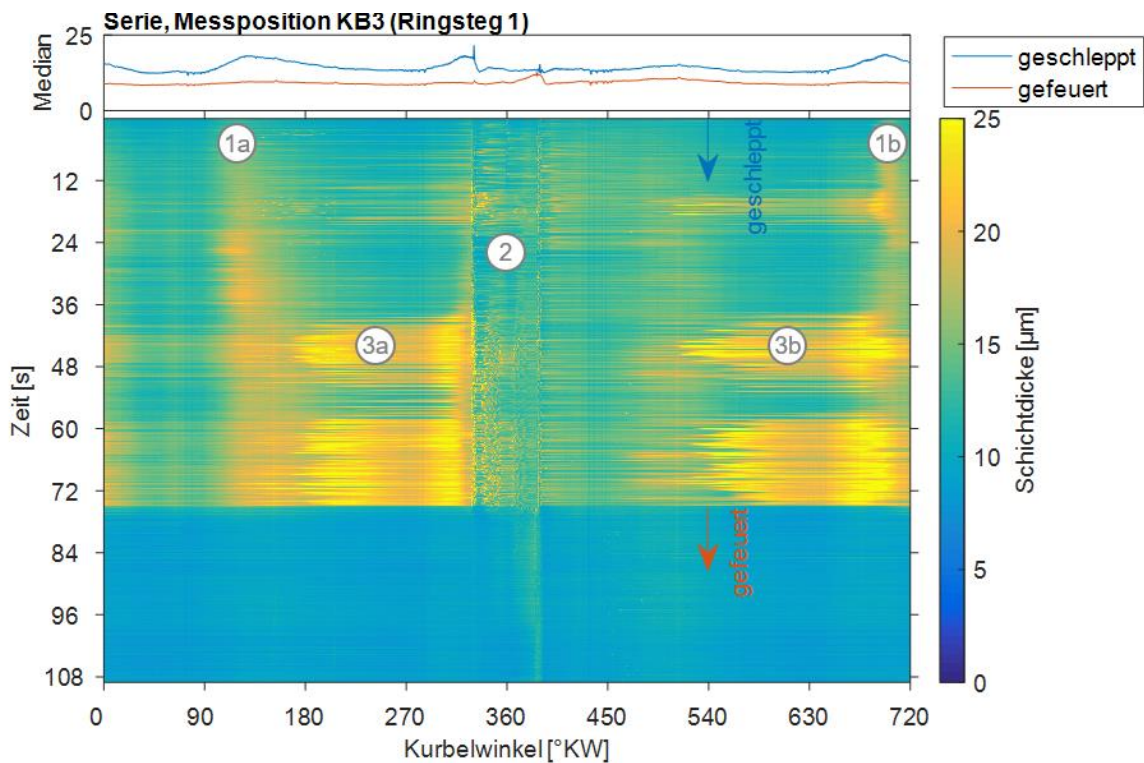


Abbildung 71. Kontinuierlicher Messschrieb der Ölfilmdicke am Ringsteg 1.

Wie auch schon von der Laufbuchsen­seite aus beobachtet wurde, sammelt sich am ersten Ringsteg während des Schlep­p­betrie­bes eine größere Ölmenge an, siehe Abbildung 71. Dabei stellt sich aber nicht über den gesamten Ringsteg eine konstante Schichtdicke ein.

Nach 90°KW und um 720°KW (Markierungen 1a und b) zeigen sich früh Bereiche erhöhten Signales. Zu diesen Zeitpunkten ist der Kolben gerade zur Druckseite hin gekippt, vgl. dazu Abbildung 69, S. 108. Durch die Kolbensek­und­är­be­we­gung nähert sich also der Ringstegbereich an die Zylinderwand an und Reflektionen an der Zylinderbuchse oder sich dort befindliches Öl führen zu einer Zunahme der gemessenen Ölschichtdicke.

Umgekehrt ist im Bereich um den ZOT (360°KW , 2) die Kippbewegung des Kolbens zur Gegendruckseite hin erkennbar. Der Kolben löst sich von der Zylinderbuchse, wodurch der zunächst gefüllte Spalt zwischen Buchse und Kolben getrennt wird und vermutlich auf beiden Flächen eine dünnere Ölschicht zurückbleibt. Um die Totpunkt­lage wird dieser Spalt auch nicht durch eine Relativbewegung zwischen Kolben und Buchse wieder gefüllt. Auch während des Ansaugtaktes um 60°KW wechselt der Kolben kurz auf die Gegendruckseite. Dies führt auch hier ebenso zu einem verminderten Signal. Allerdings sind die „Flecken“, die sich um (2) bei der Ablösung bilden, nicht zu erkennen, vermutlich, weil sich der Kolben hier in Relativbewegung zur Zylinderbuchse befindet. Zu dieser Musterbildung sei auch auf Wigger et al. [49] S. 50, verwiesen. Hier zeigen sich an einem mit Saphirfenster versehenen Motor verästelte Muster in der Ölschicht an der Kolbenauflfläche während des Ablösevorgangs um den ZOT, ähnliche „farnartige“ Muster beschreibt auch bereits Przesmitzki [79] S. 199–201.

Während der Aufwärtsbewegung in Verdichtungs- ($180\text{--}360^\circ\text{KW}$, 3a) und Ausschietakt ($540\text{--}720^\circ\text{KW}$, 3b) ist der Kolben zur Gegendruckseite gekippt. Dies könnte erklären, warum hier ein Signalanstieg erst nach längerem geschleppten Betrieb beobachtet werden kann, nämlich dann, wenn sich der entstehende Hohlraum zwischen Ringsteg auf Höhe der Messstelle vollständig gefüllt hat.

Unmittelbar nach dem Einsetzen der Verbrennung wird das überschüssige Öl verdrängt und es bleibt nur ein über dem Arbeitsspiel relativ gleichmäßiger Film zurück.

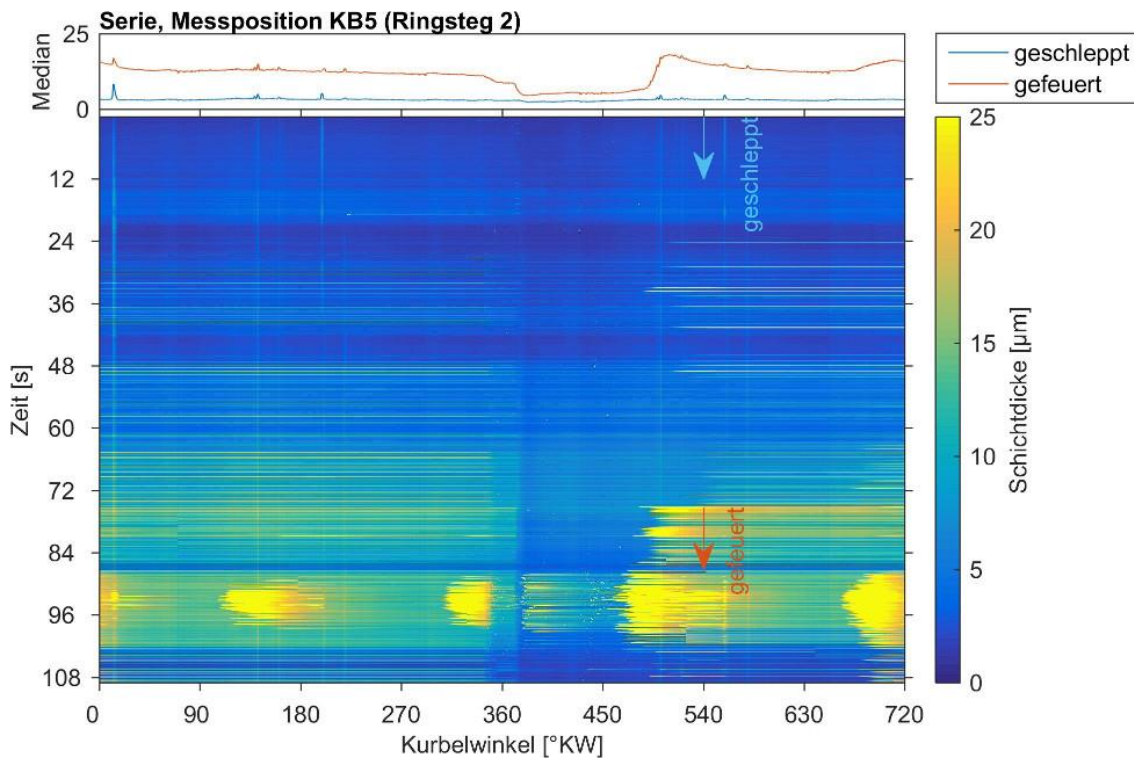


Abbildung 72. Kontinuierlicher Messschrieb der Ölfilmdicke am Ringsteg 2.

Am Ringsteg 2 (Abbildung 72) ist beim Wechsel auf den gefeuerten Betrieb erkennbar, dass insbesondere im Arbeitstakt Öl hinzugefördert wird. Dies deckt sich mit den buchsenseitigen Beobachtungen in Abschnitt 5.4.3.2.

Das erhöhte Signal könnte entweder auf Öl zurückzuführen sein, das durch das Blow-by aus der ersten Ringnut ausgetragen wird bzw. sich von der Unterkante des ersten Ringes löst. Oder andererseits kann auch durch den einsetzenden Verbrennungsdruck der Anpressdruck des ersten Ringes erhöht werden, wodurch die Abstreifwirkung unterstützt wird. Ebenso wäre es möglich, dass die geänderte Kolbensekundärbewegung im gefeuerten Betrieb das Puffer-
volumen zwischen Ölabstreifring und Kolbenhemd effektiv verkleinert, so dass von hier aus kurzzeitig ein erhöhtes Ölangebot besteht.

Ab etwa 86 s und bereits wieder im gefeuerten Betrieb ist ein ähnliches Muster im LIF-Signal erkennbar, wie es bereits in Abbildung 61, S. 98 am Ringsteg 2 erklärt wurde: Vor der Mess-
stelle bewegt sich – bedingt durch die oszillierenden Massenkräfte – ein Öltropfen auf und ab.

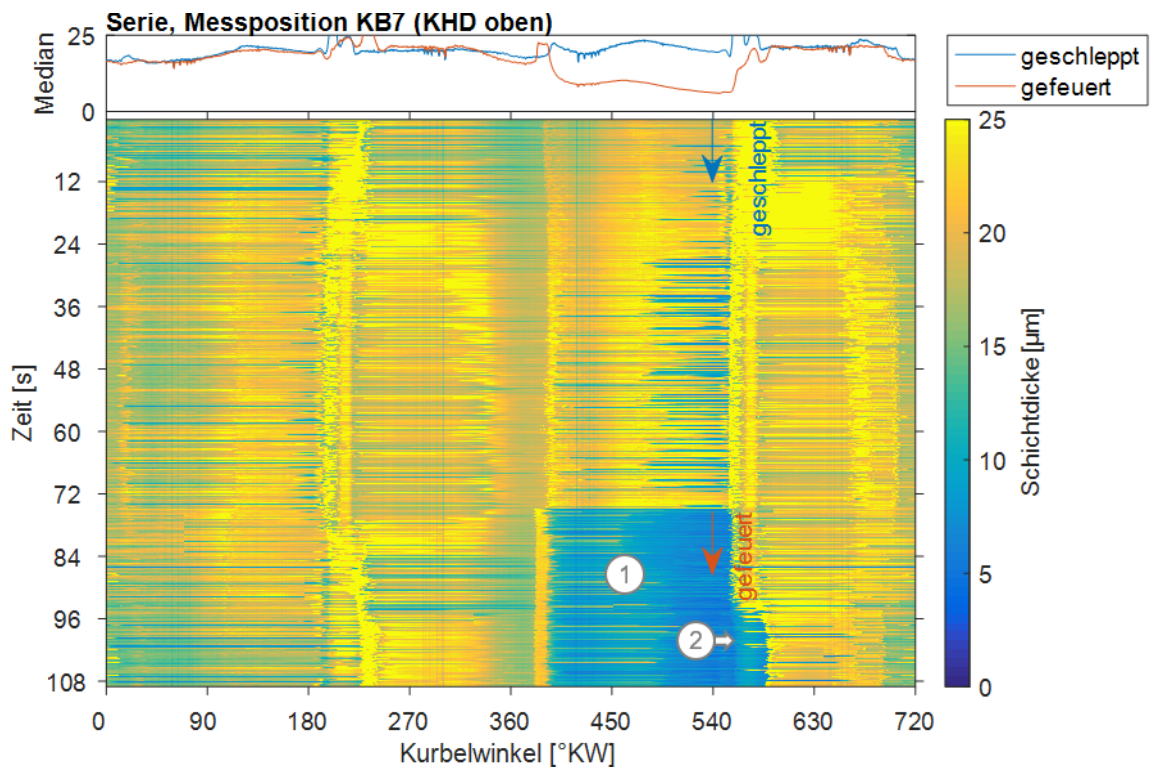


Abbildung 73. Kontinuierlicher Messschrieb der Ölfilmdicke am Kolbenhemd oben.

An der Kolbenhemdposition oben zeigt sich in Abbildung 73 ein relativ gleichmäßiges Bild mit großen Schmierfilmdicken. Im lastfreien, geschleppten Betrieb ergibt sich durch die Balligkeit des Kolbenhemds an dessen oberem Ende ein Volumen. Dieses wird insbesondere in der Aufwärtsbewegung des Kolbens durch das vom Ölabstreifring abgeschobene Öl gefüllt. Wie bei allen größeren Spalten zeigen sich aber auch hier starke stochastische Schwankungen von Arbeitstakt zu Arbeitstakt.

Beim Wechsel in den gefeuerten Betrieb führt im Arbeitstakt das jetzt deutliche Verkappen des Kolbens zur Druckseite hin zum Kontakt des oberen Kolbenhemds mit der Laufbuchse und damit auch nur in diesem Arbeitstakt zu dünneren Schmierfilmen (1).

Kurz nach der 96 s-Marke (2) ergibt sich im gefeuerten Zustand nochmals eine Änderung im Signal, wobei nun bis in die Aufwärtsbewegung hinein deutlich weniger Öl am Kolbenhemd oben nachweisbar ist. Dies wird auch durch die lafbuchsenseitige Messung (Abbildung 70, Markierung 5) im Aufwärtshub bestätigt. Das Ölangebot am Kolbenhemd ist hier verringert. Eine Ursache dafür kann nicht eindeutig ermittelt werden. Ausschlaggebend könnte die thermische Ausdehnung des Kolbens sein.

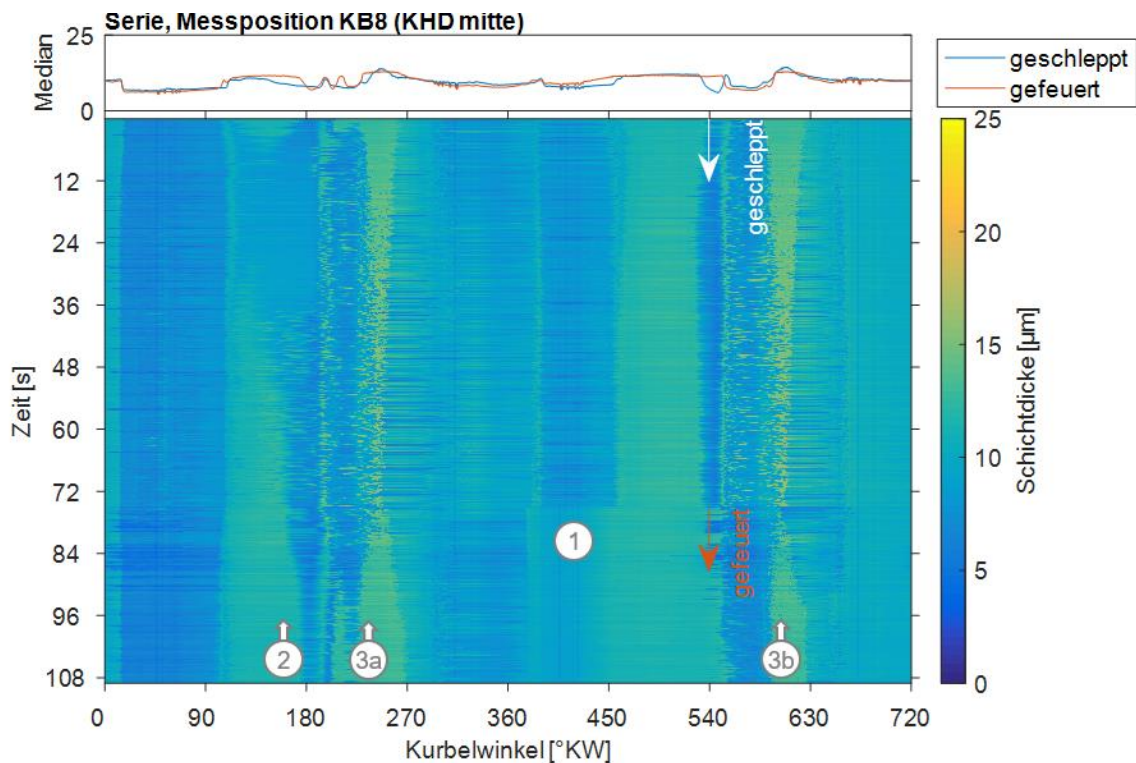


Abbildung 74. Kontinuierlicher Messschrieb der Ölfilmdicke am Kolbenhemd unten.

An der mittleren Position des Kolbenhemdes (Abbildung 74) zeigen sich weitgehend konstant mittlere Schichtdicken. Im Signalverlauf sind bei Wechsel vom geschleppten in den gefeuerten Betrieb sofortige Auswirkungen sichtbar, vor allem im Arbeitstakt (1).

In den übrigen Takten passt sich der Signalverlauf bei Wechsel des Betriebszustandes zeitlich verzögert an. So sind je nach Betriebszustand – geschleppt oder gefeuert – unterschiedliche Signale beim Wechsel vom Ansaugtakt in den Verdichtungsstakt (180°KW , 2) zu erkennen. Am UT kippt der Kolben von der Druckseite zur Gegendruckseite, wobei der Effekt im geschleppten Betrieb stärker ausgeprägt ist.

Ein Unterschied ist auch jeweils in der Aufwärtsbewegung des Kolbens auszumachen ($180\text{--}270^\circ\text{KW}$ und $540\text{--}630^\circ\text{KW}$, 3a und b). Im geschleppten Zustand ist das Signal außerdem unregelmäßiger und niedriger, deutet also auf einen ungefüllten Spalt zwischen Kolben und Buchse hin. Hier führt der Kolben nur im geschleppten Zustand eine deutliche Bewegung in Richtung der Gegendruckseite aus. Der unterschiedliche Bewegungsablauf liegt dabei allein in der trägen, thermischen Dehnung des Kolbens begründet. Anders als im Arbeitstakt reagiert dabei das LIF Signal hier deshalb nur mit einer Verzögerung von ca. 20 s auf die geänderte Last.

5.4.3.4 Phänomen: Passieren der Ringstöße

Die Kolbenringe können sich für sämtliche durchgeführte Untersuchungen frei drehen. Aus Gründen des Aufwandes und der Sicherheit wurden aber nicht für alle Untersuchungen auch die radioaktiv markierten Proben verwendet. Im Rahmen einer Vorspannungsuntersuchung am Ölabbstreifring konnten dennoch anhand der Ölschichtdickenmessung Effekte beobachtet werden, die mit großer Sicherheit auf das Passieren des Ringstoßes am Verdichtungsring 2 zurückzuführen sind. Abbildung 75 zeigt den Messschrieb der Ölschichtdickenmessung an

den Ringstegen 1 und 2. Bei 32 s bewegt sich der Ringsteg genau zwischen den beiden Messstellen. Hier ist ein lokales Minimum der Ölschichtdicken sichtbar, weil hier durch den Ringstoß Blow-by Gas hindurchtritt und dabei das Öl vor den Messstellen entfernt. Der Ringstoß selbst ist also nicht ölgefüllt. In den angrenzenden Bereichen ist ein deutlicher Anstieg des Fluoreszenzsignales sichtbar. Das Blow-by Gas transportiert Öl über den Ringstoß hinweg.

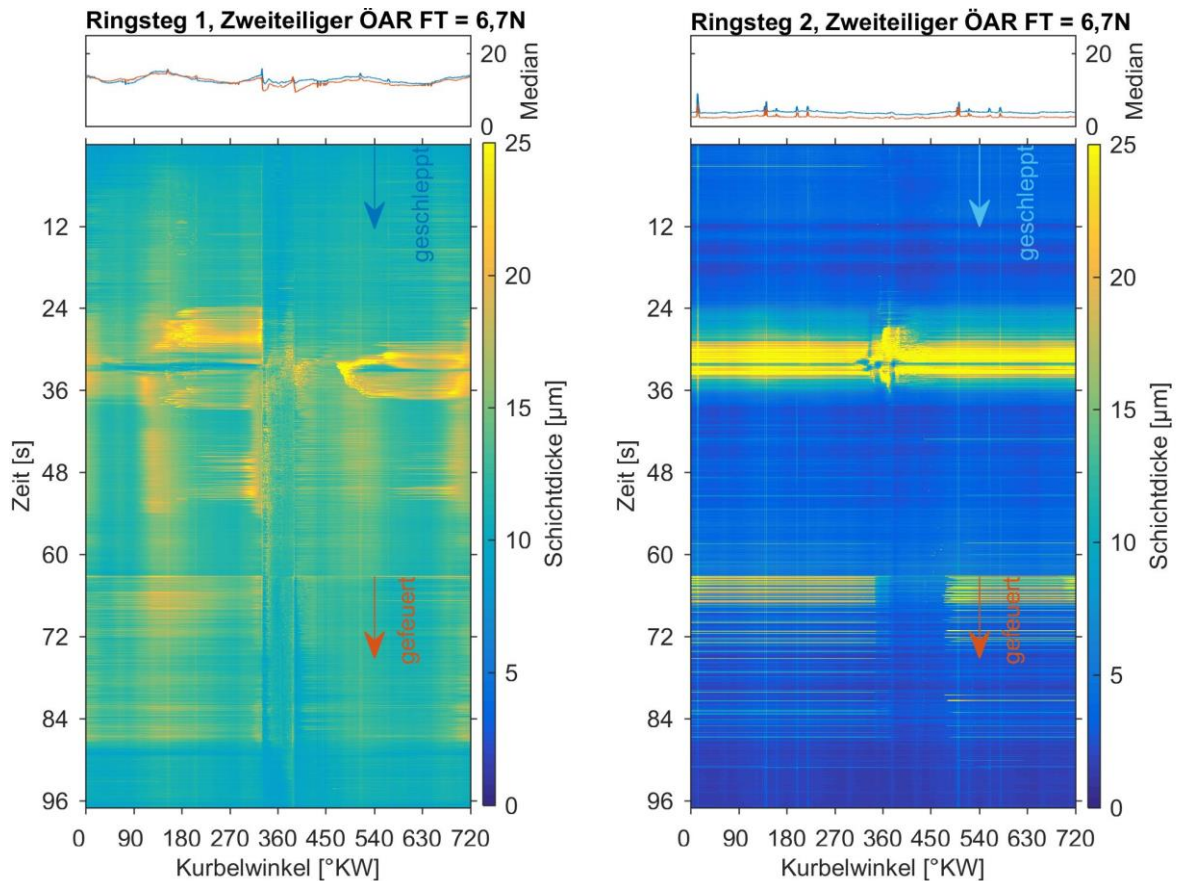


Abbildung 75. Kontinuierlicher Messschrieb der Ölfilmdicke an beiden Ringstegen zeigt das Passieren des Ringstoßes am Kolbenring 2.

Einige Sekunden später, bei etwa 38 s, ist in ganz ähnlicher Form das Durchtreten des Ringstoßes auch von der Buchsenseite aus zu beobachten, Abbildung 76. Ebenfalls dargestellt sind der zeitliche Verlauf der Blow-by Messung sowie der am Ringsteg 1 auftretende Spitzenwert. Beide zeigen jedoch keinen Effekt.

Die kolbenseitigen Messstellen sind zu den buchsenseitigen um 11° um den Umfang verdreht angeordnet, um eine gegenseitige Beeinflussung der Messung auszuschließen. Deshalb kommt es zu einem zeitlichen Verzug zwischen dem Effekt am Kolben und an der Buchse.

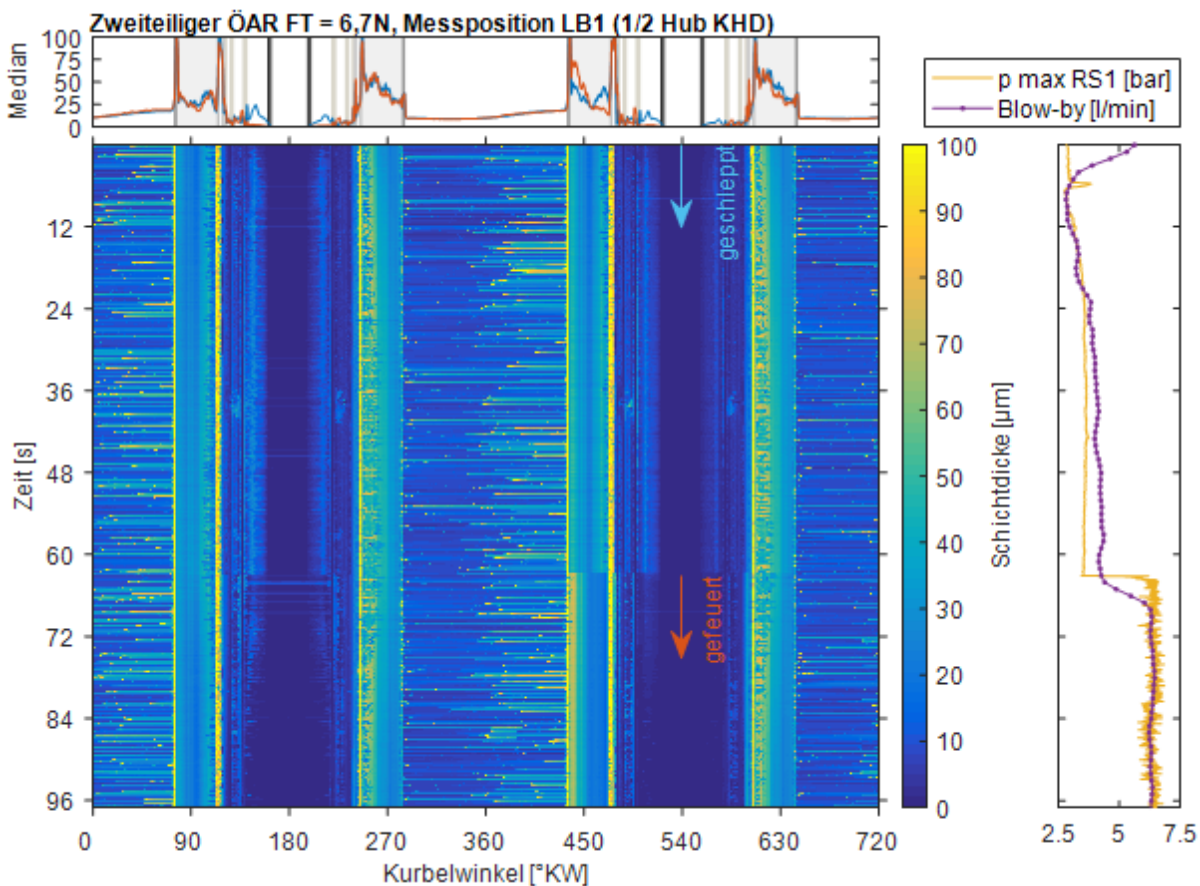


Abbildung 76. Kontinuierlicher Messschrieb an der Buchse zeigt das Passieren des Ringstoß am Kompressionsring 2. Verlauf der Blow-by Messung und Spitzendruck am Ringsteg 1 sind unauffällig.

In einer weiteren Messreihe wurde der Ringstoß 1 zur Untersuchung der Auswirkungen um 2 mm erweitert, siehe dazu auch Abschnitt 5.5.3. Im Messschrieb sind dabei anhand der kolbenseitigen Messstellen zwei interessante Bereiche festzustellen, Abbildung 77.

Bei 32 s ist ein Bereich deutlich niedrigeren Signales erkennbar, hierbei hält sich vermutlich der vergrößerte Ringstoß des ersten Ringes in der Nähe der Messstelle auf. Durch den lokal erhöhten Blow-by Volumenstrom wird in diesem Bereich des Kolbens zunächst kein Öl angehäuft. An dieser Stelle fehlt auch die abstreifende Wirkung des KR 1, die das Öl vom Brennraum zurückhält.

Unmittelbar nach Eintritt in den gefeuerten Betrieb zeigt sich zweimalig eine Auffälligkeit im Signal an beiden Ringstegen, die vermutlich durch das Passieren des Ringstoßes des zweiten Verdichtungsringes verursacht wird. Am Ringsteg 1 ist hier ein erhöhtes Ölangebot zu erkennen, da lokal die abstreifende Wirkung des zweiten Ringes fehlt.

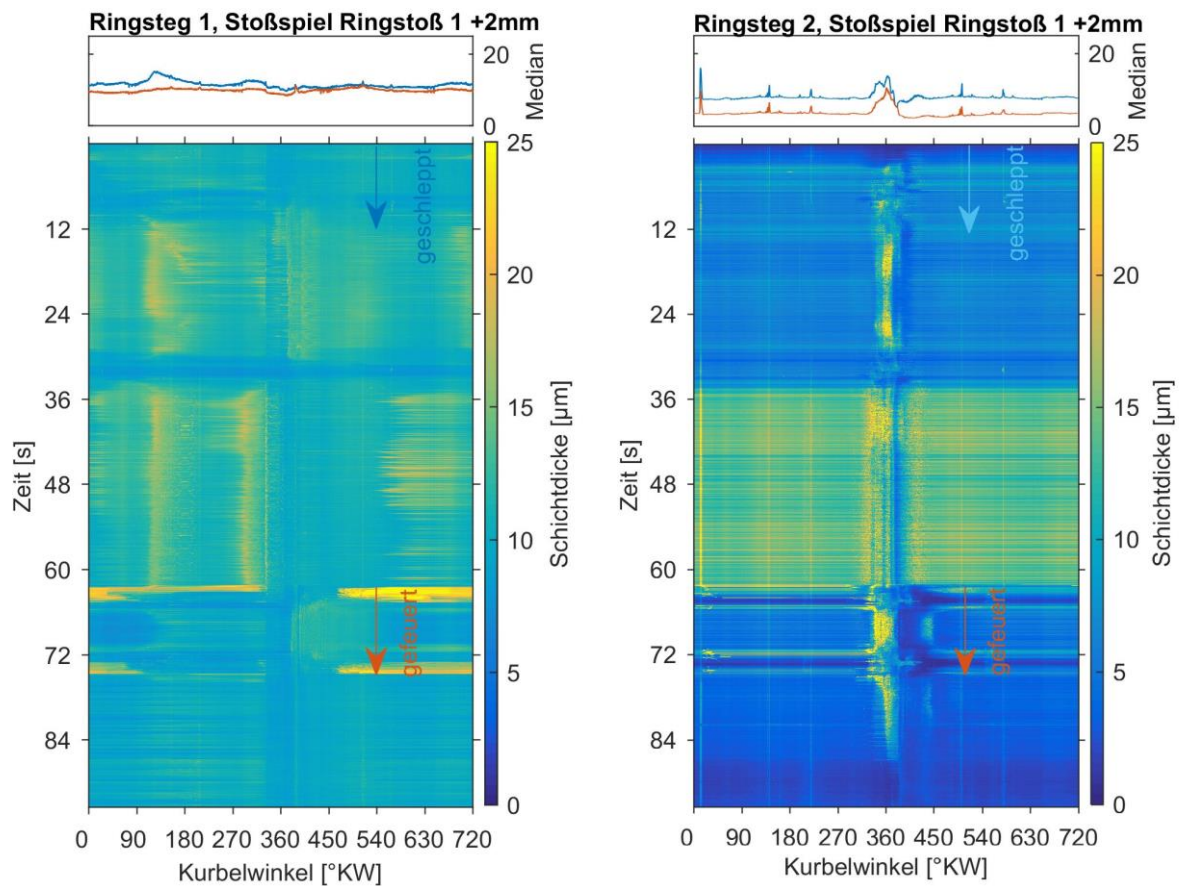


Abbildung 77. Kontinuierlicher Messschrieb der Ölfilmschichtdicke an den Ringstegen bei vergrößertem Ringstoß 1, links Ringsteg 1 und rechts Ringsteg 2.

Als Fazit der dynamischen Messungen bleibt festzuhalten:

- Das Ansammeln und Verbrauchen von Öl im dynamischen Betrieb im Bereich der Ringstege kann mit der Messtechnik gut aufgelöst werden.
- Die Position der Kolbenringstöße zeigt lokal ausgeprägte Effekte auf den Ölhaushalt an den Ringstegen.
- Ein globaler Effekt der Position der Ringstöße auf den Ölverbrauch und das Blow-by konnte nicht nachgewiesen werden.
- Der KR1 übernimmt – trotz seiner balligen Form ohne Abstreifkante – einen relevanten Anteil der Abstreifwirkung des gesamten Ringpaketes.
- Die Kolbensekundärbewegung und das Kolbenspiel beeinflussen das Schmierfilmangebot und die sich einstellenden Schmierfilmdicken erheblich. Dies konnte sowohl für die Ringstegbereiche, als auch für die Ringnuten (weiter oben) sowie insbesondere auch für das Kolbenhemd gezeigt werden.
- Bei Ansammlung von größeren Ölmengen an den Ringstegen „schwappen“ diese massenkraftbedingt auf und ab.

5.5 Abgrenzung von Einflussgrößen

Um Einflussgrößen auf den Ölhaushalt in der Kolbengruppe zu quantifizieren und gegeneinander abzugrenzen, sind im Folgenden einige entscheidende Parameter der Kolbengruppe variiert. Da die Unterschiede mit dem Messkolben und der Messlaufbuchse aufgezeigt werden,

wurden an diesen Komponenten keine Modifikationen durchgeführt, sondern nur an der Ringbestückung.

5.5.1 Einlauf

Zur Inbetriebnahme des Messkolben 4 wurden bereits erste Messungen aufgezeichnet. Als Einlaufprogramm wurde das Kennfeld innerhalb von 90 Minuten einmal abgefahren. Im Vergleich zum Beginn zeigt sich nach erneutem Anfahren der ersten Betriebspunkte vor allem eine verbesserte Druckdichtigkeit des Ringpaketes. Insbesondere unterhalb des ersten Verdichtungsringes sind bei der Wiederholungsmessung deutlich niedrigere Drücke gemessen, siehe Abbildung 78. Dies schlägt sich auch in einem niedrigeren Blow-by-Messwert nieder. Da der Verdichtungsring selbst zuvor schon in anderen Konfigurationen gelaufen war, passen sich scheinbar Ringnut und Ring 1 aneinander an, Rauheitsspitzen werden im Betrieb geglättet und die Dichtigkeit dadurch verbessert.

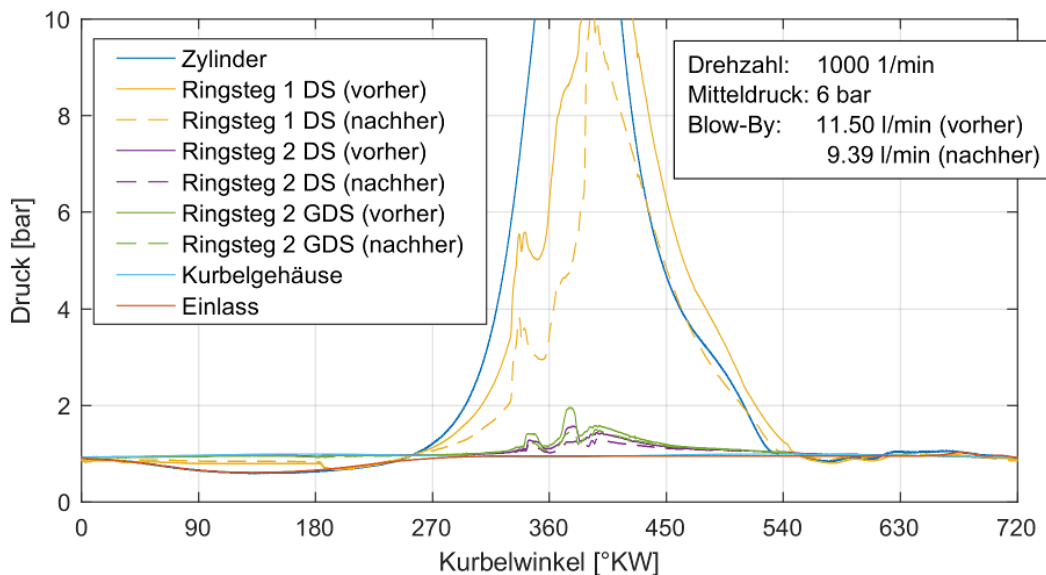


Abbildung 78. Änderung der Druckverhältnisse in der Kolbengruppe mit dem Einlauf des Kolbens (gezeigt vor und nach 90 Minuten Betrieb im ganzen Kennfeld. Drehzahl 1000 1/min, Mitteldruck 6 bar).

Bei Betrachtung der Ölschichtdickenmessung fallen Unterschiede am Kolbenhemd auf. Abbildung 79 zeigt den Ausschnitt des Arbeitstaktes vergrößert, die Unterschiede fallen jedoch in allen Arbeitstakten ähnlich aus. Nach dem Einlaufprogramm sind etwas höhere Schichtdicken nachweisbar. Dies ist auf einen lokalen Abrieb des Kolbenhemdes im Bereich der Messsonden zurückzuführen. Das Kolbenhemd ist mit einer weichen Graphitbeschichtung versehen, die für gute Notlaufeigenschaften sorgt. Deshalb ist hier der Abrieb auch besonders deutlich erkennbar.

Im Kontaktbereich der Kolbenringe sind keine Unterschiede mit dem Einlauf erkennbar.

Von Kolbenseite aus ist in Abbildung 80 exemplarisch der Signalverlauf am Kolbenhemd unten dargestellt. Auch hier ergeben sich keine erkennbaren Unterschiede mit dem Einlauf. Die erreichten Ölschichtdicken während des Ansaugtaktes sind im Vergleich zum Arbeitstakt deutlich geringen. Wie in Abbildung 66, S. 105 gezeigt und dort auch ausführlicher erläutert, ist dies durch eine abweichende Kolbensekundärbewegung zu erklären.

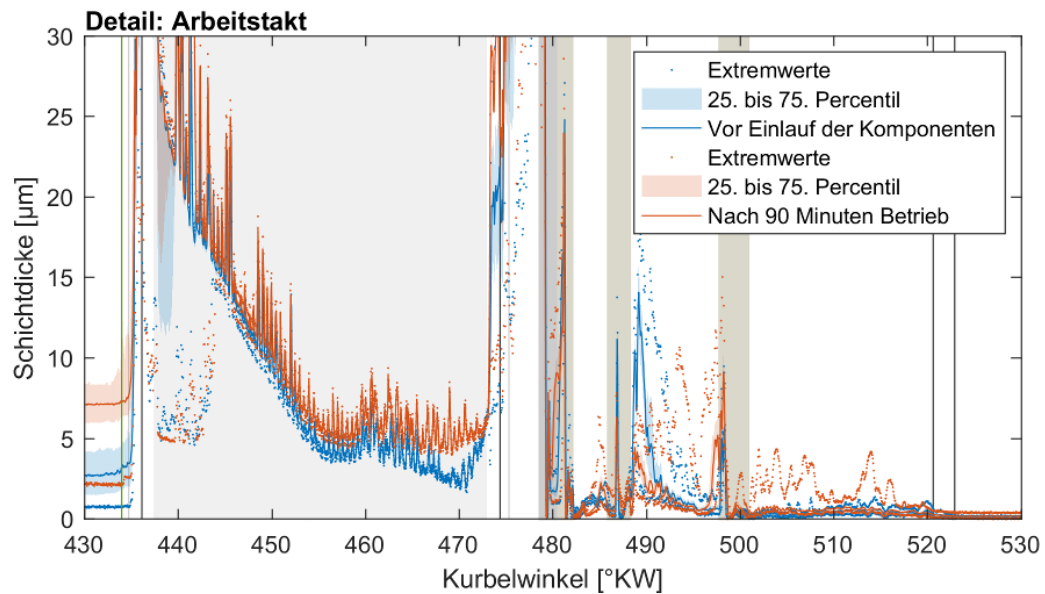


Abbildung 79. Laufbuchsenseitig gemessener Ölschichtdickenverlauf in der Pleuellgruppe vor und nach erstem Pleueinlauf des Pleues.

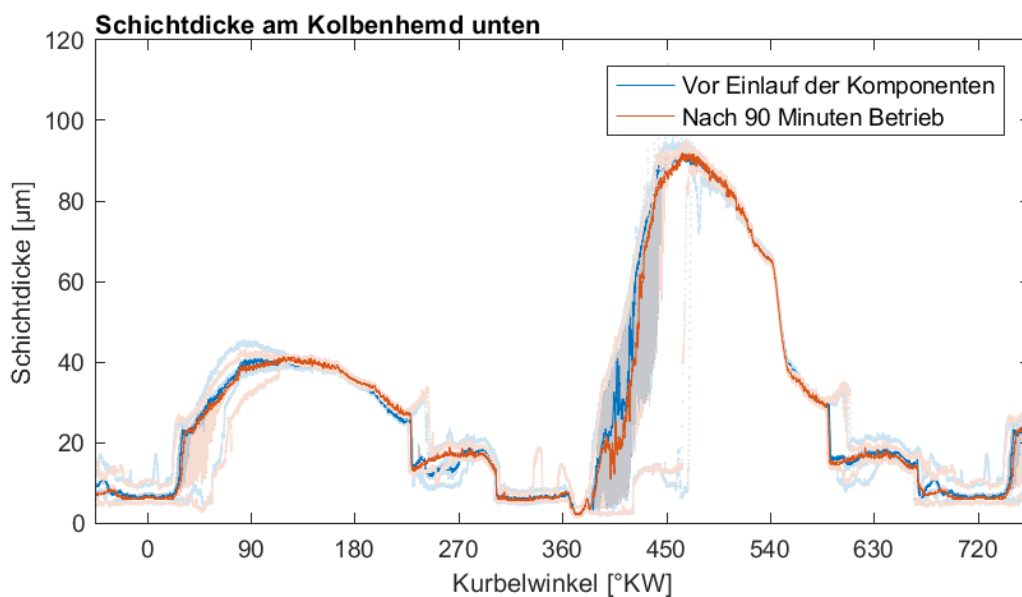


Abbildung 80. Am Pleuehemd unten gemessener Ölschichtdickenverlauf vor und nach erstem Pleueinlauf des Pleues, jeweils bei einer Drehzahl von 1000 1/min und 6 bar indiziertem Mitteldruck.

5.5.2 Vorspannkraft und Bauform des Ölabstreifringes

Der Ölabstreifring hat eine regulierende Aufgabe auf den Ölhaushalt. Im Folgenden sind mehrere Varianten dieses Ringes hinsichtlich ihres Einflusses untersucht.

Vergleichende Ölverbrauchsmessungen dieser Varianten mittels Massenspektrometer wurden in [93] S. 23, [106] S. 13 veröffentlicht. Bei Kirner [101] S. 106–114 sind weitere Auswirkungen der Vorspannkraft und Bauform des Ölabstreifringes auf das Ölangebot und die Reibung der Pleuellgruppe untersucht.

5.5.2.1 Einfluss Vorspannkraft und Bauform auf minimale Ölschichtdicke zwischen Ring und Buchse

Der Kolben ist in Serie mit einem zweiteiligen Ölabstreifring-Design ausgerüstet. Bei dieser Bauform wird die Vorspannung durch die innenliegende Spiralfeder erreicht. Der Ringkörper eine Variation der Vorspannung wurde lediglich die Feder ersetzt, der in Kontakt mit der Buchse stehende Außenkörper wurde beibehalten. Die resultierende Federspannung wird in Form der erreichten Tangentialkraft im Einbauzustand angegeben. Durch Abschleifen der Feder wurde die Serienspannung von 14,4 N auf 6,7 N verringert, bzw. durch Einsetzen einer zusätzlichen Distanzhülse auf 28,8 N erhöht. Erwartet wird mit verringerter Spannung eine ggf. beeinträchtigte ölabstreifende Wirkung mit erhöhtem Ölverbrauch zugunsten einer reduzierten Reibung. Umgekehrt soll eine vergrößerte Spannung auf Kosten der Reibung die ölabstreifende Wirkung maximieren.

Bei den Ölverbrauchsmessungen wurde jedoch für beide Varianten des Ölabstreifringes, also für die verringerte und die erhöhte Vorspannung im Bereich höherer Lasten und Drehzahlen, eine Erhöhung des Ölverbrauches bestimmt.

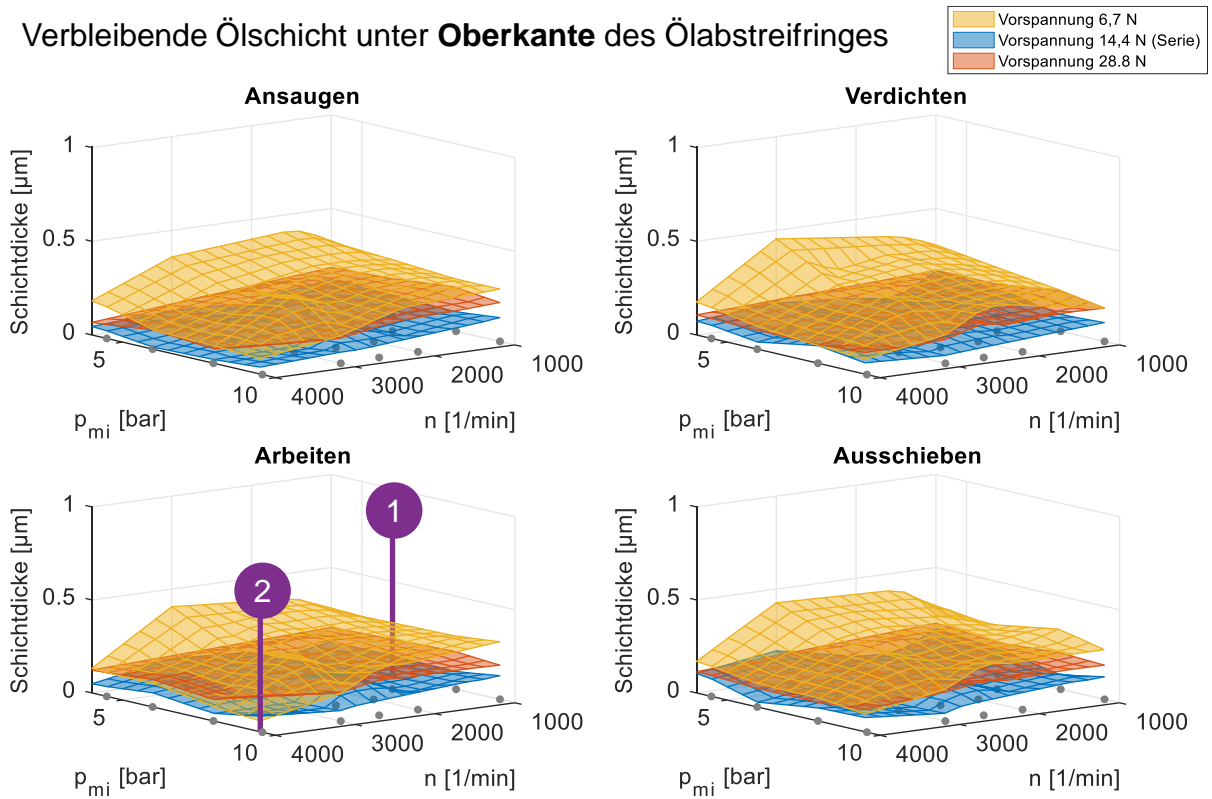
Für Abbildung 81 wurde die minimal verbleibende Ölschicht zwischen Ölabstreifring und Zylinderbuchse an allen Betriebspunkten bestimmt. Zur Auswertung wird dabei der mittlere (Median) Verlauf aus den 100 aufgezeichneten Arbeitsspielen gebildet. Es ist zu erkennen, dass bei reduzierter Vorspannung stets eine höhere Ölschicht zwischen Buchse und Ringkontaktfläche verbleibt. Jedoch zeigt eine Erhöhung der Ringspannung in vielen Betriebspunkten zumindest keine niedrigere, sondern eine ebenfalls etwas höhere verbleibende Ölschicht. Dies stimmt mit den Ergebnissen der Ölverbrauchsmessung grundsätzlich überein.

Bei Betrachtung im Betriebskennfeld bleiben die gemessenen Ölschichtdicken mit hohen Lasten und Drehzahlen konstant oder nehmen sogar etwas ab. Dies steht im Kontrast zur starken Zunahme der Ölemission in diesem Betriebsbereich. Die im Verhältnis vermehrte Ölemission kann durch die intensivere Kolbenbewegung verursacht werden, die zu einem stärkeren Abschleudern des Öles vom Kolben führt. Auch ein vermehrtes Verdampfen des Ölfilms durch die höheren Oberflächentemperaturen ist möglich.

Dass die weiter erhöhte Ringspannung zu einem erneuten Anstieg der Ölemission, aber nicht zu einem sehr großen Anstieg der lokal gemessenen Schmierfilmdicken führt, könnte auf eine wellenförmige, axiale Verbiegung des Ringkörpers durch die hohe Ringspannung zurückzuführen sein. Dabei würde die Anlage des Ringkörpers an die Nutflanken und – je nach Lage – auch die Dichtigkeit des Ringstoßes am Ölabstreifring negativ beeinflusst.

An zwei gewählten Betriebspunkten, (1) bei 1000 1/min und 6 bar Mitteldruck und (2) bei 4000 1/min und 9.5 bar Mitteldruck, sind in Abbildung 82 die zugrunde liegenden Signalverläufe im Detail gezeigt. In beiden Messungen erkennbar ist eine große Streuung des Signales in den Ringstegbereichen und eine sehr geringe Streuung in den Kontaktbereichen. Die Ringkanten am Ölabstreifring sind klar aufgelöst, die verbleibenden Schichtdicken sehr gering. Im Bereich zwischen den Ringkanten ist das Signal höher, hierhin wird Öl von der oberen Kante abgestriffen. Die abgestriffene Ölmenge zeigt größere Schwankungen, was anhand von Abbildung 84 weiter unten noch erläutert wird.

Verbleibende Ölschicht unter **Oberkante** des Ölabbstreifringes



Verbleibende Ölschicht unter **Unterkante** des Ölabbstreifringes

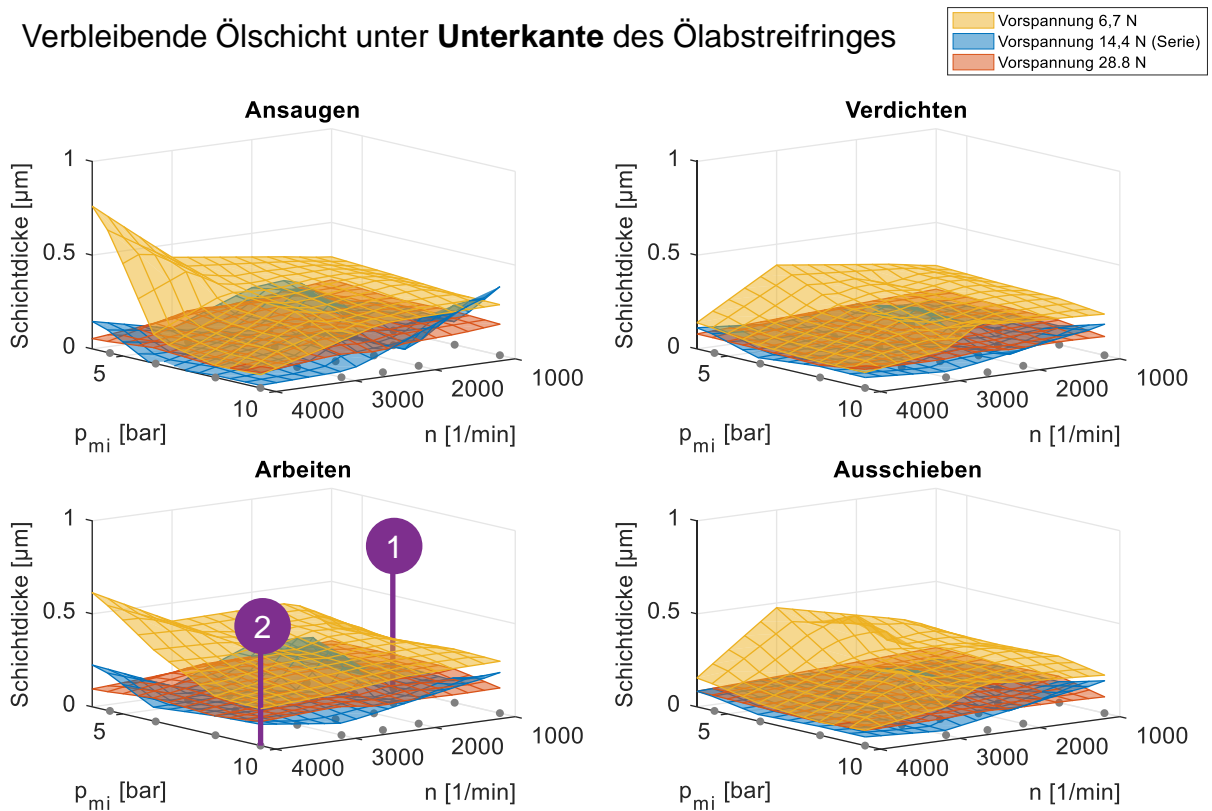


Abbildung 81. Kennfelder der minimal verbleibenden Schichtdicke zwischen Zylinderbuchse und den Kanten des Ölabbstreifringes bei variiert Vorspannkraft.

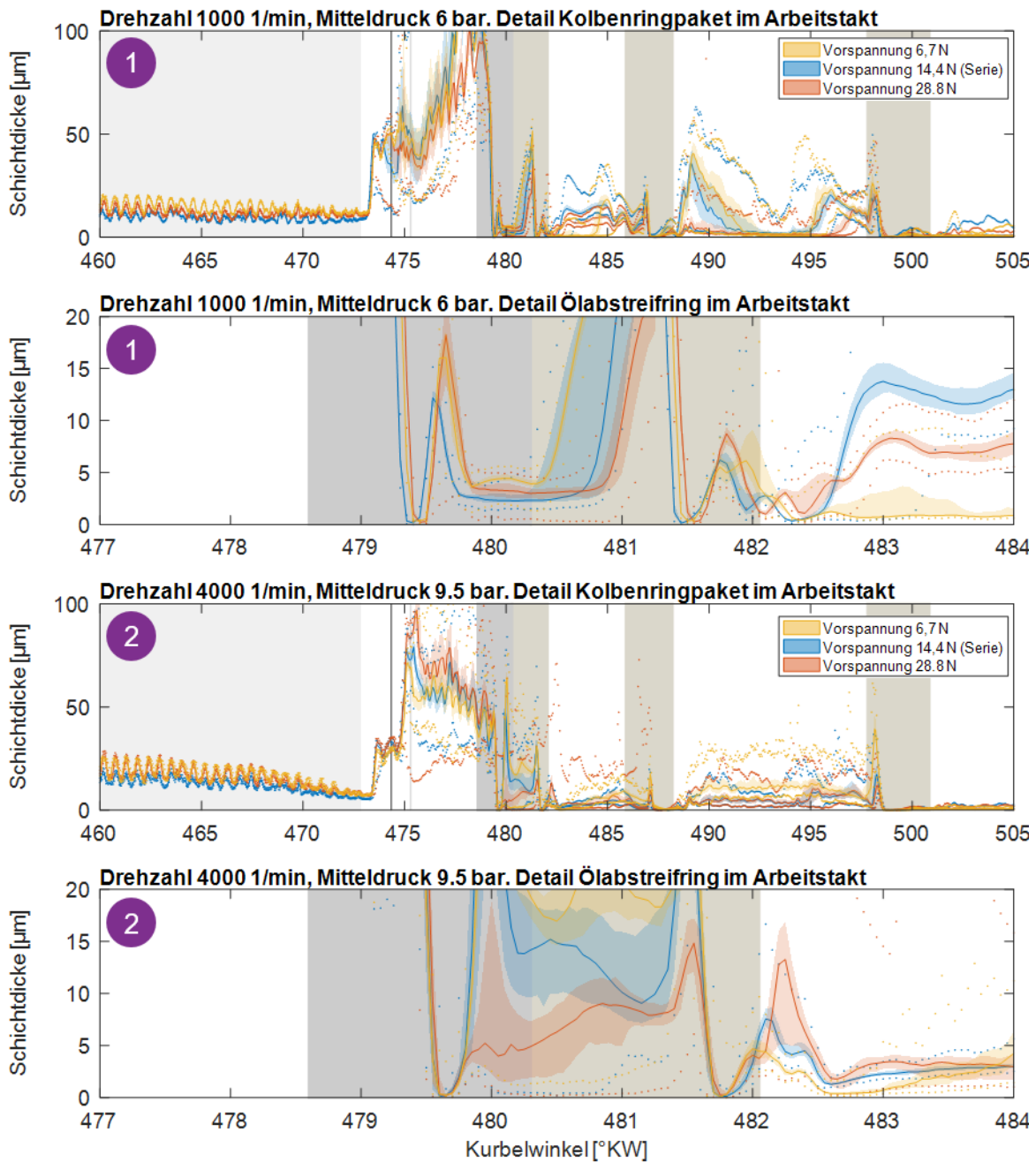


Abbildung 82. Detailansicht der Ölschichtdickenmessung von Laufbuchsen­seite aus für zwei Motorbetriebspunkte. Signalverläufe im Ringpaket und stark vergrößertes Detail des Ölabbstreifringes im Arbeitstakt.

Für den ersten Betriebspunkt ist auch ein Vergleich des LIF-Signales mit der dreiteiligen Bauform des Ölabbstreifringes gezeigt. Die deutlich schmälere(n) Kanten sind zwar als Minimum im Signalverlauf erkennbar, der axiale Abstand ist etwas größer als beim zweiteiligen Ring. Die minimal erreichte Schichtdicke ist aber merklich höher und nur mit einem einzelnen Datenpunkt vertreten. Dies ist vermutlich dadurch verursacht, dass die beiden Flanken des Ringes zwar eine gut auflösbare Dicke von 0,35 mm aufweisen, aber nochmals gerundet sind. Die wirksame Kontaktfläche wird damit etwas kleiner als der Kerndurchmesser der Faser, die Ringkanten können also nie die ganze Faser abdecken, sondern es verbleibt immer ein kleiner

Teil des Durchmessers mit messbarem Fluoreszenzsignal. Die verbleibenden Schichtdicken sind deshalb nicht direkt mit der zweiteiligen Bauform vergleichbar.

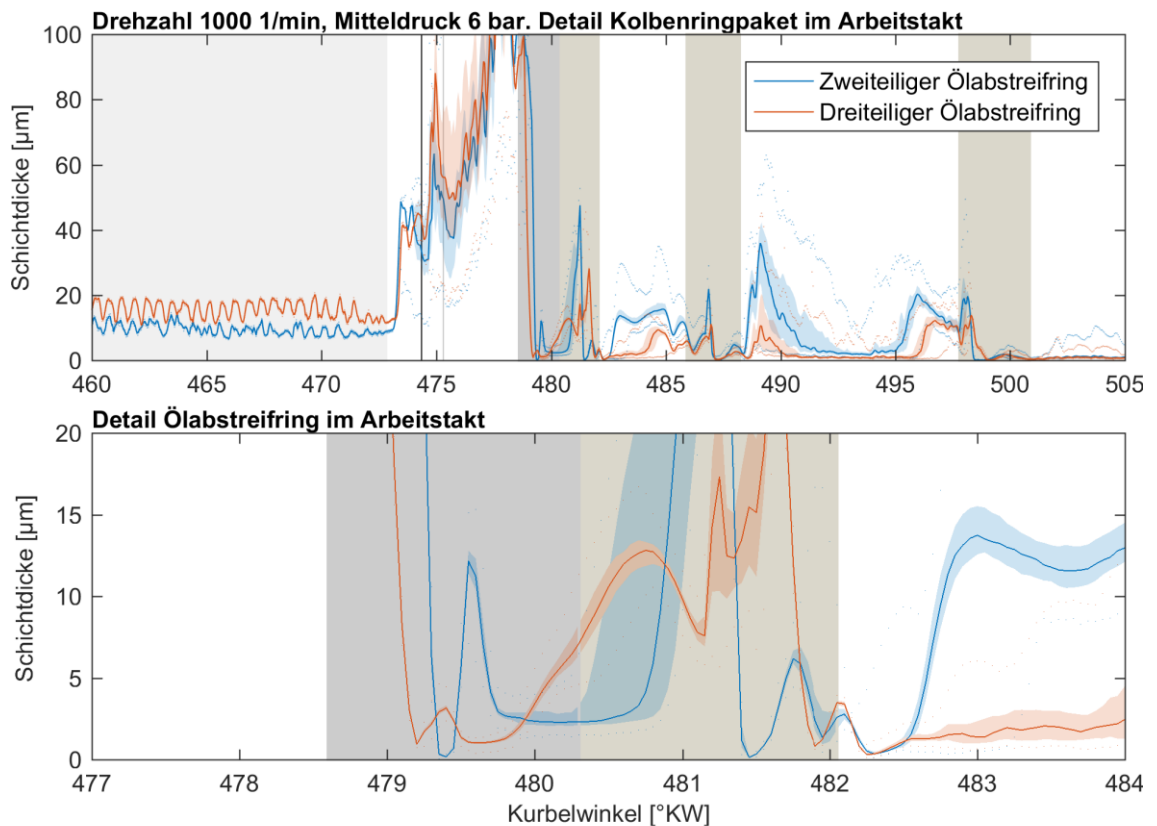


Abbildung 83. Detailansicht der Ölschichtdickenmessung von Laufbuchsenseite für zwei- und dreiteilige Bauform des Ölabbstreifringes.

5.5.2.2 Vergleich der Ölabbstreifringe bei LIF Messung im dynamischen Betrieb

In Abbildung 84 ist eine buchsenseitige LIF-Messung während des Lastwechsels aller vier Ölabbstreifring-Varianten dargestellt. Hier gezeigt ist dabei nur der Kurbelwinkelausschnitt, in dem das Kolbenringpaket während des Arbeitstaktes die Messstelle überfährt.

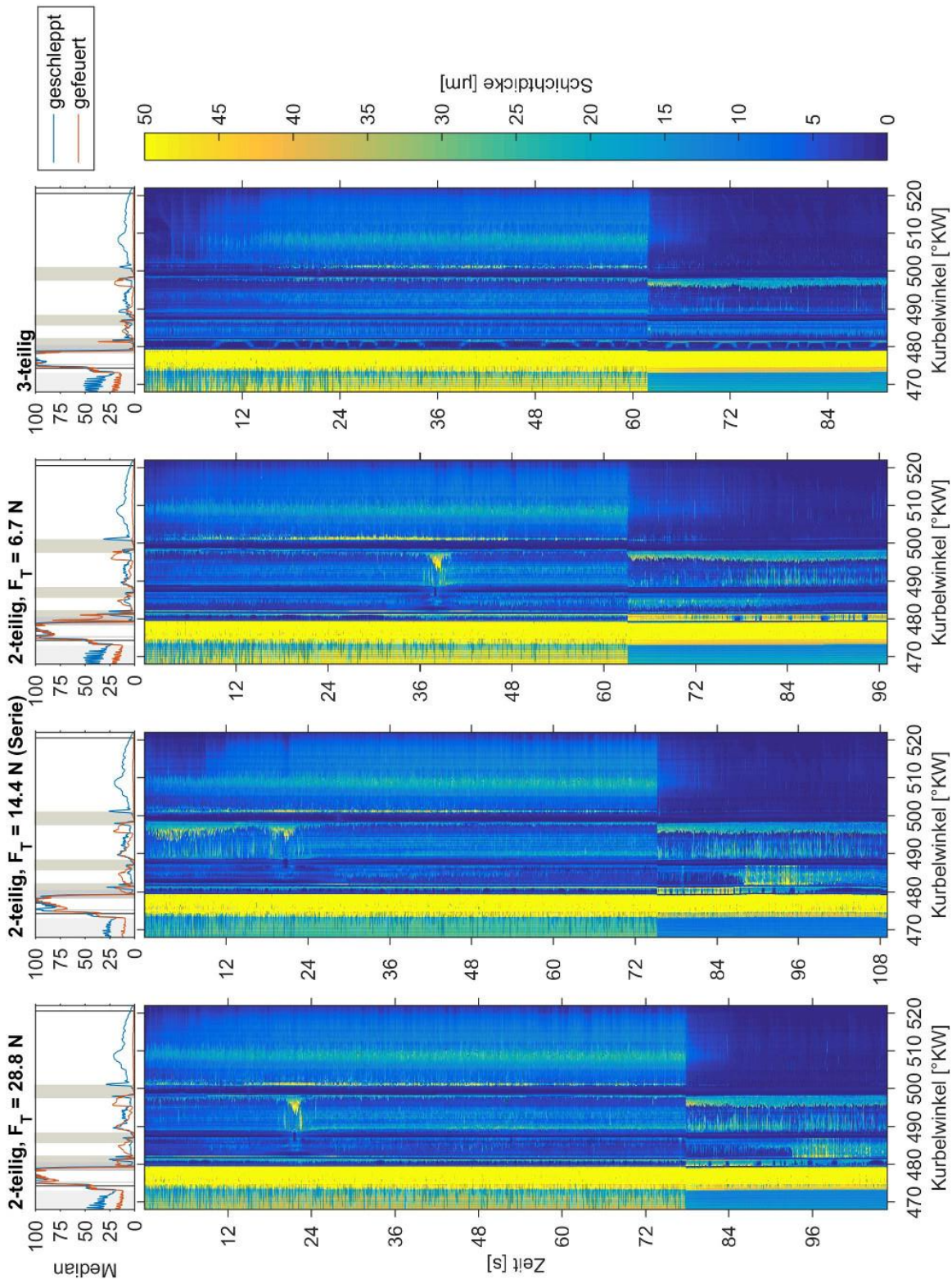


Abbildung 84. Vergleich der Ölabbstreifringvarianten im Fastlog (nur Arbeitstakt).

Bei allen Varianten deutlich sichtbar wird während des Schleppens Öl am Feuersteg und im Ringpaket eingelagert und mit einsetzender Verbrennung wieder verbraucht.

Alle Varianten außer dem 3-teiligen Ring zeigen das Passieren des KR2. Dabei wird viel Öl in den Ringsteg 1 eingebracht, das sich auch etwas in Umfangsrichtung verteilt. Das Öl kann nicht vollständig vom KR1 abgestriffen werden oder tritt durch die Ringnut hinter dem KR1 durch. Es findet sich zusätzliches Öl auch an der oberliegenden Abstreifkante des KR1 wieder.

Nach erneutem Aktivieren der Einspritzung wird der Ölabstreifring geflutet – dies trifft nicht auf den 3-teiligen Abstreifring zu. Der Ölabstreifring liegt je nach Vorspannkraft mehr oder weniger stark an. Der schwach vorgespannte Ring wird am stärksten geflutet.

Auch unterhalb des KR1 tritt nach wiedereinsetzender Verbrennung wieder vermehrt Öl auf. Dies kann auf eine verstärkte Abstreifwirkung durch zusätzliche Anpresskraft durch den Brennraumdruck erzeugt werden. Des Weiteren kann sich ggf. Öl in der Ringnut 1 während des geschleppten Betriebes ansammeln, das dann im gefeuerten wieder durch das Blow-by verdrängt wird.

Am Feuersteg verbleibt nach wiedereinsetzender Verbrennung mit dem 6,7 N Ring am längsten Öl bestehen. Dies könnte ein Hinweis darauf sein, dass bei dieser Variante während des Schleppens am meisten Öl eingebracht wurde.

Hier zeigt sich ein langsamerer Aufbau des Ölfilms am Feuersteg mit dreiteiligem Ring. Auch ist nur bei dieser Ringvariante der Ringsteg 1 zu Beginn und Ende der Messung sichtbar weniger mit Öl benetzt als in den übrigen Varianten. Dies konnte in Kennfeldmessungen jedoch nicht weiter bestätigt werden und ist gegebenenfalls auch auf die nicht identischen zeitlichen Abläufe zurückzuführen.

Am dreiteiligen Ölabstreifring wird im Lauf der Messung die Spannfeder zwischen den Ringkanten erkennbar. Die Spannfeder beeinflusst die LIF-Messung durch Reflektion des Lichtes, dabei wird eine Rotation des ÖAR erkennbar. Eine Rotationsrichtung oder Geschwindigkeit kann aber nicht abgeleitet werden, da um den Umfang nur eine Messstelle existiert und deshalb die Drehrichtung nicht erkannt werden kann. In ähnlicher Form werden die Ölablaufbohrungen am Ringkörper des zweiteiligen Ölabstreifringes sichtbar.

5.5.2.3 Einfluss Bauform auf Zwischenringdrücke und Blow-by

Konzeptionell bedingt kann der dreiteilige Ölabstreifring zur Abdichtwirkung des Ringpaketes beitragen, da durch die Federvorspannung seine Flanken an die Kolbenringnut angepresst werden. Dies wird im Betrieb nachweisbar durch im Arbeitstakt erhöhte Drücke am Ringsteg 2. Abbildung 85 zeigt die Auswirkungen des geänderten Ring-Designs auf die Druckverhältnisse und den resultierenden Blow-by Volumenstrom. Die am Ringsteg 1 gemessenen Spitzendrücke unterscheiden sich nicht durch den geänderten Ölabstreifring. Am Ringsteg 2 ist jedoch erkennbar, dass beim dreiteiligen Ölabstreifring im gesamten Kennfeld ein ähnlicher Spitzendruck gemessen wurde. Mit dem zweiteiligen Ölabstreifring wird ein ähnliches Druckniveau erst bei einer Drehzahl von etwa 4000 1/min erreicht. Bei diesen Drehzahlen führen vermutlich die Massenkräfte am Ölabstreifring zu einer Anlage des Ringes an der oberen Nutflanke.

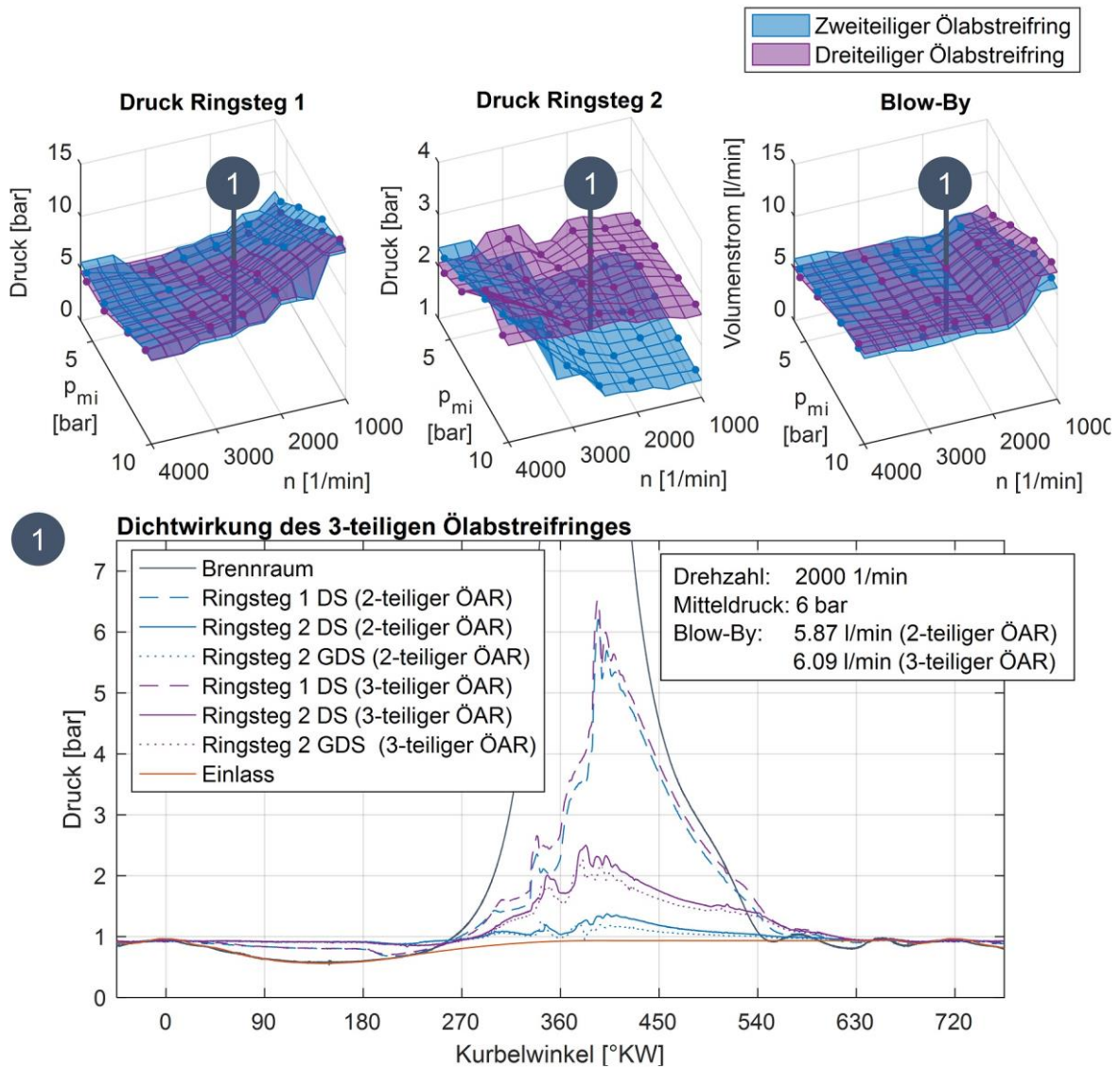


Abbildung 85. Druckverhältnisse und Blow-by im Ringpaket je nach Bauform des Ölabstreifringes.

5.5.3 Vergrößerung der Stoßspiele an den Verdichtungsringen

Bereits in den vorangehenden Abschnitten hat sich gezeigt, dass die Verdichtungsringe eine wesentliche Rolle im Ölhaushalt der Kolbengruppe spielen. Im Folgenden wurde die Dichtwirkung der Ringe gezielt verringert, indem das Stoßspiel der Ringe einzeln um 2 mm erweitert wurde.

In [93] S. 21–22 sind Ergebnisse einer Ölverbrauchsmessung mittels Massenspektrometer für beide Varianten veröffentlicht. Es ergibt sich durch beide Maßnahmen ein erhöhter Ölverbrauch, wobei der Effekt bei Erweiterung des Ringstoß 1 deutlicher ausfällt.

5.5.3.1 Einfluss der erweiterten Ringstöße auf die Ringstegdrücke und Blow-by

Abbildung 86 zeigt die Auswirkungen der Maßnahme auf die an den Ringstegen auftretenden Spitzendrücke sowie auf das Blow-by im Betriebskennfeld. Darunter sind beispielhaft die Druckverläufe des Betriebspunktes bei 2000 1/min und 6 bar Mitteldruck dargestellt.

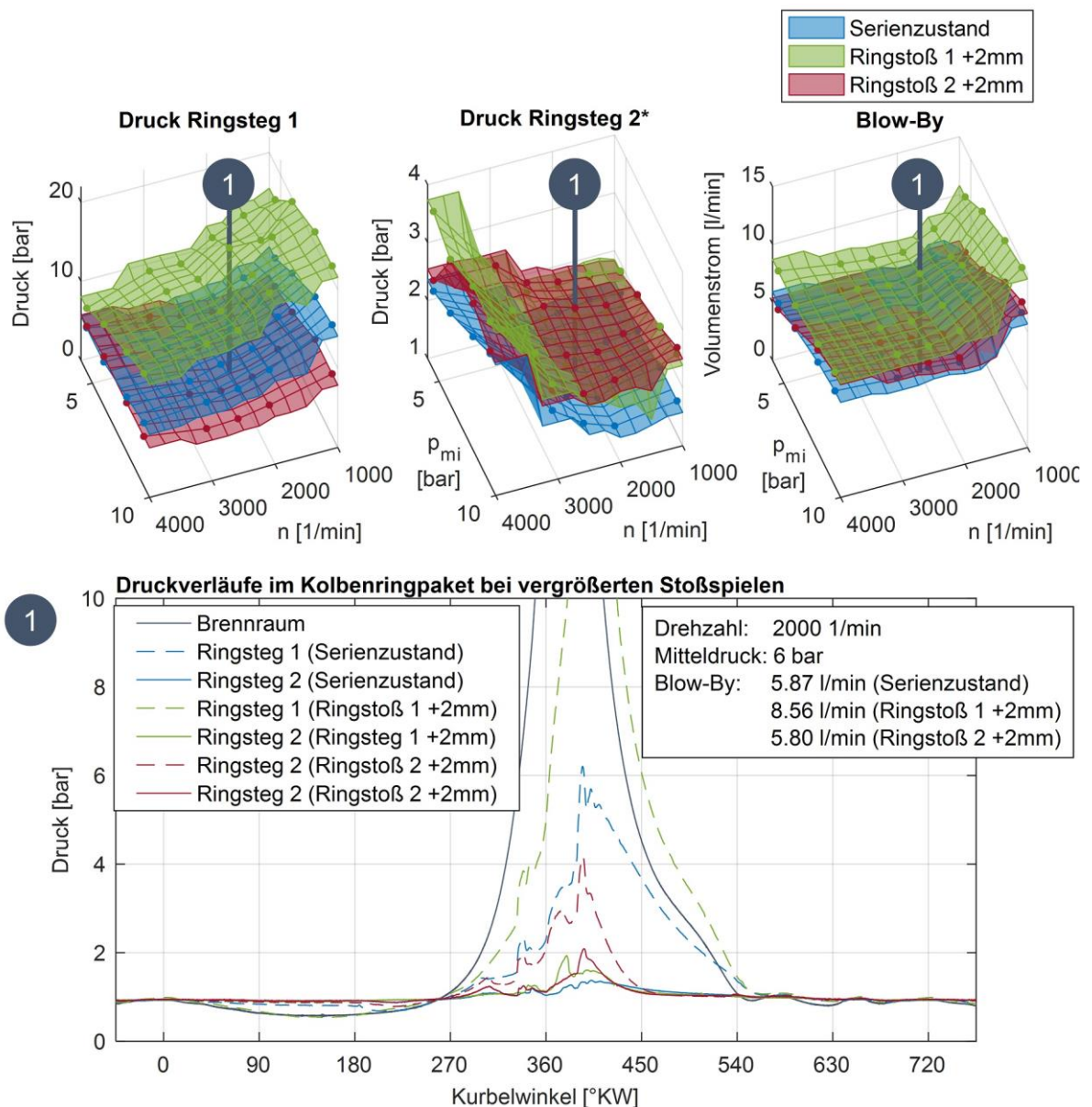


Abbildung 86. Auswirkung einer Vergrößerung der Ringstöße auf die Spitzendrücke an den Ringstegen und die Blow-by-Verluste.

Durch die Erweiterung des Ringstoßes am Verdichtungsring 1 steigen der Druck am Ringsteg 1 und auch der Blow-by-Volumenstrom im gesamten Kennfeld deutlich an.

Der erweiterte Ringstoß 2 führt dagegen zu einem niedrigeren Druck am Ringsteg 1, der Druck kann über den Verdichtungsring 2 leichter auf den Ringsteg 2 entweichen. Dort werden entsprechend höhere Spitzendrücke erreicht. Auf das Blow-by hat der vergrößerte Stoßspalt am Ringstoß 2 nur bei hohen Lasten und Drehzahlen eine ähnlich deutliche Auswirkung wie der Ringstoß 1.

Bei Betrachtung der Druckverläufe an den Ringstegen ist erkennbar, dass sich durch die Erweiterung des ersten Ringstoßes nicht nur die Druckamplitude am Ringsteg 1 entsprechend erhöht, sondern der Druck auch länger anhält. Dadurch überschreitet der Druck am Ringsteg früh den Druck im Brennraum, das Druckgefälle kehrt sich hier in Richtung Brennraum um. Dieses Druckgefälle führt zu einer Reverse-blow-by-Strömung, die zu einem Abheben des

ersten Ringes im Arbeitstakt führen und auch vermehrt Öl aus dem Ringpaket in den Brennraum fördern kann. Dazu passend wurden an dieser Variante auch die höchsten Ölemissionen gemessen (in diesem Kennfeld maximal 12 g/h). Durch den erweiterten Ringstoß 2 ist die Ölemission im Vergleich zur Serienvariante ebenfalls erhöht, jedoch niedriger als bei erweitertem Ringstoß 1, und erreicht maximal 10 g/h. Die Erhöhung könnte hier durch die lokal fehlende abstreifende Wirkung des zweiten Ringes zustande kommen sowie durch die im gefeuerten Betrieb im Arbeitstakt niedrigere Anpresskraft infolge des niedrigeren Druckes am Ringsteg 1.

Durch die Vergrößerung des Ringstoß 1 fällt auch der Druck am Ringsteg während des Ansaugvorgangs zusammen mit dem Brennraumdruck ab. Bei diesem Druckausgleichsvorgang erfolgt ebenfalls eine in den Brennraum gerichtete Strömung. An den Ringsteg 2 setzt sich der Unterdruck in den hier gezeigten Messungen nicht fort, der Verdichtungsring 2 übernimmt die fehlende Dichtung des ersten Ringes.

5.5.3.2 Einfluss auf minimale Ölschichtdicken zwischen Verdichtungsringen und Buchse

Durch die Modifikation des Stoßspieles an erstem oder zweitem Verdichtungsring konnte keine Beeinflussung der verbleibenden Ölschichtdicken zwischen den Verdichtungsringen und der Zylinderbuchse festgestellt werden. Die Änderung der Drücke im Arbeitstakt ändert zwar gemäß der Theorie die Anpresskraft der Verdichtungsringe an die Zylinder, die Änderung fällt aber zu gering aus, um sie messtechnisch nachweisen zu können.

5.5.3.3 Vergleich der modifizierten Kompressionsringe im Lastwechsel

In Abbildung 87 sind die Ölfilmverteilung für die modifizierten Verdichtungsringe der Serienbestückung gegenübergestellt. Zusätzlich wurde hier noch das dreiteilige Ölabstreifring-Design mitabgebildet, da wie in Abschnitt 5.5.2 gezeigt auch hierdurch eine Modifikation der Druckverhältnisse am Ringsteg eintritt.

Insgesamt sind in der Variante des erweiterten Ringstoß 1 geringere Ölmengen im Ringpaket erkennbar als in der Serienvariante. Dies passt mit dem durch diese Modifikation verursachten, deutlich vergrößerten Blow-by Volumenstrom zusammen. Durch die erhöhten Gasströmungen wird auch mehr Öl aus der Kolbengruppe ausgetragen. Eine geringere an den Ringstegen beobachtete Ölmenge korreliert dabei nicht notwendigerweise mit einem verringerten Ölverbrauch, im Gegenteil sind hier in der Serienkonfiguration die größten Ölmengen zu sehen, diese Variante verursacht im stationären gefeuerten Betrieb jedoch den geringsten Ölverbrauch.

Im Messschrieb bei erweitertem Ringstoß 1 sind keine Auffälligkeiten bezüglich der Ringstoßlagen zu erkennen.

Erkennbar ist jedoch die vermehrte Ölanlagerung bei vergrößertem Ringstoß 2 am Feuersteg. Dies beginnt bereits während des geschleppten Betriebes bei ca. 26 s. Hier zeigt sich eine Auffälligkeit im Signal, die vermutlich durch den Ringstoß des ersten Verdichtungsringes zurückzuführen ist. Während sich unmittelbar zuvor Öl unterhalb des Verdichtungsringes 1 sammelt, tritt dieses danach am Feuersteg aus. In dieser Variante wird nach der Wiedereinsetzen der Verbrennung der Ölfilm am Feuersteg deutlich langsamer abgebaut als in den anderen Varianten. Die Ursache hierfür konnte nicht geklärt werden.

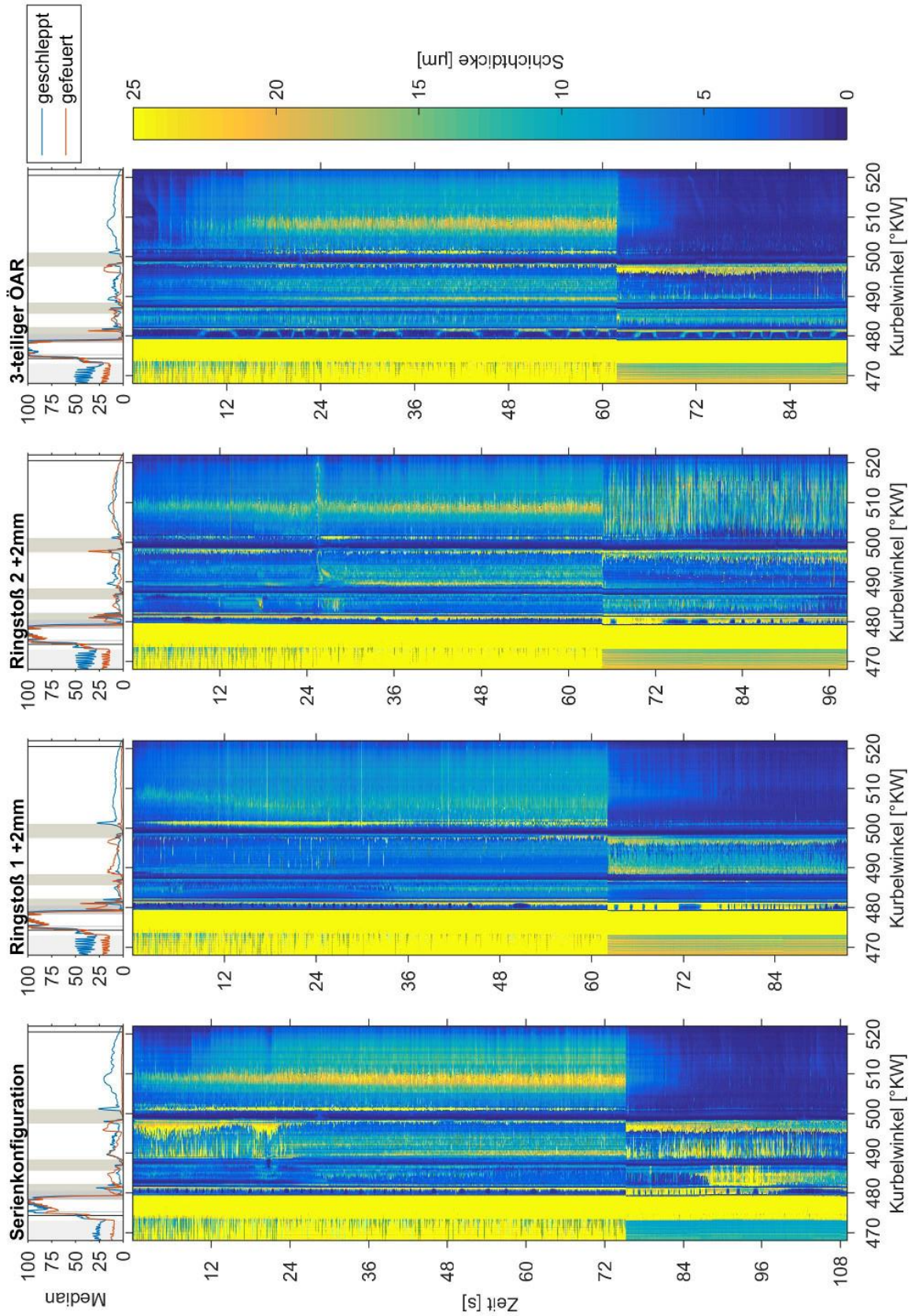


Abbildung 87. Effekt der vergrößerten Ringstöße auf die Ölfilmverteilung (nur Arbeitstakt).

Abgesehen von dem höheren Signal am Feuersteg während des gefeuerten Betriebs, weist die Variante mit erweitertem Ringstoß 2 etwas geringere Fluoreszenz im Bereich der Ringstege auf als die Serienvariante. Sie ähnelt dabei eher der Variante des dreiteiligen Ölabstreifring-Designs. Beide Varianten weisen im gefeuerten Betrieb während des Arbeitstaktes erhöhte Drücke am Ringsteg 2 auf. Im unteren Bereich des Ringsteg 1 und am Ringsteg 2 sind ein etwas geringeres Fluoreszenzsignal auszumachen.

Der Einfluss der Ringstoßvariation auf die Ölschichtdicken ist insgesamt jedoch eher gering und schwierig auszumachen, obwohl die Änderung mit 2 mm in einem sehr deutlichen Umfang ausgeführt wurde. Dies liegt vermutlich darin begründet, dass die Änderungen, welche durch die Maßnahme in das System eingebracht sind, hauptsächlich lokal begrenzte Auswirkungen haben, nämlich am Ringstoß. Ohne eine Festlegung der Ringstöße an definierter Position in der Nähe der LIF-Messstelle oder großflächigere Beobachtungsmöglichkeit überwiegen deshalb andere Phänomene.

6 Ausblick

In Bezug auf die Einbauart der Lichtleiter in die Zylinderbuchse sind andere Methoden denkbar. Im vorliegenden Motor wurde dies durch Politur der einzelnen Lichtleiter und anschließendes bündiges Verkleben in einem verschraubten Adapter gelöst. Dabei wurde ein nahezu bündiger Einbau erreicht. Weiter verbessern lässt sich die Einbaulage durch direktes Verkleben der einzelnen Lichtleiter in der Zylinderbuchse sowie erst daran anschließende Honung des Zylinders. Dabei muss jedoch sichergestellt werden können, dass in den Oberflächen der Lichtleiter durch das Honwerkzeug keine Ausbrücke entstehen. Auch ist ein Auswechseln beschädigter Lichtleiter dann jedoch vermutlich nicht möglich. Ein derart vereinfachtes Messsystem ließe sich auch gut an einem Vollmotor integrieren. Durch den Einsatz von Lichtleitern mit noch kleinerem Kerndurchmesser ließe sich die Auflösung an sehr schmalen Ringkanten weiter verbessern. Dies würde allerdings zu Lasten der linear nutzbaren Messbereichsgröße und vermutlich auch der Lichtausbeute gehen.

Durch die Wahl anderer Fluoreszenzfarbstoffe ließe sich der gültige Temperaturbereich der Kalibrierung erweitern. Als ideal wäre eine Farbstoffmischung anzusehen, die aus einem Intensitätsverhältnis der Emission bei mehreren Wellenlängen auch eine Temperaturmessung des Öles ermöglicht. Dieses Verfahren wird als Dual-emission-LIF bezeichnet [107, 108]. Die Kalibrierung des LIF-Verfahrens könnte zusätzlich durch in die Gegenkörper eingearbeitete Nuten während des Betriebes verifiziert werden, wobei auf eine vollständige Füllung der Nut zu achten ist.

Die bewusste Wahl eines punktuellen LIF-Systems beschränkt die Beobachtbarkeit der Schmierfilmdicken in der Umfangsrichtung. Diese Einschränkung könnte durch weitere in Umfangsrichtung angeordnete Messstellen teilweise kompensiert werden. Zu einer einwandfreien Deutung der Daten ist der Einsatz der vorgestellten Messtechnik zur Messung der Orientierung der Ringstöße erforderlich. Andernfalls ist im Hinblick auf die Reproduzierbarkeit der Untersuchungen eine Sperrung der Kolbenringrotation erforderlich. Durch zwei auf gleicher Höhe angeordnete LIF-Messstellen ließe sich auch die Rotationsrichtung und –Geschwindigkeit des Ölabstreifringes messbar machen, indem die im LIF-Signal sichtbaren Ablaufbohrungen des zweiteiligen Ringes bzw. die Spannfeder des dreiteiligen Ringes mittels eines Quadratur-Encoder-Verfahrens ausgewertet wird.

Erste Untersuchungen zur Ölschichtdicken-Messung im dynamischen Betrieb zeigen vielversprechende Ergebnisse. Weitere systematische Untersuchungen sind notwendig, um Einflussgrößen gezielt isolieren zu können. Durch weitere Verbesserungen an der Software ließen sich der mögliche Datendurchsatz noch erhöhen und zusätzliche Daten synchron aufzeichnen. Insbesondere eine Kombination mit der Messung der Ringstoßposition wäre interessant, um auf eine Ringfixierung für systematische Untersuchungen verzichten zu können.

Durch den Einsatz einer aufwändigen Schwingenkonstruktion konnten Lichtleiter auf den Kolben geführt und damit Schmierfilmdicken am Kolbenhemd über das gesamte Arbeitsspiel hinweg aufgezeichnet werden. Dies ließe sich zur Untersuchung verschiedener, moderner Zylinderbuchsen-Bearbeitungen einsetzen, insbesondere einer Formhonung des Zylinders.

Eine Erweiterung des hier gezeigten Mess-Systems stellt die zusätzliche synchrone Messung der Kolbenreibung dar, wie sie Kirner vorstellt [101].

7 Zusammenfassung

Zur Untersuchung des Ölhaushaltes an der Kolbengruppe wurde ein Einzylinder-Motor aufgebaut und mit Messtechnik ausgerüstet. Eine aufwändige Messschwingen-Konstruktion ermöglicht das Überführen von Kabeln und Lichtleitern auf den Kolben. Die durchgeführten Messungen umfassen sämtliche Bewegungsvorgänge in der Kolbengruppe sowie Drücke und Ölverteilungen.

Die Kolbensekundärbewegung wurde mittels dreier Wirbelstromsensoren vermessen, wovon einer am Ringsteg 1 und zwei an den Kolbenhemden angeordnet waren. Dabei wurden die Einflüsse der thermischen Kolbendehnung sowie der Verformung des Kolbenhemdes durch Seitenkraft im gefeuerten Betrieb erkennbar. Das Bewegungsmuster des Kolbens konnte durch Simulationsrechnungen nachgestellt werden. Simulativ wurde ermittelt, dass die Kolbensekundärbewegung durch die am Kolbenbolzen aufgehängte Messschwinge nicht grundsätzlich geändert wird. Vielmehr entspricht die Bewegung durch die sich zusätzlich abstützenden, oszillierenden Massen den Bewegungsverhältnissen bei etwas höheren Drehzahlen.

Durch Druckmessungen an den Ringstegen konnte die Dichtfunktion der Kolbenringe beurteilt werden. Der Druckabfall am Ringsteg 1 geschieht demnach zeitlich etwa konstant. Bei steigenden Drehzahlen fällt der Brennraumdruck jedoch schneller ab, so dass im mittleren Drehzahlbereich der Druck am Ringsteg 1 den Brennraumdruck überschreiten kann und ein Abheben des ersten Verdichtungsringes gegen Ende der Expansion unterstützt. Im geschleppten Betrieb konnte gezeigt werden, dass während des Ansaugvorganges und insbesondere bei nahezu geschlossener Drosselklappe, auch am Ringsteg 1 ein Unterdruck entsteht. Durch diesen Unterdruck wird der Öltransport in das Ringpaket unterstützt.

Am Ringsteg 2 wurden erst mit steigenden Drehzahlen steigende Spitzendrücke gemessen, da der darunterliegende, zweiteilige Ölabstreifring erst dann massenkraftbedingt den Ringsteg abdichtet. Durch Einsatz eines dreiteiligen Ölabstreifringes wurde bereits bei niedrigeren Drehzahlen eine abdichtende Wirkung erzielt. Die Dichtwirkung konnte durch einen verringerten Blow-by-Volumenstrom bestätigt werden. Bei einem Vergleich von Druckmessungen auf Druck- und Gegendruckseite wurden nur geringfügige Unterschiede im Spitzendruck festgestellt.

Eine Messung der axialen Kolbenringbewegung wurde ebenso mittels Wirbelstromsensoren durchgeführt. Eine Messung war am ersten Verdichtungsring erst erfolgreich, als der Sensor durch weitere Miniaturisierung auch unter Kolbensekundärbewegung vollständig durch den Kolbenring überdeckt wurde. Entscheidend war weiterhin, den definierten Rückversatz der Messspule zum Messobjekt bereits im Sensorgehäuse herzustellen. Der erste Verdichtungsring wechselte im gefeuerten Betrieb nur während des Ladungswechsels seine Anlage, wobei die Zeitpunkte des Anlagewechsels von Motorlast und Drehzahl abhingen. Ein zusätzlicher Anlagewechsel in der Hochdruckphase konnte nur im geschleppten Betriebszustand mit nahezu geschlossener Drosselklappe nachgewiesen werden.

Am zweiten Verdichtungsring konnte keine Messung durchgeführt werden. Die schwierigere Messposition im Vergleich zum ersten Ring liegt vermutlich darin begründet, dass der gusseiserne Ringträger am ersten Ring zu einer Bedämpfung des Magnetfeldes und damit verbunden zu einer stärkeren Fokussierung des Messflecks beiträgt.

Zur Messung der Orientierung der Ringstöße wurde ein radioisotopenbasiertes Messverfahren entwickelt. Mittels dessen ist es möglich, minimalinvasiv und in Echtzeit die Ringstoßposition

auszuwerten. Erste Messungen zeigten eine geringe Rotation der Kolbenringe im gefeuerten Betrieb. Im geschleppten Betrieb mit geschlossener Drosselklappe konnte Rotation der Kolbenringe beobachtet werden. Ein direkter Einfluss auf die Ölemission oder den Blow-by-Volumenstrom des Motors war dabei jedoch nicht erkennbar.

Ölschichtdickenmessungen wurden durch Lichtleiter-basierte LIF-Sonden sowohl auf Laufbuchsen- als auch auf Kolbenseite durchgeführt. Laufbuchsenseitig wurden dabei Fasern mit 100 µm Kerndurchmesser eingesetzt, kolbenseitig mit 400 µm. Das LIF-System verwendete einen kontinuierlichen Laser bei 473 nm und Lumilux CD 345 als Fluoreszenzfarbstoff. Die Intensitätsmessung erfolgte mittels Fotodioden. Durch eine statistische Auswertung von 100 unmittelbar aufeinanderfolgenden Arbeitsspielen konnten Bereiche geringer Streuung identifiziert werden. Diese stellen vollständig mit Öl gefüllte Spalte dar und sind auf die Kontaktbereiche zwischen Kolbengruppe und Zylinder beschränkt – also die Ringgleitflächen und eine Teilfläche des Kolbenhemdes. In ebendiesen Bereichen sind die Messungen auch über einen Wechsel des Messsystems und eine Neukalibrierung hinweg reproduzierbar. Nicht vollständig gefüllte Spalten und Reservoirs im Bereich der Ringstege sind aufgrund der fehlenden Messung in Umfangsrichtung sowie der Nichtlinearität der LIF-Sonden konzeptbedingt nur eingeschränkt auswertbar.

Kolbenseitig zeigten sich als Einzeleffekte ein massenkraftbedingter Öltransport in den Ringstegbereichen sowie eine geringe Füllung der Ringnuten auch im geschleppten Betrieb.

Erste Einflüsse von Komponentenvariationen auf den Ölhaushalt wurden gezeigt. Eine Änderung der Federvorspannung am zweiteiligen Ölabstreifring beeinflusst die verbleibende Ölfilmdicke zwischen Ring und Zylinder, wobei bei hohen Vorspannungen erwartungsgemäß niedrigere Schmierfilmdicken zurückblieben. Motorlast und –Drehzahl haben nur einen untergeordneten Einfluss. Der dreiteilige Ring überdeckt mit seinen scharf ausgeformten Abstreifkanten nicht vollständig den Lichtleiter, so dass zwar ein Minimum detektiert werden kann, dieses aber höher ausfällt als im Fall des zweiteiligen Ringes.

Insbesondere für den Fall der reduzierten Ringvorspannung konnte durch eine Messung mit Unterbrechung der Einspritzung gezeigt werden, dass der Ölabstreifring einen Teil seiner abstreifenden Wirkung verliert, wodurch der Ring stärker mit Öl geflutet wird. Auch am Kolben ist bis auf den Feuersteg hinauf eine vermehrte Ölsammlung zu beobachten. Die dreiteilige Ölabstreifringvariante zeigt während des Schleppbetriebes den geringsten Anstieg des Ölniveaus im Ringpaket. Es wird vermutet, dass dies auf die zusätzliche Dichtwirkung des Ringdesigns durch die Anlage der Ringflanken an der Ringnut zurückzuführen ist.

Durch eine deutliche Vergrößerung der Stoßspiele an den Verdichtungsringen wurden ebenso Effekte sichtbar. Bei einer Vergrößerung des Stoßes am ersten Ring steigen erwartungsgemäß der Druck am Ringsteg 1 sowie der Blow-by-Volumenstrom deutlich an. Anhand von Druckmessungen wird ersichtlich, dass der Druck am Ringsteg 1 dann während des Arbeitstaktes den Brennraumdruck deutlich überschreiten kann und so vermutlich eine Rückströmung in den Brennraum stattfindet. Im Hinblick auf den Ölhaushalt ist durch den vermehrten Gasstrom zunächst ein deutlich niedrigeres Ölangebot in der Kolbengruppe erkennbar. Dies ist jedoch vermutlich nicht mit niedrigeren Ölemissionen verbunden.

Eine Erweiterung des Stoßspieles am zweiten Verdichtungsring führte zu keiner messbaren Vergrößerung des Blow-by-Volumenstromes, aber zu reduziertem Druck am ersten Ringsteg. In der dynamischen LIF-Messung erkennbare, deutlich vergrößerte Ölmengen am Feuersteg

sind vermutlich auf ein Passieren des ersten Ringstoßes während der Messung zurückzuführen.

Literaturverzeichnis

- [1] MAHLE GMBH: *Kolben und motorische Erprobung*. 2., überarbeitete Auflage. Wiesbaden : Springer Vieweg, 2015 (ATZ / MTZ-Fachbuch 2)
- [2] HOLMBERG, Kenneth ; ANDERSSON, Peter ; ERDEMIR, Ali: *Global energy consumption due to friction in passenger cars*. In: *Tribology International* 47 (2012), Nr. 16, S. 221–234
- [3] THIROUARD, Benoit: *Characterization and modeling of the fundamental aspects of oil transport in the piston ring pack of internal combustion engines*. Massachusetts, Massachusetts Institute of Technology. Ph.D. Thesis. 2001
- [4] ROSEFORT, Yves ; MAUERMANN, Peter ; GRÜTERING, Ulrich ; PISCHINGER, Stefan: *Motorölbedingte Emissionen und deren Bilanzierung beim DI-Dieselmotor*. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 69 (2008), Nr. 5, S. 432–442
- [5] DELVIGNE, Thierry: *Oil Consumption Sources in a Modern Gasoline Engine Including Contribution of Blow-by Separator and Turbocharger : An Experimental Study Based on the Use of Radiotracers*. In: *SAE International Journal of Fuels and Lubricants* 3 (2010), Nr. 2, S. 916–924
- [6] STEIN, Christian ; BUDDE, Matthias ; KRAUSE, Sven ; BRANDT, Sven ; SCHLEREGE, Frank: *Schmierölemission und Gemischbildung : Beeinflussung der Schmierölemission durch die Gemischbildung im Brennraum von Verbrennungsmotoren*. Vorhaben Nr. 933. 2010 (FVV Abschlussberichte Heft 901)
- [7] PAPADOPOULOS, Ioannis ; BECKER, Simon ; EHNIS, Holger ; KUNZEL, Reiner ; FROMMER, Armin: *Influence of Oil Drain Holes on Oil Emission of a Turbocharged Gasoline Engine*. In: *SAE International Journal of Engines* 10 (2017), Nr. 4
- [8] GUNKEL, Matthias ; FRENSCH, Marcel ; ROBOTA, Arnim ; GELHAUSEN, Ralf: *Innermotorische Emissionsreduzierung Zusammenhang zwischen Partikelemissionen und Ölverbrauch*. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 79 (2018), 7-8, S. 46–51
- [9] YAMADA, T. ; INAGAKI, H. ; NOZAWA, Y. ; KATSUMI, N. ; YAMASHITA, K. ; KAWAI, K.: *Multiple Experimental Approaches to Investigate Oil Transport Mechanism of Piston-Liner System*. In: *24. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik*. Aachen, 2015, S. 1011–1030
- [10] TAKEUCHI, Kazuo ; FUJIMOTO, Kosuke ; HIRANO, Satoshi ; YAMASHITA, Minoru: *Investigation of Engine Oil Effect on Abnormal Combustion in Turbocharged Direct Injection - Spark Ignition Engines*. In: *SAE International Journal of Fuels and Lubricants* 5 (2012), Nr. 3, S. 1017–1024
- [11] MAYER, Mattias ; HOFMANN, Peter ; WILLIAMS, John ; TONG, Danlu: *Vorentflammungseinfluss des Motoröls bei hochaufgeladenen Ottomotoren mit direkter Einspritzung*. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 77 (2016), Nr. 6, S. 42–47
- [12] RYAN, James P. ; WONG, Victor W. ; LYON, Richard H. ; HOULT, David P. ; SEKIYA, Yoshiki ; KOBAYASHI, Yoichi ; AOYAMA, Shunichi: *Engine Experiments on the Effects of Design and Operational Parameters on Piston Secondary Motion and Piston Slap*. In: *SAE* (1994), Nr. 940695
- [13] TERAGUCHI, Sunao ; SUZUKI, Wataru ; TAKIGUCHI, Masaaki ; SATO, Daijiro: *Effects of Lubricating Oil Supply on Reductions of Piston Slap Vibration and Piston Friction*. In: *SAE* (2001), 2001-01-0566
- [14] TAKAHASHI, Masanori ; ISARAI, Ryoji ; HARA, Hiroki: *Measurement of Piston Secondary Motion Using the New Digital Telemeter*. In: *SAE International Journal of Engines* 6 (2013), Nr. 1, S. 577–586
- [15] AFFENZELLER, Josef ; GLÄSER, Heinz: *Lagerung und Schmierung von Verbrennungsmotoren*. Wien : Springer, 1996 (8)
- [16] STRIBECK R.: *Die wesentlichen Eigenschaften der Gleit- und Rollenlager*. In: *Zeitschrift des VDI* (1902), Bd. 46, S. 1341–1348
- [17] MÖLLER, Uwe J. ; NASSAR, Jamil: *Schmierstoffe im Betrieb*. Berlin, Heidelberg : Springer Berlin Heidelberg, 2002
- [18] VAN BASSHUYSEN, Richard: *Ottomotor mit Direkteinspritzung und Direkteinblasung*. Wiesbaden : Springer Fachmedien Wiesbaden, 2017

- [19] HANKE, Wolfgang ; FAHR, Matthias ; REHL, Andreas ; VOIGT, Marco ; ANDO, Hajime: *Friction Reduction in Power Cylinder Systems for Downsize Gasoline Engines with Modern Surface Technologies of Aluminum Crankcases*. In: SAE (2012), 2012-01-1332
- [20] MERKLE, Andre: *Maßnahmen zur Reduzierung der CO₂-Emissionen von Verbrennungsmotoren durch Reibungsoptimierung des tribologischen Systems Kolbengruppe*. München, Technische Universität München. Dissertation. Januar 2014 – Überprüfungsdatum 2015-04-30
- [21] MERKLE, Andre ; HUBER, Bernhard ; SPITZNAGEL, Thilo: Symmetrische Formhonung in den neuen BMW 3- und 4-Zylinder- Ottomotoren. In: LIEBL, Johannes (Hrsg.): *Reibungsminimierung im Antriebsstrang 2017 : Systemverständnis eröffnet zukünftige Wege 6. ATZ-Fachtagung Tribologie*. Wiesbaden : Springer Fachmedien Wiesbaden, 2018 (Proceedings), S. 50–64
- [22] DR. MARTIN HARTWEG, DR. HARALD SCHEIB, THOMAS LACHNIT, KLAUS GEIGER, JENS BÖHM, DR. VOLKER LAGEMANN, UDO GRIMMER, HARTWIG HELLWIG, SEBASTIAN SCHIEFER, TOBIAS HANSCHKE, DR. THOMAS BEHR, FRANZ-PAUL GULDE: *Reibungsminimierung mittels Formhonung am Beispiel des neuen Otto-Vierzylindermotors M 264*. In: LIEBL, Johannes (Hrsg.): *Reibungsminimierung im Antriebsstrang 2017 : Systemverständnis eröffnet zukünftige Wege 6. ATZ-Fachtagung Tribologie*. Wiesbaden : Springer Fachmedien Wiesbaden, 2018 (Proceedings).
- [24] ESSER, Johannes: *Einfluss von Ölabbreifungen auf den Ölverbrauch*. In: MTZ - Motortechnische Zeitschrift 63 (2002), 7-8, S. 592–601
- [25] MAHLE GMBH: *Zylinderkomponenten : Eigenschaften, Anwendungen, Werkstoffe*. 2., überarbeitete Auflage. Wiesbaden : Springer Fachmedien Wiesbaden, 2015 (ATZ / MTZ-Fachbuch 1)
- [26] TAKIGUCHI, Masaaki ; SASAKI, Ryuichiro ; TAKAHASHI, Ikuma ; ISHIBASHI, Fumihiko ; FURUHAMA, Shoichi ; KAI, Ryoji ; SATO, Masaharu: *Oil Film Thickness Measurement and Analysis of a Three Ring Pack in an Operating Diesel Engine*. In: SAE (2000), 2000-01-1787
- [27] TAKIGUCHI, Masaaki ; HYUGA, Tetsu ; FURUHAMA, Shoichi: *Characteristics Of Piston With Pressure Ring And One Narrow Single-Rail Oil Ring*. In: SAE (1988), Nr. 885131
- [28] NAKAYAMA, Kei ; YASUTAKE, Yuuki ; TAKIGUTI, Masaaki ; FURUHAMA, Shoichi: *Effect of Piston Motion on Piston Skirt Friction of a Gasoline Engine*. In: SAE (1997), Nr. 970839
- [29] NAKAYAMA, Kei ; TAMAKI, Seiji ; MIKI, Hiroyuki ; TAKIGUCHI, Masaaki: *The Effect of Crankshaft Offset on Piston Friction Force in a Gasoline Engine*. In: SAE (2000), 2000-01-0922
- [30] MADDEN, Dermot ; KIM, Kwangsoo ; TAKIGUCHI, Masaaki: *Part 1 : Piston Friction and Noise Study of Three Different Piston Architectures for an Automotive Gasoline Engine*. In: SAE (2006), 2006-01-0427
- [31] KIM, Dallwoo ; ITO, Akemi ; ISHIKAWA, Yasuhiro ; OSAWA, Katsuyuki ; IWASAKI, Yoshiyuki: *Friction Characteristics of Steel Pistons for Diesel Engines*. In: *Journal of Materials Research and Technology* 1 (2012), Nr. 2, S. 96–102
- [32] ITO, Akemi ; HITOSUGI, Hideshi ; FURUHAMA, Shoichi: *Measurement of Piston-Skirt Deformation in Engine Operation by Means of Rotating Cylinder with Gap-Sensors*. In: SAE (1993), Nr. 930717
- [33] ITO, Akemi ; MOCHIDUKI, Kazuya ; KIKUHARA, Koji ; INUI, Masatsugu ; AKAMATSU, Hirotaka: *A Study on Measurement of Conformability of the Piston Oil Ring on the Cylinder Bore Under Engine Operating Condition by Laser Induced Fluorescence Method Using Optical Fiber*. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 136 (2014), Nr. 12, S. 121503
- [34] ESCH, Thomas: *Einfluss der Zylindergestaltung auf die tribologischen Eigenschaften von wassergekühlten Verbrennungsmotoren*. Aachen, RWTH Aachen. Dissertation. 1992
- [35] CHUCHOLOWSKI, C. ; KORNPORST, H. ; ZEILINGER, K.: *Kolbenringverhalten und Kolbensekundärbewegung*. Vorhaben Nr. 250. 1982 (FVV Abschlussberichte)
- [36] TAYLOR, R. I. ; EVANS, P. G.: *In-situ piston measurements*. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology* 218 (2004), Nr. 3, S. 185–200
- [37] KONDO, Takashi ; OHBAYASHI, Hisayuki: *Study of Piston Pin Noise of Semi-Floating System*. In: SAE (2012), 2012-01-0889

- [38] FURUHAMA, Shoichi ; HIRUMA, Masaru ; TSUZITA, Makoto: *Piston Ring Motion and Its Influence on Engine Tribology*. In: SAE (1979), Nr. 790860 – Überprüfungsdatum 2015-02-16
- [39] MITTLER, Richard ; MIERBACH, Albin ; RICHARDSON, Dan: *Understanding the Fundamentals of Piston Ring Axial Motion and Twist and the Effects on Blow-By*. In: ASME Internal Combustion Engine Division Spring Technical Conference (2009), ICES2009-76080, S. 721–735
- [40] PLETTENBERG, Mirko: *Messtechnische Untersuchungen am Tribosystem Kolben - Kolbenring - Zylinder : Lehrstuhl und Institut für Maschinenelemente und Maschinengestaltung / Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen und Institut für Thermodynamik*. Aachen, Techn. Hochsch., Diss., 2014. 2014
- [41] PLETTENBERG, Mirko ; HENAU, Daniel ; HAMMERMÜLLER, Benedikt: *Measurement Studies on the Tribological System Piston - Piston Ring - Cylinder*. In: SAE (2015), 2015-01-1776
- [42] KORNPÖBST, Heinz: *Beitrag zur Klärung der Kolbenringbewegung*. München, Technische Universität München. Dissertation. 1988
- [43] WACHTMEISTER, G.: *Auswirkung hoher Druckerhöhungsgeschwindigkeiten auf die Bauteilbeanspruchung eines Hubkolbenmotors*. München, Technische Universität München. Dissertation. 1988
- [44] KNÖRR, Martin Georg: *Reduzierung der Verlustleistungsströme am System Kolben/Kolbenringe/Zylinderlaufbahn*. München, Technische Universität München. Dissertation. 2013
- [45] GOLLOCH, Rainer: Untersuchungen zur Tribologie eines Dieselmotors im Bereich Kolbenring/Zylinderlaufbuchse, Bd. 473. In: *Fortschritt-Berichte VDI*. Düsseldorf : VDI-Verlag, 2001 (Reihe 12).
- [46] WEIMAR, Hans-Joachim: *Entwicklung eines laser-optischen Messsystems zur kurbelwinkelaufgelösten Bestimmung der Ölfilmdicke zwischen Kolbenring und Zylinderwand in einem Ottomotor*. Karlsruhe, Universität Karlsruhe. Dissertation. 2002
- [47] IJIMA, Naoki ; MIYAMOTO, Tomohiro ; TAKIGUCHI, Masaaki ; KAI, Ryoji ; SATO, Masaharu: *An Experimental Study on Phenomena of Piston Ring Collapse*. In: SAE (2002), 2002-01-0483
- [48] TAKIGUCHI, Masaaki ; NAKAYAMA, Kei ; FURUHAMA, Shoichi ; YOSHIDA, Hideki: *Variation of Piston Ring Oil Film Thickness in an Internal Combustion Engine - Comparison Between Thrust and Anti-Thrust Sides*. In: SAE (1998), Nr. 980563
- [49] WIGGER, Stefan ; MÜLLER, Torben ; FÜRER, Hans-Jürgen: *Tribologieanalyse der Kolbengruppe mittels optisch zugänglichem Forschungsmotor*. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 78 (2017), 7-8, S. 46–51
- [50] CHUCHOŁOWSKI, Cornelius ; KORNPÖBST, Heinz ; ZELLINGER, K.: *Kolbenringverhalten II : Untersuchung des Lauf- und Dichtverhaltens von Kolbenringen in Abhängigkeit äußerer Einflüsse und Computerprogramm zur Berechnung der Kolbensekundärbewegung in einem Hubkolbenmotor*. München, 1985 (Vorhaben Nr. 304 360)
- [51] VDI VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE (Hrsg.): *Beitrag zur Beschreibung der Kolbenringbewegungen und des Druckverlaufes im Ringpaket eines Zweitakt-Schiffs-Dieselmotors*. Als Ms. gedr. Düsseldorf : VDI-Verl., 1989 (Fortschritt-Berichte VDI Reihe 6 231)
- [52] RICHARDSON, D. E.: *Comparison of Measured and Theoretical Inter-Ring Gas Pressure on a Diesel Engine*. In: SAE (1996), Nr. 961909
- [53] HERBST, Hubert M. ; PRIEBSCHE, Hans H.: *Simulation of Piston Ring Dynamics and Their Effect on Oil Consumption*. In: SAE International 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2000 (SAE Technical Paper Series).
- [54] CHEN, Jinglei ; RICHARDSON, D. E.: *Predicted and Measured Ring Pack Performance of a Diesel Engine*. In: SAE.
- [55] MITTLER, Richard: *Detaillierte 3D-Ringpaketanalyse*. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 71 (2010), 7-8, S. 500–505
- [56] UHLIG, Benedict Paul ; KIRNER, Claus ; PREUSS, Ann-Christin ; WACHTMEISTER, Georg: *Real-Time Measurement of the Piston Ring Gap Positions and Their Effect on Exhaust Engine Oil Emission*. In: *SAE International 2018* (2018)

- [57] JOHANSSON, P. ; ANDERSSON, S.: *Variations in piston second land pressure as a function of ring gap position*. In: *International Journal of Engine Research* 11 (2010), Nr. 2, S. 153–161
- [58] STEGEMANN, Dieter Helmut: *Radioisotopen als Hilfsmittel zur Untersuchung des Kolbenringdrehens und seines Einflusses auf die Abdichtung*. Karlsruhe, Technische Hochschule Karlsruhe. Dissertation. 1962
- [59] SCHNEIDER, Eric W. ; BLOSSFELD, Daniel H.: *Method for Measurement of Piston Ring Rotation in an Operating Engine*. In: *SAE* (1990), Nr. 900224
- [60] SCHNEIDER, Eric W. ; BLOSSFELD, Daniel H. ; LECHMAN, Donald C. ; HILL, Robert F. ; REISING, Richard F. ; BREVICK, John E.: *Effect of Cylinder Bore Out-of-Roundness on Piston Ring Rotation and Engine Oil Consumption*. In: *SAE* (1993), Nr. 930796
- [61] MIN, Byung-Soon ; KIM, Joong-Soo ; OH, Dae-Yoon ; CHOI, Jae-Kwon ; JIN, Joon-Ha: *Dynamic Characteristics of Oil Consumption - Relationship Between the Instantaneous Oil Consumption and the Location of Piston Ring Gap* SAE (1998), Nr. 982442
- [62] SAUER, Markus ; HOFKENS, Johan ; ENDERLEIN, Jörg: *Handbook of fluorescence spectroscopy and imaging : From single molecules to ensembles*. Weinheim : Wiley-VCH, 2011
- [63] THORLABS: *Total Internal Reflection in an Optical Fiber*. URL https://www.thorlabs.com/images/tabimages/Numerical_Aperture_Angles_D2-300.jpg
- [64] GHANDHI, Jaal B.: *Single- and dual-fiber fluorescence probes : Application to oil-film measurements in an internal combustion engine*. In: *Applied Optics* 39 (2000), Nr. 30, S. 5456
- [65] FORD, R.A.J. ; FOORD, C. A.: *Laser-based fluorescence techniques for measuring thin liquid films*. In: *Wear* 51 (1978), Nr. 2, S. 289–297
- [66] HOULT, David P. ; LUX, Jeffrey P. ; WONG, Victor W. ; BILLIAN, Stephan A.: *Calibration of Laser Fluorescence Measurements of Lubricant Film Thickness in Engines*. In: *SAE* (1988), Nr. 881587
- [67] LUX, J. P. ; HOULT, D. P. ; OLECHOWSKI, M. J.: *Lubricant Film Thickness Measurements in a Diesel Engine Piston Ring Zone*. In: *Lubrication Engineering* 47 (1991), Nr. 5, S. 353–364
- [68] WONG, Victor W. ; HOULT, David P.: *Experimental Survey of Lubricant-Film Characteristics and Oil Consumption in a Small Diesel Engine*. In: *SAE* (1991), Nr. 910741
- [69] BROWN, M. A. ; MCCANN, H. ; THOMPSON, D. M.: *Characterization of the Oil Film Behaviour Between the Liner and Piston of a Heavy-Duty Diesel Engine*. In: *SAE* (1993), Nr. 932784
- [70] SANDA, S. ; SAITO, A. ; KONOMI, T. ; NOHIRA, H.: *Development of scanning laser-induced-fluorescence method for analyzing piston oil film behaviour*. In: *IMEchE Conference Transaction, Experimental and predictive methods in engine research and development* 10 (1993), S. 155–164
- [71] SANDA, Shuzou ; MURAKAMI, Motoichi ; NODA, Takashi ; KONOMI, Toshiaki: *Analysis of Lubrication of a Piston Ring Package. (Effect of Oil Starvation on Oil Film Thickness)*. In: *JSME International Journal Series B* 40 (1997), Nr. 3, S. 478–486
- [72] RICHARDSON, Dana E. ; BORMAN, Gary L.: *Using Fiber Optics and Laser Fluorescence for Measuring Thin Oil Films with Application to Engines*. In: *SAE* (1991), Nr. 912388
- [73] RICHARDSON, Dana E. ; BORMAN, Gary L.: *Theoretical and Experimental Investigations of Oil Films for Application to Piston Ring Lubrication*. In: *SAE* (1992), Nr. 922341
- [74] PHEN, Robert V. ; RICHARDSON, Dan ; BORMAN, Gary: *Measurements of Cylinder Liner Oil Film Thickness in a Motored Diesel Engine*. In: *SAE* (1993), Nr. 932789
- [75] FROLUND, Kent ; SCHRAMM, Jesper ; NOONBY, Bouke ; TIAN, Tian ; WONG, Victor W.: *An Investigation of the Cylinder Wall Oil Film Development During Warm-Up of An SI Engine Using Laser-Induced Fluorescence*. In: *SAE* (1997), Nr. 971699
- [76] YILMAZ, Ertan: *Sources and Characteristics of Oil Consumption in a Spark-Ignition Engine*. Massachusetts, Massachusetts Institute of Technology. Dissertation. 2003-10-22
- [77] INAGAKI, Hideto ; SAITO, Akinori ; MURAKAMI, Motoichi ; KONOMI, Toshiaki: *Development of Two-Dimensional Oil Film Thickness Distribution Measuring System*. In: *SAE* (1995), Nr. 952346

- [78] INAGAKI, Hideto ; SAITO, Akinori ; MURAKAMI, Motoichi ; KONOMI, Toshiaki: *Measurement of Oil Film Thickness Distribution on Piston Surface Using the Fluorescence Method. (Development of Measurement System)*. In: *JSME International Journal Series B* 40 (1997), Nr. 3, S. 487–493
- [79] PRZESMITZKI, Steve: *Characterization of oil transport in the power cylinder of internal combustion engines during steady state and transient operation*. Massachusetts, Massachusetts Institute of Technology. Ph.D. Thesis. 2008
- [80] BABA, Yasukazu ; SUZUKI, Hidekazu ; SAKAI, Yutaka ; TECK WEI, Denis Ling ; ISHIMA, Tsuneaki ; OBOKATA, Tomio: *PIV/LIF measurements of oil film behavior on the piston in I. C. engine*. In: *SAE* (2007), 2007-24-0001
- [81] KATO, Masaaki ; ISHIMA, Tsuneaki ; OBOKATA, Tomio: *Measurement techniques of lubricant oil film behavior on the piston surface based on LIF and PIV*. In: *15th Int Symp on Applications of Laser Techniques to Fluid Mechanics*. Lisbon, 2010
- [82] WIGGER, Stefan: *Charakterisierung von Öl- und Kraftstoffschichten in der Kolbengruppe mittels laserinduzierter Fluoreszenz*. Duisburg-Essen, Universität Duisburg-Essen. Dissertation. 2014
- [83] MÜLLER, Torben ; WIGGER, Stefan ; FÜßER, Hans-Jürgen ; KAISER, Sebastian: *Optische Untersuchung der Schmierungsverhältnisse im Reibkontakt Kolbenhemd/Zylinderlaufbahn mittels laserinduzierter Fluoreszenz an einem optisch zugänglichen Einzylindermotor*. In: *57. Tribologie-Fachtagung 2016 - Gesellschaft für Tribologie e. V.* Göttingen, 2016
- [84] MÜLLER, Torben: *Simultane Visualisierung von Öl- und Kraftstoffschichten in der Kolbengruppe eines direkt einspritzenden Ottomotors durch laserinduzierte Fluoreszenz*. Essen, Universität Duisburg-Essen, Institut für Verbrennung und Gasdynamik. Dissertation. 2018
- [85] EHRLY, Markus ; BARTEL, Dirk ; OLIVA, Alexander ; SEEL, Kevin (Mitarb.); GEPPERT, Anne (Mitarb.); MEISTER, Christian (Mitarb.); EHRLY, Markus (Mitarb.); BEHN, Andreas (Mitarb.); FEINDT, Matthias (Mitarb.); BREGAR, Jochen (Mitarb.); LYUBARSKYY, Pavel (Mitarb.); OLIVA, Alexander (Mitarb.) : *Fuel in Oil : Erforschung der Kraftstoff-Schmieröl-Interaktionen, die zur Ölverdünnung bei der Partikelfilter / NOx- Zwischenbericht über das Vorhaben Nr. 1084 (IGF-Nr. 17309), Heft R566*. In: *FVV-Frühjahrstagung*. Magdeburg, 2014 (Heft R566).
- [86] EHRLY, Markus ; RIENÄCKER, Adrian ; BEHN, Andreas ; SEEL, Kevin (Mitarb.); GEPPERT, Anne (Mitarb.); MEISTER, Christian (Mitarb.); EHRLY, Markus (Mitarb.); BEHN, Andreas (Mitarb.); FEINDT, Matthias (Mitarb.); BREGAR, Jochen (Mitarb.); LYUBARSKYY, Pavel (Mitarb.); OLIVA, Alexander (Mitarb.) : *Fuel in Oil : Erforschung der Kraftstoff-Schmieröl-Interaktionen, die zur Ölverdünnung bei der Partikelfilter / NOx-Speicherkatalysator-Regeneration führen. Abschlussbericht über die Vorhaben 1084-1089+1102 (IGF-Nrn. 17305-17310), Heft R570*. In: *FVV-Frühjahrstagung 2015*.
- [87] DELLIS, P. ; ARCOUMANIS, C.: *Cavitation development in the lubricant film of a reciprocating piston-ring assembly*. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology* 218 (2004), Nr. 3, S. 157–171
- [88] DELLIS, P. ; ARCOUMANIS, C.: *A parametric study on oil film pressure measurements in a single piston-ring configuration*. In: *International Journal of Engine Research* 14 (2013), Nr. 2, S. 122–137
- [89] TAMMINEN, Jaana ; SANDSTRÖM, Carl-Erik ; ANDERSSON, Peter: *Influence of load on the tribological conditions in piston ring and cylinder liner contacts in a medium-speed diesel engine*. In: *Tribology International* 39 (2006), Nr. 12, S. 1643–1652
- [90] DWYER-JOYCE, R. S. ; GREEN, D. A. ; HARPER, P. ; LEWIS, R. ; BALAKRISHNAN, S. ; KING, P. D. ; RAHNEJAT, H. ; HOWELL-SMITH, S.: *The Measurement of Liner - Piston Skirt Oil Film Thickness by an Ultrasonic Means*. In: *SAE* (2006), 2006-01-0648
- [91] NAKAYAMA, Kei ; SEKI, Takamitsu ; TAKIGUCHI, Masaaki ; SOMEYA, Tsuneo ; FURUHAMA, Shoichi: *The Effect of Oil Ring Geometry on Oil Film Thickness in the Circumferential Direction of the Cylinder*. In: *SAE* (1998), Nr. 982578
- [92] KIRNER, C. ; UHLIG, B. ; BEHN, A. ; FEINDT M.: *Kolbenring-Öltransport : Öltransport durch die Kolbenringe*. Vorhaben Nr. 1124. 2015 (FVV Abschlussberichte Heft 1072)

- [93] UHLIG, B. ; KIRNER, C. ; PREUß, A. C. ; GRAF, J. ; NEBEN, M. ; ZAUSSINGER, F.: *Kolbenring-Öltransport II : Öltransport durch die Kolbenringe*. Vorhaben Nr. 1197. 2017 (FVV Abschlussberichte Heft 1120)
- [94] KIRNER, C. ; UHLIG, B. ; BEHN, A. ; FEINDT, M.: *Kolbenring-Öltransport I : Abschlussbericht über das Vorhaben Nr. 1124, Heft R572*. In: *FVV-Herbsttagung*. Würzburg, 2015 (Heft R572).
- [95] UHLIG, Benedict ; KIRNER, Claus ; PREUß, Ann-Christin ; GRAF, Johann ; NEBEN, Matthias: *Kolbenring-Öltransport II : Abschlussbericht über das Vorhaben Nr. 1197*. In: *FVV-Herbsttagung*. Magdeburg, 2016 (Heft R576).
- [96] UHLIG, Benedict ; KIRNER, Claus ; BEHN, Andreas ; FEINDT, Matthias: *Untersuchung des Ölhaushalts an der Kolbengruppe*. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 77 (2016), Nr. 4, S. 66–73
- [97] UHLIG, Benedict ; PREUß, Ann-Christin ; GRAF, Johann ; NEBEN, Matthias: *Messtechnische und simulative Untersuchung des Ölhaushalts an der Kolbengruppe*. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 78 (2017), Nr. 2, S. 76–81
- [98] WACHTMEISTER, Georg ; KIRNER, Claus ; UHLIG, Benedict ; BEHN, Andreas ; FEINDT, Matthias: *Setting up a Measurement Device for Tribological Studies in the Piston Assembly*. In: *International Journal of Automotive Engineering* 9 (2018), Nr. 4, S. 262–267
- [99] KIRNER, C. ; HALBHUBER, J. ; UHLIG, B. ; OLIVA, A. ; GRAF, S. ; WACHTMEISTER, G.: *Experimental and simulative research advances in the piston assembly of an internal combustion engine*. In: *Tribology International* 99 (2016), S. 159–168
- [100] UHLIG, Benedict ; KIRNER, Claus ; WACHTMEISTER, Georg: *Tribologische Untersuchungen an der Kolbengruppe, Bd. 4*. In: *4. Györer Tribologie Tagung*. Győr, 2016, S. 23–33
- [101] KIRNER, Claus: *Experimentelle Ermittlung der Wechselwirkung zwischen Reibung und Schmierfilm an der Kolbengruppe mittels eines neu entwickelten Tribologie-Forschungsmotors*. München, Technische Universität München, Institut für Energietechnik, Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen. Dissertation. 2020
- [102] KNOLL, Glenn F.: *Radiation detection and measurement*. 4th ed. Hoboken, N.J. : John Wiley, 2010
- [103] PHILIPPOT, J. Cl.: *Automatic Processing of Diode Spectrometry Results*. In: *IEEE Transactions on Nuclear Science* 17 (1970), Nr. 3, S. 446–488
- [104] CHUCHOŁOWSKI, Cornelius: *Simulationsrechnung der Kolbensekundärbewegung*. München, Technische Universität München, Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen und Kraftfahrzeuge. Dissertation. 1986 – Überprüfungsdatum 2015-01-25
- [105] *FVV-Herbsttagung*. Würzburg, 2015 (Heft R572)
- [106] *FVV-Herbsttagung*. Magdeburg, 2016 (Heft R576)
- [107] PARK, S. ; GHANDHI, J. B.: *Fuel Film Temperature and Thickness Measurements on the Piston Crown of a Direct-Injection Spark-Ignition Engine*. In: *SAE* (2005), 2005-01-0649
- [108] ASME (Hrsg.); HIDROVO, C. H. (Mitarb.); HART, D. P. (Mitarb.) : *Dual emission laser induced fluorescence technique (DELIF) for oil film thickness and temperature measurement*, 2000 (2000)
- [109] FURUHAMA, S. ; HIRUMA, Masaru: *Axial Movement of Piston Rings in the Groove*. In: *ASLE Trans.* 15 (1972), Nr. 4, S. 278–287
- [110] FURUHAMA, Shoichi ; SUZUKI, Hidekazu: *Temperature Distribution of Piston Rings and Piston in High Speed Diesel Engine*. In: *Bulletin of JSME* 22 (1979), Nr. 174, S. 1788–1795
- [111] TAKIGUCHI, Masaaki ; KIKUCHI, Hidenori ; FURUHAMA, Shoichi: *Influence of Clearance Between Piston and Cylinder on Piston Friction*. In: *SAE* (1988), Nr. 881621 – Überprüfungsdatum 2015-07-03
- [112] FUJIMOTO, Hiroya ; YOSHIHARA, Yuji ; GOTO, Takaharu ; FURUHAMA, Shoichi: *Measurement of Cylinder Bore Deformation During Actual Operating Engines*. In: *SAE* (1991), Nr. 910042
- [113] HENAU, Daniel ; ORLOWSKY, Kolja ; PLETTENBERG, Mirko: *Einsatz von Spezialmesstechnik im Mechanik-Testing am Beispiel detaillierter Untersuchungen druckdynamischer Effekte im Kolbenringpaket*. 2015 (Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen und Institut für Thermodynamik RWTH-2016-06325)

- [114] WACHTMEISTER, Georg ; ZEILINGER, K.: *Einfluss der Druckerhöhungsgeschwindigkeit auf die Bauteilbelastung*. Vorhaben Nr. 351. 1987 (FVV Abschlussberichte)
- [115] SCHNEIDER, Simon Gregor: *Mechanische und thermische Beanspruchungen in Großdieselmotoren bei extrem hohen Mitteldrücken*. München, Technische Universität München, Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen. 2012-11-14
- [116] WERNER, Martin: *Entwicklung eines Motorprüfstands zur Untersuchung der Kolbengruppenreibung und deren Haupteinflussgrößen*. Garching, Technische Universität München. Dissertation. 2014 – Überprüfungsdatum 2014-12-03
- [117] HÜGEL, P. ; KUBACH, H. ; KOCH, T.: Experimentelle Untersuchungen zum Wandwärmeverlust an einem Einzylinder-Forschungsmotor im Homogen- und Schichtbetrieb. In: Tschöke, Helmut (Hrsg.): *9. Tagung Diesel- und Benzindirekteinspritzung 2014*. Wiesbaden : Springer Fachmedien Wiesbaden, 2015, S. 341–364
- [118] SHAW, Byron T. ; HOULT, David P. ; WONG, Victor W.: *Development of Engine Lubricant Film Thickness Diagnostics Using Fiber Optics and Laser Fluorescence*. In: SAE (1992), Nr. 920651
- [119] YILMAZ, Ertan ; TIAN, Tian ; WONG, Victor W. ; HEYWOOD, John B.: *The Contribution of Different Oil Consumption Sources to Total Oil Consumption in a Spark Ignition Engine*. In: SAE (2004), 2004-01-2909
- [120] ZANGHI, Eric: *Analysis of Oil Flow Mechanisms in Internal Combustion Engines via High Speed Laser Induced Fluorescence (LIF) Spectroscopy*. Massachusetts, Massachusetts Institute of Technology. Master Thesis. 2014
- [121] ZANGHI, Eric ; TIAN, Tian: *Development of a High Speed Laser Induced Fluorescence (HSLIF) System in a Single Cylinder Engine for Oil Transport Studies*. In: SAE (2016), 2016-01-0642
- [122] MORITANI, Hiroshi ; NOZAWA, Yu: *Investigation on oil degradation in piston second-land region of gasoline engine*. In: *Japanese Journal of Tribology* 44 (1999), Nr. 4, S. 435–446
- [123] KONOMI, T. ; NOHIRA, H. ; MURAKAMI, M. ; SANDA, S.: *Effects of piston skirt profile on friction loss and oil film behaviour*. In: *IMEchE Conference Transaction, Experimental and predictive methods in engine research and development* 10 (1993), S. 147–154
- [124] BURNETT, P. J. ; BULL, B. ; WETTON, R. J.: *Characterization of the ring pack lubricant and its environment*. In: *ARCHIVE: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology 1994-1996 (vols 208-210)* 209 (1995), Nr. 210, S. 109–118
- [125] TAYLOR, R. I. ; BROWN, M. A. ; THOMPSON, D. M. ; BELL, J. C.: *The Influence of Lubricant Rheology on Friction in the Piston Ring-Pack*. In: SAE (1994), Nr. 941981
- [126] NATTRASS, S. R. ; THOMPSON, D. M. ; MCCANN, H.: *First In-Situ Measurement of Lubricant Degradation in the Ring Pack of a Running Engine*. In: SAE (1994), Nr. 942026
- [127] ARCOUMANIS, C. ; DUSZYNSKI, M. ; LINDENKAMP, H. ; PRESTON, H.: *Measurements of the Lubricant Film Thickness in the Cylinder of a Firing Diesel Engine Using LIF*. In: SAE (1998), Nr. 982435
- [128] ARCOUMANIS, C. ; DUSZYNSKI, M. ; PYKE, E. ; PRESTON, H.: *Cold-start Measurements of the Lubricant Film Thickness in the Cylinder of a Firing Diesel Engine*. In: SAE (1998), Nr. 982436
- [129] JUNG, Sunghee ; JIN, Joonha: *Monitoring of Rotational Movements of Two Piston Rings in a Cylinder Using Radioisotopes*. In: *Journal of the Korean Nuclear Society* 31 (1999), Nr. 4, S. 423–431

Anhang

A. Kolbensekundärbewegung im geschleppten Motorbetrieb

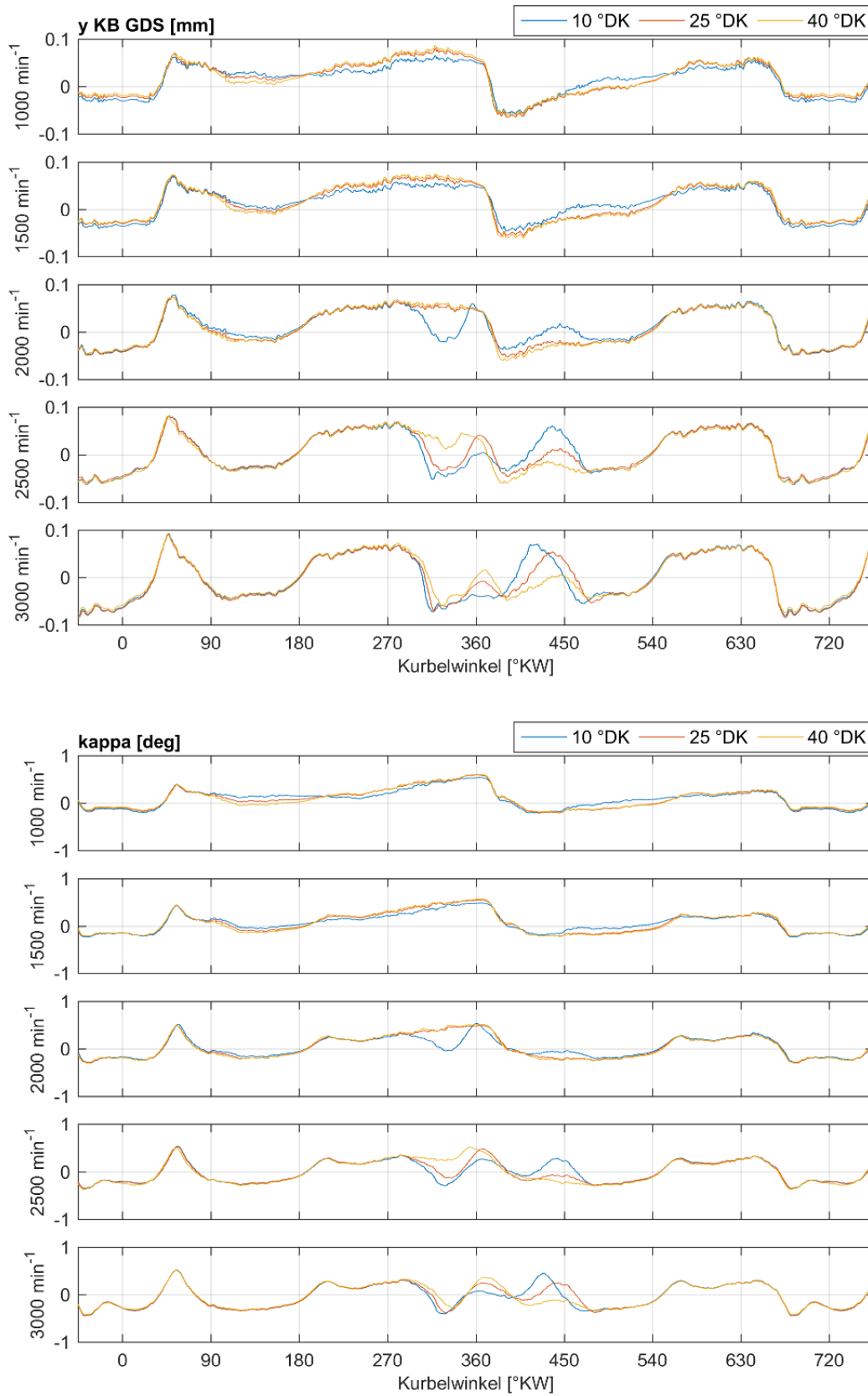


Abbildung 88. Querverschiebung und Kippwinkel des Kolbens im geschleppten Motorbetrieb.

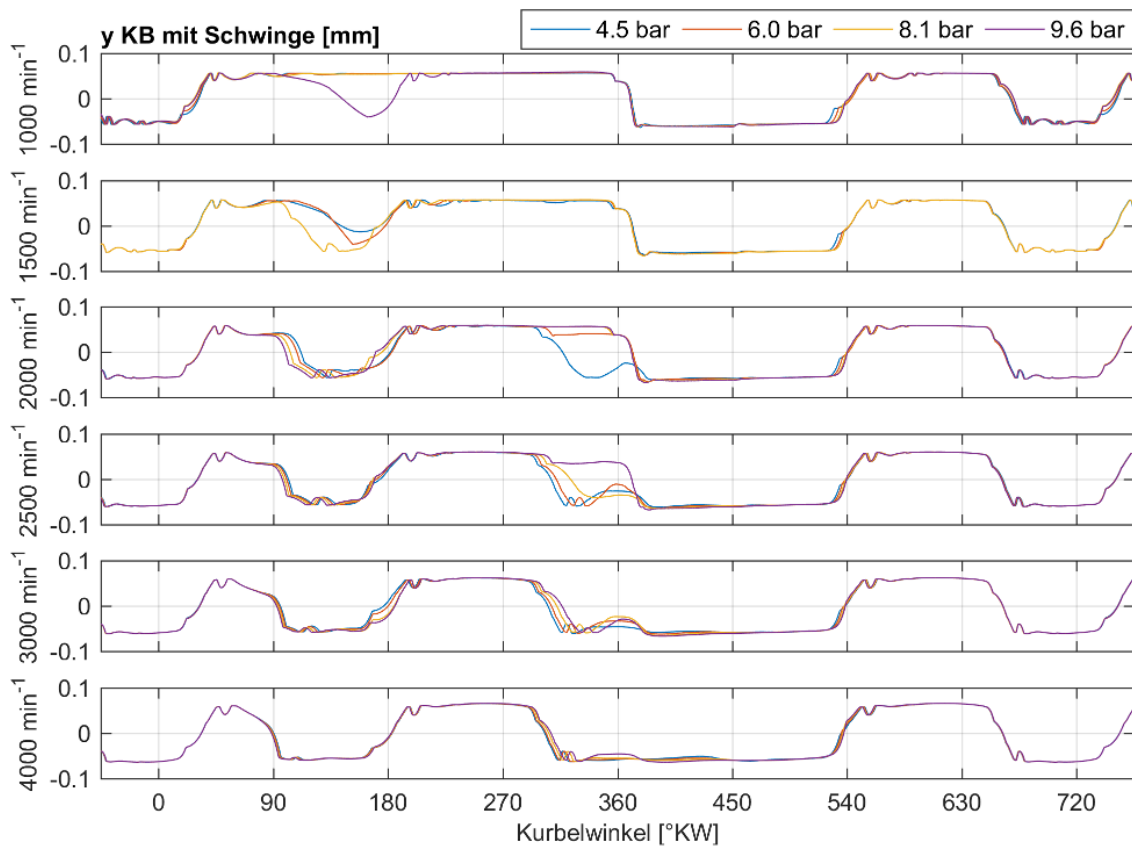
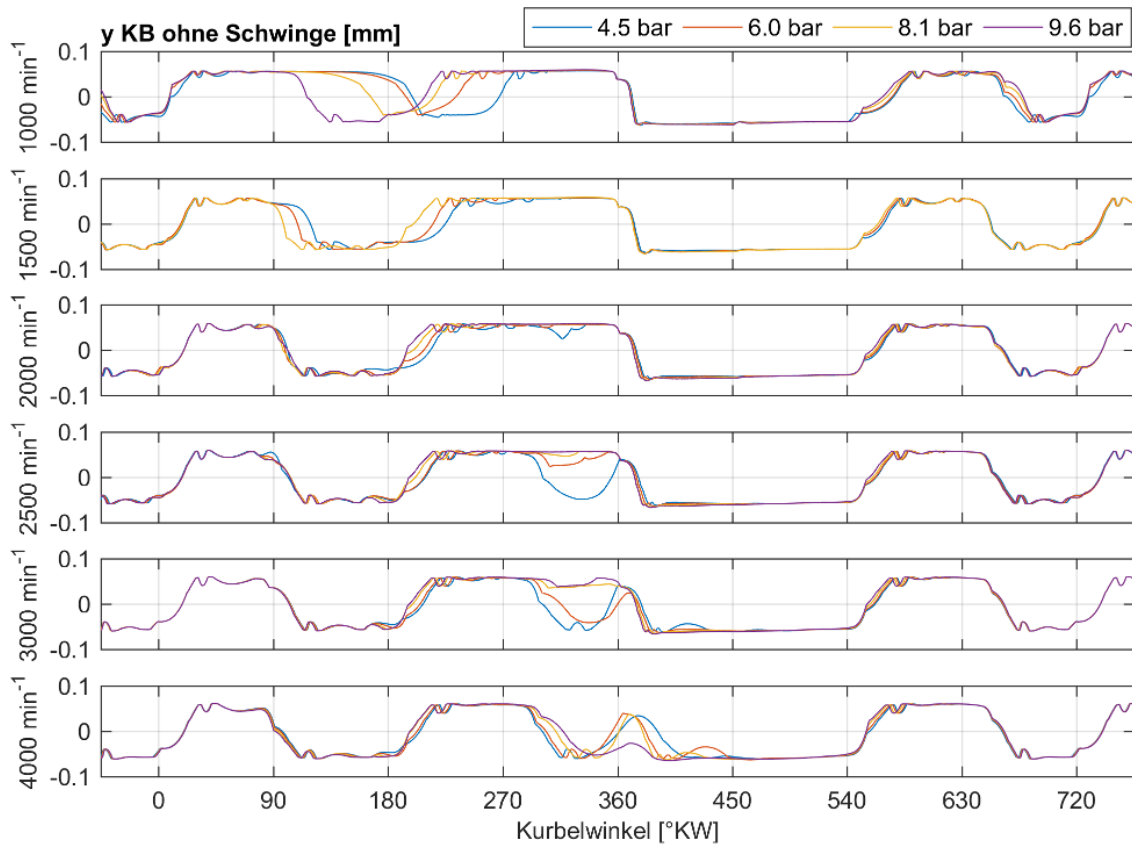
B. Simulationsdaten zur Kolbensekundärbewegung

Jeweils getrennt betrachtet sind der Querbewegungsanteil des Kolbens y_{KB} und die Kippbewegung κ , wobei jeweils die Ergebnisse mit und ohne Berücksichtigung der Schwingenkonstruktion einander gegenübergestellt werden.

Bereits unter 5.1.2 beschrieben sind die Änderungen vor ZOT.

Als zweiter auffälliger Bereich ist der Wechsel vom Ansaug- in den Verdichtungshub, also um 180° KW im UT zu nennen. Hier zeigt sich in der Simulation ohne Messschwinge eine Lastabhängigkeit der Bewegungsform, allerdings nur unterhalb einer Drehzahl von 2000 1/min.

Die Massenkraft wirkt in der Abwärtsbewegung ab dem Punkt der höchsten Geschwindigkeit (bei $74,1^\circ$ KW) als Druckkraft auf den Pleuel. Bei Betriebspunkten mit geringer Last saugt der Kolben aufgrund der nahezu vollständig geschlossenen Drosselklappe gegen einen deutlichen Unterdruck an. Dieser Unterdruck wirkt bis in den Verdichtungshub im Bereich $180\text{--}270^\circ$ KW entlastend. Bei Betriebspunkten niedriger Drehzahl und Last überwiegt dieser Kraftanteil aus der Gaskraft gegenüber den Massenkraften, so dass der Kolben im Bereich $90\text{--}270^\circ$ KW einen Anlagewechsel auf die Druckseite ausführen kann. Dies findet unter Berücksichtigung der Messswingenkonstruktion so nicht mehr statt, da die Massenkraften der Messschwinge in diesem Winkelbereich sämtlich in Richtung Gegendruckseite wirken.



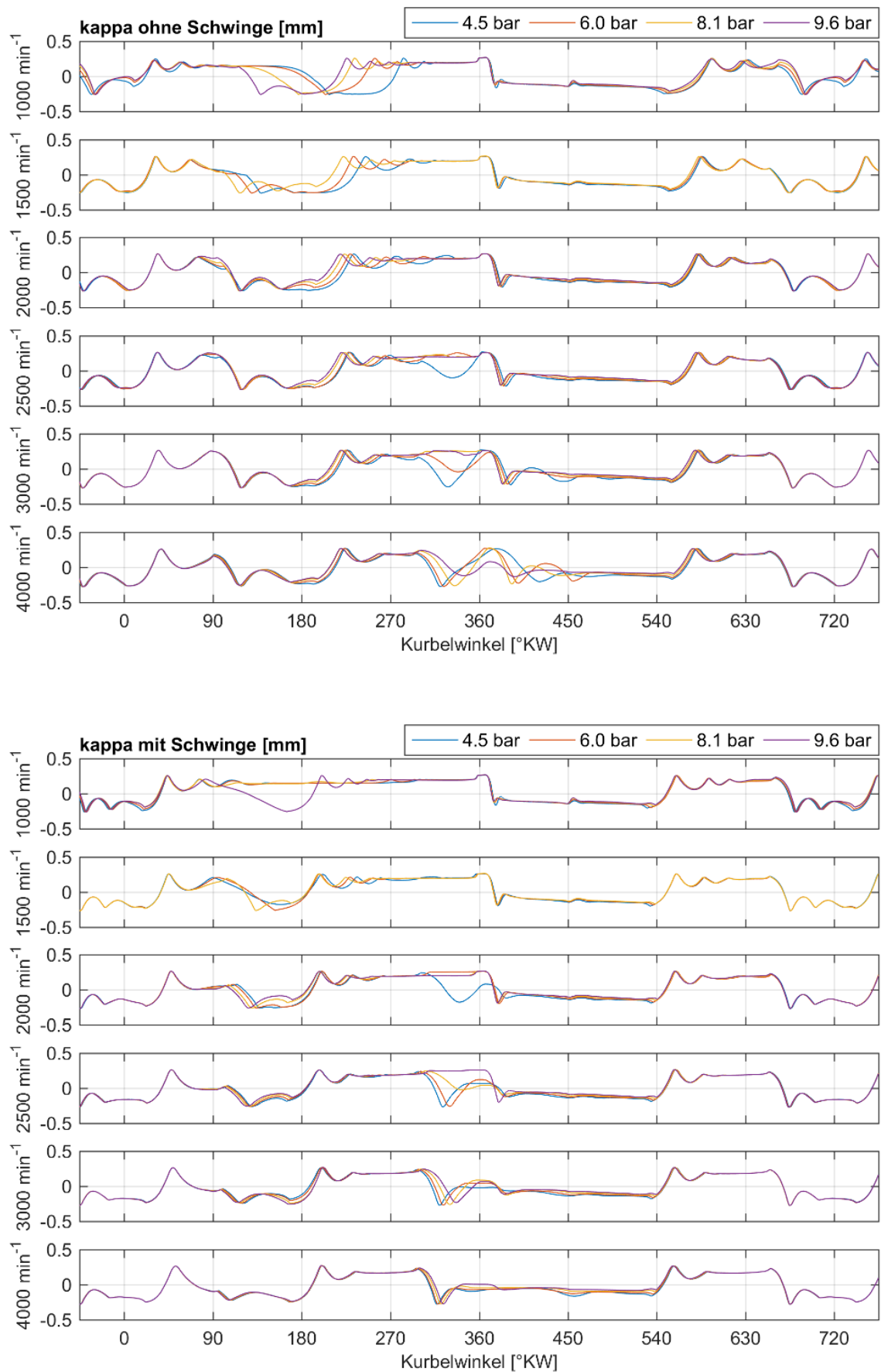


Abbildung 89. Einfluss der Schwinge auf die Kolbensekundärbewegung (Simulation).

C. LIF Buchse – Last und Drehzahlschnitt

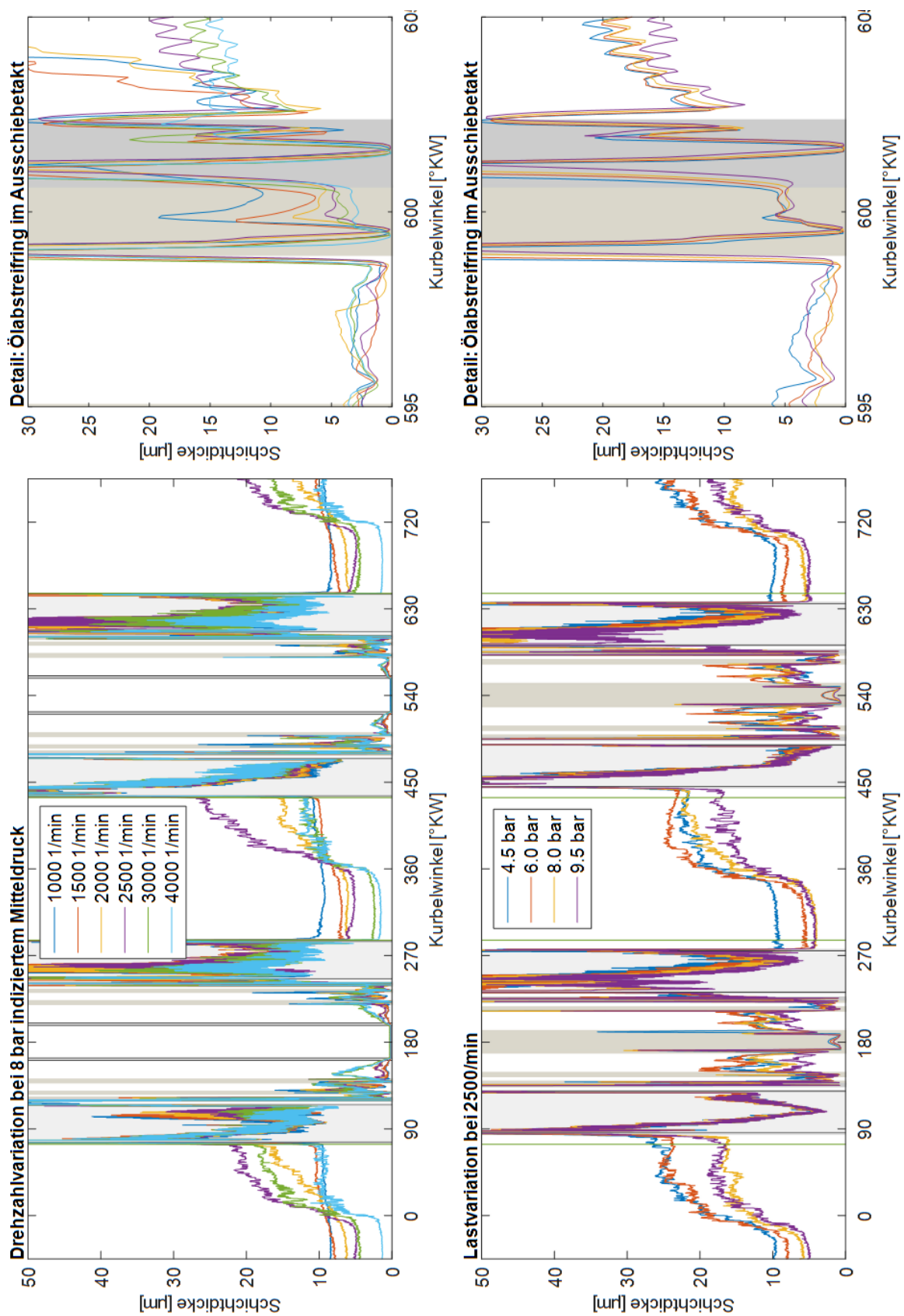


Abbildung 90. Drehzahl- bzw. Lasteinfluss auf das LIF-Signal, inkl. Detailansicht ÖAR.

D. LIF Kolben – Lastvariation LIF KHD unten

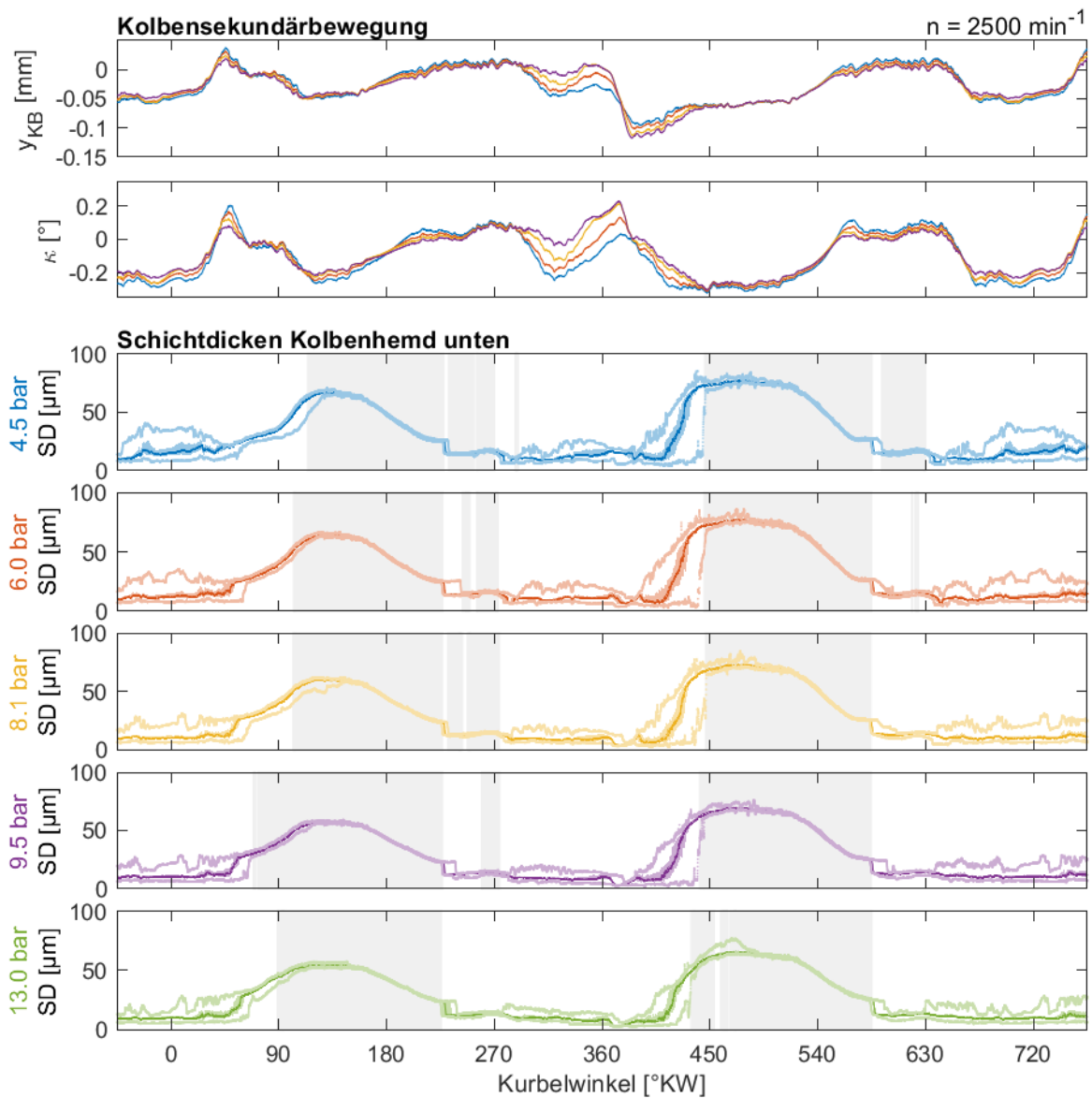


Abbildung 91. Einfluss variierter Last auf die LIF-Signalverläufe am Kolbenhemd unten. Gemessen bei konstanter Drehzahl von 2500 1/min.