



Fakultät für Maschinenwesen
Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen

**Simulation der Kolbengruppe und deren Interaktion
mit der Zylinderlaufbahn**

Thomas Hellwig

Vollständiger Abdruck der von der Fakultät für Maschinenwesen der Technischen Universität München zur Erlangung des akademischen Grades eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.) genehmigten Dissertation.

Vorsitzender: Univ.-Prof. dr. ir. Daniel Rixen

Prüfer der Dissertation: 1. Univ.-Prof. Dr.-Ing. Georg Wachtmeister
2. Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. Gunter Knoll,
Universität Kassel

Die Dissertation wurde am 24.11.2014 bei der Technischen Universität München eingereicht und durch die Fakultät für Maschinenwesen am 25.09.2015 angenommen.

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand im Zeitraum von Januar 2010 bis Oktober 2012 am Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen der Technischen Universität München. Die Arbeit wurde im Rahmen der INI.TUM-Kooperation zwischen der TU München und der AUDI AG angefertigt, und bei der AUDI AG in Ingolstadt erstellt.

Ich möchte hiermit meinem Doktorvater Prof. Dr. Wachtmeister für die Betreuung sowie kritische Diskussion der Arbeit danken. Ebenso danke ich Herrn Prof. Dr. Knoll für die Übernahme des Zweitgutachtens und Herrn Prof. Dr. Rixen für die Übernahme des Vorsitzes der Prüfungskommission.

Dr. Martin Knörr, meinem direkten Kollegen am Lehrstuhl, danke ich für die angenehme Zusammenarbeit und die interessanten Diskussionen.

Im Besonderen möchte ich mich bei den Mitarbeitern der Berechnung Mechanik, der Konstruktion Grundmotor und der Motormechanik Grundmotor der AUDI AG in Ingolstadt bedanken. Hier will ich stellvertretend Dr. Peter Klumpp und den Kollegen Wolfgang Arnold, Manfred Bauer, Jörg Kretzschmar, Dr. Malte Loeprecht, Alexander Mayer, Sebastian Pehnelt, Dr. Albrecht Rothe und Markus Wild für Ihre Unterstützung danken. Herrn Armin Pelzer möchte ich für die Ermöglichung des Projektes seitens der AUDI AG danken.

Des Weiteren gilt den von mir betreuten Praktikanten und Diplomanden Dank für ihre Arbeiten, die zum Gelingen dieser Dissertation beigetragen haben.

Mein herzlichster Dank für den persönlichen Rückhalt und das aufgebrachte Verständnis gilt meinen Eltern, meinen Freunden und ganz besonders meiner Frau Lea. Ohne ihre große Geduld und Rücksichtnahme sowie ihre stete Unterstützung wäre die Durchführung dieser Arbeit nicht möglich gewesen.

Inhaltsverzeichnis

Inhaltsverzeichnis	I
Abbildungsverzeichnis	V
Tabellenverzeichnis	XI
1 Einleitung	1
1.1 Aufgabenstellung und Ziel der Arbeit	4
1.2 Schritte zur Zielerreichung.....	5
1.3 Grundlegende Ergebnisse der Arbeit.....	5
2 Stand der Technik	6
2.1 Überblick über das System Kolbenring - Zylinderlaufbahn	6
2.1.1 Beschreibung des Systems Kolbenring - Zylinderlaufbahn	6
2.1.2 Typische Kolbenringdesigns	9
2.1.3 Dynamik im System Kolbenring - Zylinderlaufbahn	12
2.2 Überblick über das System Kolben - Zylinderlaufbahn	13
2.2.1 Beschreibung des Systems Kolben - Zylinderlaufbahn	13
2.2.2 Konstruktive Randbedingungen am Kolben	14
2.2.3 Bewegungsarten des Kolbens	16
2.3 Überblick über das Thema Zylinderlaufbahn.....	17
2.3.1 Monolithische Konzepte	19
2.3.2 Quasi-monolithische Konzepte	21
2.3.3 Heterogene Konzepte.....	23
2.3.4 Aktuelle Oberflächenbearbeitungen für Zylinderlaufbahnen.....	24
2.3.5 Neue Ideen zur Laufbahndbearbeitung	26
2.4 Anforderungen an Schmiermitteleigenschaften.....	27

Inhaltsverzeichnis

3	Simulationsmethoden	29
3.1	Bisherige Arbeiten und aktuelle Entwicklungen	29
3.2	Vorstellung der verwendeten Methoden	30
3.2.1	SURFLAB	30
3.2.2	Synthetische Oberflächen in MATLAB: AGAS.....	31
3.2.3	Toolkette zur Simulation der Interaktion Ringpaket – Zylinderlaufbahn	33
4	Messmethoden	34
4.1	Blow-By-Messung.....	34
4.2	Messung der Ringdynamik	36
4.3	Reibungsmessung	38
4.3.1	Gestrippte Schleppmessung	38
4.3.2	Floating-Liner-Messung.....	39
4.4	Bewertung tribologischer Flächen im System Kolbengruppe - Zylinderlaufbahn.....	40
4.4.1	Taktile Messung	41
4.4.2	Weißlichtinterferometrie.....	43
5	Modellbildung: Schmierung und Reibung des Ringpaketes.....	45
5.1	Abgrenzung Simulation Kolben und Kolbenringe	45
5.2	Reibzustände am Kolbenring	48
5.3	Modellierung des Ringpaketes	50
5.4	Radiales Kräftegleichgewicht am Ring	53
5.5	Kontaktdruckmodell.....	55
5.6	Gemittelte Reynolds-Gleichung: System der Flussfaktoren.....	57
5.6.1	Randbedingungen für die gemittelte Reynolds-Gleichung	62
5.6.2	Ermittlung der Flussfaktoren	64

5.6.3 Beschränkungen der gemittelten Reynolds-Gleichung	67
5.7 Deterministisches Modell	68
5.8 Untersuchung des Kavitationseinflusses	70
5.9 Berechnung der Reibung zwischen Kolbenring und Laufbahn	71
6 Modellbildung am Beispiel eines Vierzylinder-Turbomotors	73
6.1 Überblick über die Eingabedaten	73
6.2 Druckverhältnisse im Ringpaket	75
6.2.1 Abgleich Blow-By-Kennfeld	75
6.2.2 Geometrievariation: Stoßspiel.....	76
6.2.3 Diskussion Abgleich Messung - Simulation	77
6.3 Reibungssimulation im Vergleich zur Messung	78
6.3.1 Strip-Methode	78
6.3.2 Floating-Liner-Messungen	80
6.3.3 Diskussion Abgleich Messung - Simulation	82
6.4 Fazit zum Abgleich zwischen Messung und Simulation	83
7 Ergebnisse zur Simulation von Laufbahnvarianten	84
7.1 Bewertung von Laufbahntechnologien	84
7.1.1 Einfluss der Größe der vermessenen Fläche auf den Reibkraftverlauf .	84
7.1.2 Theorien zur Tribologie von Laufbahnoberflächen.....	85
7.2 Varianten des Serienhonzprozesses.....	86
7.2.1 Bearbeitungsvarianten für Graugusslaufbahnen	87
7.2.2 Bearbeitungsvarianten für Aluminiumlaufbahnen	90
7.2.3 Diskussion der Serienhonungen.....	91
7.2.4 Zwischenfazit zu Serienhonungen	94
7.3 Streifenhonung	96
7.3.1 Einführung in die Tribologie der Streifenhonung.....	96

7.3.2	Untersuchung mittels Simulation	98
7.3.3	Varianten in Messung und Simulation	101
7.3.4	Fazit zur Streifenhonung	104
8	Laserstrukturierung	106
8.1	Motivation und Einführung in die Tribologie der Laserstrukturierung	106
8.2	Modellierung der Laserstrukturierung	106
8.2.1	Wirkung der Napfstrukturen auf den Tragdruckaufbau unter Kavitationseinfluss	107
8.2.2	Deterministisches Modell für den Ölabstreifring.....	124
8.2.3	Öltransportmechanismen mit CFD-Methoden	141
8.2.4	Fazit zur Simulation von laserstrukturierten Näpfen	150
8.3	Versuchsergebnisse des Floating-Liner-Motors.....	151
8.3.1	Geschleppte Messungen am Floating-Liner-Motor	153
8.3.2	Gefeuerte Messungen am Floating-Liner-Motor.....	157
8.3.3	Diskussion der Ergebnisse.....	160
8.4	Fazit zur Laserstrukturierung und Ausblick für die Anwendung	164
9	Zusammenfassung und Ausblick	166
10	Literaturverzeichnis	169

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1-1: Wheel-to-Wheel Bilanz für Fahrzeug mit Otto-Motor [87]	1
Abbildung 1-2: Wirkungsgrad eines 4-Takt Ottomotors [16].....	2
Abbildung 1-3: Wirkungen der Reibungsreduzierung	2
Abbildung 1-4: Spannungsfeld der Zielgrößen für die Motorenentwicklung	4
Abbildung 2-1: Kolbengruppe in einer Zylinderbuchse [89].....	8
Abbildung 2-2: Zylinderrohrverzug [1]	8
Abbildung 2-3: Beispielhafter Querschnitt durch Kolbengruppe	10
Abbildung 2-4: Öltransport am zweiten Ring	10
Abbildung 2-5: Kräfte am Kolbenring [2].....	13
Abbildung 2-6: Rauheit und Welligkeit auf dem Kolbenschaft.....	15
Abbildung 2-7: Tonnenförmiger Kolben	16
Abbildung 2-8: Laufbahndbearbeitung: Spiralgleithonung (li.) und Laserstrukturierung (re.) [3].....	17
Abbildung 2-9: Zylinderlaufbahntechnologien	18
Abbildung 2-10: Mechanisch freigelegte ALUSIL Zylinderlauffläche eines AUDI- V6-Motors [74]	21
Abbildung 2-11: Schwalbenschwanzprofil für die Schichthaftung [59]	23
Abbildung 2-12: Typische Honstruktur	24
Abbildung 2-13: Honwerkzeug [66] und schematischer Honprozess (rechts)...	25
Abbildung 3-1: Filterung der gemessenen Oberfläche [43]	30
Abbildung 3-2: AGAS: Benutzeroberfläche für die Erstellung synthetischer Honstrukturen.....	31
Abbildung 3-3: AGAS: Synthetische Honstruktur innerhalb der Spezifikation der Serienhonung.....	32
Abbildung 3-4: SURFLAB: Analyse der synthetischen Honstruktur	32
Abbildung 3-5: Toolkette zur Simulation Interaktion Ringpaket - Zylinderlaufbahn	33
Abbildung 4-1: Pfade der Ventilationsgase [16]	34
Abbildung 4-2: Beispielhafte Konstruktion einer Messschwinge [31]	37

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 4-3: Einbau einer Messschwinge im Vollmotor [32]	37
Abbildung 4-4: Funktionsprinzip Floating-Liner [90]	39
Abbildung 4-5: Charakterisierung gehonter Oberflächen (DIN EN ISO 13565-2) [91].....	41
Abbildung 4-6: Interpretation der Parameter (DIN EN ISO 13565) [91].....	41
Abbildung 4-7: Taktile Oberflächenmesstechnik [37]	42
Abbildung 4-8: Prinzip des Mirau-Weißlichtinterferometers [44]	43
Abbildung 5-1: Randbedingungen für Simulation.....	45
Abbildung 5-2: Einflüsse Ringdynamiksimulation	48
Abbildung 5-3: Reibzustände am Kolbenring [4]	49
Abbildung 5-4: Stribeck-Kurve [nach 2]	49
Abbildung 5-5: Geometrische Größen am Ring [nach 4] und Drücke an diesem	51
Abbildung 5-6: Drücke und Größen am Ring [4]	54
Abbildung 5-7: Darstellung Ölbenetzung an der Ringlauffläche	54
Abbildung 5-8: Ölabstreifen in der Abwärtsbewegung	55
Abbildung 5-9: Druckverlauf im Schmiermittel mit Kavitationsgebiet [4]	58
Abbildung 5-10: Beispielhafter Druckflussfaktorverlauf [68] und Erklärung Flusswiderstand	61
Abbildung 5-11: Vollfüllung am Ringeinlass [4]	63
Abbildung 5-12: Schema des Moduls zur Erzeugung der nötigen Faktoren [54]	65
Abbildung 6-1: Beispielhafte Eingaben für das Simulationsmodell	74
Abbildung 6-2: Abgleich Messung (PCV-Werte abgezogen) - Simulation: Blow-By	75
Abbildung 6-3: Abgleich Messung - Simulation: Blow-By-Werte für Stoßpaltvariation	76
Abbildung 6-4: Abgleich Messung - Simulation für axiale Ringbewegung [32] .	77
Abbildung 6-5: Abgleich Strip-Messung - Simulation.....	79
Abbildung 6-6: Abgleich Floating-Liner-Messung - Simulation	80
Abbildung 6-7: Vergleich der Reibkraftverläufe der Laufbahntechnologien	81
Abbildung 7-1: Einfluss der Flächengröße auf den Reibkraftverlauf	84

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 7-2: Mikrodruckkammern und Kommunizierendes System [82].....	86
Abbildung 7-3: Weißlichtaufnahme und Oberflächendaten der Spiralgleithonung.....	87
Abbildung 7-4: Weißlichtaufnahme und Oberflächendaten der Laserbelichtung	88
Abbildung 7-5: Reibkraftkurven der Laserbelichtung im Vergleich zur Serienhonung.....	89
Abbildung 7-6: Gemittelte Ölfilmdicken am dritten Ring für Laserbelichtung und SPGH	89
Abbildung 7-7: Weißlichtaufnahme und Oberflächendaten der ALUSIL- Glatthonung	90
Abbildung 7-8: Weißlichtaufnahme und Oberflächendaten der ALUSIL- Strukturhonung.....	91
Abbildung 7-9: Reibkraftkurven der ALUSIL-Varianten im Vergleich zur Serienhonung SPGH.....	92
Abbildung 7-10: Gemittelte Ölfilmdicken am dritten Ring für SPGH, ALUSIL GH und ALUSIL SH	92
Abbildung 7-11: Gemittelte Ölfilmdicken an den ersten beiden Ringen ALUSIL SH/GH und SPGH.....	93
Abbildung 7-12: Vergleich der Oberflächenkennwerte.....	95
Abbildung 7-13: Vergleich der Stribeck-Kurven für glatte und raue Oberflächen	96
Abbildung 7-14: Zylinderlaufbahn mit variabler Honstruktur in axialer Richtung [66].....	97
Abbildung 7-15: Rauheitsschriebe der Varianten zur Streifenhonung [81]	99
Abbildung 7-16: Simulierter Reibkraftvergleich Streifenhonung - Spiralgleithonung.....	100
Abbildung 7-17: Simulierter Reibkraftvergleich raue Streifenhonung - Spiralgleithonung.....	100
Abbildung 7-18: Messergebnisse der Varianten 1 und 3 der Streifenhonung [90]	102

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 7-19: Vergleich der Verläufe von Variante 1 und 2 zur Spiralgleithonung [90].....	103
Abbildung 8-1: Definition der Kennzahlen [80]	109
Abbildung 8-2: Optima für die dimensionslose Tragfähigkeit in der reinen Hydrodynamik [80]	110
Abbildung 8-3: Einfluss der Spaltweite auf die Tragfähigkeit [80]	110
Abbildung 8-4: Modellierung der Ringkrümmung [80]	111
Abbildung 8-5: Vergleich der rechteckigen und halbkreisförmigen Näpfe [80]	112
Abbildung 8-6: Darstellung der simulierten Reibpartner mit Druckaufbau zwischen Reibpartnern [80].....	112
Abbildung 8-7: Einfluss Umgebungsdruck auf Druckniveau [80].....	113
Abbildung 8-8: Divergenter und konvergenter Schmierpalt [80]	114
Abbildung 8-9: Einfluss der Laufflächenkrümmung auf die Tragkraft [80]	114
Abbildung 8-10: Einfluss der Napfanordnung auf die Tragkraftentwicklung [80]	115
Abbildung 8-11: Einfluss der Napftiefe auf den Tragdruckaufbau [80].....	116
Abbildung 8-12: Keilspalt und Stufenspalt	117
Abbildung 8-13: Beispielhafte runde Napfstrukturen 32 und 8 Näpfe bei $S = 0,4$ [erzeugt in AGAS]	118
Abbildung 8-14: Kennfeld aus Quotient Tragkraft und Reibkraft [80]	118
Abbildung 8-15: Reibkraft und Minimalspalt für verschiedene Napfanzahlen und 1% Napfanteil [80].....	120
Abbildung 8-16: Reibkraft und Minimalspalt für verschiedene Napfanzahlen und 50% Napfanteil [80]	120
Abbildung 8-17: Vergleich der Flächenanteile bei fester Napfanzahl [80]	122
Abbildung 8-18: Vergleich Diskretisierung - Flussfaktoren: Kolbenring mit Krümmung [80]	123
Abbildung 8-19: Vergleich der Rauheitskenngrößen am Beispiel 16 Näpfe und 40% Napfflächenanteil	125

Abbildung 8-20: Beispielhafter Vergleich der Rauheitsschriebe der Laufbahnvarianten	125
Abbildung 8-21: Lauf 1: Vergleich Ölfilmhöhen 16 Näpfe $S = 0,4$ und SPGH am 3. Ring	127
Abbildung 8-22: Lauf 1: Vergleich Reibung 16 Näpfe $S = 0,4$ und SPGH am 3. Ring	128
Abbildung 8-23: Lauf 1: Übersicht über Reibarten am 3. Ring	129
Abbildung 8-24: Lauf 1: Vergleich Ölfilmhöhen 16 Näpfe $S = 0,4$ und SPGH am 1. und 2. Ring.....	130
Abbildung 8-25: Lauf 1: Ölbenetzung am 1. Ring auf Spiralgleithonung	130
Abbildung 8-26: Lauf 1: Ölbenetzung am 1. Ring auf Laserstruktur mit 16 Näpfen und $S = 0,4$	131
Abbildung 8-27: Lauf 1: Vergleich Mischreibung 16 Näpfe $S = 0,4$ und SPGH am 1. und 2. Ring.....	132
Abbildung 8-28: Lauf 1: Vergleich hydrodyn. Reibung 16 Näpfe $S=0,4$ und SPGH am 1. und 2. Ring	132
Abbildung 8-29: Lauf 1: Vergleich Gesamt-Reibung 16 Näpfe $S=0,4$ und SPGH für alle Ringe	133
Abbildung 8-30: Lauf 1: Vergleich des Einflusses der Napfanzahl bei gleichem Napfflächenanteil.....	134
Abbildung 8-31: Lauf 1: Vergleich der Reibkraftkurven für Laserstrukturen und Serienhonung.....	134
Abbildung 8-32: Lauf 2: Vergleich der Ölfilmhöhen von 16 Näpfe, $S = 0,4$ und SPGH am 3. Ring	136
Abbildung 8-33: Lauf 2: Übersicht über Reibarten am 3. Ring	136
Abbildung 8-34: Lauf 2: Vergleich der Ölfilmhöhen 16 Näpfe, $S = 0,4$ und SPGH am 1. und 2. Ring	137
Abbildung 8-35: Lauf 2: Reibanteile an Ringen 1 und 2	138
Abbildung 8-36: Lauf 2: Vergleich der Reibkräfte zwischen 16 Näpfe, $S = 0,4$ und SPGH	139

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 8-37: Lauf 2: Vergleich der Reibkraftkurven für Laserstrukturen und SPGH	139
Abbildung 8-38: Geometrie und Randbedingungen [83]	142
Abbildung 8-39: Leerlaufen des vollgefüllten Napfes [83]	143
Abbildung 8-40: Wirbelbildung beim Leerlaufen des Napfes [83].....	143
Abbildung 8-41: Instationäre Simulation: Leerlaufen Variante 2 [83]	144
Abbildung 8-42: Instationäre Simulation: Leerlaufen Variante 3 [83]	144
Abbildung 8-43: Leerlaufvergleich nach 0,5 ms [83]	145
Abbildung 8-44: Volllaufen des Napfes mit Öl [83]	146
Abbildung 8-45: Versuchsanordnung ohne Napf als Ölhaltevolumen [85]	146
Abbildung 8-46: Wirkung des Napfes als Ölreservoir [85]	147
Abbildung 8-47: PIV-Bild aus Versuch: Wirbelbildung im Napf [85].....	148
Abbildung 8-48: Leerlaufen des Napfes im Schnitt Teil 1 [86]	148
Abbildung 8-49: Leerlaufen des Napfes im Schnitt Teil 2 [86]	149
Abbildung 8-50: Versuchsraum Laserstrukturierung nach Einflüssen geordnet [nach 91]	152
Abbildung 8-51: Exemplarische Messschriebe einer Versuchsbuchse [99]	153
Abbildung 8-52: FL-Messung (2000_0) für 8 Nöpfe mit variiertem Napfflächenanteil [90].....	154
Abbildung 8-53: FL-Messung (2000_0) für gleichbleibende Napffläche und variierte Napfanzahl [90]	154
Abbildung 8-54: FL-Messung (2000_0) SPGH und SPGH + Laser [90]	156
Abbildung 8-55: Versuchsraum gefeuerte FL-Messungen [90]	157
Abbildung 8-56: FL-Messung (2000_2,5) SPGH, Buchse 6 und Buchse 8 [90]	158
Abbildung 8-57: FL-Messung (1000_8) SPGH, Buchse 6 und Buchse 8 [90] ...	159
Abbildung 8-58: Vergleich Simulation und Messung: Variation Flächenanteile bei 8 Nöpfen	160
Abbildung 8-59: Vergleich Simulation und Messung: Variation Napfanzahl bei festem Flächenanteil	161
Abbildung 8-60: Vergleich Simulation und Messung: Einfluss der Laserstruktur auf die Honung.....	162

Tabellenverzeichnis

Tabelle 4-1: Größen zur Berechnung der Leckageverluste	35
Tabelle 6-1: Versuchsmotor [8]	73
Tabelle 6-2: Nomenklatur der Betriebspunkte	73
Tabelle 7-1: Vermessene Varianten Streifenhonung	101
Tabelle 7-2: Vergleich der prozentualen Reibmitteldrücke	104
Tabelle 8-1: Auswahl der Simulationssoftware	107
Tabelle 8-2: Zusammenhang Napftiefenverhältnis und Schmierpaltdicke	116
Tabelle 8-3: Napfdurchmesser in Abhängigkeit von Napfanzahl und Napfdichte bei $(800 \times 250) \mu\text{m}^2$	117
Tabelle 8-4: Vergleich der Pressungen: Motor und Simulation	119
Tabelle 8-5: Erstellung der Napfstrukturen für die Simulationsläufe	124
Tabelle 8-6: Napfvarianten für CFD-Simulationen	141
Tabelle 8-7: Versuchsmatrix Laserstrukturierung am Floating-Liner [90]	151

1 Einleitung

Im Folgenden wird anhand der Energiebilanz eines Verbrennungsmotors und dem Einfluss der mechanischen Reibung auf diese, die Motivation für die vorliegende Arbeit hergeleitet.

Resultierend sowohl aus der Lieferkette des Kraftstoffes in den Tank, als auch durch die Verluste im Verbrennungsmotor, kann nur 14% der Energie aus dem Rohöl für den Vortrieb des Fahrzeuges umgesetzt werden.

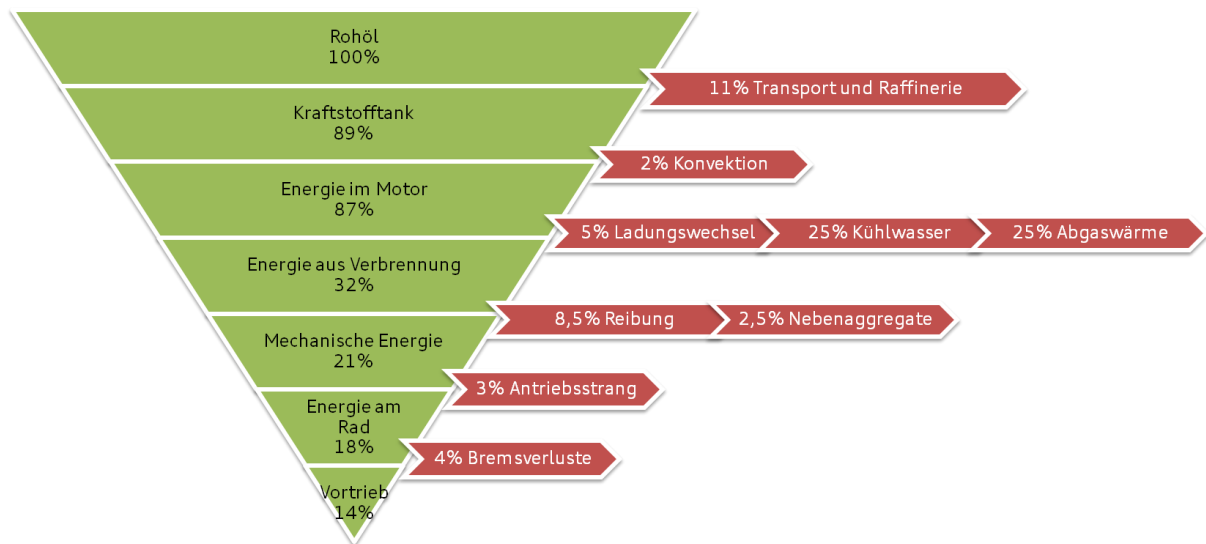


Abbildung 1-1: Wheel-to-Wheel Bilanz für Fahrzeug mit Otto-Motor [87]

Bei der Bilanzierung über die im Kraftstoff enthaltene Energie, und nicht über die gesamte Lieferkette des Kraftstoffes, fällt auf, dass nur etwa ein Drittel der im Kraftstoff enthaltenen Energie im Verbrennungsmotor in mechanische Arbeit umgesetzt wird. Dies ist im linken Teil von Abbildung 1-2 verdeutlicht.

Die Abwärme, die an das Kühlsystem abgegeben wird, resultiert zum Teil aus mechanischer Reibung. Sie ist dadurch allein für bis zu 15% des totalen Kraftstoffverbrauchs verantwortlich. Etwa 40-55% der mechanischen Verluste im Motor entstehen im System Kolben-Kolbenringe-Zylinder [8]. Kolbenringe und Kolben sind bei der Reibungsentstehung näherungsweise gleich stark beteiligt.

1 Einleitung

Der Pleuellager, mit seiner Lagerung im kleinen Pleuellager, trägt nur unwesentlich zu den Reibungsverlusten bei [7-9]. Daraus ergibt sich, dass sowohl Pleuellager als auch Pleuellagererhebliches Potential hinsichtlich Reibungsreduzierung bieten.

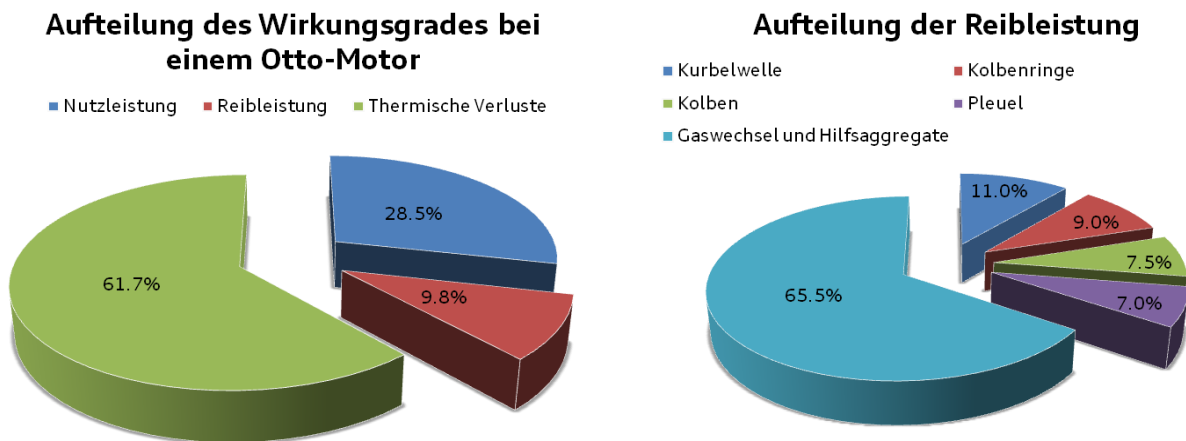


Abbildung 1-2: Wirkungsgrad eines 4-Takt Ottomotors [16]

Mit der Reibungsreduzierung geht eine Effizienzsteigerung des Antriebes hinsichtlich des Kraftstoffverbrauchs sowie einer gleichzeitigen Reduzierung der Emissionen des Motors einher. Die positiven Wirkungen der Reibungsreduzierung sind in Abbildung 1-3 grafisch zusammengefasst.

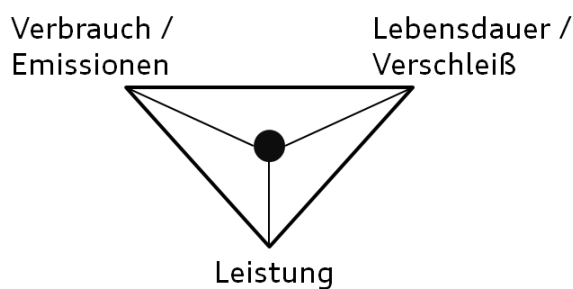


Abbildung 1-3: Wirkungen der Reibungsreduzierung

Daneben gilt es aber auch die Aggregate an die weltweiten Betriebsbedingungen anzupassen. Während aktuell in Westeuropa hochqualitative Kraftstoffe mit gleichbleibender Qualität vertrieben werden, ist dies beispielsweise in China

nicht der Fall. Dort sind oft erhebliche Mengen Schwefel und Alkohole in den Kraftstoffen enthalten [97]. Auch die Betriebsbedingungen der Aggregate unterscheiden sich in Nordamerika, China und Europa. So ist es bei chinesischen Chauffeuren nicht unüblich den Motor ganztägig laufen zu lassen. Hinzu kommt, dass sich die Fahrzeuge häufig in Stausituationen bewegen. Die daraus resultierenden Lastkollektive sind mit niedrigen Drehzahlen und Lasten eine Herausforderung hinsichtlich des Ölverbrauchs, da die Druckverhältnisse dieser Lastkollektive den Öltransport vom Kurbelgehäuse in den Brennraum fördern.

Doch auch neue Antriebskonfigurationen, Systeme und Entwicklungstendenzen stellen die Motorenhersteller vor Herausforderungen. Die sogenannten PHEVs (engl. Plug-in Hybrid Electrical Vehicle), also Fahrzeuge, die zusätzlich zum Verbrennungsmotor mit einem oder mehreren Elektromotoren ausgestattet sind, ermöglichen es Distanzen von bis zu 80 Kilometern [88] elektrisch zurückzulegen. Das Aufladen der Batterie kann sowohl an der Steckdose als auch durch den Verbrennungsmotor, der als Generator wirkt, erfolgen. Da das Aufladen aus dem Stromnetz preisgünstiger ist als mit Kraftstoff, ist davon auszugehen, dass der Verbrennungsmotor über längere Zeit nicht läuft. Dies stellt große Anforderungen an die Korrosionsbeständigkeit etwa der Zylinderlaufbahn (engl. Liner). Diese muss gegen das sich bildende Kondenswasser widerstandsfähig sein. Die aktuell immer größere Verbreitung findenden Start-Stopp-Systeme erfordern unter anderem eine verschleißfestere Auslegung der Hauptlager. Der Trend zum immer stärkeren Downsizing führt dazu, dass die spezifischen Belastungen des Ottomotors sich denen des Dieselmotors immer weiter annähern. So sind Spitzendrücke von 130 bar bei Vierzylinderturbomotoren heute keine Seltenheit mehr. Insbesondere die Kolbengruppe und das Zylinderkurbelgehäuse (kurz ZKG) müssen in ihrer Entwicklung diesen Trends folgen.

Zusammenfassend ist festzustellen, dass für die Entwicklung von Verbrennungsmotoren eine Vielzahl von Zielgrößen besteht. Diese benötigen allerdings oft gegenläufige Entwicklungsschritte. So könnte beispielsweise die Verbrennung noch effizienter werden, wenn Hochoktankraftstoff eingesetzt würde. Der weltweite Einsatz eines Motors erlaubt wiederum die Verwendung solcher Kraft-

stoffe für die Brennverfahrensentwicklung nicht. Es kann aktuell nicht sichergestellt werden, dass Kraftstoffe weltweit in gleicher Qualität verfügbar sind. Sind diese Zielgrößen in der Entwicklung schließlich ausbalanciert, besteht die nächste Herausforderung in der weltweiten Produktion der Aggregate. Es gilt die gleichbleibende, hohe Qualität der oft sehr komplexen Motorkomponenten weltweit zu garantieren und das bei einer möglichst geringen Anzahl von Motorvarianten.

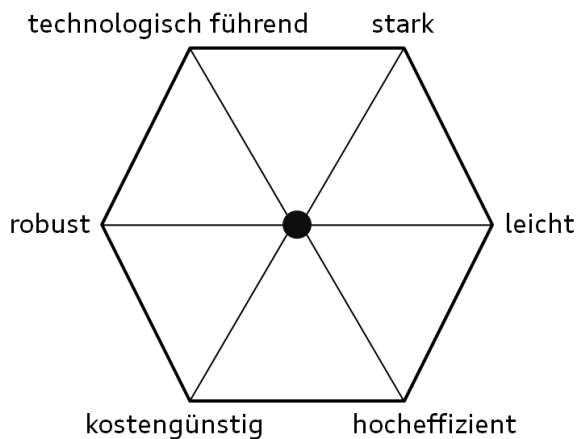


Abbildung 1-4: Spannungsfeld der Zielgrößen für die Motorenentwicklung

1.1 Aufgabenstellung und Ziel der Arbeit

In der vorliegenden Arbeit soll die Aussagefähigkeit moderner Simulationssoftware hinsichtlich Blow-By (engl. Gasleckageströmung ins Kurbelgehäuse), Ringdynamik und Reibung der Kolbengruppe bewertet werden. Der für die Bewertung der Motorfunktion ebenfalls wichtige Ölverbrauch kann in der Simulation aktuell nur anhand des Indikators Ölfilmhöhe analysiert werden. Die Messung der Ölfilmhöhen zum Abgleich mit der Simulation ist jedoch sehr aufwändig und praktisch nur am speziell dafür ausgestatteten Einzylindermotor durchzuführen. Die Simulation und Messung des Ölverbrauchs sind deshalb nicht Teil dieser Arbeit.

1.2 Schritte zur Zielerreichung

Um die genannten Ziele zu erreichen, werden Blow-By-Messungen am Vollmotorprüfstand mit den Ergebnissen des Simulationsprogrammes verglichen. Weiterhin ist es mit komplexer Messtechnik [32] möglich die axiale und radiale Bewegung der Kolbenringe sowie die Drücke zwischen den Kolbenringen aufzunehmen. Diese Größen können direkt mit Simulationsergebnissen verglichen werden. Die Reibung zwischen Kolbenringen und Zylinderlaufbahn kann einfach simuliert, aber nur sehr schwer vermessen werden. Der Abgleich erfolgt hier größtenteils mit Ergebnissen von Floating-Liner-Messungen (FL-Messungen) [90]. Im Vergleich Messung - Simulation werden im Verlauf der Arbeit verschiedene Konzepte für Zylinderlaufbahnen verglichen. Neben der klassischen Honung wird auch das Konzept der Laserstrukturierung detailliert analysiert. Die Effekte am laserstrukturierten Napf werden aufgrund der Komplexität der Strömungsvorgänge nicht nur mit Mehrkörpersimulationssoftware hinsichtlich Reibung betrachtet, sondern auch mit CFD- (engl. Computational Fluid Dynamics) Methoden bezüglich Öltransportphänomenen genau analysiert.

1.3 Grundlegende Ergebnisse der Arbeit

Im Abgleich mit den am Motor gemessenen Größen ist aktuell eine sehr gute Übereinstimmung für die Ringdynamik und die Blow-By-Strömung zu verzeichnen. Die absoluten Ergebnisse aus vollmotorischer Untersuchung und Simulation zeigen hier lediglich Abweichungen im geringen Prozentbereich. Daher kann für Aufgabenstellungen mit einem dieser Hintergründe uneingeschränkt die Verwendung des Simulationsprogrammes in Betracht gezogen werden.

Für die Untersuchung von Zylinderlaufbahnkonzepten oder Arten der Zylinderlaufbahnbearbeitung können nur qualitative Tendenzen der Übereinstimmung ausgegeben werden. Das trifft auch für die Vergleiche der Honvarianten zu, die in dieser Arbeit gezeigt werden. Für Beschichtungen der Zylinderlaufbahn ist der Abgleich mit Schleppmessungen noch nicht konsistent. Hier sind zukünftig Mes-

sungen am Floating-Liner-Einzylinder nötig, um die Unterschiede im Detail zu bewerten. Zur Laserstrukturierung sind umfangreiche Versuchsreihen in Simulation und FL-Messung durchgeführt worden. Der Abgleich zwischen Messung und Simulation ist noch verbesserungswürdig, zumal sich hier die Grenzen der Anwendbarkeit des Simulationsprogrammes zeigen. Es sind aber, zumindest bezüglich des Einflusses der Anzahl der gelaserten Näpfe und der Napfdichte, ähnliche Systemantworten erkennbar, siehe Kapitel 8.3.3.

2 Stand der Technik

2.1 Überblick über das System Kolbenring - Zylinderlaufbahn

2.1.1 Beschreibung des Systems Kolbenring - Zylinderlaufbahn

Das sogenannte Ringpaket eines modernen Verbrennungsmotors besteht in der Regel aus drei Kolbenringen. Diese sitzen in den Kolbenringnuten, die in den Kolben gedreht sind. Die in Abbildung 2-1 genannte Kolbengruppe bildet den Sammelbegriff für den Kolben, das Ringpaket und den Kolbenbolzen mitsamt seiner Sicherungsringe.

Die Hauptaufgabe des Ringpaketes besteht in der Abdichtung des Brennraumes gegen das Kurbelgehäuse. Ein Entweichen der unter hohem Druck stehenden Verbrennungsgase in die Kurbelkammer, auch Blow-By genannt, würde zu Leistungsverlust des Motors führen, da die Energie der Gase nur noch teilweise der Beschleunigung des Kolbens dienen könnte. Es existiert allerdings auch ein umgekehrter Gaspfad vom Kurbelgehäuse zum Brennraum, wenn der Druck in der Kurbelkammer höher als im Brennraum ist. Dieser Gasstrom, auch als Reverse Blow-By bezeichnet, kann Öl mitreißen und somit zu Ölverbrauch führen. Es ist eine ausreichende Abdichtung gegen diesen Öltransport vorzusehen, ohne dabei die Schmierung des Systems zu beeinträchtigen. Das Ringpaket muss diese Funktionen gleichzeitig erfüllen, ohne dabei zu viel Reibung zu generieren und weder Ringe noch Zylinderlaufbahn übermäßig zu verschleifen. Diese drei Ziele

sind durch die Auswahl von Kolbenringen, in Kombination mit der entsprechenden Laufbahntechnologie, mit jeweils spezifischer Funktion zu erreichen.

Der erste Ring, auch Kompressionsring genannt, dichtet die Schnittstelle Kolbenring - Laufbahn ab, um das Strömen der heißen, unter hohem Druck stehenden Verbrennungsgase in Richtung Kurbelgehäuse zu verhindern. Des Weiteren leitet Ring 1 einen Großteil der Wärme vom Kolben an die Laufbahn ab. Der zweite Ring dient der Unterstützung von Ring 1 in der Abdichtung gegen Gasleckage und übernimmt teilweise Aufgaben als Ölabstreifring. Dabei streift er überflüssiges Öl ab, das der dritte Ring nicht zurück transportiert hat. Der dritte Ring, auch Ölabstreifring genannt, regelt das Ölangebot für die ersten beiden Ringe und so maßgeblich den Ölverbrauch. Die Auslegung des dritten Ringes ist stets ein Kompromiss zwischen dem Aufrechterhalten der Schmierung für die Ringe 1 und 2 und ausreichendem Ölabstreifen. Die beiden wichtigen Auslegungsgrößen am dritten Ring sind die Ringvorspannung, die beim dritten Ring durch eine Feder erzeugt wird, und das Profil seiner Lauffläche.

In vereinzelt Fällen wird auf den zweiten Ring verzichtet. So werden in Rennmotoren häufig nur zwei Ringe genutzt, da der Ölverbrauch für die kurzen Rennstrecken (Formel 1: ca. 300 km) keine Rolle spielt und der Vorteil der Gewichtsreduzierung für hochdrehende Rennmotoren höher gewichtet wird.



Abbildung 2-1: Kolbengruppe in einer Zylinderbuchse [89]

Für die Funktion der Ringe spielt die Geometrie ihres Reibpartners Zylinderlaufbahn eine große Rolle.

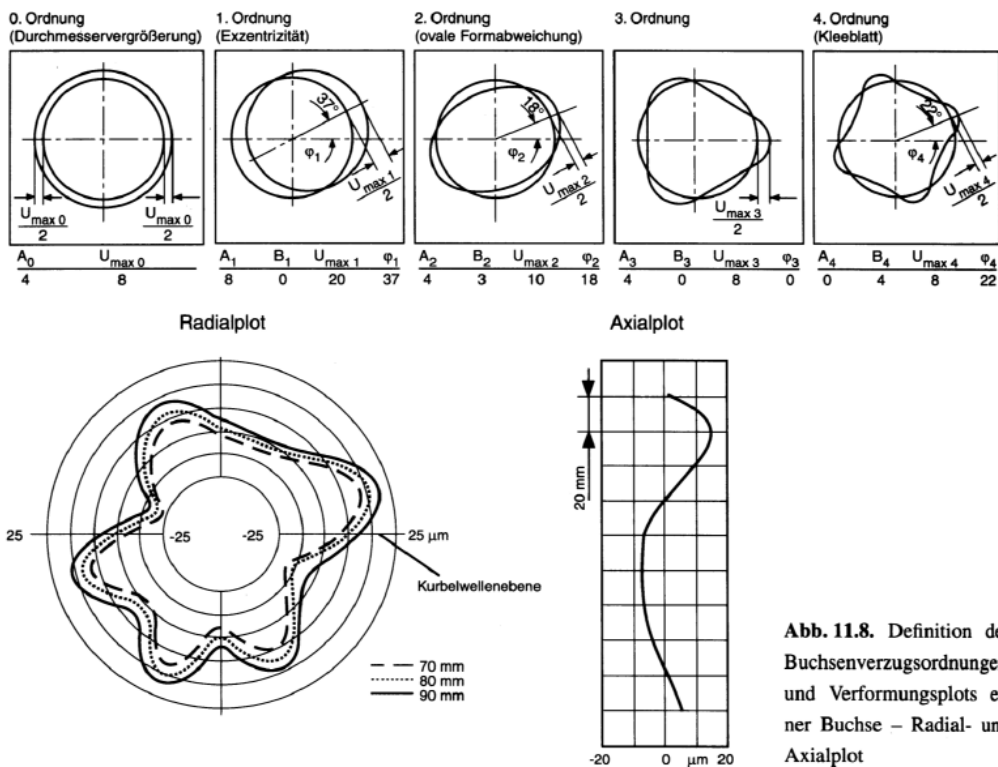


Abb. 11.8. Definition der Buchsenverzugsordnungen und Verformungsplots einer Buchse – Radial- und Axialplot

Abbildung 2-2: Zylinderrohrverzug [1]

Durch die Krafteinwirkung beim Verschrauben des Zylinderkopfes auf das Zylinderkurbelgehäuse und die Temperatureinwirkung im Motorbetrieb wird die Zylinderbohrung verformt und ist daher nicht ideal rund. Dies wird mit dem Begriff Zylinderrohrverzug (engl. bore distortion), siehe Abbildung 2-2, bezeichnet. Die Zylinderrohrverformung ist ein komplexes dreidimensionales Problem, das die Formanpassung der Ringe an das Zylinderrohr entscheidend behindern kann [1]. Die Ringe müssen sich dieser komplexen Verformung im Betrieb anpassen, um das Öl zuverlässig von der Laufbahn abzustreifen und zwischen Ringen und Zylinderlaufbahn gegen Blow-By zu dichten.

2.1.2 Typische Kolbenringdesigns

Die Gestaltung der drei Kolbenringe ist durch die jeweilige Aufgabe bedingt. Der erste Ring, der extremen Randbedingungen ausgesetzt ist und sich am weitesten von der Ölquelle entfernt befindet, ist so gestaltet, dass das wenige Schmieröl bestmöglich zur Schmierung der Ringlauffläche genutzt werden kann. Da der erste Ring, auch als Kompressionsring bezeichnet, dem Brennraum sehr nah ist, ist dieser den hohen Verbrennungstemperaturen und schnell wechselnden Drücken besonders ausgesetzt. Die hohen Verbrennungsdrücke führen zu starken Anpresskräften des Ringes an das Zylinderrohr. Die Reibung zwischen Ring und Zylinderrohr erhöht die mechanischen Verluste des Verbrennungsmotors und verschlechtert somit seine Effizienz. Wenn zudem die Schmierung nicht ausreichend sichergestellt ist, kann die hohe Kontaktkraft zwischen Ringlauffläche und Zylinderrohr zu hohem Verschleiß beider Bauteile führen. Dadurch kann sich der Ringstoß im Laufe der Zeit aufweiten. Die so erhöhte Fläche für eine Durchströmung des Stoßes führt zu höheren Gasleckageströmen in Richtung Kurbelgehäuse. Dies senkt die Effizienz des Motors weiter. Da auch das Laufprofil einen wichtigen Einfluss auf die Reibzustände hat, gilt es hier eine ausgewogene Lösung zu finden. Für Ring 1 ist das Laufprofil häufig so ausgeführt, dass dieser gut auf dem Ölfilm aufschwimmt. Ein balliges Laufprofil, wie in Abbil-

Abbildung 2-3, hat sich bezüglich der Gleiteigenschaften [10] als zielführend erwiesen.

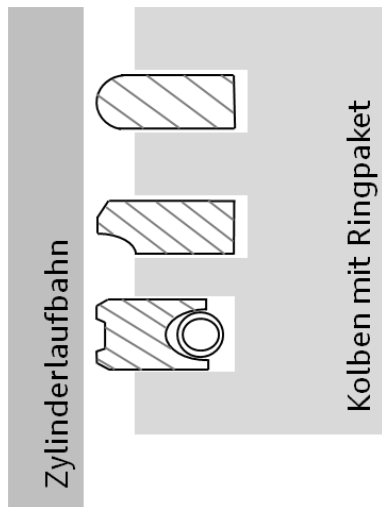


Abbildung 2-3: Beispielhafter Querschnitt durch Kolbengruppe

Der zweite Ring ist so gestaltet, dass er im Abwärtshub Öl nach unten abstreift, aber im Aufwärtshub kein Öl nach oben transportiert, sondern auf dem Ölfilm aufschwimmt. Abbildung 2-4 verdeutlicht den Öltransport am Ring 2. Dieser ist häufig, wie in der Abbildung dargestellt, als Nasenminutenring ausgeführt. In der Abwärtsbewegung des Ringes soll dieser an der scharfen unteren Kante Öl abstreifen. Bei der Aufwärtsbewegung soll der Ring auf dem Öl aufschwimmen und sich so ohne Mischreibung bewegen und kein Öl nach oben schieben.

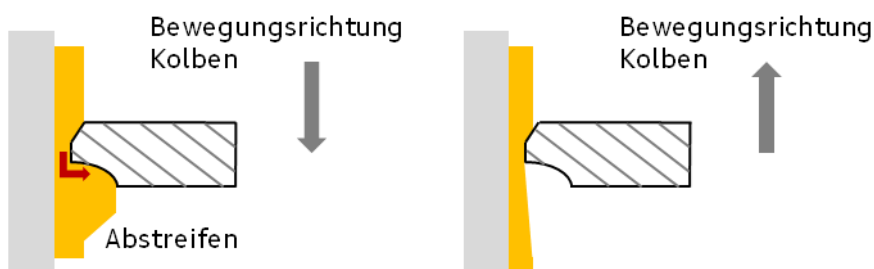


Abbildung 2-4: Öltransport am zweiten Ring

Der dritte Ring, der die Ölversorgung für die ersten beiden Ringe sicherstellt, muss sich möglichst gut an das Zylinderrohr anschmiegen, also ein gutes Form-

füllungsvermögen besitzen, um keine Spalten für Ölleckage zwischen Ring und Zylinderrohr zu öffnen. Dieser Ring muss nicht gegen Blow-By dichten. Zusätzlich muss die Ölbereitstellung für die beiden oberen Ringe durch den dritten Ring jederzeit, unter allen Motorbetriebsbedingungen, gewährleistet sein.

Der in Abbildung 2-3 als dritter Ring verwendete zweiteilige Ölabstreifring kommt sowohl in Diesel- als auch in hochaufgeladenen Ottomotoren zum Einsatz. Bei diesem Ring ist zwischen dem Grundkörper des Rings und der Kolbenringnut eine Feder gespannt. Über die Länge der Feder kann die Tangentialspannung des Rings präzise eingestellt werden. Um ein ausreichendes Ölabstreifen durch den Ring zu erreichen, muss sich dieser sehr gut an die nicht ideal runde Zylinderform anpassen können, was durch die Feder in Kombination mit einem biegeweichen Ring 3 erreicht wird. Die beiden Stege des zweiteiligen Ölabstreifrings sind nur etwa 0,2 mm hoch. In Verbindung mit der hohen Vorspannung der Feder, beim Ottomotor im Bereich von 20 N, entstehen hohe Flächenpressungen zwischen Ring und Laufbahn. Damit wird der Ölfilmhöhenaufbau gesteuert. Da sich der Ring in der Nut verkippt (engl. tilt), wäre ein dritter Ring mit nur einem Steg nicht in der Lage immer den vollen Kontakt zum Zylinderrohr zu halten und so das Öl ausreichend gut abzustreifen. Bei einem Ring mit zwei Stegen wird dagegen davon ausgegangen, dass ein Steg immer am Zylinderrohr anliegt. Es sind in den jeweiligen Ringnuten auch andere Ringkonstruktionen als die genannten denkbar. Eine Übersicht dazu findet sich in [2].

Die Werkstoffe, aus denen die Ringe gefertigt sind, werden entsprechend der motorischen Anforderungen ausgewählt. In großen Dieselmotoren beispielsweise werden die Ringe oftmals aus Gusseisen gefertigt, da dieser Werkstoff eine hohe thermische Stabilität aufweist. Aufgrund der hohen Betriebstemperaturen in diesen Motoren ist dies eine wichtige Anforderung an den Ringwerkstoff. Um eine hohe Verschleißfestigkeit der Ringe zu gewährleisten werden die Laufflächen dieser Kolbenringe verchromt oder beispielsweise mit einer PVD-Schicht (engl. physical vapour deposition, physikalische Gasphasenabscheidung) aus Chromnitrid bedampft. Diese Oberflächenbehandlung dient hauptsächlich der Verschleißminimierung der Ringlaufflächen und ist auf den Gegenkörper Zylinder-

derlaufbahn abzustimmen. Auch bei gering belasteten Ottomotoren finden Gussringe in der ersten Nut Anwendung.

Insbesondere in aufgeladenen Motoren, die bei hohen Zylinderinnendrücken und hohen Temperaturen arbeiten, kommt häufig Stahl für den ersten Ring zum Einsatz. Da dieser Werkstoff einen höheren E-Modul als Gusseisen hat, kann der Ringquerschnitt verkleinert und somit die Formanpassung erhöht werden. Dies kann ohne Einschränkungen bei der Lebensdauer der Ringe geschehen. Für die Ringe 2 und 3, die den hohen Belastungen nicht unmittelbar ausgesetzt sind, wird auch bei Turbomotoren häufig Gusseisen verwendet. Hier spielt der Faktor Kosten eine wichtige Rolle: Gussringe sind erheblich günstiger als Stahlringe.

2.1.3 Dynamik im System Kolbenring - Zylinderlaufbahn

Einführend muss bemerkt werden, dass die Kolbenringe dynamische Dichtungen sind. Diese dichten gegen den Gasmassenstrom ab, sind aber erst durch diesen Gasmassenstrom in der Lage dazu eine Dichtwirkung zu erzeugen. Die Vorspannung der ersten beiden Ringe erfolgt zu großen Teilen durch den Gasstrom.

Ausgelöst durch den Brennraumdruck tritt eine oszillierende Bewegung der Kolbengruppe im Zylinder auf, die Kolben und Ringe beschleunigen. Dies führt zur relativen Bewegung der Ringe in der Ringnut in Richtung der Kolbenlängs- und Querachse sowie der Verkipfung der Ringe in der Nut. Trotz der sehr kleinen Nutspiele im Bereich von wenigen 10 μm kommt es zu einem nicht vernachlässigbaren Gasstrom durch die Nuten, wenn die Ringe ihre Anlage an der oberen oder unteren Nutflanke ändern. Dadurch ändern sich die Drücke hinter und, je nach Anlageverhalten des Ringes in der Nut, auch unter und über dem Ring ständig. Diese Zusammenhänge fasst Abbildung 2-5 zusammen.

Die Dynamik der Ringe hat erheblichen Einfluss auf die von ihnen auszuführenden Funktionen. Damit sowohl Abdichtung als auch Ölabstreifen gewährleistet sind, ist ein stabiles dynamisches Verhalten der Ringe nötig, ohne beispielsweise zu starkes radiales Abheben vom Zylinderrohr und zu starkes axiales Flattern in

der Ringnut zu verursachen. Dies kann durch die Ringauslegung gezielt beeinflusst werden.

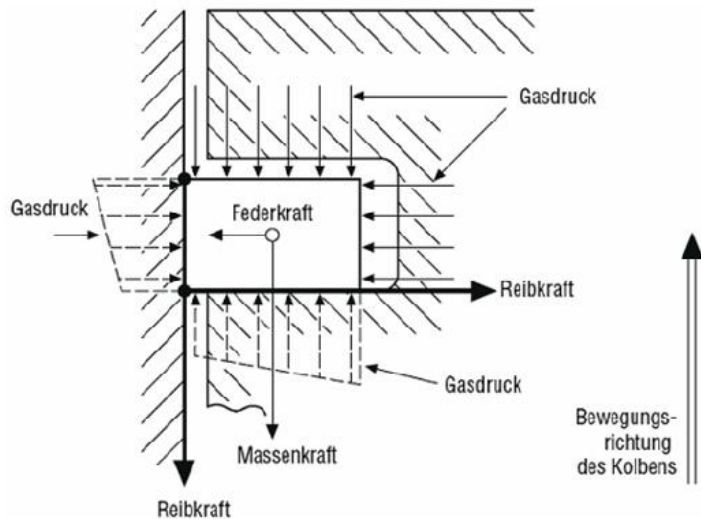


Abbildung 2-5: Kräfte am Pleuellager [2]

2.2 Überblick über das System Pleuellager - Pleuellagerlaufbahn

2.2.1 Beschreibung des Systems Pleuellager - Pleuellagerlaufbahn

Der Pleuellager überträgt den Druck der Verbrennungsgase im Pleuellager über Pleuellagerbolzen und Pleuellager auf die Pleuellagerwelle. Neben der, durch die Verbrennung ausgelösten, translatorischen Bewegung des Pleuellagers im Arbeitsspiel entsteht am Pleuellager, durch die Schwenkbewegung des Pleuellagers um die Lagerung auf der Pleuellagerwelle, eine oszillierende Seitenkraft. Diese Kraft wird vom Pleuellager auf die Laufbahn übertragen. Es ist auf möglichst geringe Seitenkräfte und somit geringe Reibung zu achten. Die Schränkung des Pleuellagertriebs ist eine konstruktive Möglichkeit, um die Seitenkraft zu beeinflussen [75]. Auch hinsichtlich minimaler Vibration und Geräuscherzeugung ist die Pleuellagerauslegung kritisch. So muss beispielsweise genug Öl auf der Laufbahn vorhanden sein, um den Aufschlagimpuls des Pleuellagers auf das Pleuellagerrohr zu dämpfen. In diesem Zusammenhang muss auch das Pleuellagerbaupspiel so gewählt werden, dass es bei extrem kalten

Betriebsbedingungen zu keinen akustischen Auffälligkeiten kommt und im heißen Betrieb kein Kolbenklemmen auftritt. Geringer Verschleiß über dem Motorbetrieb ist ein weiteres Auslegungskriterium.

2.2.2 Konstruktive Randbedingungen am Kolben

Der Kolben ist typischerweise in zwei Bereiche aufgeteilt. Der Bereich der Kolbenkrone enthält die Nuten für die Kolbenringe. Der untere Bereich, auch Kolbenschaft oder Kolbenhemd genannt, bildet das Lager für die Kräfte, die aus der Interaktion Kolben - Zylinderrohr entstehen. Am Kolbenhemd entsteht aufgrund dieser Lagerkräfte Reibung und in der Folge Verschleiß. Um diese beiden tribologischen Effekte zu beeinflussen, können das Schaftprofil, die Welligkeit des Schaftes und die Rauheit der Oberfläche des Schaftes konstruktiv variiert werden. Die Skalen der Einflussgrößen ändern sich von makroskopisch (Schaftprofil) hin zu mikroskopisch (Oberflächenrauheit). Das Schaftprofil bezeichnet die Variation des Kolbenradius über die Kolbenhöhe. Mit dem Begriff Ovalität wird die Umfangskontur des Kolbens beschrieben. Dieser ist nicht ideal rund. Am Schaft wird dies genutzt, um die Kontaktfläche zwischen Schaft und Laufbahn einzustellen. Um Kolbenbrüchen vorzubeugen darf der Kontakt beispielsweise nicht in steifen Gebieten, wie der Nabenanbindung des Kolbens, liegen. Die Welligkeit ist dem Herstellungsprozess geschuldet und drückt sich als etwa 10 µm hohe Riefen um den Schaftumfang aus. Die Welligkeit kann mit entsprechenden Bearbeitungsstrategien auch geringer ausgeführt werden, dies verursacht allerdings zusätzliche Kosten. Die Rauheit liegt im Bereich von 1 µm oder weniger und wird durch das Schaftmaterial und die Oberflächenendbearbeitung des Schaftes beeinflusst. Diese drei Merkmale der Kolbenform haben eine große Wirkung auf die Reibung, wobei das Schaftprofil vor Welligkeit und Rauheit den größten Einfluss hat. Für einen ungelauten Kolben hat die Welligkeit aufgrund der oben beschriebenen Unterschiede der Größenordnungen einen wesentlich höheren Einfluss auf die Reibung als die Rauheit. Bei neuen Kolben ist die Reibung durch die Berührung der Spitzen der Oberflächen von Zylinderrohr

und Kolben, im Vergleich zu gelaufenen Kolben, größer. Die so entstehende Mischreibung ist wesentlich höher als die hydrodynamische Reibung durch die Scherung im Öl. Beim wiederholten, reibenden Kontakt der Spitzen der Oberflächen von Kolben und Zylinderrohr werden die Spitzen durch den abrasiven Verschleiß kleiner. Die Spitzen der Welligkeit formen sich, wie in Abbildung 2-6 zu sehen, in Plateaus um. Die durch den Einlauf entstehende Rauheit der Plateaus ist im weiteren Motorbetrieb für die Größe der Mischreibung bedeutend.



Abbildung 2-6: Rauheit und Welligkeit auf dem Kolbenschaft

Allerdings sind Welligkeit und Rauheit nicht die einzigen Reibeinflüsse, auch die Schmierungsverhältnisse und der Verschleiß über der Laufzeit wirken sich auf die Reibung aus.

In dieser Arbeit soll der Fokus auf die tonnenförmigen Kolben, entsprechend der schematischen Darstellung in Abbildung 2-7, gelegt werden. Der tonnenförmige Kolben zeichnet sich durch einen, im Vergleich zum Schaft, kleineren Radius im Bereich des Ringfeldes aus. Dieser Einzug der Kolbenkrone ist nötig, damit genügend Raum für die thermische Ausdehnung der Krone vorhanden ist. Der mit Öl benetzte Schaftbereich ist relativ groß, damit aufgrund niedriger Flächenpressung der Verschleiß gering ausfallen kann. Die Tonnenform, die einen Schmierpalt am Schaft bildet, fördert den Aufbau des hydrodynamischen Schmierfilms. Die Makrogeometrie des Tonnenkolbens, beispielsweise die Aus-

bauchung am Schaft, hat einen hohen Einfluss auf die Reibungsgenerierung zwischen Kolben und Zylinderrohr. Aber auch für den Verschleiß und die Neigung zum Fressen ist die Auslegung von Schliff und Ovalität essentiell.

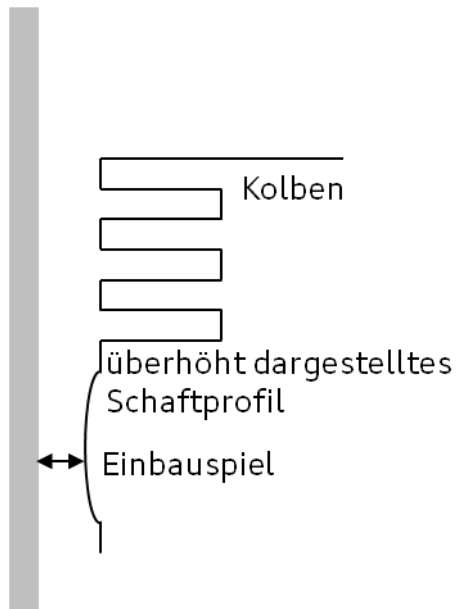


Abbildung 2-7: Tonnenförmiger Kolben

2.2.3 Bewegungsarten des Kolbens

Über ein Arbeitsspiel ändern sich die Randbedingungen, wie die auf den Kolben wirkenden Temperaturen und Kräfte, ständig.

Die Kolbensekundärbewegung führt zum Aufschlagen des Kolbens auf die Zylinderwand. Diese Bewegungsart entsteht zum einen durch die Drehung des Kolbens um die Kolbenbolzenachse und zum anderen durch die Drehung des Pleuels um die Lagerung auf der Kurbelwelle. Die Geometrie des Kurbeltriebes und der Druckverlauf der Verbrennung bestimmen, ob das Aufschlagen an der Druck- oder Gegendruckseite stattfindet. Die Druckseite eines ungeschränkten Kurbeltriebes ist dabei die Seite des Zylinderkurbelgehäuses, an die der Kolben nach dem oberen Totpunkt zum Zündzeitpunkt (kurz: Zünd-OT) schlägt. Dieses Schlagen ist eine Quelle für Körperschall. Gerade beim Anlagewechsel von der Gegendruckseite zur Druckseite um den Zünd-OT steht der Brennraum unter ho-

hem Gasdruck und die Seitenkräfte, die der Kolben auf das Zylinderrohr ausübt, sind dementsprechend hoch. Nach dem Coulomb'schen Ansatz der Reibung ist die Festkörperreibung das Produkt aus Normalkraft, hier die Kolbenseitenkraft, und dem Reibbeiwert. Wenn sich die Spitzen der Oberflächenprofile berühren, führt eine hohe Seitenkraft demnach zu hoher Festkörperreibung.

2.3 Überblick über das Thema Zylinderlaufbahn

Sowohl die Laufflächen der Ringe, als auch die Zylinderlaufbahn weisen eine Oberflächenrauigkeit in der Größenordnung $1\ \mu\text{m}$ auf. Die Berührung der Rauheitsspitzen führt zu Mischreibung. Die Oberflächenstruktur beeinflusst den Öltransport auf dem Zylinderrohr. Es ist daher wichtig die Wirkung der Oberflächenstruktur auf den Öltransport und die Generierung von Reibung zu verstehen. Nur so können die aktuell verwendeten Strukturen zukünftig weiter verbessert werden. Die Formulierung von neuen Ölen orientiert sich ebenfalls stark an neuen Erkenntnissen der Interaktion zwischen Ring, Laufbahn und dem Schmieröl zwischen beiden.

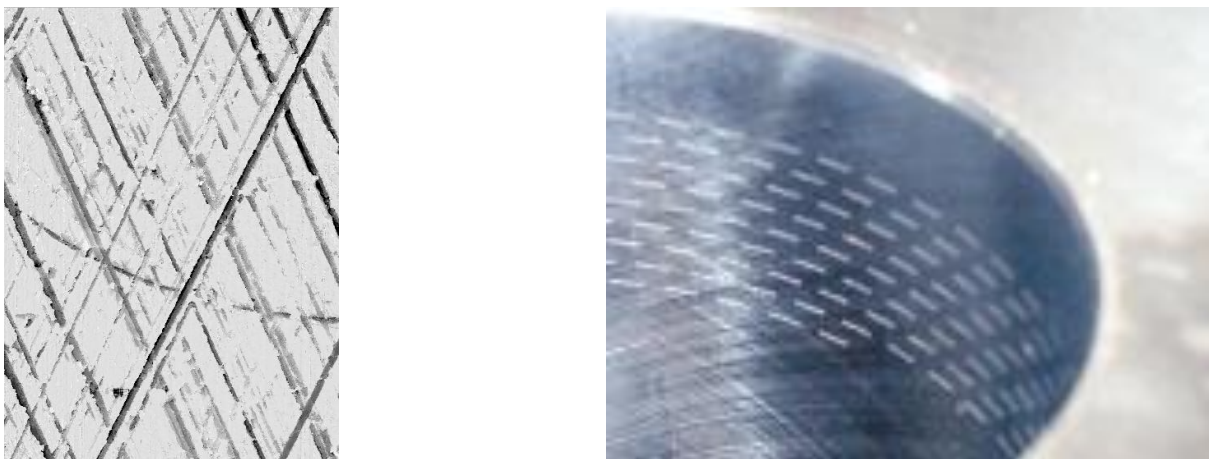


Abbildung 2-8: Laufbahnenbearbeitung: Spiralgleithonung (li.) und Laserstrukturierung (re.) [3]

In Abbildung 2-8 sind zwei Zylinderlaufbahnbearbeitungen abgebildet. Die linke Bearbeitung ist typisch für aktuelle Motoren: eine Plateau-Honung mit deutlich

sichtbaren Honriefen. Die rechte Abbildung zeigt eine Laserstrukturierung in Form von Langlöchern. Diese sind in etwa 3 mm lang, 60 µm breit und 5 µm tief. Der Abstand zwischen den Langlöchern beträgt 2 mm. Die in Abbildung 2-8 gezeigten Strukturen sind Serienstände [46, 58].

Aktuell beschäftigen sich Forschungsprojekte mit Laserstrukturen, bei denen halbkugelförmige Löcher in das Zylinderrohr gebrannt oder erodiert werden. Die Potentiale solcher Strukturen zur Reibungsreduzierung sind bereits mit Hilfe von Simulationen betrachtet worden [4]. Im Zuge der vorliegenden Arbeit wird diese Oberflächenbearbeitung ausführlich analysiert und es werden erste Versuchsergebnisse aufgezeigt.

In aktuellen Serienmotoren kommen zwei grundsätzliche Laufbahntechnologien zur Anwendung: Gusseisen und Aluminium. Aluminium bedeutet eine deutliche Gewichtseinsparung beim Motorgewicht, insbesondere wenn das komplette Kurbelgehäuse aus Aluminium gefertigt ist. Abbildung 2-9 zeigt einen Überblick über die möglichen Laufbahntechnologien.

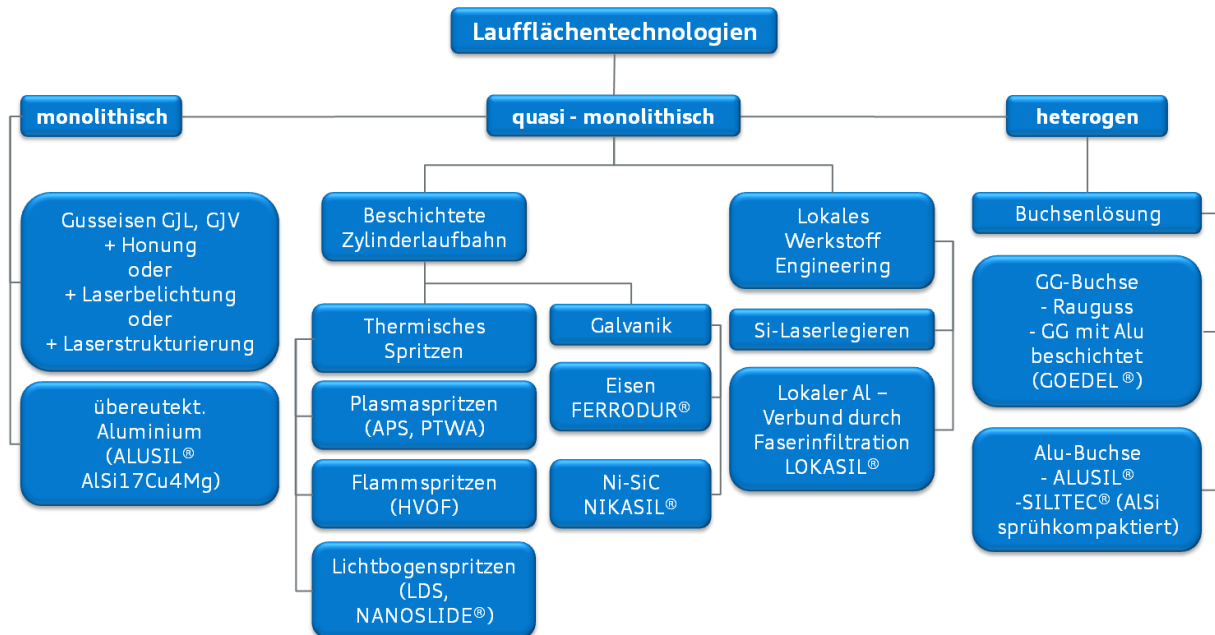


Abbildung 2-9: Zylinderlaufbahntechnologien

Aus der Abbildung wird ersichtlich, dass es neben der Kombination Zylinderkurbelgehäuse und Laufbahn aus Gusseisen oder Aluminium (monolithisch) Mög-

lichkeiten gibt, die Laufbahn getrennt vom ZKG zu modifizieren. Gerade für die Aluminiumlaufbahn, die eine geringere Verschleißbeständigkeit als die Eisenlaufbahn aufweist, werden die Beschichtungsmöglichkeiten immer wichtiger. Die Gründe hierfür liegen in der global stark schwankenden Kraftstoffqualität und in den starken klimatischen Unterschieden zwischen den Märkten. Es ist aktuell nicht absehbar, ob zukünftig eine langfristige, sichere Verfügbarkeit von hochqualitativen Kraftstoffen auf den Weltmärkten sichergestellt werden kann. Oftmals finden sich Alkohole, die das Aluminium sehr schnell angreifen und zerstören können, und große Mengen Schwefel im Kraftstoff [76, 98]. Zusammen mit den sehr kalten Wintern, etwa in nördlichen Gebieten Asiens, werden die Aluminiumlaufbahnen über die Verschleißgrenze hinaus beansprucht. Industrieweit findet deswegen ein Umdenken bezüglich der Aluminiumlaufbahn statt, deren Vorteile unter idealen Randbedingungen unbestritten sind [5, 13]. Um den CO₂-Ausstoß weiter zu reduzieren und, um das Gewicht auf der Vorderachse für eine hohe Fahrdynamik nicht zu erhöhen, ist der Einsatz eines Aluminium-ZKGs zielführend. Mit der Entscheidung für Aluminium als Werkstoff für das ZKG ist der Einsatz von Beschichtungen, zur Robustheitssteigerung der Laufbahn, sinnvoll.

In den folgenden Unterkapiteln werden die Eigenschaften und Vor- bzw. Nachteile der aktuell genutzten Laufbahntechnologien dargestellt. Die Arbeit von Flor [6] bietet insbesondere hinsichtlich der Beschichtung von Laufbahnen einen sehr umfassenden Überblick.

2.3.1 Monolithische Konzepte

Monolithische Konzepte zeichnen sich durch den durchgängigen Einsatz eines Werkstoffes aus. Die Lauffläche für die Ringe entsteht durch die Honbearbeitung des Zylinderkurbelgehäuses im Zylinderrohr. Da die Ringe besonders im Bereich der Umkehrpunkte auf dem Zylinderrohr laufen, ist es wichtig, dass dieser hart genug ist, um nicht zu verschleifen. Zudem sind gute tribologische Eigenschaften sowie ein ausreichendes Ölhaltevolumen nötig.

Grauguss bietet diese Eigenschaften und ist zudem preisgünstig und deshalb der bevorzugte Werkstoff, um Zylinderkurbelgehäuse, vor allem für kleinere Motoren mit bis zu fünf Zylindern [7], zu fertigen. Bei großvolumigen Motoren kommt der Gewichtsnachteil des Gusseisens in Bezug auf Aluminium zum Tragen. Während das beispielsweise für die Vierzylinder-Turbomotoren der Firma AUDI genutzte GJL250 eine Dichte von $7,3 \text{ g/cm}^3$ aufweist, ist dieser Wert für übereutektisches AlSi17Cu4Mg -Aluminium mit $2,75 \text{ g/cm}^3$ etwa 60% geringer. Die Graugusslaufbahn kann auf zweierlei Arten verwendet werden: mit Honung oder mit Honung und Zusatzbearbeitung. Zur honenden Bearbeitung soll hier der Begriff Blechmantel eingeführt werden. Dieser bezeichnet eine verquetschte, zugeschmierte Honung mit Materialverschuppungen. Die Honung ist bei aktuellen Motoren in der Regel eine Plateauhonung. Mögliche Formen der Zusatzbearbeitung sind Laserbelichtung und Laserstrukturierung. Bei der Laserbelichtung wird das Material per Laser angeschmolzen. Durch die rasche Erstarrung wird der Blechmantel der Honung entfernt und es entstehen nanokristalline Strukturen, die eine gute Duktilität bieten. Die über der Schmelzzone entstehende Plasmawolke enthält die Elemente Kohlenstoff, Stickstoff und Sauerstoff. Diese lagern sich in die Oberfläche ein und bilden eine verschleißfeste Schicht [9]. Durch die Aufschmelzung werden die Grafitlamellen freigelegt und bilden ein Ölhaltevolumen in Form von Mikrodruckkammern. Die Kombination dieser Prozesse bildet eine Lauffläche mit guten Verschleiß- und Ölverbrauchseigenschaften aus.

Bei einem aktuellen Vierzylinder-Turbomotor ist der Gewichtsvorteil bei einer Fertigung aus beispielsweise ALUSIL (Markenname der KS Aluminium Technologie für übereutektisches Aluminium) im Vergleich mit Grauguss im Bereich von 10–15 kg zu sehen. Bei einem ungefähren Gesamtmotorgewicht von 130 kg [8] ist somit eine Gewichtseinsparung von etwa zehn Prozent möglich. Bei großvolumigen V-Motoren, die aufgrund ihrer Abmessungen deutlich schwerer sind, ist diese Gewichtsreduzierung besonders sinnvoll. Die ALUSIL Laufbahn wird durch Honung derart bearbeitet, dass die enthaltenen Si-Kristalle, wie in Abbildung 2-10 sichtbar, freigelegt werden. Diese Kristalle bilden einen guten Verschleiß-

schutz, da sie sehr hart sind und die Laufbahn gut gegen Einwirkung des Tribopartners Kolbenring schützen. Zwischen den Si-Kristallen bildet sich ein Ölhaltevolumen.

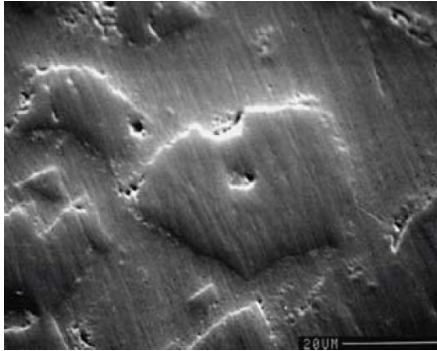


Abbildung 2-10: Mechanisch freigelegte ALUSIL Zylinderlauffläche eines AUDI-V6-Motors [74]

Da sich Aluminium durch den Temperatureinfluss der Verbrennung stärker als Eisen ausdehnt, haben Motoren mit Aluminiumkurbelgehäusen zudem Reibungsvorteile. Das Spiel zwischen Kolben und Laufbahn wird im Vergleich zu einem Graugusskurbelgehäuse größer und der Kolben läuft, wenn überhaupt, weniger stark in der Überdeckung. Mit Überdeckung wird der Zustand beschrieben, bei dem das Spiel zwischen Kolben und Laufbahn aufgebraucht ist und sich die Reibpartner dauerhaft berühren.

2.3.2 Quasi-monolithische Konzepte

Im Falle von unterschiedlichen Werkstoffen für das Kurbelgehäuse und die Laufbahn, mit intermetallischer Bindung zwischen beiden Körpern, wird von quasi-monolithischen Konzepten gesprochen.

Ausgangsbasis für die quasi-monolithischen Konzepte sind in der Regel preiswerte untereutektische AlSi-Sekundärlegierungen [10]. Verschleißfeste Schichten werden entweder über thermisches Spritzen oder galvanische Verfahren auf die Laufbuchse aufgebracht. Für die Beschichtung mittels thermischem Spritzen stehen verschiedenste Beschichtungswerkstoffe zur Verfügung. Oft werden,

wegen deren Verschleißfestigkeit, eisenbasierte Werkstoffe verwendet, denen weitere metallische oder keramische Zusätze beigemischt sind. Diese Beschichtungswerkstoffe liegen pulver- oder drahtförmig vor [11]. Die zu spritzenden Werkstoffe werden vor dem Austritt aus der Spritzdüse verflüssigt und anschließend auf die Laufbahnoberfläche geschleudert. Die Bauteiloberfläche, auf die gespritzt wird, wird in der Regel nicht angeschmolzen [12]. Die Verfahren werden bezüglich des Energieträgers der Spritzquelle unterschieden. Für aktuelle Beschichtungen von Zylinderlaufflächen haben sich Plasmaspritzen, Hochgeschwindigkeitsflammspritzen und Lichtbogenspritzen etabliert [5]. Innerhalb dieser Arten des Spritzens haben sich außerdem Technologien einzelner Motorenhersteller und Zulieferer herausgebildet. So bezeichnet Daimler sein hauseigenes Lichtbogendrahtspritzverfahren als Nanoslide [13]. Über die Legierungszusammenstellung der Drähte und die spezielle Prozessführung ist eine Differenzierung der einzelnen Verfahren möglich.

Dem eigentlichen Beschichtungsprozess ist häufig eine Glatthonung der Zylinderlaufbahn nachgeschaltet, um die Oberfläche zu glätten und von eventuellen Aufwürfen und Aufschmelzungen zu befreien. Zusammen mit der Porosität der Spritzschicht bilden die Honriefen das Ölreservoir. Da die Honung allerdings sehr fein ausgeführt ist, bilden die Poren typischerweise das deutlich größere Ölfangvolumen [14].

Ein Nachteil der Spritzschichten ist die fehlende Bindung der Spritzschicht und des Grundmaterials auf atomarer Ebene. Daraus entstehen teils zu geringe Haftzugfestigkeiten und die Gefahr des Abplatzens der Schicht. Dieser Problematik muss mit gründlicher Reinigung vor dem Spritzen und Aufräumen, wie in Abbildung 2-11 dargestellt, entgegengewirkt werden. Dieser Nachteil der Spritzschichten ist bezüglich der Robustheit ein großes Hindernis für den verbreiteten Serieneinsatz.

Neben dem Spritzen bietet die Galvanik eine Möglichkeit Laufbahnen zu beschichten. Bei den galvanischen Verfahren ist aktuell die NIKASIL-Schicht der Firma MAHLE Stand der Technik. Bei dieser Ni-SiC-Dispersionsschicht werden Siliziumkarbidteilchen abgeschieden. Diese Teilchen sind in eine Nickelmatrix

eingebettet. Vorteile dieser Schicht sind der geringe Verschleiß und die geringe Reibung [16].

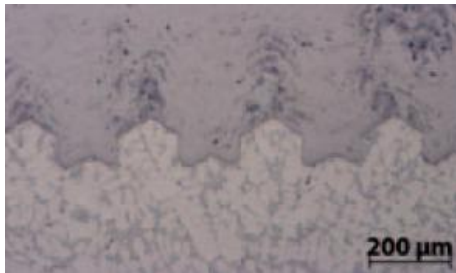


Abbildung 2-11: Schwalbenschwanzprofil für die Schichthaftung [59]

Die Nachteile überwiegen jedoch, so dass diese Schicht außer im Rennsport kaum noch zum Einsatz kommt. Die fehlende Robustheit der Schicht gegenüber schwefel- und alkoholhaltigen Kraftstoffen und die äußerst problematische Entsorgung der nickelhaltigen Galvanikschlämme sprechen gegen diese Schicht. Eine aktuell in Entwicklung befindliche Galvanikschicht [17] ist bereits als Kolbenhemdbeschichtung für Aluminiumkolben, in Zylinderkurbelgehäusen aus Aluminium, als FERRODUR bekannt und vielfach erprobt. Die Weiterentwicklung dieser Schicht zielt zum einen auf die Reduzierung der Umweltbelastung und zum anderen auf die Anwendung der Schicht als Laufbahnbeschichtung.

2.3.3 Heterogene Konzepte

Außer bei quasi-monolithischen Konzepten sind auch bei heterogenen Konzepten die Zylinderlaufbahn und das Kurbelgehäuse nicht aus dem gleichen Material. Im Falle der heterogenen Konzepte wird, anders als bei den Spritzschichten, nicht nur ein Werkstoff auf den ZKG-Werkstoff aufgetragen, sondern eine komplette Buchse eingesetzt. Bei Verwendung von Zylinderlaufbuchsen mit geringen Wandstärken, im Bereich kleiner 3 mm, liegen die zu erwartenden Zylinderrohrverzüge nahe an denen des monolithischen ZKG.

Im Gegensatz zu Beschichtungen besteht bei Buchsen kein Problem hinsichtlich der Haftzugfestigkeit [18].

2.3.4 Aktuelle Oberflächenbearbeitungen für Zylinderlaufbahnen

Aktuelle Laufbahnoberflächen werden häufig als Honung ausgeführt. Mit dieser Bearbeitung ist es möglich die Oberflächenrauheit der Struktur über die Laufbahnhöhe hinweg einzustellen. Spezielle Bearbeitungen an spezifischen Laufbahnpositionen sind allerdings mit aktuellen Honmethoden nicht möglich. Abbildung 2-12 zeigt einen Tastschrieb einer typischen Plateauhonung.

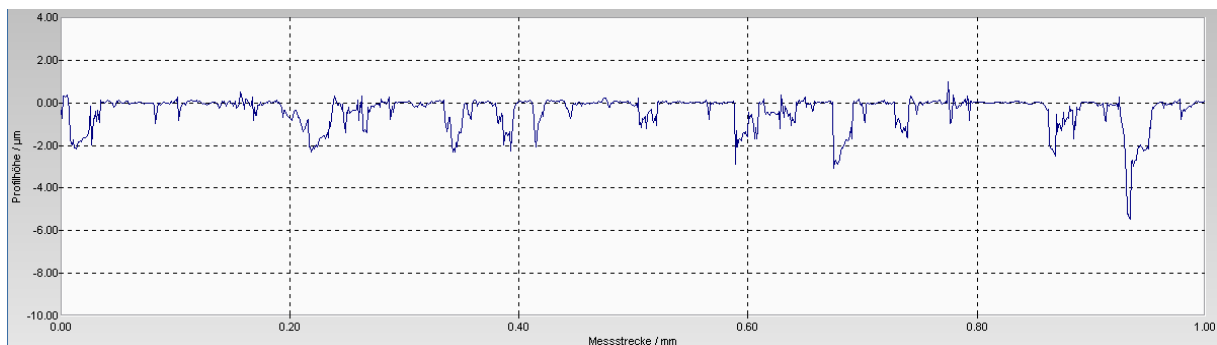


Abbildung 2-12: Typische Honstruktur

Die Honstruktur resultiert aus dem Honprozess und dem dazu genutzten Werkzeug, siehe Abbildung 2-13. Am Honwerkzeug sind über den Umfang verteilt mehrere sogenannte Honleisten angebracht. Die Leisten tragen abrasive Partikel auf einer Trägerplatte. Die Partikel sind mit Harz auf der Platte verklebt. Durch Federn werden die Honleisten radial nach außen gedrückt. Für den Honprozess wird dieses Werkzeug in den Zylinder eingeführt. Um die charakteristische Kreuzriefenstruktur zu erhalten, werden zwei Bewegungen überlagert: eine Rotation des Werkzeuges und eine Translation in Zylinderlängsrichtung. Die Rotation findet dabei ohne Richtungsumkehr statt. Die Translationsrichtung ändert sich mit Erreichen der oberen und unteren Begrenzung der Laufbahn. In der Regel findet das Honen in mehreren Stufen statt. Die Honleisten für die verschiedenen Stufen werden jeweils feiner. Die tiefen Riefen werden im ersten Schritt gefertigt. In den weiteren Stufen werden die Profilspitzen geglättet, um den Plateaubereich zu fertigen [19]. Die Oberfläche ist relativ glatt, jedoch mit tie-

fen Riefen, die als Ölhaltevolumen dienen. Mit einer solchen Oberflächenbearbeitung wird dem Einlauf vorgegriffen [20].

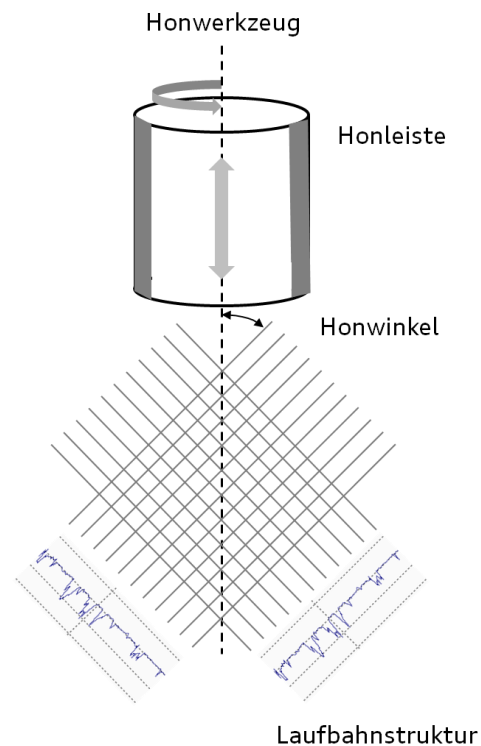


Abbildung 2-13: Honwerkzeug [66] und schematischer Honprozess (rechts)

Im Betrieb wird dadurch die Mischreibung reduziert, da wenige Rauheitsspitzen auf der Zylinderlaufbahnoberfläche vorhanden sind. Die in Abbildung 2-13 zu erkennenden Riefenwinkel entstehen aufgrund des Verhältnisses zwischen Rotationsgeschwindigkeit und Translationsgeschwindigkeit. Der Winkel zwischen den Riefen hat entscheidenden Einfluss auf das Reibverhalten der Oberfläche, den Verschleiß und den generierten Ölverbrauch. Das Potential zur Reibleistungsreduzierung und Ölfilmdickenzunahme bei Honriefen, deren Riefenwinkel einen möglichst großen Winkel zur Zylinderlängsachse aufweisen, ist in [20] dokumentiert. Um den Ölverbrauch nicht zu stark steigen zu lassen und, um Fressen zu verhindern, wird aktuell auf sehr flache Honwinkel, also sehr kleine Winkel zwischen Längsachse und Honriefe, verzichtet. Durch die kleinen Winkel kann das Öl theoretisch schneller abfließen. Außerdem können die Kolbenringe weniger gut an den Riefenkanten aufschwimmen.

2.3.5 Neue Ideen zur Laufbahnenbearbeitung

Im rechten Teil der bereits gezeigten Abbildung 2-8 ist eine sogenannte deterministische Struktur, in diesem Fall per Laser erzeugte Langlöcher, dargestellt. Diese Art Struktur hat in verschiedenen Untersuchungen und Anwendungsfällen Potentiale zur Reibleistungsreduzierung gezeigt [21-24].

Strukturen dieser Art, wenn auch deutlich kleiner als für die Laufbahn sinnvoll, werden beispielsweise seit langem bei Magnetdatenspeichern eingesetzt, um Haftreibung beim Aufsetzen des Lese-/Schreibkopfes auf die Oberfläche zu verhindern [25]. Um den Übertrag des Wirkprinzips auf andere technische Oberflächen, zum Beispiel die Laufbahn von Verbrennungsmotoren, zu ermöglichen, müssen auch die Voraussetzungen in der Fertigung geschaffen werden. Die Darstellung solcher Mikrostrukturen in der Produktion ist deshalb ein aktuelles Forschungsgebiet in der Lasertechnik [26]. Nur wenn tribologisch zielführende Strukturen großtechnisch hergestellt werden können, kann ein Mehrwert für Motorenhersteller geschaffen werden.

Für Gleitringdichtungen für Pumpen und Kompressoren, die ohne große Schwankungen von Last und Drehzahl arbeiten, haben Mikrostrukturierungen dazu geführt, dass die ertragbaren Lasten steigen können, ohne dass der Verschleiß zunimmt [19].

Die Firma Gehring Technologies GmbH hat als erstes Unternehmen Laserstrukturen in die Laufbahnen von Dieselmotoren der Firma Opel in Serie eingebracht [27]. Diese Strukturen sind im Bereich der oberen Totpunkte der Zylinder gelasert. Die Geometrie der Langlöcher ergibt sich aus der Bearbeitungsmöglichkeit mit dem Laser: Das Einfahren des Laserkopfes in den Zylinder und eine An- und Abschaltung des Lasers sind möglich [28]. Das Fertigungsverfahren diktiert also die Geometrie der Strukturen. Leider lassen sich die Vertiefungen nicht aufwurf frei fertigen, was eine Feinhonung in der Nachbearbeitung bedeutet. Mit besserem Verständnis der Strukturen wird es nötig die Fertigungsmöglichkeiten so zu verbessern, dass derartige Begrenzungen wegfallen.

Um Mikrostrukturen zu erzeugen, stehen verschiedene Verfahren zur Wahl: chemisches Ätzen, Laserstrukturierung, Fräsen und Flüssigkeitsstrahlbearbeitung. Mittels Ätzen sind verschiedenste Formen darstellbar. Der Prozess ist zeitintensiv und die dabei ablaufende chemische Erosion kann nicht ausreichend genau kontrolliert werden. Runde Grübchen im Tiefenprofil sind aus diesem Grund nicht mit homogenen konvergierenden und divergierenden Spalten darstellbar. Auch mit der Flüssigkeitsstrahlbearbeitung können nicht alle denkbaren Formen hergestellt werden. Da außerdem die großen Maschinenteile in den Zylinder eingeführt werden müssen, ist das Verfahren aufgrund Bauraumbeschränkungen nicht ohne Weiteres anwendbar. Die Flexibilität und Geschwindigkeit der Laserbearbeitung erreicht keines der anderen Verfahren. Aus diesem Grund ist die Laserstrukturierung das bevorzugte Verfahren für diesen Anwendungsfall. Wie bereits dargestellt, gibt es derzeit Forschungsvorhaben, die den Bearbeitungsprozess und die Lasertechnik kontinuierlich verbessern, und so neue Freiheitsgrade für die Strukturierung ermöglichen.

2.4 Anforderungen an Schmiermitteleigenschaften

Zu den wichtigen Anforderungen an Motoröle gehören: Kraftübertragung, Kühlung, Abdichtung, Schutz vor Ablagerungen, Korrosionsschutz, Verschleißschutz sowie ein auf die Anforderungen abgestimmtes Viskosität-Temperaturverhalten [16]. Um diese vielfältigen Anforderungen zu erfüllen, werden den verschiedenen Basisölen diverse Additive hinzugefügt, um die gewünschten Eigenschaften zu erhalten.

Im Kontakt Kolbenbolzen - Pleuel können auf den Ölfilm Drücke in Höhe von mehreren Tausend bar auftreten. Das Öl muss hier widerstandsfähig genug sein und auch unter diesen harten Bedingungen Kräfte übertragen. Insbesondere im Bereich der Kolbengruppe trägt das Öl, durch die Anspritzkühlung des Kolbens, zur Temperatursenkung bei. Im Bereich der Pleuelringe unterstützt der Ölfilm beim Abdichten gegen Blow-By. Die Temperatur in den genannten Kontakten ist sehr hoch, weshalb bei allen Temperaturen und Betriebsbedingungen sicherge-

stellt werden muss, dass das Öl nicht zu korrosiven Verbindungen reagiert oder Ablagerungen bildet. Diese könnten beispielsweise zum Steckenbleiben der Ringe in der Nut führen und so die Funktion der Kolbenringe erheblich stören. Durch spezielle Detergent- und Dispersant-Additive wird verhindert, dass sich ö unlösliche Verbrennungsrückstände etwa in den Kolbenringnuten festsetzen oder es zur Bildung von Ölschlamm kommt. Anti-Verschleiß-Additive reduzieren den Verschleiß beim Kontakt Metall - Metall und zusätzliche Korrosionsinhibitoren machen die metallischen Oberflächen im Motor widerstandsfähiger gegen korrosive Verbindungen. Moderne Mehrbereichsöle ermöglichen es, dass das Öl bei niedrigen Temperaturen dünn genug ist, um die Schmierfähigkeit im ganzen Motor sehr schnell sicherzustellen. Bei hohen Temperaturen wiederum soll das Öl dick genug sein, um den Festkörperkontakt der Oberflächen zuverlässig zu verhindern. Dieses Verhalten, das dem natürlichen Viskositätsabfall des Öls entgegenläuft, kann mit Viskositätsverbesserern erreicht werden.

3 Simulationsmethoden

3.1 Bisherige Arbeiten und aktuelle Entwicklungen

Aus der Literaturrecherche ergeben sich zur Anwendung von Simulationsmethoden für die Kolbengruppe und der Interaktion mit der Zylinderlaufbahn zwei grundsätzliche Forschungsrichtungen:

1. Optimierung der Kolbengruppe hinsichtlich Blow-By und Ölverbrauch
2. Untersuchung der Interaktion des Ölabstreifrings mit der Laufbahn

Im zuerst genannten Pfad liegt der Fokus zum einen auf dem Abgleich von Simulationsprogrammen zur Berechnung der Ringdynamik und der Messung am Verbrennungsmotor [32]. Zum anderen wird untersucht, inwiefern sich die Kolbengruppe simulativ optimieren lässt [78, 51]. Ziele dieser Optimierungen sind beispielsweise die Reduzierung des Volllast-Blow-By oder die Verminderung des Zylinderrohrverzugs. Mittels dieser Optimierungen können Möglichkeiten aufgezeigt werden, bestimmte Fragestellungen, wie zum Beispiel das noch vorhandene Potential zur Reibleistungsreduzierung, zu beantworten. Es muss aber stets ein abgeglichenes Modell vorhanden sein und die letztendliche Antwort lässt sich nur durch den motorischen Versuch geben. Eine umfassende Methodik zur Auslegung eines Kolbenringpaketes ist in [62] dargestellt. Weiter rückt der Einfluss der Kolbengruppe auf den Ölverbrauch des Grundmotors immer mehr in den Fokus [79]. Hier sind aber sowohl die eigentliche Messtechnik als auch die Simulation noch am Anfang. Für die Simulationsaussagen ist die Kenntnis der jeweiligen Ölfilmhöhen essentiell und es ist zudem noch nicht vollständig geklärt, welche Ölverbrauchsmechanismen, wie zum Beispiel Abdampfen und Abschleudern, am jeweiligen Betriebspunkt wirksam sind.

Die Interaktion des Ölabstreifringes mit der Zylinderlaufbahn ist ein zweiter Forschungszweig, der erst seit wenigen Jahren simulativ betrachtet wird [4, 20, 77]. Die aktuell verwendeten Methoden zur Simulation [70] werden mit Floating-Liner Messungen [71] abgeglichen und zeigen gute Übereinstimmungen.

Neben dem Vergleich von verschiedenen Serienhonungen und Designs für den Ölabbstreifring stehen die Beschichtungsvarianten für Aluminiumkurbelgehäuse im Fokus der bekannten Untersuchungen. Die Analyse von Laserstrukturen zur Reibungsreduktion ist hingegen nur aus der Simulation [4] bekannt. Der Abgleich von Simulation und Messung von per Laser erzeugten Napfstrukturen auf der Zylinderlaufbahn ist ein wesentliches Kapitel der hier vorliegenden Arbeit. Zunächst wird die dazu verwendete Methodik eingeführt. Die detaillierten Simulationsergebnisse werden später im Kapitel 8 erläutert.

3.2 Vorstellung der verwendeten Methoden

3.2.1 SURFLAB

Das für diese Arbeit zur Verfügung stehende Programm SURFLAB (Kurzform von engl. Surface Laboratory) ermöglicht es, aus einem Datensatz der vermessenen oder synthetischen Oberfläche sowohl Profilschriebe als auch Oberflächenkenngrößen abzuleiten. Damit ist eine einfache und vor allem reproduzierbare Analyse verschiedener Oberflächen möglich. Das Programm ist im Arbeitskreis 3D-Rauheitsmesstechnik: Dreidimensionales Messen und Auswerten von Zylinderlaufbahnoberflächen entstanden [63]. Bevor die Messdaten aber ausgewertet werden können, müssen Formanteil und Welligkeit der Oberfläche gefiltert werden. Abbildung 3-1 zeigt dies schematisch.

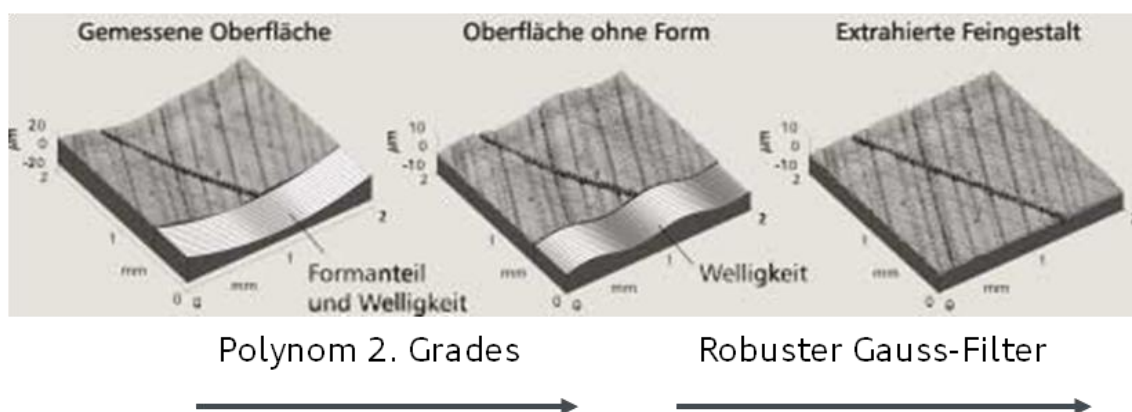


Abbildung 3-1: Filterung der gemessenen Oberfläche [43]

3.2.2 Synthetische Oberflächen in MATLAB: AGAS

Mit dem, für die vorliegende Arbeit in MATLAB programmierten, Tool AGAS (Kurzform von engl. AUDI Generator for Artificial Surfaces) können sowohl künstliche Honstrukturen als auch künstliche Napfstrukturen erzeugt werden. Die Erzeugung von künstlichen Oberflächen ist beispielsweise notwendig, da die vermessenen realen Oberflächen in der Regel mit „Fehlern“, wie Materialausbrüchen und verschmierten Honriefen, behaftet sind. Diese Fehler machen die Beurteilung des Einflusses einzelner Oberflächencharakteristika schwer. Synthetische Oberflächen hingegen lassen sich in einzelnen konkreten Merkmalen ändern. So kann beispielsweise nur die Riefentiefe geändert werden, während alle anderen Oberflächengrößen konstant bleiben. Die Betrachtung in der Simulation erleichtert somit die Beurteilung einzelner Oberflächenmerkmale und Variationen der Oberfläche sind schnell und mit geringem Aufwand möglich.

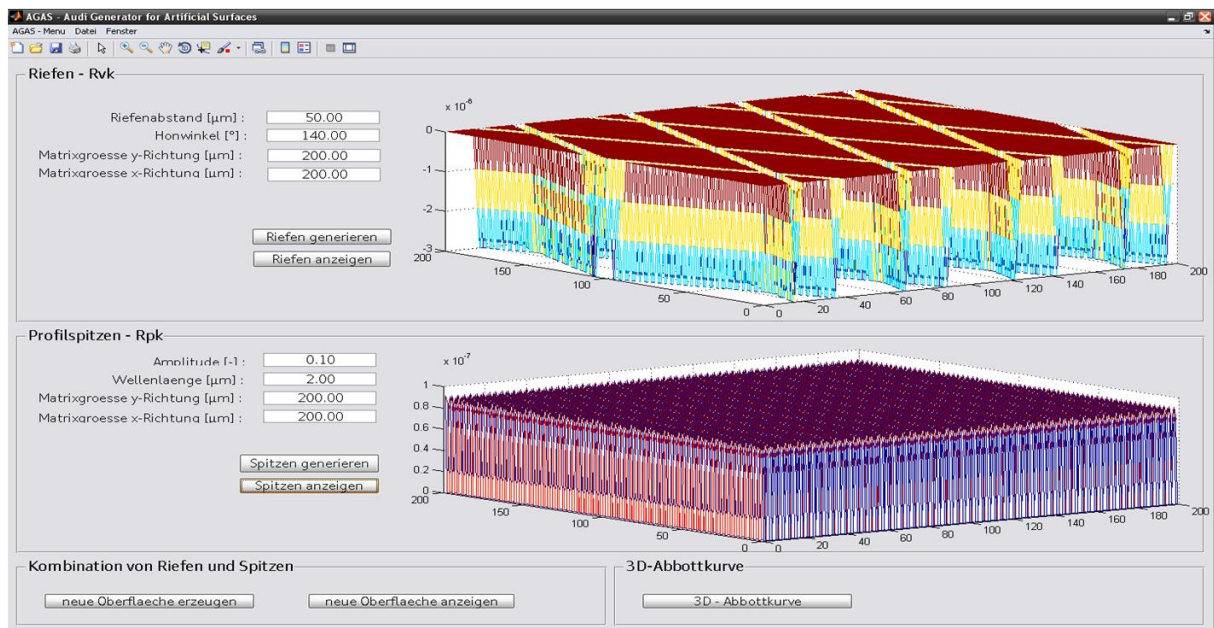


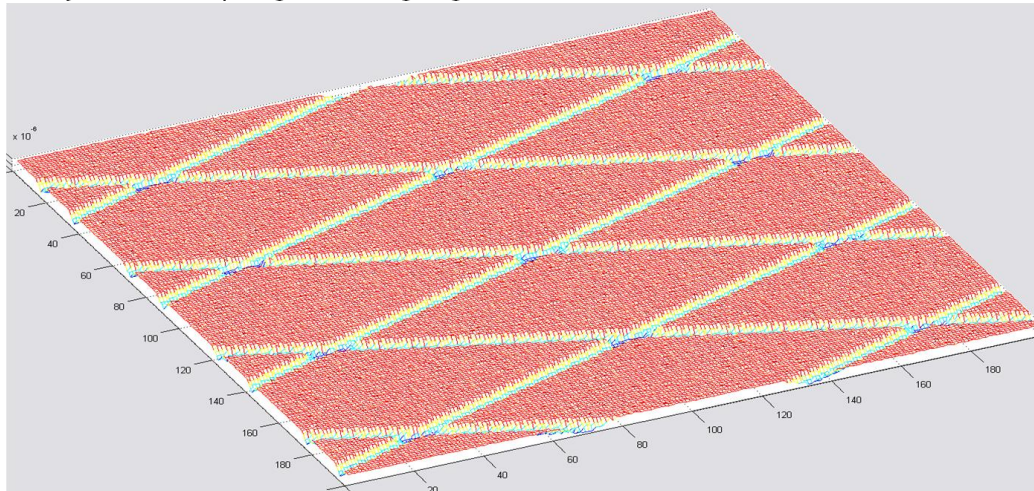
Abbildung 3-2: AGAS: Benutzeroberfläche für die Erstellung synthetischer Honstrukturen

Wie in Abbildung 3-2 dargestellt, ist es mittels der Benutzeroberfläche möglich die Riefeigenschaften detailliert festzulegen. Abbildung 3-3 zeigt schließlich

3 Simulationsmethoden

die mit AGAS erzeugte Struktur. Sowohl die Riefen als auch die Oberflächenrauheit sind deutlich erkennbar.

- Synthetische Spiralgleithonung bzgl. Oberfläche auf Niveau Serienlaufbahn



Rpk = 0.11 μm ; Rvk = 2.18 μm ; Rk = 0.34 μm ; Mr1 = 8.27%; Mr2 = 79.78% (alle Werte innerhalb Produktionsspezifikation)

Abbildung 3-3: AGAS: Synthetische Honstruktur innerhalb der Spezifikation der Serienhonung

Abbildung 3-4 zeigt die synthetische Oberfläche inklusive zweier Profilschriebe in der Darstellung in SURFLAB, das im vorherigen Kapitel beschrieben wurde.

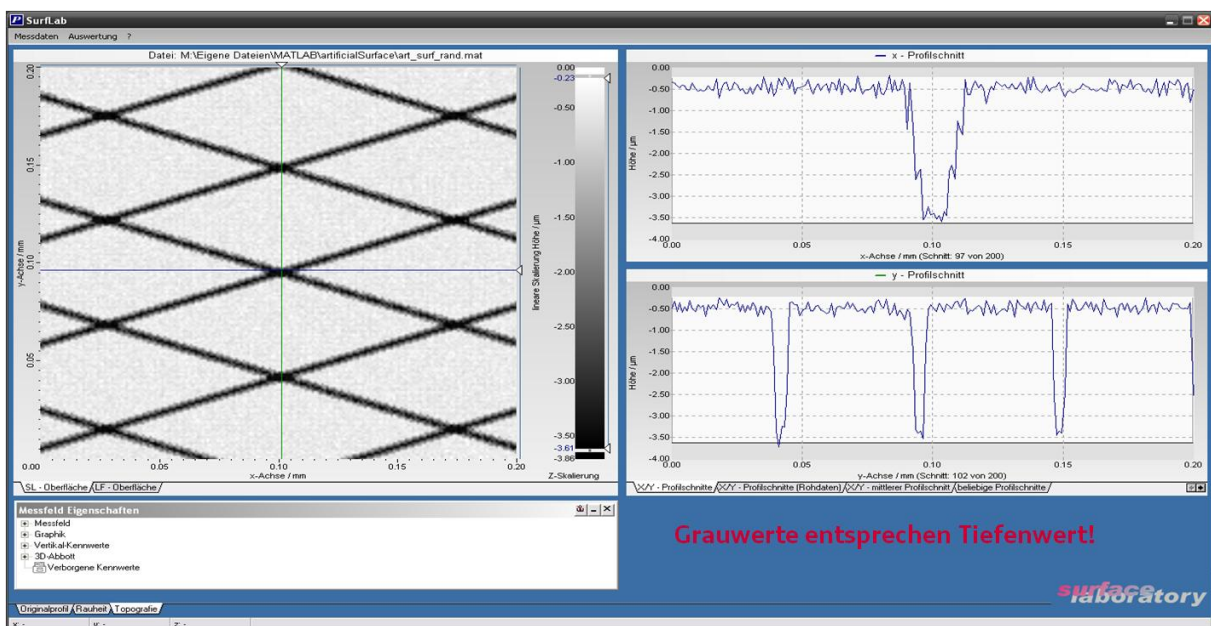


Abbildung 3-4: SURFLAB: Analyse der synthetischen Honstruktur

Durch AGAS ist es möglich schnell und automatisierbar verschiedenste Honstrukturen zu erzeugen. Diese können auch hinsichtlich der Oberflächenrauheit des Materials angepasst werden. So ist die Anwendung der Methode Design of Experiments [49, 51] denkbar, um so die Einflüsse der Honparameter auf die Reibung zu gewichten. Hinsichtlich der bewertbaren Varianten hat AGAS in Kombination mit einem Simulationsprogramm deutliche Vorteile gegenüber motorischen Versuchen. Die Qualität der simulierten Ergebnisse, im Vergleich zu Messungen, wird im Laufe der Arbeit ausführlich diskutiert.

3.2.3 Toolkette zur Simulation der Interaktion Ringpaket – Zylinderlaufbahn

Beide oben genannten Tools, SURFLAB und AGAS, finden Verwendung für die, für diese Arbeit erstellte, Toolkette zur Analyse der tribologischen Interaktion des Ringpaketes mit der Zylinderlaufbahn.

Als Eingabedaten können zum einen Weißlichtmessungen tatsächlicher Laufbahnen dienen, die mit SURFLAB gefiltert und in ein dem MIT-Tool [53] verständliches Format gebracht werden. Zum anderen können mit AGAS synthetische Strukturen erzeugt werden, die nicht gefiltert und formatiert werden müssen, da diese wahlweise direkt im MIT- oder SURFLAB-Format erzeugt werden. Das MIT-Simulationsprogramm wird in Kapitel 5 detailliert erläutert.

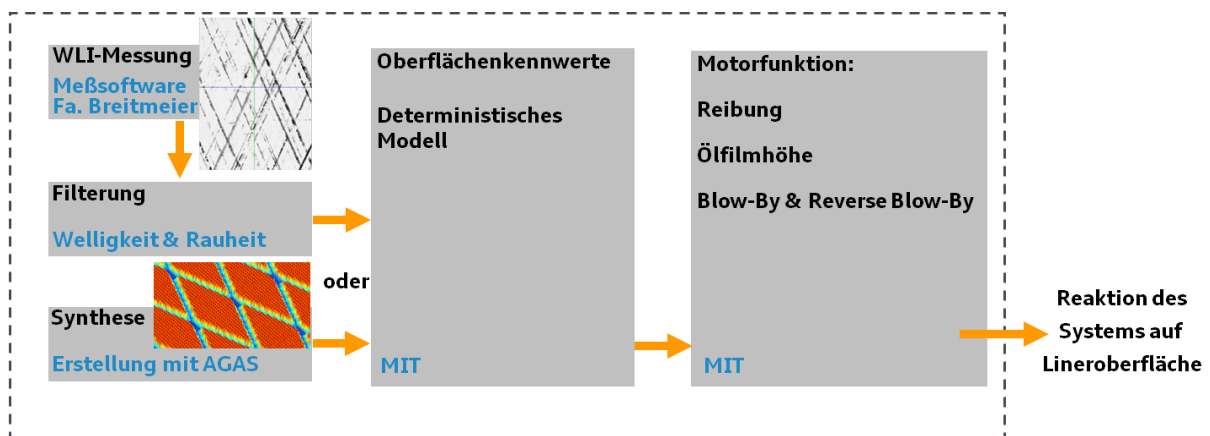


Abbildung 3-5: Toolkette zur Simulation Interaktion Ringpaket - Zylinderlaufbahn

Unabhängig von den Eingabedaten ist jeweils die Bewertung des Einflusses der Laufbahnflächen auf die Motorfunktion Ziel der Simulation. In dieser Arbeit wird vor allem die Reibung zwischen Kolbenring und Zylinderlaufbahn untersucht. Die Untersuchung des Einflusses auf den Ölverbrauch wird hier ausgeklammert, da die Simulationstechnik dieses Gebiet aktuell nicht abbilden kann.

4 Messmethoden

4.1 Blow-By-Messung

Der Begriff Blow-By bezeichnet den Gasstrom, der vom Brennraum ins Kurbelgehäuse strömt. Selbst bei optimaler Abdichtung durch die Kolbenringe beträgt dieser Leckagestrom bis zu 2% des gesamten Gasvolumens.

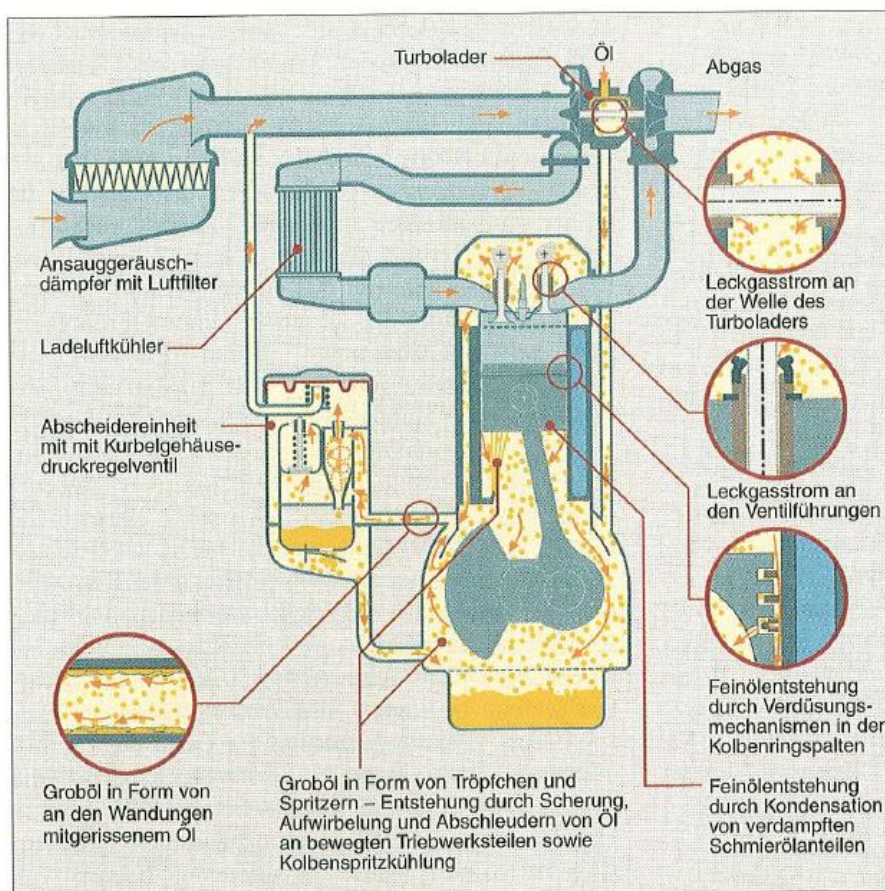


Abbildung 4-1: Pfade der Ventilationsgase [16]

Neben den Blow-By-Gasen tragen Leckageströmungen an den Ventilführungen und an der Welle des Turboladers zu den sogenannten Ventilationsgasen bei. Der Begriff Blow-By fasst alle Leckageströmungen zusammen.

Die Zusammenhänge für eine Motorprozessrechnung sind im Folgenden dargestellt.

$$\Delta\eta_{Leck} = \eta_{Ww} - \eta_{Leck} = \frac{W_{Ww} - W_{Leck}}{Q_B} \quad [61]$$

Tabelle 4-1: Größen zur Berechnung der Leckageverluste

$\Delta\eta_{Leck}$	Leckageverlust des Wirkungsgrades [-]
η_{Ww}	Innerer Wirkungsgrad mit wirklichem Brennverlauf, ohne Leckage [-]
η_{Leck}	Innerer Wirkungsgrad mit wirklichem Brennverlauf, mit Leckage [-]
W_{Ww}	Innere Arbeit des Hochdruckprozesses mit Wandwärmeübergang, ohne Leckage [J]
W_{Leck}	Innere Arbeit des Hochdruckprozesses mit Wandwärmeübergang, mit Leckage [J]
Q_B	Zugeführte Brennstoffwärme [J]

In Abbildung 4-1 sind Quellen für die Leckageströmungen am Verbrennungsmotor dargestellt. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wird im Besonderen auf die Leckage am Ringpaket eingegangen. Es ist jedoch für die Auswertung von Ventilationsgas-Kennfeldern zu beachten, dass am Turbolader, je nach Motor, bis zu 20 l/min an Leckageverlust auftreten. Kennfelder mit deutlich erhöhtem Leckageverlust sind deshalb mittels Leckagemessungen am Turbolader zu verifizieren.

Die Ventilationsgas-Messungen erfolgen mit einem Messgerät Blow-By-Meter Typ 442 der Firma AVL, das mit dem Blendenmessprinzip arbeitet [30]. Das Messgerät wird meist an den Zylinderkopf angeschlossen. Das Leckagegas strömt über das Messgerät ins Saugrohr und wird mit der Frischluft angesaugt und verbrannt. Mit diesem Messaufbau wird die gesamte Menge an Ventilati-

onsgasen gemessen. Daraus folgt, dass das Dichtverhalten der Kolbenringe nicht quantitativ bewertet werden kann. Werden aber Ringvarianten miteinander verglichen, kann die Differenz in der Ventilationsgas-Messung der geänderten Ringkonfiguration zugeordnet werden. Die Vermessung von solchen Kennfeldern ist ein wichtiger Baustein für die Simulation der Kolbengruppe. Mit den gewonnenen Ergebnissen werden die Simulationsmodelle gasdynamisch abgestimmt. Es ist jedoch zu beachten, dass der Blow-By-Wert bereits selbst eine Aufsummierung von komplexen Strömungs- und Bewegungsvorgängen in der Kolbengruppe darstellt.

4.2 Messung der Ringdynamik

Ein weiteres Werkzeug zur Validierung der Simulationsergebnisse stellt der Abgleich mit gemessenen Kolbenringbewegungen dar. Verglichen mit der Blow-By-Messung ist diese Messung wesentlich diffiziler. Dafür ist es mit dieser Technik möglich, detaillierteres Systemverständnis zu erzeugen und die Bewegungsvorgänge im Ringpaket zeitlich aufgelöst zu betrachten. Diese Bewegungsvorgänge sind letztlich eine wesentliche Ursache für Blow-By. Für die Abstimmung von Simulationsmodellen ist dieses detaillierte Wissen der Ringdynamik wichtig, um die Modelle auf diese Messungen abzustimmen. Die Blow-By-Abstimmung stellt lediglich eine Abstimmung auf einen Mittelwert dar und bieten keine absolute Aussage über das korrekt abgebildete Systemverhalten.

Grundsätzlich sind zwei Arten von Messtechnik denkbar: Telemetrie und Messschwinde. Die Telemetrie eignet sich allerdings aufgrund der begrenzten Anzahl von Kanälen, also der Anzahl an verarbeitbaren Messsignalen, und aufgrund der hohen Anschaffungskosten, nur bedingt. Die Sensoren, die in den Kolben eingebracht werden, um Ringbewegungen zu vermessen, übertragen die Messsignale per Funksignal an eine Auswerteeinheit. Neben dem Kolben muss kein Bauteil des Motors angepasst werden, was als großer Vorteil dieser Messmethode zu werten ist.

Die Messschwinde macht Änderungen des Kurbelgehäuses nötig, da die Schwinde, an der die Kabel befestigt sind, aus dem ZKG geführt werden muss. Abbildung 4-2 [31] zeigt eine beispielhafte Schwingenkonstruktion. Der nicht am Pleuel befestigte Ausleger wird hier am Kurbelgehäuse gelagert.

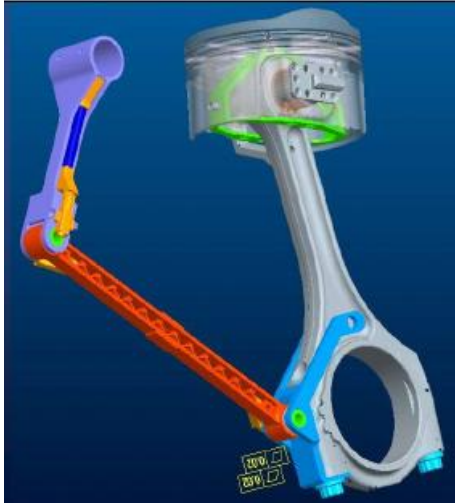


Abbildung 4-2: Beispielhafte Konstruktion einer Messschwinde [31]

Die Kabel werden aus dem Ringfeld, an Pleuel und Schwinde entlang, an die Lagerstelle der Schwinde am ZKG geführt.

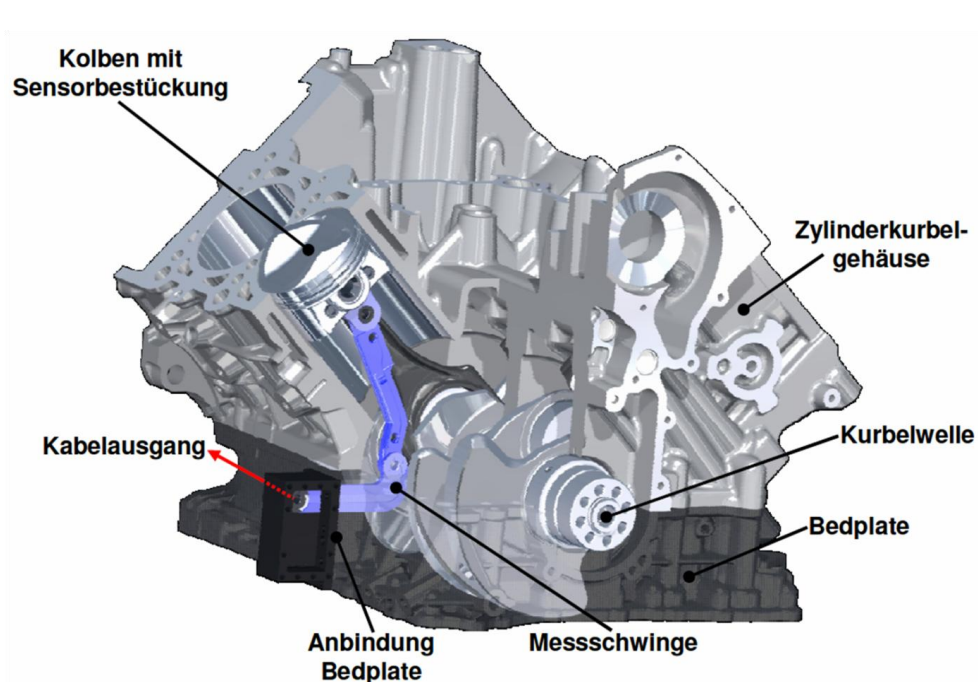


Abbildung 4-3: Einbau einer Messschwinde im Vollmotor [32]

Mittels Messverstärker und Auswertesoftware kann die Ringbewegung analysiert werden.

Umfangreiche Erklärungen zu dieser Messtechnik sind in [32] zu finden. In dieser Arbeit werden mittels Wirbelstromsensoren die Bewegungen des Ringes in axialer und radialer Richtung gemessen. Dazu werden die Sensoren hinter der Ringnut und oberhalb der Ringnut eingebracht und aufwendig kalibriert. Zudem werden die Drücke zwischen den Ringen mit Drucksensoren gemessen. Der Abgleich zwischen Messung und Simulation zeigt für diese Arbeit insgesamt eine sehr gute Vergleichbarkeit [62]. Die hier vorliegende Arbeit nutzt die gleiche Simulationssoftware.

4.3 Reibungsmessung

Für die Messung der durch die Kolbengruppe verursachten Reibung existiert eine Vielzahl möglicher Verfahren. Neben der Stripmessung sind die Indiziermethode genauso wie Floating-Liner-Messungen denkbar [16]. Eine Zusammenfassung der genannten Messmethoden ist in [33] vorhanden. Im Rahmen dieser Arbeit soll allerdings nur auf die zwei Verfahren eingegangen werden, aus denen die Ergebnisse für den Abgleich mit der Simulation stammen.

4.3.1 Gestrippte Schleppmessung

Bei dieser Methode wird die Kolbengruppenreibung zusammen mit der Reibung des Pleuels aus einer Drehmomentmessung bestimmt. Der Motor wird dazu zum Beispiel bei 2000 min^{-1} geschleppt. Ein Elektromotor treibt dazu die Kurbelwelle an. Über die Messung des Antriebsmomentes dieses E-Motors können Rückschlüsse auf die Reibung der jeweilig im Einsatz befindlichen Motorkomponenten gezogen werden. Dem Namen der Methode entsprechend wird der Vollmotor schrittweise demontiert. Über die Differenz der Antriebsleistungen zwischen den Demontagestufen wird die Reibleistung der jeweils entfernten Komponenten

ten bestimmt. Diese Methode ist sehr gut reproduzierbar und kann aufwandsarm durchgeführt werden. Der Einfluss der Last, der gerade für die Kolbengruppe essentiell ist, kann jedoch nicht bewertet werden, da der Motor nicht befeuert betrieben werden kann. Außerdem ist die Messung nicht zeitlich aufgelöst möglich. Da aber die Temperatur- und Lasteinflüsse für die Entwicklung der Kolben und Kolbenringe von großer Bedeutung sind, rückt ein anderes Messsystem in den Fokus der Entwicklung: der Floating-Liner-Messmotor.

Trotz ihrer Nachteile ist die Schleppmessung bei vielen Motorenherstellern das Standardverfahren, um die Reibung der Motorkomponenten zu bestimmen.

4.3.2 Floating-Liner-Messung

Dieses Messprinzip ist in der Lage kurbelwinkelaufgelöste Reibkraftverläufe zu messen [34]. Die gemessene Reibung resultiert ausschließlich aus der Kolbengruppe. Zum besseren Verständnis des Messsystems ist Abbildung 4-4 hilfreich. Die Laufbahn ist im Floating-Liner-Motor frei geschnitten und axial auf steifen Kraftmessdosen gelagert. Zusätzlich ist eine radiale Lagerung notwendig.

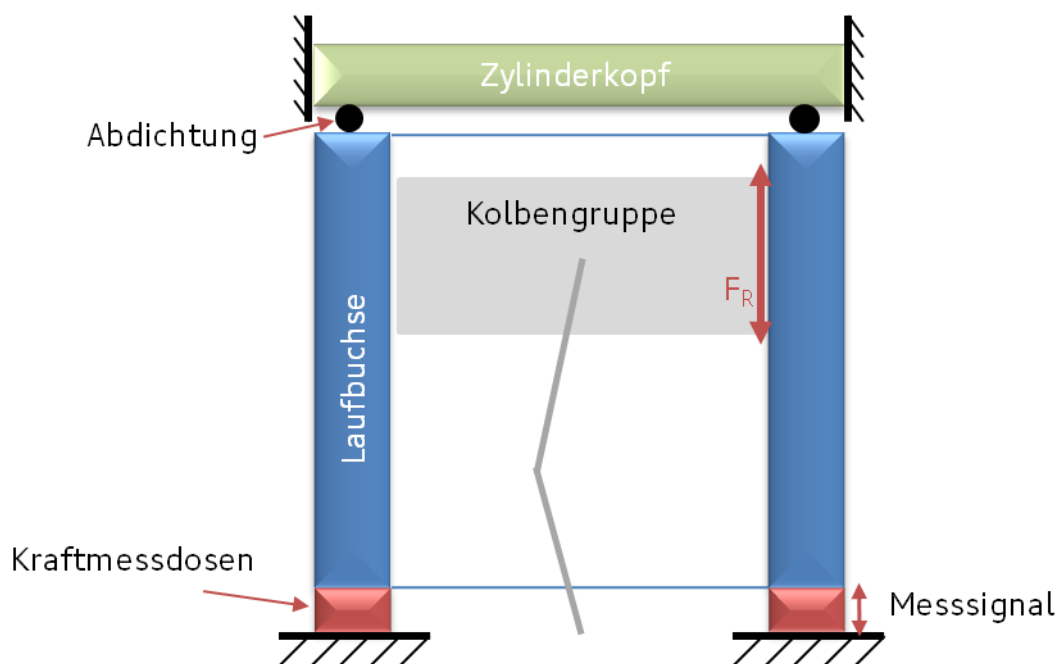


Abbildung 4-4: Funktionsprinzip Floating-Liner [90]

Die Reibkraft, die die Kolbengruppe auf die Laufbahn ausübt, wird auf diese Kraftmessdosen übertragen. Mittels Signalverstärkung und Filterung von unerwünschten Störsignalen wird aus den Signalen der Kraftmessdose ein auswertbarer Reibkraftverlauf gebildet. Da die Laufbuchse nicht, wie sonst üblich, fest mit dem Kurbelgehäuse verbunden ist, ist eine gaskraftfreie Abdichtung zwischen Laufbuchse und Zylinderkopf vorzusehen. Neben der Kolbenseitenkraft bilden auch der Brennraumdruck, der Kurbelgehäusedruck und die Temperatur unerwünschte Einflüsse auf das Messsignal, die begrenzt beziehungsweise weggefiltert werden müssen. Bei entsprechender Reproduzierbarkeit des Messsystems ist es möglich, verschiedene Varianten an Kolben, Kolbenringen und, bei entsprechender Auswechselbarkeit der Laufbuchse, Laufbahnbearbeitungen miteinander hinsichtlich ihrer Reibung zu vergleichen.

Eine detaillierte Betrachtung zu Konstruktion und Inbetriebnahme sowie den Randbedingungen für einen solchen Floating-Liner-Reibmessmotor zeigt [35].

4.4 Bewertung tribologischer Flächen im System

Kolbengruppe - Zylinderlaufbahn

Um technische Oberflächen miteinander vergleichen zu können, ist es notwendig, diese anhand quantitativer Größen einzuordnen. Für die Beurteilung von Zylinderlaufbahnen kommen in der Regel die Kenngrößen der R_k -Familie zur Anwendung [36]. In Abbildung 4-5 werden, anhand einer vermessen Oberfläche, die Rauheitswerte der R_k -Familie eingeführt. Die Benennung und auch die Definition der Werte sind ebenso der Abbildung zu entnehmen. Abbildung 4-6 zeigt anhand der Abbottkurve einer beliebigen Fläche nochmals die Definition der Rauheitswerte. Zusätzlich ist auch deren Interpretation abgebildet.

Um diese Kenngrößen zu erzeugen, gibt es verschiedene Messmethoden. Die für die vorliegende Arbeit genutzten Methoden werden in den folgenden Unterkapiteln dargestellt.

4 Messmethoden

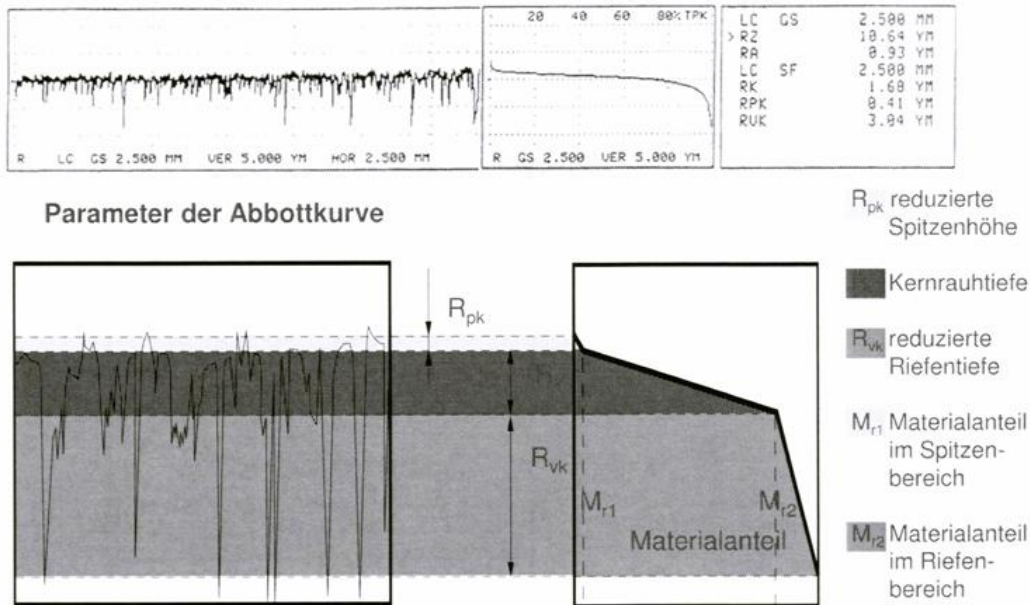


Abbildung 4-5: Charakterisierung gehonter Oberflächen (DIN EN ISO 13565-2) [91]

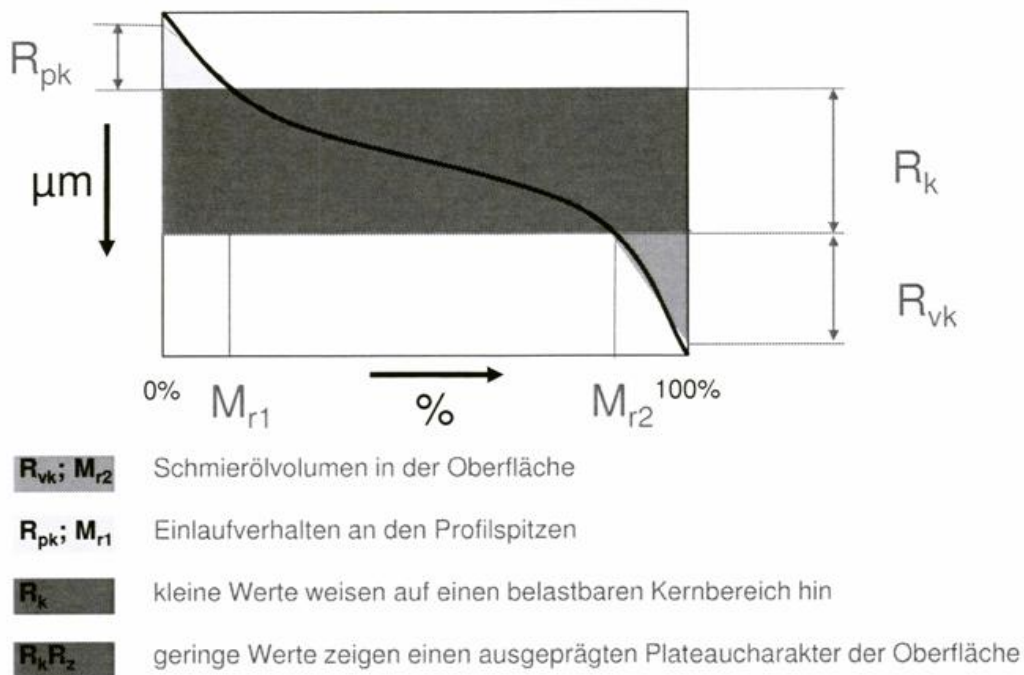


Abbildung 4-6: Interpretation der Parameter (DIN EN ISO 13565) [91]

4.4.1 Taktile Messung

Diese Messung wird in der Regel mit mechanischen Tastspitzen durchgeführt. Dabei verfährt die Tastspitze in beliebiger, aber konstanter Richtung entlang der

Oberfläche und wird entsprechend der Oberflächenkontur ausgelenkt. Diese Auslenkung ist proportional zur jeweiligen Höhe der Rauheitsspitzen und Riefentiefen. Um die Rauheit von Zylinderlaufbahnen zerstörungsfrei messen zu können, sind Messgeräte erhältlich, die auf die Zylinderbohrung gesetzt werden. Die Tastspitze fährt anschließend an die gewünschte Position im Zylinderrohr. In Abbildung 4-7 sind die Tastspitze, die Reaktion der Spitze auf eine Oberfläche und der genannte Zylindertopograph dargestellt.

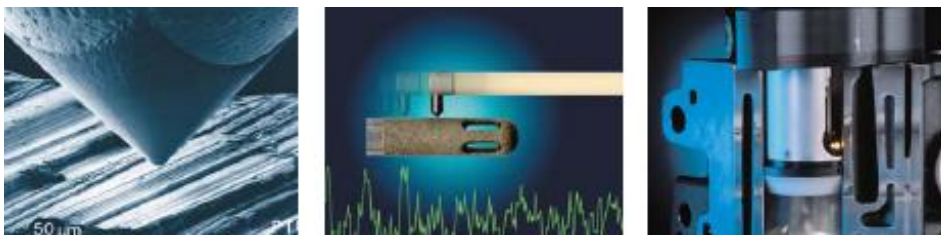


Abbildung 4-7: Taktile Oberflächenmesstechnik [37]

Die Vermessung einer technischen Oberfläche mittels 2D-Profilschnitten ist heute Stand der Technik. Die Messbedingungen für das Tastschnittverfahren sind in [39] festgelegt. Die bekannten Kenngrößen wie R_a sind in ISO 4287 [40] definiert. Sowohl in [38] als auch in [41] lassen sich ausführliche Informationen zur Berechnung der Kennwerte finden. Neben den Vorteilen taktile Messungen, wie der schnellen Ausführbarkeit und der guten Reproduzierbarkeit, gibt es auch Nachteile. Da 2D-Messungen stets nur einen Bereich in der Stärke der Tastspitze abdecken, ist der Informationsgewinn über die gesamte Oberfläche gering. Während die Rauheitswerte an der Messstelle in den Toleranzgrenzen liegen können, ist eine deutliche Abweichung der Werte an einer anderen Stelle der Oberfläche möglich. Um dies zu kompensieren, muss an mehreren Stellen im Zylinderrohr gemessen werden. Eine Vermessung des gesamten Oberflächenbereiches mit sehr vielen, einzelnen Messungen nebeneinander ist allerdings nicht sinnvoll möglich. Neben der langen Dauer eines solchen Vorhabens spricht auch der große Abstand zwischen den Einzelmessungen dagegen. Dieser Abstand beträgt auf gängigen Messsystemen mindestens $4 \mu\text{m}$. In der Großserienproduktion von Motoren werden in der Regel ausgewählte Kurbelgehäuse einer taktile

Messung an definierten Positionen im Zylinderrohr unterzogen. Es werden also nur Stichproben untersucht.

Für die Simulation mit dem, für diese Arbeit verwendeten und in Kapitel 5.7 erläuterten, Deterministischen Modell ist eine 3D-Topographie der Oberfläche nötig. Die taktile Messung ist aus oben genannten Gründen allerdings nicht geeignet, um die 3D-Topographie zu erzeugen. Für die Anwendung der gemittelten Reynolds-Gleichung ist ein Messschrieb aus der taktilen Messung hingegen ausreichend.

4.4.2 Weißlichtinterferometrie

Um einen flächigen Bereich einer Zylinderlaufbahn zu vermessen, hat sich die Weißlichtinterferometrie (WLI) als sinnvoll erwiesen [42].

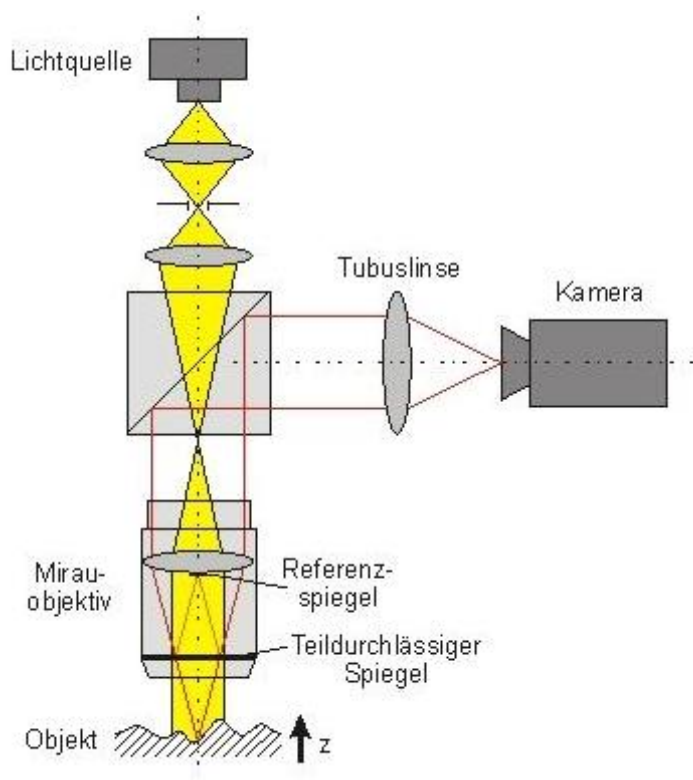


Abbildung 4-8: Prinzip des Mirau-Weißlichtinterferometers [44]

Bei diesem optischen Messverfahren wird weißes Licht sowohl auf ein Messobjekt, als auch auf einen Referenzspiegel gestrahlt. Bei der Überlagerung des jeweils reflektierten Lichts entstehen Interferenzen. Die Interferenzbilder werden von einer Kamera im Messaufbau erfasst und vom Rechner ausgewertet. Abbildung 4-8 beschreibt das Messverfahren schematisch.

Nachdem die Interferenzbilder im Rechner zu Oberflächen umgerechnet wurden, müssen diese gefiltert werden. Für die vorliegende Arbeit wurde ein Zylinderscanner der Firma Breitmeier Messtechnik GmbH verwendet. Dieser kann auf das Zylinderrohr aufgesetzt werden. Der Tubus mit der Optik fährt anschließend in den Zylinder. Die so entstandenen Oberflächendaten bilden die Eingabewerte für das MIT-Tool [53].

Für die Vermessung von Kurbelgehäusen in der Serienproduktion ist auch dieses Messsystem nicht geeignet, da pro Messung mehrere Minuten verstreichen. Die eigentliche Messung ist sehr schnell, leider ist aber das interferometrische Messsystem sehr schwingungsempfindlich und somit dauert die Einstellung verhältnismäßig lang. Die Daten bieten jedoch eine gute Ausgangsbasis für die im Folgenden untersuchten Laufbahnoberflächen.

5 Modellbildung: Schmierung und Reibung des Ringpaketes

5.1 Abgrenzung Simulation Kolben und Kolbenringe

Das Zusammenspiel von Kolben und Kolbenringen soll, anhand der folgenden Darstellung, erklärt werden. Darauf aufbauend werden die Beschränkungen bewertet, die sich aus dem verwendeten Simulationsmodell für die Interaktion zwischen Kolben, Kolbenringen und Zylinderlaufbahn ergeben.

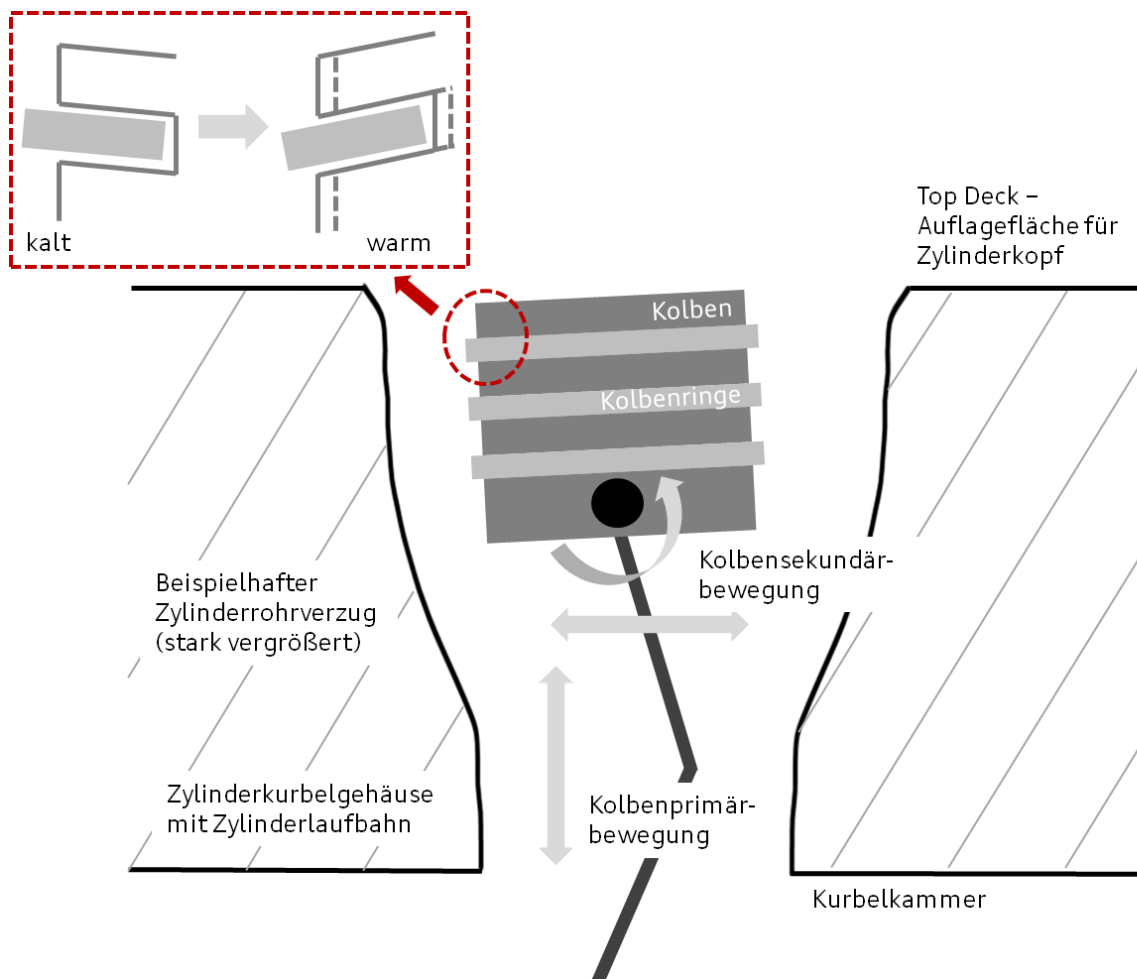


Abbildung 5-1: Randbedingungen für Simulation

Zunächst folgt eine Auflistung der Interaktionen der Bauteile:

- Pleuel - Kolbenbolzen - Kolben

- Kolben - Kolbenringe - Laufbahn
- Kolben - Kolbenringe

Anschließend wird erläutert, welche Vereinfachungen, ausgehend von dieser Auflistung, sinnvoll sind.

Die oszillierende Bewegung des Kolbens im Zylinderrohr wird als Kolbenprimärbewegung bezeichnet. Die Drehung des Kolbens um die Bolzenachse, gekoppelt mit dem Anlagewechsel zwischen Druck- und Gegendruckseite, ist die Kolbensekundärbewegung. Diese ist in der obigen Abbildung mit den beiden Pfeilen dargestellt.

Sowohl Kolben als auch Kolbenringe haben die Zylinderlaufbahn als gemeinsamen Reibpartner. Deren geometrische Form hängt von der Struktur und vom Material des Zylinderkurbelgehäuses ab. Das Zylinderrohr in Abbildung 5-1 stellt, sehr stark vergrößert, einen exemplarischen Zylinderrohrverzug dar. Charakteristisch hierbei ist die Aufweitung des Rohrs im Bereich des oberen Totpunktes (kurz: OT) durch den Temperatureinfluss der Verbrennung. Der Kolben hat dadurch im oberen Totpunkt ein größeres Spiel als im kalten Zustand. In Verbindung mit dem hohen Druck bei der Zündung schlägt der Kolben mit großem Impuls auf die Druckseite. Damit es durch diesen Effekt zu keinen akustischen Auffälligkeiten kommt, muss die Rohrdeformation zusammen mit dem Warmspiel entsprechend ausgelegt werden. Gleichzeitig ist das Einbauspiel so zu definieren, dass keine akustischen Nachteile bei kalten Motorlaufbedingungen, und somit großen Einbauspielen, auftreten. Weiterhin verkippen sich die Nuten unter dem Temperatureinfluss auf den Kolben. Schematisch zeigt dies Abbildung 5-1. Eine oft verwendete Regel zur Kolbenauslegung lautet, dass die Ringnut im kalten Zustand so stark angestellt ist, dass sie bei einem Hochdrehzahl-Volllast-Betriebspunkt in etwa waagrecht steht. Durch den Temperatureinfluss dehnt sich der Kolben aus, so dass die Ringstege im Durchmesser wachsen.

Diese Details können mit dem für diese Arbeit verwendeten Simulationsprogramm nicht berechnet werden, sind aber notwendige Eingabegrößen für das

Programm. Die Eingabegrößen müssen daher mit jeweils spezialisierten Programmen aufwändig erstellt werden. Das hier verwendete Programm wird im Folgenden auch als MIT-Tool [53] bezeichnet, da es am Massachusetts Institute of Technology, kurz MIT, entstanden ist. Das MIT-Tool konzentriert sich ausschließlich auf die Auswertung der Ringdynamik und der Reibung, die die Ringe erzeugen.

Die Kolbensekundärbewegung wird mit speziellen Simulationsprogrammen für die Kolbenberechnung, wie zum Beispiel PISDYN der Fa. Ricardo [52], ausgewertet. Das Verkippen der Nuten aufgrund der Temperatur wird mit Finite-Elemente-Modellen des Kolbens und aufgebrachtener Druck- sowie Temperaturrandbedingung ausgewertet. Auch der deutlich überhöht dargestellte Verzug der Bohrung wird mittels eines Finite-Elemente-Modell-Programmes, beispielsweise mit ABAQUS, bestimmt. Hierzu wird ein Finite-Elemente-Modell des Zylinderkurbelgehäuses mit darauf verschraubtem Zylinderkopf, inklusive der entsprechenden Randbedingungen, benötigt. Zusammen mit den Kräften aus der Verschraubung des Zylinderkopfes und den Temperaturrandbedingungen können die Zylinderrohrverzüge ermittelt werden. Mit dieser Simulation kann auch der Temperaturverlauf auf der Laufbahn bestimmt werden, insofern die Eingabedaten aus der Verbrennungssimulation vorliegen. All diese Eingabegrößen für das MIT-Tool müssen für jeden zu betrachtenden Betriebspunkt berechnet und in das jeweilige MIT-Modell für den Betriebspunkt integriert werden. Die Abbildung 5-2 fasst die nötigen Eingabegrößen für das MIT-Programm zusammen.

Mit dem MIT-Programm können die Ringbewegung, die Gasströmung durch das Ringpaket, sowie die, durch die Ringe verursachte Reibung auf der Laufbahn, ausgewertet werden. Die Eingabegrößen wie Zylinderrohrverzüge und Kolbensekundärbewegung sind an das MIT-Tool zu übergebende Eingabegrößen. Das MIT-Tool verarbeitet diese weiter.

Es wird an dieser Stelle darauf hingewiesen, dass mit dem MIT-Programm immer ein Arbeitsspiel gerechnet wird. Somit können zwar kurbelwinkelaufgelöste Reibaussagen gemacht werden, aber die detaillierte Auswertung der Reibungsbeeinflussung einzelner Elemente von Oberflächenstrukturen, wie etwa einzel-

ner Honriefen, ist nicht möglich. Es werden allerdings die Lasten, Temperaturen und sonstige Randbedingungen verwendet, die den Motorbetrieb gut abbilden.



Abbildung 5-2: Einflüsse Ringdynamiksimulation

Ein Universalprogramm, das alle benötigten Eingaben erzeugt und verarbeitet existiert zur Zeit nicht. Aufgrund der Komplexität der einzelnen Eingabedaten und des MIT-Tools scheint ein universeller Ansatz aufgrund der Handhabbarkeit derzeit nicht zielführend.

5.2 Reibzustände am Kolbenring

Bevor das Simulationsprogramm detailliert vorgestellt wird, soll hier in die grundsätzlichen Reibarten am Kolbenring eingeführt werden. Die gezeigten Zusammenhänge bilden die Grundlage für das Verständnis des MIT-Tools.

Der Kolbenring ist im motorischen Betrieb drei verschiedenen Reibzuständen ausgesetzt: hydrodynamische Reibung, Mischreibung und Grenzreibung. Bei ausschließlich hydrodynamischer Reibung werden die Reibpartner durch das Schmiermittel vollständig voneinander getrennt. Die Reibung entsteht aus den Scherkräften im Öl. Dieser Reibzustand ist dann vorherrschend, wenn die Güm-

belzahl, die die Abszisse der Stribeck-Kurve [65] definiert, groß ist. Nach Abbildung 5-4 ist dies der Fall, wenn die Viskosität oder die Geschwindigkeit hoch, beziehungsweise die Pressung gering ist.

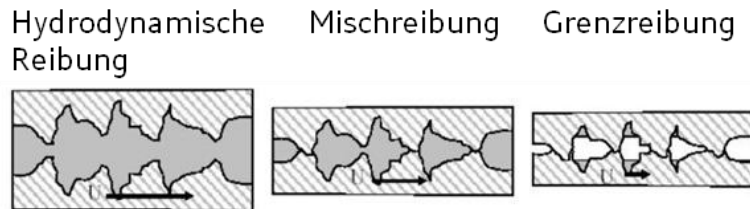


Abbildung 5-3: Reibzustände am Kolbenring [4]

Bei auftretender Grenzreibung entsteht die Reibung vollständig durch Festkörperkontakt. Die Reibpartner sind durch kein Zwischenmedium voneinander getrennt.

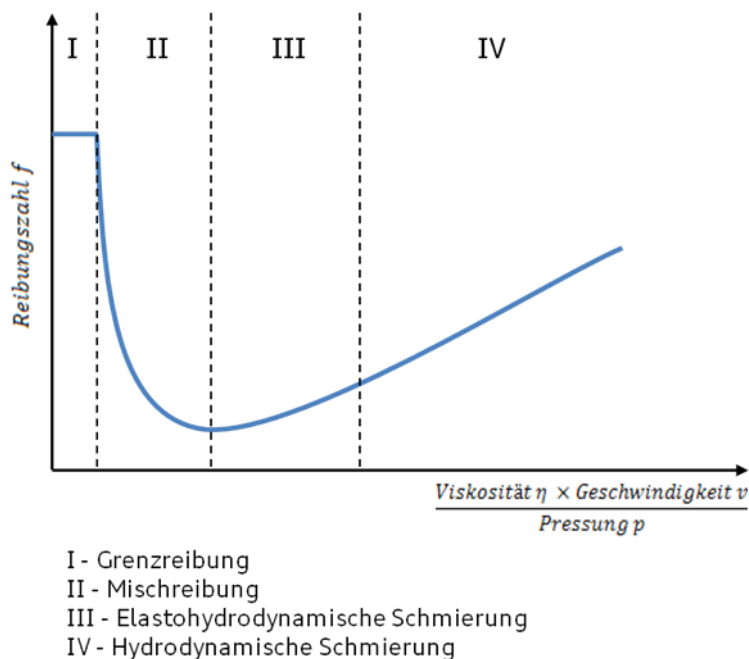


Abbildung 5-4: Stribeck-Kurve [nach 2]

Grenzreibung ist hauptsächlich ein Phänomen des Bereichs der Umkehrpunkte, an denen der Ring aufgrund seiner geringen Geschwindigkeit nicht mehr auf dem Öl aufschwimmt. Vor allem am oberen Umkehrpunkt herrschen zum Zeit-

punkt der Zündung hohe Drücke, die den Ring stark an das Zylinderrohr pressen. Einen Zwischenzustand stellt die sogenannte Mischreibung dar. Hier wird die Ringpressung anteilig durch den Kontaktdruck und den hydrodynamischen Druck getragen.

Ebenfalls in Abbildung 5-4 sind die Reibzustände, abhängig von der Gümbelzahl, dargestellt. Der Charakter der Mischreibung als Zwischenzustand ist hier klar erkennbar.

5.3 Modellierung des Ringpakets

Im Rahmen des „Lubrication in Internal Combustion Engines Consortium“, in dem namhafte Motorenhersteller und Zulieferer, wie beispielsweise der Volkswagenkonzern und MAHLE, zusammenarbeiten [64], wurden zahlreiche Simulationstools und Versuchsträger entwickelt. Mit diesen Werkzeugen soll ein besseres Verständnis der Kolbenringdynamik, der Tribologie der Kolbengruppe sowie der Ölverbrauchsmechanismen entstehen. Die Projektpartner haben die Möglichkeit diese Software zu nutzen.

Neben der Modellierung von Reibung und Schmierung zwischen Ringen und Zylinderrohr enthält das Simulationsprogramm ein leistungsfähiges Modul zur Berechnung der Kolbenringdynamik. Damit können auch Zustände wie axiales und radiales Ringflattern simuliert werden. Zudem können Größen, wie die Gasleckageströme und die Ringbewegungen in den Nuten, berechnet werden. Für die Untersuchung der Reibungsreduzierung durch optimierte Oberflächenstrukturen wird ein Modell verwendet, das ebenfalls am MIT entwickelt wurde [20].

In Abbildung 5-5 sind die grundsätzlichen Größen aufgeführt, die für die Berechnung der Interaktion von Ring und Laufbahn von Interesse sind. Die Berechnung der Ring-Laufbahn-Interaktion ist komplex, da gleichzeitig mehrere Gleichungen gelöst werden müssen. So muss das Kräftegleichgewicht am Ring erfüllt sein. Für das Schmiermittel, das an der Ringlauffläche vorbei fließt, müssen Massen- und Impulserhaltung gelten. Schließlich ist die Kontaktbedingung für

den Festkörperkontakt auszuwerten. Die Koppelung dieser einzelnen Gleichungen gelingt über die Ölfilmdicke und die Ölbenetzung der Ringlauffläche zu jedem Zeitpunkt. Mit Ölbenetzung wird der Abstand zwischen Ein- und Auslass, siehe Abbildung 5-5 links, bezeichnet.

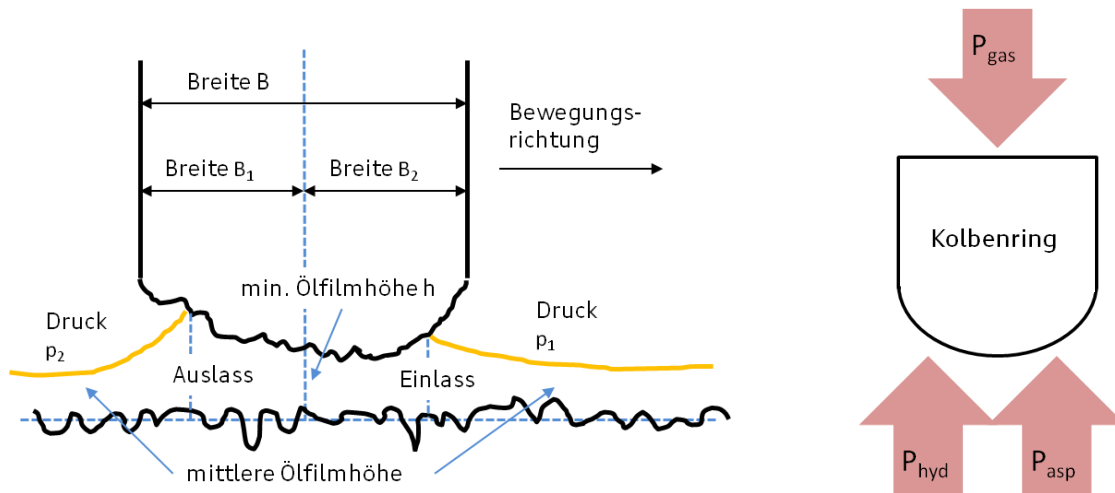


Abbildung 5-5: Geometrische Größen am Ring [nach 4] und Drücke an diesem

Der hydrodynamische Druck P_{hyd} ist sehr stark von der Ölfilmdicke und der benetzten Ringlauffläche abhängig. Gleiches gilt für den Kontaktdruck P_{asp} (engl. asperity: Oberflächenrauheit), der entsteht, wenn sich Ring und Zylinderlaufbahn berühren. Beide Drücke zusammen haben wiederum einen starken Einfluss auf das Kräftegleichgewicht am Ring. Eine Lösung dieses komplexen Problems ist gefunden, wenn eine Ölfilmdicke und Ringbenetzung vorliegen, bei denen die Pressung, die der Ring auf das Zylinderrohr ausübt, durch den Anpressdruck, der aus der Berührung der Rauheiten von Zylinderrohr und Ring resultiert (P_{asp}), und/oder den Ölfilm (P_{hyd}) und den Gasdruck (P_{gas}) an der Lauffläche ausbalanciert werden kann. Wenn ausreichend Öl zwischen Ring und Zylinderrohr vorhanden ist, wird die gesamte Kraft, die aus dem Gasdruck hinter dem Ring resultiert, durch das Öl (P_{hyd}) getragen. So findet kein Kontakt zwischen den Festkörpern statt. Ist P_{gas} zu groß, um von P_{hyd} allein ausbalanciert zu werden, findet zumindest teilweise Festkörperkontakt statt und P_{gas} wird aus der Summe P_{asp} und P_{hyd} balanciert.

Ein weiterer wesentlicher Punkt für die Modellbildung liegt in der Berechnung einer kombinierten Oberflächenrauheit, die durch die Rauheiten von Ring und Zylinderrohr entsteht. Das ursprüngliche MIT-Modell betrachtet die Rauheit der Oberflächen stochastisch. Es ist damit nicht möglich zu analysieren, ob sich einzelne Rauheiten berühren. Vielmehr wird ein statistischer Grenzwert verwendet, der den Abstand der Reibpartner beschreibt ab dem Festkörperkontakt angenommen wird. Dieser Grenzwert kombiniert die Rauheiten beider Reibpartner. Im MIT-Tool wird die Rauheit σ als Standardabweichung der Oberflächenhöhe vom Mittelwert ausgehend gemessen:

$$\sigma = \sqrt{\sigma_{\text{Laufbahn}}^2 + \sigma_{\text{Ring}}^2}$$

Formel 5-1: Berechnung der kombinierten Rauheit [4]

σ bezeichnet hier die kombinierte Oberflächenrauheit der Reibpartner. Mit σ_{Laufbahn} ist die Rauheit der Laufbahn bezeichnet und σ_{Ring} ist die Rauheit der Ringlauffläche. h , siehe Abbildung 5-5 links, entspricht der mittleren Ölfilmdicke. Sobald der Abstand der Reibpartner größer als ein Faktor Ω multipliziert mit der kombinierten Rauheit ist, berühren sich die Flächen in der Simulation nicht:

$$\frac{h}{\sigma} \leq \Omega \quad \text{Kontakt der Reibpartner}$$

$$\frac{h}{\sigma} > \Omega \quad \text{kein Kontakt der Reibpartner}$$

Formel 5-2: Kontaktbeziehung abhängig von der Ölfilmdicke [4]

Im Modell wird $\Omega=4$ gewählt. Damit ist die statistische Wahrscheinlichkeit des Festkörperkontakts bei einer mittleren Ölfilmdicke von $h = \Omega * \sigma = 4\sigma$ kleiner als 2% [4].

5.4 Radiales Kräftegleichgewicht am Ring

Aus der Vorspannung und dem Gasdruck hinter dem Ring entsteht eine Kraft, die den Ring an das Zylinderrohr drückt. Diese muss durch ein Verhältnis aus dem Kontaktdruck, dem hydrodynamischen Druck im Öl und dem Gasdruck auf die Ringlauffläche ausgeglichen werden, um ein Kräftegleichgewicht zu erreichen:

$$\sum F_R = 0$$

$$0 = \int_{x_1}^{x_2} P_{hyd} dx + \int_{-b_1}^{b_2} P_c dx + P_1(B_1 + x_1) + P_2(B_2 - x_2) - P_b(B_1 + B_2) - T_r(B_1 + B_2)$$

Formel 5-3: radiales Kräfte-Gleichgewicht am Ring

Dabei sind P_{hyd} der hydrodynamische Druck im Ölfilm, P_c der Kontaktdruck zwischen Ring und Zylinderrohr, P_1 der Gasdruck auf die obere Ringlauffläche, entsprechend Abbildung 5-6 (Brennraumseite), P_2 der Gasdruck auf die untere Ringlauffläche (Kurbelgehäuseseite) und P_b der Gasdruck hinter dem Ring. Weiter sind, siehe Abbildung 5-6, B_1 die obere Ringhöhe und B_2 die untere Ringhöhe. x_1 (definitionsgemäß negativ) und x_2 bezeichnen die obere sowie untere Benetzungshöhe während T_r die Ringvorspannung ist. Die Trägheitskraft des Ringes kann im Kräftegleichgewicht vernachlässigt werden, da diese betragsmäßig viel kleiner ist als die anderen Kräfte [53].

Über das radiale Kräftegleichgewicht und die damit verbundene Trennung des Kolbenrings von der Laufbahn kann auch das Abstreifverhalten des Kolbenrings bewertet werden. Dazu wird der sogenannte Wetting Extent ausgewertet. Wie Abbildung 5-7 zeigt, beschreibt dieser, wie stark die Ringlauffläche mit Öl benetzt ist.

führen. Auf der Lauffläche des Ringes verteilt sich Öl und der Ring schwimmt auf.

Generell wird im Aufwärtshub durch Ringe und Kolben Öl aus dem Kurbelraum in Richtung Brennraum transportiert. Das Ölangebot ist somit größer als im Abwärtshub. In diesem wird das Öl durch die Ringe in Richtung Kolben und Laufbahn abgestreift. Abbildung 5-8 verdeutlicht die genannten Effekte grafisch.

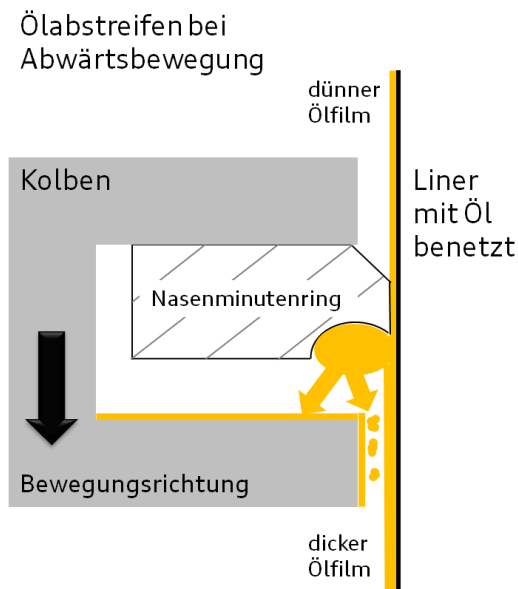


Abbildung 5-8: Ölabbildung in der Abwärtsbewegung

Die in Formel 5-3 gezeigten Zusammenhänge müssen iterativ gelöst werden. Dazu werden Kontaktdruck- und Hydrodynamik-Modelle genutzt, um die jeweiligen Ölfilmhöhen und Benetzungshöhen zu berechnen. Im Folgenden soll auf diese Modelle eingegangen werden.

5.5 Kontaktdruckmodell

Um den Festkörperkontakt im Modell abzubilden, wird das Kontaktmodell nach Greenwood und Tripp [55] genutzt, das um eine Korrelation nach Hu [56] erweitert ist. Greenwood und Tripp beschreiben den Zusammenhang zwischen dem

elastischen Kontaktdruck zweier sich berührender Oberflächen und ihrem Abstand zueinander:

$$P_c = \begin{cases} K' E' A \left(\Omega - \frac{h}{\sigma} \right)^z & \frac{h}{\sigma} \leq \Omega \\ 0 & \frac{h}{\sigma} > \Omega \end{cases}$$

Formel 5-4: Berechnung des elastischen Kontaktdruckes nach Greenwood-Tripp [55]

P_c bezeichnet den elastischen Kontaktdruck, K' die Konstante für die Verteilung und Beschaffenheit der Rauheit und E' den Zusammenhang der E-Module der im Kontakt befindlichen Körper. A ist eine Konstante, die zum Abgleichen der Simulation mit Messungen genutzt werden kann. Der Exponent Z ist eine weitere Konstante. K' wird folgendermaßen berechnet:

$$K' = \frac{8\sqrt{2}}{15} \pi (N\beta'\sigma) \sqrt{\frac{\sigma}{\beta'}}$$

Formel 5-5: Berechnung des Faktors K' für Greenwood-Tripp [4 S.31]

Hier ist N die Anzahl von Rauheitsspitzen pro Einheit Kontaktfläche und β' bezeichnet den Radius der Rauheit. Der Koeffizient E' definiert sich wie folgt:

$$E' = \frac{2}{\left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} \right) + \left(\frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)}$$

Formel 5-6: Berechnung von E' für Greenwood-Tripp [4 S.32]

E_1 und E_2 sind die E-Module der Kontaktpartner. ν_1 und ν_2 bezeichnen die Querkontraktionszahlen der Kontaktpartner. Der in Formel 5-4 beschriebene Zusammenhang muss über die gesamte Kontaktfläche integriert werden, um eine Kontaktkraft für den Ring darzustellen. Die analytische Methode, die im MIT-Tool verwendet wird, geht davon aus, dass die Deformation der Rauheit vollständig elastisch ist und dass keine plastische Verformung stattfindet. Gerade

im Einlauf des Motors ist dies sehr unrealistisch. Greenwood und Tripp haben allerdings gezeigt, dass der berechnete elastische Kontaktdruck dem plastischen Kontaktdruck sehr ähnlich ist. Weitere Annahmen hinsichtlich der Gestalt der Rauheiten und deren Verteilung auf der Fläche sind [55] zu entnehmen. Es ist zudem zu bemerken, dass Oberflächenbeschichtungen für die Berechnung keine Berücksichtigung finden.

Dieses Kontaktdruckmodell findet sowohl für das Modell mit der gemittelten Reynolds-Gleichung, als auch für das Deterministische Modell Anwendung. Diese Modelle unterscheiden sich hinsichtlich der Modellierung des hydrodynamischen Druckaufbaus.

5.6 Gemittelte Reynolds-Gleichung: System der Flussfaktoren

Wie bereits erwähnt, ist es für die Berechnung der hydrodynamischen Reibung sowie der Mischreibung notwendig, die Strömung und den Druckaufbau im Öl zu jedem Zeitpunkt zu kennen. Sowohl Druckaufbau als auch Strömung des Öls müssen ihrerseits zunächst separat berechnet werden. Hierzu wird die gemittelte Reynolds-Gleichung mit Flussfaktoren verwendet.

Die Tragfähigkeit des Öls basiert auf einem Keileffekt. Durch die Relativbewegung der Reibpartner und die, sich dadurch ändernden, Ölströme kommt es zu Druckaufbau im Medium. Der Druck im Öl kann so eine aufgebrachte Last tragen. Im Bereich des konvergierenden Schmierpalttes kommt es zum Druckanstieg im Medium, während der Druck im divergierenden Schmierpalt abnimmt. Dazu ist es notwendig, dass die Lauffläche des Kolbenringes mit einem Profil ausgestattet ist, das sich verjüngt und weitet. In Abbildung 5-9 ist der Druckaufbau im Schmiermittel inklusive eines Kavitationsgebietes dargestellt. Im Zustand der Kavitation fällt der Druck im Fluid unter den Dampfdruck. Bei Unterschreitung dieses Drucks liegen zwei Phasen vor: Öl und Gas. Kavitation kann nur unter bestimmten Motorbetriebsbedingungen auftreten. Wenn der Druck im Fluid ausreichend groß ist und somit keine Kavitation vorherrscht, kann zumindest ein Teil der Ringlast durch das Fluid getragen werden. Der Teil der Ringlast,

der nicht durch das Öl getragen wird, muss durch den Kontakt von Ring und Laufbahn getragen werden.

Die Berechnung des Drucks und der Strömung im Fluid erfolgt mit der Reynolds-Gleichung. Diese ist für Strömungen mit dünnen Schichten anwendbar, bei denen der Viskositätseinfluss den Trägheitseinfluss übersteigt. Die Reynolds-Gleichung hat ihren Ursprung in der Navier-Stokes-Gleichung, die die Impulserhaltung für das Fluid definiert.

Mit Anwendung der Kontinuitätsgleichung, also dem Massenerhalt des Fluides, hat die Reynolds-Gleichung im Eindimensionalen folgende Form:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) = -6U \frac{\partial h}{\partial x} + 12 \frac{\partial h}{\partial t}$$

Formel 5-7: 1D-Reynolds-Gleichung [4]

Damit Formel 5-7 gültig ist, müssen beide Reibpartner glatt sein. Dies ist eine starke Vereinfachung, die für die Modellierung mit der oben gezeigten Form der Reynolds-Gleichung jedoch nötig ist. Dann sind h der Abstand der beiden Flächen, μ die Viskosität des Fluides, p der Druck im Fluid und schließlich U die Relativgeschwindigkeit der Reibpartner.

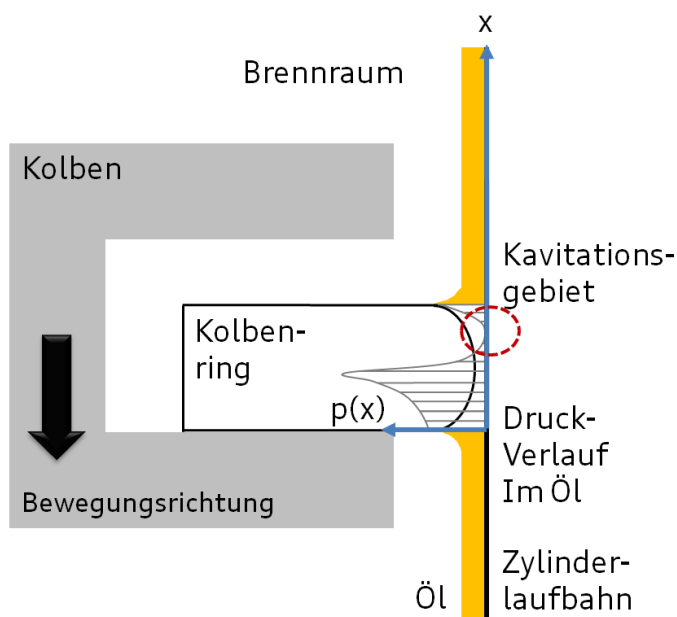


Abbildung 5-9: Druckverlauf im Schmiermittel mit Kavitationsgebiet [4]

Wie beschrieben, kann diese einfache Form der Reynolds-Gleichung einige vorhandene Randbedingungen nicht abbilden:

- raue Oberflächen der Reibpartner
- ebene Ringlaufprofile wie beim Ölabstreifring
- Kavitationseffekte

Reale, technische Oberflächen sind aber nie glatt, sondern beispielsweise im Fall der Zylinderlaufbahn bewusst aufgeraut, um ein Ölhaltevolumen zu bieten. Da bei Zylinderlaufbahnen die Ölfilmhöhe im Bereich der Größenordnung der Rauheitspeaks liegt, muss der Einfluss der Oberflächenbeschaffenheit berücksichtigt werden. Ist hingegen die mittlere Ölfilmstärke deutlich größer als die Höhe der Rauheitsspitzen, so ist der Einfluss der Oberflächenstruktur untergeordnet.

Weiterhin werden, insbesondere beim Ölabstreifring, Ringlaufprofilen verwendet, die nahezu eben sind und nur sehr geringe Krümmungswinkel aufweisen. Somit liegen die Änderungen der Ringgeometrie im Bereich der Oberflächenrauheit. Die in Formel 5-7 gezeigte Reynolds-Gleichung kann dies nicht abbilden. Auch die Kavitation kann mit dem einfachen Reynolds-Ansatz nicht betrachtet werden. Bei den ersten beiden Ringen, besonders beim Kompressionsring, ist aber aufgrund der Randbedingungen davon auszugehen, dass Kavitation entsteht. Beim dritten Ring wird davon ausgegangen, dass keine Kavitation auftritt. Die Drücke über und unter dem Ring liegen im gesamten Arbeitsspiel deutlich über dem Dampfdruck des Öls.

Die Weiterentwicklung des einfachen Reynolds-Ansatzes findet in zwei Entwicklungsstufen statt: einem stochastischen und dem Deterministischen Modell. Beide Modelle können den Einfluss der Rauheitswerte der Reibpartner in die Berechnung der hydrodynamischen Drücke einbeziehen. Stochastische Modelle sind jeweils nur eine Näherung, bei denen Oberflächenkennwerte anhand Kennzahlen erfasst werden und Spaltweiten gemittelt angegeben werden. Diese Art der Beschreibung wird im vorliegenden MIT-Programm für die ersten beiden

Kolbenringe verwendet, da diese einen geringen Einfluss auf die Reibung haben. Dafür ist ein sehr großer Einfluss auf die Gasdynamik vorhanden. Im MIT-Tool ist für das stochastische Modell die Reynolds Gleichung nach Patir und Cheng um drei gemittelte Faktoren [57] erweitert:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\Phi_p \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) = -6U \frac{\partial}{\partial x} (h\Phi_g + R_q\Phi_s) + 12 \frac{\partial h}{\partial t}$$

Formel 5-8: 1D-Reynolds-Gleichung mit Faktoren nach Patir und Cheng [20]

Diese Form der Reynolds-Gleichung wird auch gemittelte Reynolds-Gleichung genannt. Dabei sind Φ_p der Druckflussfaktor, Φ_g der geometrischer Flussfaktor, Φ_s der Scherflussfaktor und R_q das quadratische Mittel der Abweichung von der Mittellinie (root mean square roughness). Zur Bestimmung der Faktoren wird ein 3D-Rauheitsschrieb einer Oberfläche, der hier etwa 1 mm² groß ist, in Zellen mit beispielsweise 1 μm Kantenlänge unterteilt. Die Reynolds-Gleichung wird zunächst auf die Mikrogeometrie der Oberfläche, also im Falle der Zylinderlaufbahn die Rauheit und Honriefen, angewendet. Die Flussfaktoren werden durch den Vergleich der Strömungen durch eine raue und eine glatte Zelle bestimmt. Die Rauheit der rauhen Zelle entspricht dem vorliegenden 3D-Profil. Dazu werden jeweils die mittleren Spaltweiten für die Reynolds-Gleichung angepasst. Während für eine glatte Fläche eine konstante, leicht definierbare Spaltweite existiert, muss für die raue Fläche eine mittlere Spaltweite gefunden werden. Dies ist die Differenz der mittleren Rauhöhen. Es ergibt sich so der in Abbildung 5-10 gezeigte Verlauf des Flussfaktors, hier der Druckflussfaktor, in Abhängigkeit von der Spaltweite h_0 und der Tiefe der Laufbahnstruktur d_p . Die Ringlauffläche ist hierfür als glatt angenommen.

Die Erklärung der linken Abbildung in Abbildung 5-10 ist wie folgt: Die Werte des Druckflussfaktors sind größer eins. Dies bedeutet, dass der Fluss durch die raue Zelle weniger widerstandsbehaftet ist als das bei der glatten Zelle mit entsprechend gleicher Spaltweite der Fall ist. Der Aufbau des hydrodynamischen Druckes ist gleichzeitig dementsprechend schlechter. Der Druckflussfaktor der glatten Zelle ist über alle Spaltweiten gleich eins.

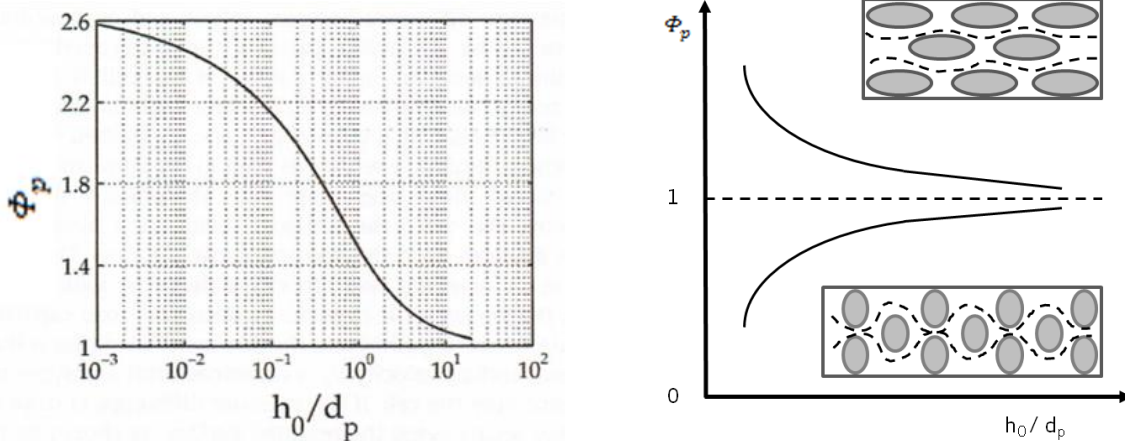


Abbildung 5-10: Beispielhafter Druckflussfaktorverlauf [68] und Erklärung Flusswiderstand

Um die so erhaltenen Aussagen bezüglich der Druckfluss- und der Scherflussfaktoren auf das gesamte 3D-Profil zu übertragen, wird eine Berechnung der Reynolds-Gleichung mit den Faktoren nach Patir und Cheng durchgeführt [68]. Es ist zwingend notwendig, dass bei dem Wechsel von der Mikro- auf die Makrogeometrie die Massenerhaltung gilt.

Der Druckflussfaktor gibt den Einfluss der Rauheit auf die, durch Druckunterschiede, erzeugte Strömung wieder. Durch die Relativbewegung der Oberflächen entsteht Scherung im Fluid. Die Reaktion der Strömung der spezifischen Oberfläche auf Scherung wird durch den Scherflussfaktor ausgewiesen. Der geometrische Flussfaktor spiegelt den Einfluss der Berührung der Rauigkeiten wieder. Es gilt $\phi_g = 1$, wenn kein Kontakt stattfindet und $\phi_g > 1$, wenn sich die raue und die glatte Oberfläche kontaktieren. Bei Kontakt der Reibpartner wird davon ausgegangen, dass die Spitzen abgeschert werden und sich so die Verteilung der Rauheitsspitzen und somit der Mittelwert der Rauheitsabstände der einzelnen Oberflächen ändert. Mit dem geometrischen Flussfaktor wird dies berücksichtigt.

Die Deterministische Methode wird in Kapitel 5.7 beschrieben.

5.6.1 Randbedingungen für die gemittelte Reynolds-Gleichung

Neben den bereits beschriebenen Flussfaktoren sind zur Lösung der Reynolds-Gleichung mehrere Randbedingungen nötig. Für die Druckverhältnisse am Kolbenring ist zu beachten, dass der Druck im Öl am oberen und unteren Benetzungspunkt des Rings so groß ist, wie der jeweilige Druck des Gases.

$$P(x_1) = P_1$$

$$P(x_2) = P_2$$

Formel 5-9: Gasdruck-Randbedingungen [20]

Der Index 1 bezeichnet jeweils den oberen in Richtung Brennraum liegenden Punkt am Ring, analog des Einlass in Abbildung 5-6. Für den Massenerhalt am Einlass des Rings wird angenommen, dass der Ölfluss unter den Ring dem Ölvolumen entsprechen muss, das am jeweiligen Ort auf der Zylinderlaufbahn vorhanden ist. In Abbildung 5-11 ist dies dargestellt.

$$Q(x_{inlet}) = Uh_{\infty}$$

Formel 5-10: Ölfluss am Ringeinlass [4]

$Q(x_{inlet})$ bezeichnet den Ölvolumenstrom am Benetzungspunkt und h_{∞} ist die Ölfilmstärke auf dem Zylinderrohr, bevor die Ringbenetzung erfolgt. Wenn der Ringeinlass vollständig gefüllt ist und sich das Öl deshalb vor dem Ringeinlass sammelt, gilt Formel 5-10 nicht. In diesem Fall wird angenommen, dass die Ölmenge, die in den Einlass fließt, der entspricht, die zwischen dem Ringradius am Eintritt und der Laufbahn vorhanden ist:

$$Q(x_{inlet}) = Uh(x_{inlet})$$

Formel 5-11: Ölfluss am Ringeinlass bei Vollfüllung [4]

Die Reynolds-Gleichung geht aufgrund der Kontinuitätsgleichung von Vollfüllung des Schmierpaltes aus. In divergierenden Spalten entstehen deshalb ne-

gative Drücke, die die gleiche Größe haben, wie die positiven Schmierfilmdrücke im konvergierenden Spalt.

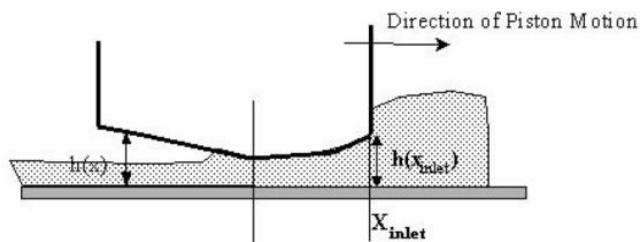


Abbildung 5-11: Vollfüllung am Ringeinlass [4]

Dies wird als Sommerfeld'sche oder periodische Randbedingung bezeichnet. Diese negativen Drücke würden zu einem Ansaugen von Fluid und somit zu Zugspannungen in Selbigem führen. Fluide können jedoch kaum Zugspannungen übertragen und die Gefahr von Kavitation besteht [92]. Dem muss mit entsprechenden Randbedingungen Rechnung getragen werden. Für die gemittelte Reynolds-Gleichung wird die nicht-massenerhaltende Reynolds-Randbedingung angewendet:

$$\left. \frac{dp}{dx} \right|_{x = x_{outlet}} = 0$$

Formel 5-12: Reynolds-Randbedingung [4]

Diese Randbedingung fordert, dass der Druckgradient im Öl am Ringauslass, in Abbildung 5-11 der Bereich an der linken Seite des Rings, Null werden muss und somit kein negativer Druck beziehungsweise Kavitation entstehen kann. Diese Bedingung wird im Mittenhub, aufgrund des Aufschwimmens des Rings durch die hohe Geschwindigkeit, gut erfüllt. An den Umkehrpunkten ist diese Randbedingung aufgrund des Massenerhalts nicht sinnvoll. Dort müsste das Öl schneller unter den Ring transportiert werden, als Öl in den Einlass fließt. In den Bereichen der Umkehrpunkte muss deshalb eine zweite Auslassrandbedingung verwendet werden. Die für das MIT-Tool verwendete Bedingung nimmt an, dass das Öl, das den Ringauslass verlässt, am Ring haften bleibt:

$$q_{x,outlet} = a$$

Formel 5-13: Auslassrandbedingung am Umkehrpunkt [53]

Diese Bedingung wird gültig, wenn sich mehr Öl am Ring sammelt, als in Richtung Auslass nachströmt. Dabei bedeuten $q_{x,outlet}$ die Ölflussrate am Ablösungspunkt des Öls vom Ring und a die Rate der Ölsammlung.

$$a = h(x_{outlet}) \frac{dx_{outlet}}{dt}$$

Formel 5-14: Rate der Ölsammlung am Ring

Mit diesen Randbedingungen ist die Reynolds-Gleichung für die Anwendung im System Kolbenringe ausreichend definiert. Nun können die Flussfaktoren erzeugt werden, um konkrete Oberflächen zu bewerten.

5.6.2 Ermittlung der Flussfaktoren

Die Erzeugung der für die gemittelte Reynolds-Gleichung nötigen Faktoren erfolgt im MIT-Tool mit dem in [54] beschriebenen Modul. Aus der Vermessung der Oberflächen, beispielsweise mittels Weißlichtinterferometer, wird eine Matrix mit entsprechenden Höhenwerten geliefert. Diese Matrix wird dem Modul übergeben.

Abbildung 5-12 zeigt die Funktionsweise des Programms schematisch. Massen- und Impulserhalt des Öls gelten für jedes Element des über das 3D-Profil gelegten Gitters. Die in der Abbildung dargestellten Variablen q_x und q_y bezeichnen den Fluss durch ein Kontrollvolumen in der jeweiligen Koordinatenrichtung. Δx und Δy sind die Abstände zwischen den Gitterpunkten. Die Kantenlänge des Gitters wird vom Anwender vorgegeben und orientiert sich an den Abmessungen des verfügbaren Oberflächenprofils.

Damit der geforderte Massenerhalt erfüllt ist, wird eine sogenannte zyklische Randbedingung verwendet. Diese setzt voraus, dass das Öl, das aus dem Kont-

rollvolumen fließt, auch wieder in das Volumen hineinfließt. Die Detaillierung in Abbildung 5-12 verdeutlicht dies.

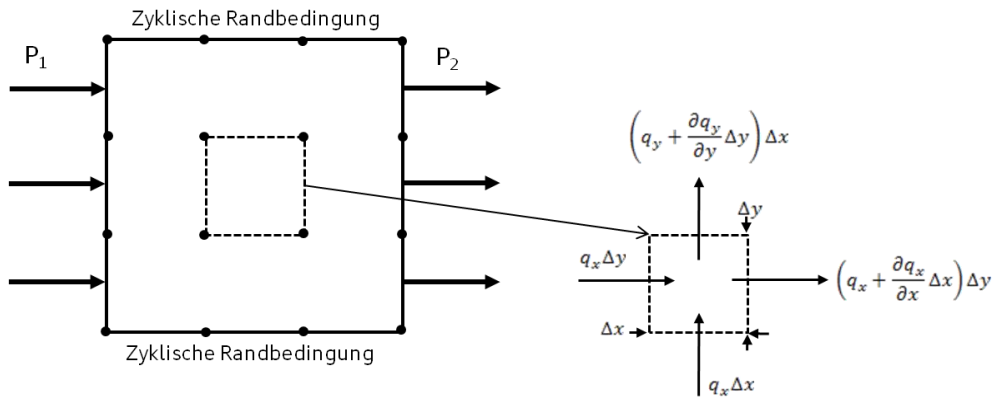


Abbildung 5-12: Schema des Moduls zur Erzeugung der nötigen Faktoren [54]

Patir und Cheng [68] nutzen diese Randbedingung nicht. Da aber gerade beim ersten Kolbenring tangentielle Ölströmungen auftreten, scheint die zyklische Randbedingung realistisch.

Die Fluss- und Spannungsfaktoren werden erzeugt, indem das Kontrollvolumen mit einem Druckgradienten beaufschlagt wird. Die Scherflussfaktoren werden durch die Beaufschlagung einer der beiden Flächen mit einer Geschwindigkeit und anschließender Berechnung, der sich ergebenden Strömungen und Spannungen, erzeugt. Alle Simulationen müssen für verschiedene Ölfilmstärken durchgeführt werden, da die Fluss- und Spannungsfaktoren abhängig vom Verhältnis der Ölfilmstärke zur Rauheit sind. Wenn alle Ölströme und Scherspannungen numerisch ausgewertet sind, werden die eigentlichen Flussfaktoren durch den Vergleich zu den numerischen Ergebnissen für die Durchströmung der vollständig glatten Flächen bestimmt. Die Ergebnisse für den glatten Anwendungsfall werden mit den gleichen Randbedingungen und Ölfilmstärken, wie für den rauen Anwendungsfall, bestimmt. So werden die folgenden Faktoren erzeugt.

$$\Phi_P = \frac{q_P}{\left(\frac{h^3 \Delta P}{12 \mu \Delta x}\right)}$$

Formel 5-15: Druckflussfaktor

Dabei sind Φ_P der Druckflussfaktor, q_P der berechnete Fluss aufgrund des Druckgradienten, h der Abstand der Flächen, μ die Viskosität der Flüssigkeit und schließlich $\frac{\Delta P}{\Delta x}$ der Druckgradient.

$$\Phi_S = \frac{q_S}{\left(\frac{U R_q}{2}\right)}$$

Formel 5-16: Scherfluss-Faktor

Es gelten folgende Bezeichnungen: Φ_S der Scherflussfaktor, q_S der berechnete Fluss aufgrund der Relativgeschwindigkeit, U die Relativgeschwindigkeit zwischen beiden Flächen und R_q die kombinierte Rauheit.

$$\Phi_{fP} = \frac{\tau_P}{\left(\frac{h \Delta P}{2 \Delta x}\right)}$$

Formel 5-17: Druckbelastungsfaktor

Es gelten folgende Bezeichnungen: Φ_{fP} der Druckbelastungsfaktor und τ_P die Scherspannung aufgrund des Druckgradienten.

$$\Phi_{fS} = \frac{\tau_S}{\left(\frac{U \mu}{h}\right)}$$

Formel 5-18: Scherspannungsfaktor

Es sind Φ_{fS} der Scherspannungsfaktor und τ_S die Scherspannung aufgrund der Relativgeschwindigkeit. Jeder der Fluss- und Spannungsfaktoren wird für eine vom Benutzer zu bestimmende Anzahl von Ölfilmhöhen berechnet und ist somit eine Funktion der Ölfilmhöhe. Anschließend wird mittels Curve-Fitting eine Funktion zur Anpassung an die Werte gesucht.

Die geometrischen Flussfaktoren können allein aus der Geometrie der Flächen berechnet werden:

$$\Phi_g = \frac{1}{h} \frac{1}{m(n-1)} \sum_{i=1}^{n-1} \sum_{j=1}^m H_S$$

Formel 5-19: Berechnung des geometrischen Flussfaktors

$$\Phi_{fg} = \frac{1}{h} \frac{1}{m(n-1)} \sum_{i=1}^{n-1} \sum_{j=1}^m H_{fS}$$

Formel 5-20: Berechnung des geometrischen Spannungsfaktors

m und n bezeichnen die Anzahl der Knoten in x - und y -Richtung, h den nominalen Abstand der Flächen und H_S den tatsächlichen Abstand der Flächen. Wenn sich die glatte und die raue Flächen kontaktieren, ist $H_S = 0$. Berühren sich die Flächen nicht, so sind $H_S, H_{fS} = h$. Φ_{fg} kann bei Kontakt der Rauheiten nicht berechnet werden. Um dies zu umgehen, wird bei $H_{fS} = 0$ der tatsächliche Abstand der Flächen auf ein willkürlich festgelegtes Minimum herabgesetzt, bei dem eine geringe Scherung stattfindet [20].

5.6.3 Beschränkungen der gemittelten Reynolds-Gleichung

Die Anwendung der gemittelten Reynolds-Gleichung geschieht unter der Annahme, dass der Einfluss der Oberflächenbeschaffenheit durch eine Mittelung aller Effekte der jeweiligen Oberfläche beschrieben werden kann. Die detaillierte Analyse einzelner Einflüsse, wie etwa Reibspuren der Kolbenringe oder Materialausbrüche, ist mit dieser Methode nicht möglich. Der Ausschnitt der Zylinderlaufbahn, der für die Analyse verwendet wird, muss groß genug sein, um alle wesentlichen Eigenschaften der Oberflächenstruktur zu erfassen.

Weiter sind die Laufflächen des Ölabstreifringes in der Regel eben. Nach der Reynolds-Theorie können ebene Flächen aber keinen hydrodynamischen Druck aufbauen. Um reale Laufflächenprofile des Ölabstreifringes abzubilden, kann die

Reynolds-Gleichung demnach nicht angewendet werden. Auch die gemittelte Form der Reynolds-Gleichung stellt hier keine ausreichende Verbesserung dar. Außerdem wird die Verformung der Oberflächen bei Festkörperkontakt nicht betrachtet. Es wird generell festgelegt, dass die Rauheitsspitzen abgeschert werden und dann nicht mehr Teil der numerischen Betrachtung sind. Zwischen den einzelnen Höhenwerten der Oberfläche wird interpoliert. Somit ist nicht die exakte, deterministische Oberfläche repräsentiert. Die Limitierungen sind im Detail in [20] aufgeführt. Hier ist mit dem Deterministischen Modell eine Weiterentwicklung zwingend nötig.

Da auch für die gemittelte Reynolds-Gleichung die Reynolds-Randbedingung Anwendung findet, kann Kavitation nicht untersucht werden. Das im Folgenden erläuterte Deterministische Modell lässt Kavitation zu.

5.7 Deterministisches Modell

Es ist mit der gemittelten Reynolds-Gleichung, dem Namen entsprechend, lediglich möglich eine Mittelung der Strömungsverhältnisse zu betrachten. Daher wird in diesem Kapitel eine Methode beschrieben für die diese Einschränkung nicht zutrifft. Insbesondere der Aufbau hydrodynamischen Drucks in Abhängigkeit von deterministischen Oberflächen kann mit der gemittelten Reynolds-Gleichung nicht untersucht werden. Mit dem Deterministischen Modell [69, 70, 71] können die Details des Druckaufbaus durch die Rauheit untersucht werden. Das Modell ist für diese Arbeit nur für die Interaktion des dritten Rings mit der Zylinderlaufbahn vorhanden. Aufgrund der speziellen Laufflächengeometrie ist dieses Modell zwingend nötig. Da der dritte Ring die größte Quelle für Reibung im Ringpaket ist, ist die detaillierte Kenntnis der tribologischen Vorgänge an diesem Ring wichtig, um das Ringpaket und die Struktur der Zylinderlaufbahn weiter zu optimieren. Weil mit dem Ölabstreifring die Ölfilmhöhe für die oberen beiden Ringe eingestellt wird, können auch diese Ringe besser optimiert werden.

Aufgrund der Druckverhältnisse am dritten Ring findet dort keine Kavitation statt. Der Druck über und unter dem dritten Ring ist jeweils gleich und deutlich höher als der Dampfdruck des Öls. Für eine spätere Erweiterung des Modells auf die ersten beiden Ringe kann Kavitation aber bedeutsam werden.

Im Folgenden wird ein Korrelations-Ansatz, basierend auf der Deterministischen Methode [54], eingeführt, mit dem die Ölströmung zwischen den Rauheiten und der hydrodynamische Druckaufbau ausgewertet werden können [72, 73]. Die Methode nimmt an, dass ein Kolbenring mit flachem Laufprofil bei konstanter Ölfilmhöhe und vorgegebener konstanter Geschwindigkeit über eine Zylinderlauffläche gleitet. Das flache Laufprofil wird über die Korrelationsansätze zu einem nicht flachen Laufprofil in Beziehung gesetzt, das entweder aus einer Messung hervorgeht oder künstlich erzeugt wird. So kann auch für einen profilierten Kolbenring der hydrodynamische Druckaufbau durch die Rauheiten berechnet werden. Diese Berechnung wird für verschiedene Ölfilmhöhen durchgeführt und die gemittelten hydrodynamischen Drücke und Scherspannungen werden, wie folgt, mit der Ölfilmhöhe in Zusammenhang gebracht:

$$P_{hydro} = \frac{\mu V}{\mu_0 V_0} P_h \left(\frac{h}{\sigma_p} \right)^{-K_h}$$

Formel 5-21: Korrelation für den gemittelten hydrodynamischen Druck

$$f_{hydro} = \frac{\mu V}{h} \left(C_{f1} + C_{f2} \exp \left(-C_{f3} \frac{h}{\sigma_p} \right) \right)$$

Formel 5-22: Korrelation für gemittelte Scherspannungen

Dabei ist σ_p die Standardabweichung der Plateaurauheit, $\frac{h}{\sigma_p}$ wiederum bezeichnet die nominelle Ölfilmhöhe normalisiert mit σ_p . V gibt die Ringgeschwindigkeit wieder und μ ist die aktuelle dynamische Ölviskosität. V_0 und μ_0 sind Referenzwerte, die für die Deterministische Methode benötigt werden. P_h und K_h sind Konstanten, die sich auf die Oberflächengeometrie des Zylinderrohrs und die Geometrie des Ringprofils beziehen. P_h hat die Einheit [Pa] und beschreibt

die Fähigkeit der Laufbahnoberfläche hydrodynamischen Druck aufzubauen. K_h ist einheitslos und charakterisiert die Geschwindigkeit des hydrodynamischen Druckabbaus, wenn sich die Reibpartner voneinander entfernen. C_{f1} , C_{f2} und C_{f3} sind ebenfalls einheitslos und werden durch die Rauheit der Zylinderlaufbahn bestimmt. Die genannten Korrelationen können im MIT-Tool genutzt werden, um zusammen mit dem Kontaktdruckmodell die Ölfilmhöhen zu bestimmen und letztlich, unter Nutzung des Kräftegleichgewichts am Ring, die Reibung des Ölabstreifringes zu berechnen.

Das Deterministische Modell nutzt die sogenannte Jakobsson-Floberg-Olsson (JFO) Annahme zur Kavitation [92]. Diese Annahme teilt das betrachtete System in vollgefüllte Bereiche und teilgefüllte Bereiche mit Kavitation. JFO gestattet im Kavitationsgebiet die Einhaltung der Kontinuitätsgleichung, indem ein festgelegter Kavitationsdruck konstant gehalten wird. Der Öltransport im teilgefüllten Gebiet wird durch ein lineares Geschwindigkeitsprofil aufrecht gehalten. Somit kann der Kavitationseinfluss bewertet werden. Für die vorliegende Arbeit ist die Deterministische Methode nur für die Anwendung am dritten Ring vorhanden.

5.8 Untersuchung des Kavitationseinflusses

Zur Untersuchung des möglichen Einflusses der Kavitation auf die ersten beiden Kolbenringe, wird ein zweites Simulationsprogramm benötigt, das nicht in der MIT-Simulationsumgebung enthalten ist. Zur Beantwortung von Fragestellungen zur Kavitation, werden diese in Kooperation mit der Firma Ingenieurgesellschaft für Strukturanalyse und Tribologie mbH (IST) in Aachen untersucht. Aufgrund der Erfahrung der IST mit diesen Fragestellungen und der vorhandenen Simulationsprogramme ist diese Firma der ideale Kooperationspartner für diese Detailuntersuchungen.

Das Programm TOWER [93] der Fa. IST rechnet ebenfalls mit der, in Spalthöhenrichtung gemittelten, Reynolds-Gleichung. Zusätzlich können aber die Druckverhältnisse am Ring gezielt variiert werden, so dass auch die zu erwar-

tenden Druckgradienten am Kompressionsring betrachtet werden können. Die Laufbahnstruktur wird mit einem FE-Netz überlagert und für die Reynolds-Randbedingung findet der Murty-Algorithmus [94] Anwendung. Für Teilfüllungssimulationen wird der transiente Kavitationsalgorithmus nach Kumar und Booker [95] verwendet. Die in TOWER berechneten Umfänge zur Hydrodynamik werden in das MKS-System FIRST [93] der Fa. IST eingebunden, um die Reibung des Kompressionsrings unter den dynamischen Randbedingungen zu bewerten. Die, mit diesem Modell, untersuchten Fragestellungen sind in Kapitel 8.2.1 detailliert dargestellt.

5.9 Berechnung der Reibung zwischen Kolbenring und Laufbahn

Wie bereits beschrieben, müssen die Zusammenhänge zwischen dem Kräftegleichgewicht am Kolbenring, den Ölfilmdicken und Ölströmungen sowie den verschiedenen Randbedingungen verknüpft werden, um die jeweils aktuelle Schmierfilmdicke und die Benetzungszustände zu finden. Mit diesen Ergebnissen kann die Gas- und Festkörperdynamik des Systems beschrieben werden. Größen wie Reibung oder Blow-By können aus dieser Systembeschreibung abgeleitet werden.

Die Reibung setzt sich aus dem Festkörperkontakt sowie der hydrodynamischen Reibung zusammen:

$$F_f = F_{f,asp} + F_{f,hyd}$$

Formel 5-23: Gesamtreibkraft des Kolbenrings

F_f steht für die Reibkraft. Entsprechend bezeichnet $F_{f,asp}$ die Reibung aus dem Kontakt der Körper, also Festkörper- und Mischreibung, und $F_{f,hyd}$ die hydrodynamische Reibung.

Die Festkörperreibung wird proportional zum Kontaktdruck angenommen. Der Reibkoeffizient f_b muss vorgegeben werden.

$$F_{f,asp} = \int f_b P_{asp} dA$$

Formel 5-24: Festkörperreibung des Kolbenrings

P_{asp} steht für den Druck, den der Ring aufgrund der Gaskraft am Ringrücken auf die Laufbahn ausübt. Die hydrodynamische Reibung resultiert aus der Scherung im Öl. Es wird deshalb die Beziehung nach Newton angewendet:

$$\tau(x) = \mu \left. \frac{\partial u}{\partial y} \right|_{y=0}$$

Formel 5-25: Im Öl entstehende Scherspannung

Dabei sind $\tau(x)$ die Scherspannung, μ die Ölviskosität und u die Ölgeschwindigkeit in x-Richtung.

$$F_{f,hyd} = \int \left(\frac{\mu U}{h} (\Phi_{fg} + \Phi_{fs}) - \Phi_{fp} \frac{h}{2} \frac{dp}{dx} \right) dA$$

Formel 5-26: Hydrodynamische Reibung des Kolbenrings

Für die Lösung Formel 5-26 werden die, in Kapitel 5.6.2 beschriebenen, Flussfaktoren genutzt.

Für jeden der drei Kolbenringe müssen diese Gleichungen über das Arbeitsspiel gelöst werden. Durch die Addition der Einzelergebnisse entsteht die Gesamtreibung des Ringpakets.

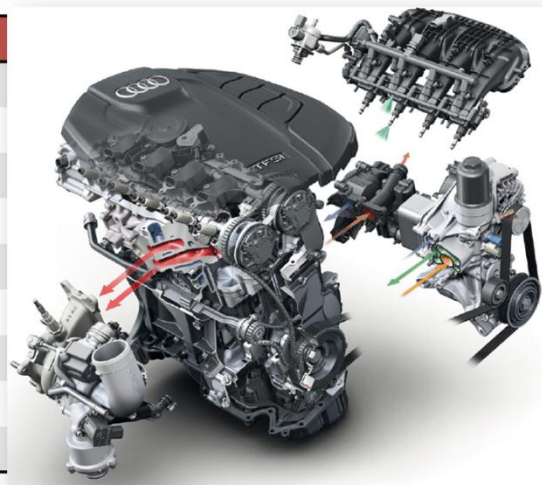
6 Modellbildung am Beispiel eines Vierzylinder-Turbomotors

6.1 Überblick über die Eingabedaten

Zunächst wird der Motor, für den die Simulationsmodelle erzeugt und an dem die Blow-By-Messungen vorgenommen werden, kurz vorgestellt.

Tabelle 6-1: Versuchsmotor [8]

Reihen-Vierzylinder-Turbomotor 1,8 TFSI Gen.3 der Audi AG		
Abmessung	Einheit	Wert
Hubraum	l	1,798
Hub	mm	84,1
Bohrung	mm	82,5
Zylinderabstand	mm	88
Kennwerte		
Drehmoment	Nm bei 1/min	320 bei 1500 - 3700
Leistung	kW bei 1/min	125 bei 3800 - 6200
Verdichtung	-	9,6



Die für Simulation und Versuche verwendete Nomenklatur der jeweiligen Betriebspunkte ist wie folgt:

Tabelle 6-2: Nomenklatur der Betriebspunkte

Kurzform	Bedeutung
1000_1	1000 1/min, 1 bar pme
2000_2	2000 1/min, 2 bar pme
2000_VL	2000 1/min, Volllast
6000_VL	6000 1/min, Volllast
6500_S	6500 1/min, Schub

Da für die Modellparametrisierung eine Vielzahl an Eingabeparametern notwendig ist, werden in folgender Abbildung beispielhaft einige wichtige Eingaben vorgestellt. Neben dem gemessenen Zylinderinnendruckverlauf und simulierten oder gemessenen Temperaturen an bestimmten Punkten im System Kolben - Kolbenringe - Laufbahn sind unter anderem die in Abbildung 6-1 markierten geometrischen Größen wichtige Eingabedaten für die Simulation.

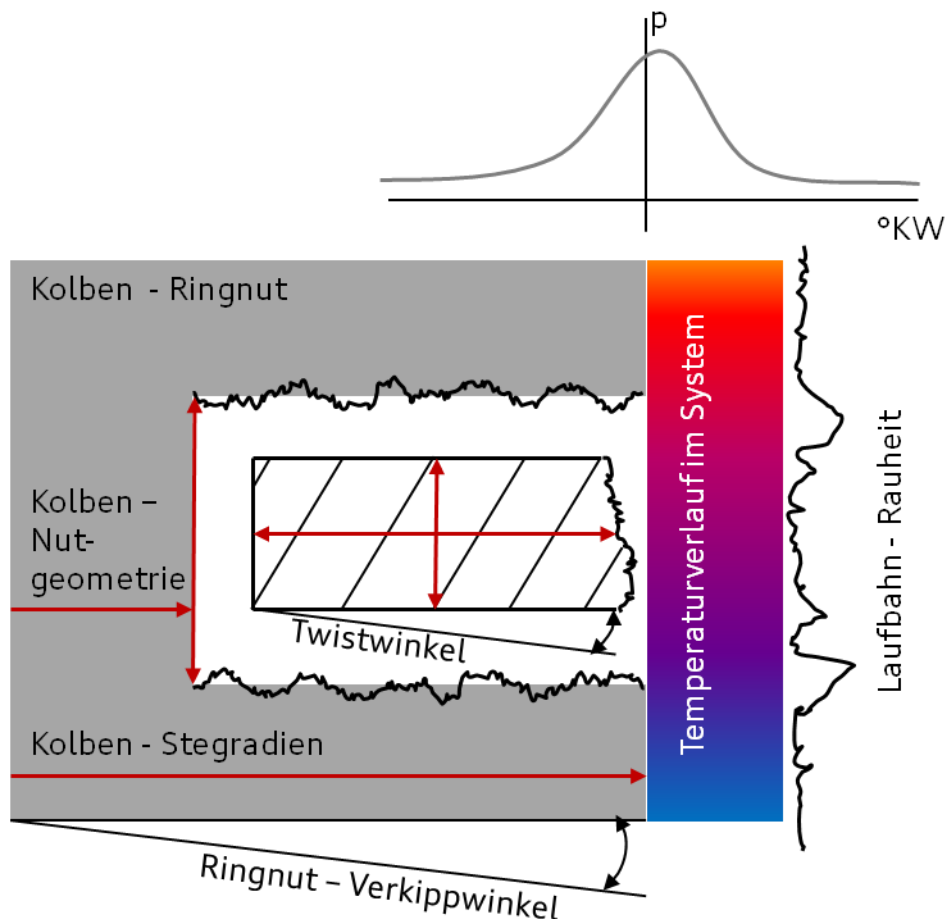


Abbildung 6-1: Beispielhafte Eingaben für das Simulationsmodell

Während sich die grundlegende Geometrie auch im Betrieb nicht ändert, gibt es sogenannte dynamische Größen. Diese ändern sich mit der Änderung der Kraft-, Last- oder Temperaturrandbedingung. Typische Beispiele sind hier die Kolbenringvertwistung und die Verkippung der Kolbenringnut.

Nach dem Modellaufbau mit gemessenen, aus technischen Zeichnungen importierten sowie simulierten Eingabewerten, wie dem Zylinderrohrverzug, ist es nö-

tig, die Simulationsergebnisse anhand von Messungen zu validieren. Die folgenden Unterkapitel gehen darauf detailliert ein.

6.2 Druckverhältnisse im Ringpaket

Der modulare Aufbau der Simulationssoftware ermöglicht einen Abgleich von Teilaspekten im Bereich der Ringdynamiksimulation. Um die Ringbewegung entsprechend der Realität abzugleichen, ist es nötig, die jeweiligen Kräftegleichgewichte am Ring zu lösen. Dazu ist es wichtig, den Einfluss aus der Gasdynamik zu kennen, namentlich den Einfluss aus den Druckverhältnissen am Ring und den resultierenden Massenströmen. Dafür bietet sich der Abgleich von Blow-By-Messungen mit Blow-By-Simulationen an, wenn keine Messungen der Ringbewegung vorhanden sind [32].

6.2.1 Abgleich Blow-By-Kennfeld

Die folgende Darstellung zeigt einen Vergleich von simulierten und am Prüfstand gemessenen Blow-By-Werten.

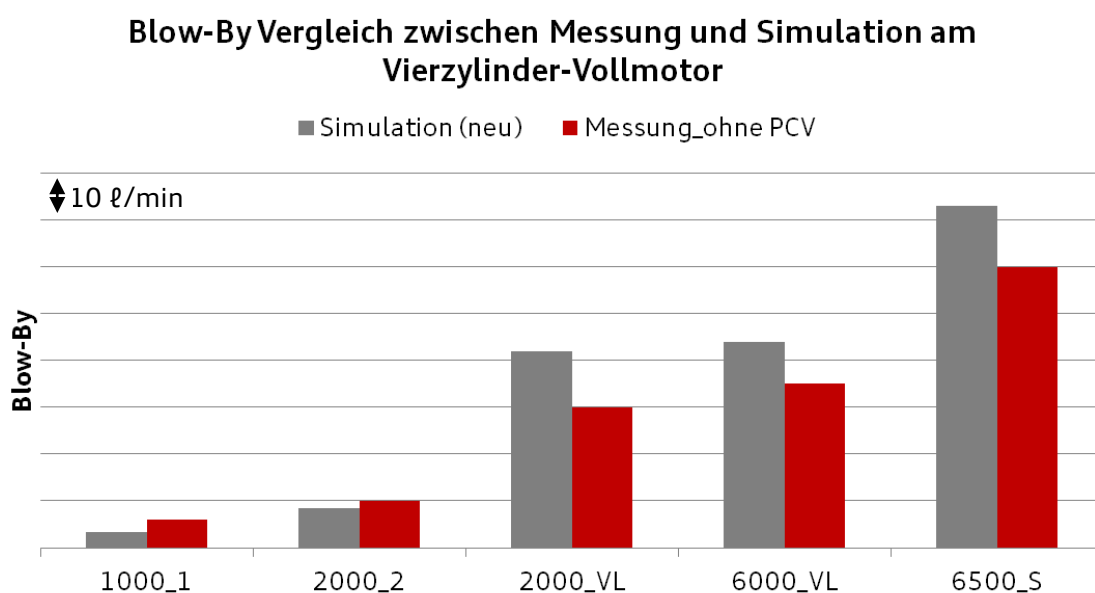


Abbildung 6-2: Abgleich Messung (PCV-Werte abgezogen) - Simulation: Blow-By

Dabei ist darauf zu achten, dass für die beiden Betriebspunkte 1000_1 und 2000_2 die PCV- (Kurzform von engl. positive crankcase ventilation) Menge von den Messwerten abgezogen wird, da dieser Teil der Ventilationsgase durch das Saugrohr zurück in den Brennraum strömt. Dadurch wird die Messgenauigkeit des Blow-By-Massenstroms reduziert.

Insgesamt zeigt sich eine gute Vergleichbarkeit der Messwerte zu den Simulationen. Zwar besteht bei 2000_VL und 6500_S noch Raum für Verbesserungen, da aber vom vermessenen Motor keine vermessenen Bauteilgeometrien vorlagen und im MIT-Tool mit Zeichnungsmittelwerten gerechnet wurde, ist der Abgleich mit gut zu bewerten. Für grundsätzliche Trendaussagen ist der gefundene Stand des Abgleichs ausreichend. Wenn die Geometrien vor dem Motorlauf vermessen werden und das MIT-Tool mit exakt diesen Geometrien bedatet wird, ist ein noch besserer Abgleich möglich [32].

6.2.2 Geometrievariation: Stoßspiel

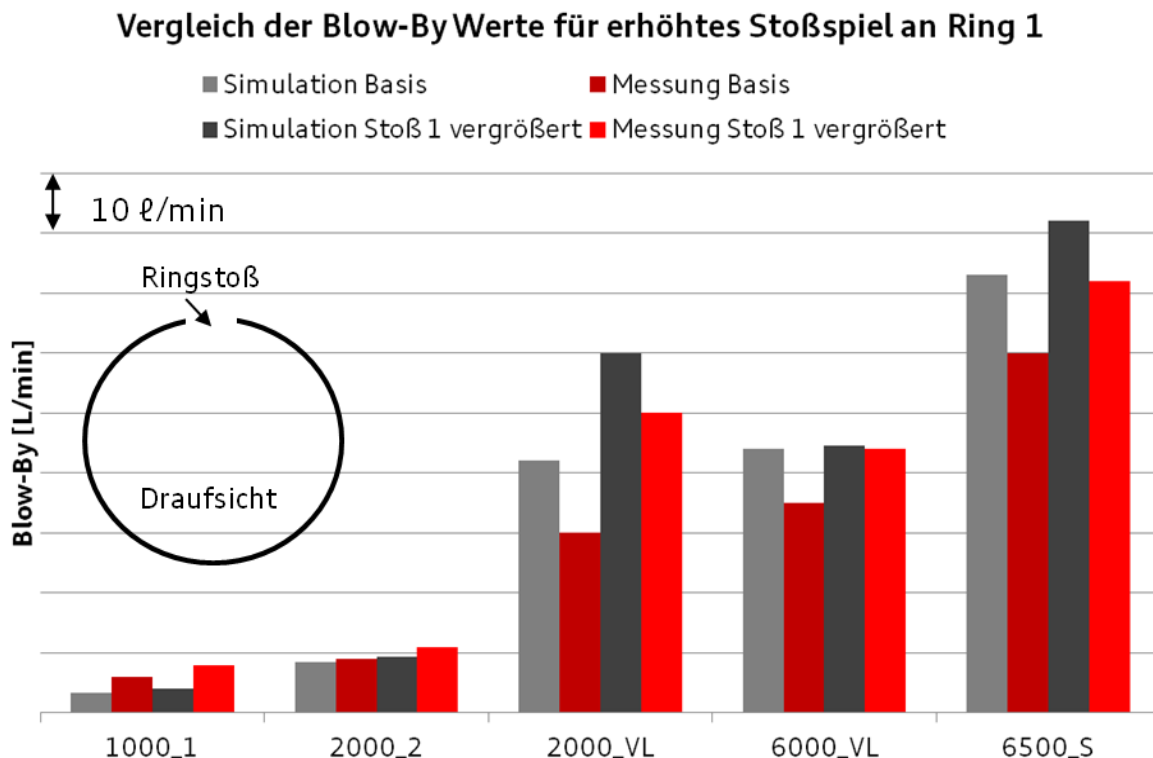


Abbildung 6-3: Abgleich Messung - Simulation: Blow-By-Werte für Stoßspaltvariation

Um die Aussagefähigkeit des MIT-Tools bezüglich kleiner Änderungen am Ring zu testen, wird das Stoßspiel am ersten Ring um 15 μm vergrößert.

Mit diesem angepassten Stoßspiel erfolgen erneute Messungen und Simulationen. Die Ergebnisse sind in Abbildung 6-3 im Vergleich zur Ausgangssituation dargestellt. Das Simulationsprogramm gibt den Einfluss der Stoßänderung gut wieder. Bei 6000_VL ist der Abgleich sogar besser geworden. Bei den Betriebspunkten 2000_VL und 6500_S gibt es ähnliche Unterschiede wie bei der Ausgangsversion. Insgesamt liegt auch hier ein guter Abgleich vor, der die Tendenzen, die eine Stoßvergrößerung mit sich bringt, sehr gut aufzeigt.

6.2.3 Diskussion Abgleich Messung - Simulation

Die folgende Abbildung zeigt eine Messung der axialen Ringbewegung vom zweiten Ring [32]. Diese Messung ist im Diagramm mit einer simulierten, axialen Ringbewegung verglichen.

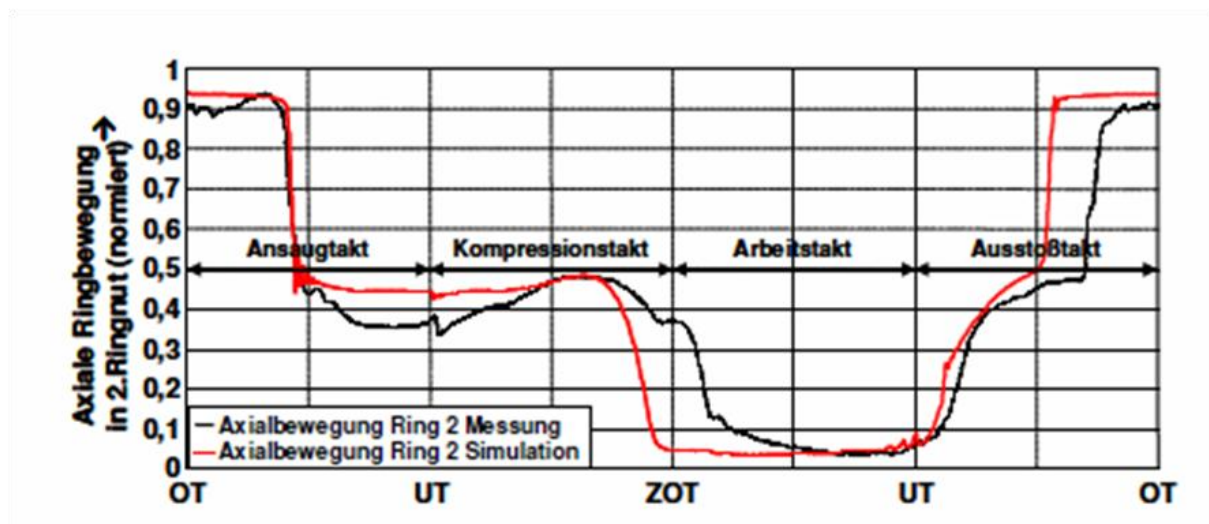


Abbildung 6-4: Abgleich Messung - Simulation für axiale Ringbewegung [32]

Beide Kurven sind sich im grundsätzlichen Verlauf sehr ähnlich. Auch zeitlich gesehen folgen die Anlagewechsel einander sehr gut, wobei mit dem Ordinatenwert 1 die Anlage des Rings an der oberen Flanke der Ringnut bezeichnet

wird. Beim Ordinatenwert 0 liegt der Ring an der unteren Flanke der Ringnut. Im Bereich des ersten unteren Totpunkts steht der Ring verkippt in der Nut und schwebt nicht in dieser. Um dies zu vermessen, wären zwei Abstandssensoren mit Abstand in Nuttiefenrichtung nötig. Der gezeigte Abgleich [32] ist an einem AUDI-V6-Motor durchgeführt worden.

Durch den Abgleich mit realen Blow-By-Werten wird sichergestellt, dass die Druckverhältnisse im simulierten Ringpaket der Realität stark ähneln. Die Drücke im Ringpaket bestimmen die Kräfte, die auf den Ring wirken, und somit auch dessen Bewegung. Da im vorliegenden Fall keine Ringbewegungsmessung durchgeführt werden konnte, wird [32] herangezogen. In dieser Arbeit wurde anhand eines guten Blow-By-Abgleichs die Ringbewegung vorausberechnet und anschließend mit einer Messung verifiziert. Dieser Abgleich ist zielführend und es ist sichergestellt, dass die Qualität der Vorhersage der Ringbewegung bei entsprechendem gutem Blow-By-Abgleich ebenfalls gut ist. Somit wird in der hier vorliegenden Arbeit angenommen, dass der Blow-By-Abgleich für eine Vorhersage der Ringbewegung entscheidend ist. So kann, auch ohne die Vermessung der Ringbewegung, davon ausgegangen werden, dass diese der Realität ähnlich ist. Dies ist wichtig, da nur mit einer realitätsnahen Ringbewegung auf realitätsnahe Reibkraftverläufe geschlossen werden kann.

6.3 Reibungssimulation im Vergleich zur Messung

6.3.1 Strip-Methode

Abbildung 6-5 gibt einen Überblick über eine Stripmessung des Versuchsmotors, verglichen mit einer Berechnung der Reibleistung. Es ist auffällig, dass die Strip-Methode die Reibung von Pleuel, Kolben und Kolbenringen nur als Baugruppe auflösen kann. In Abbildung 6-5 sind die Ergebnisse unter dem Sammelbegriff Kolben dargestellt. Für den Abgleich mit der Messung müssen drei verschiedene Simulationsergebnisse addiert werden. Diese drei Ergebnisse werden mit drei verschiedenen, spezialisierten Simulationsprogrammen erzeugt. Es

existiert hier also keine durchgehende Methode in einem Tool, die es erlaubt die Spezifika der Strip-Methode nachzubilden. Angesichts dieser Tatsache ist die Abweichung der Mess- von den Simulationsergebnissen mit etwa 20% noch akzeptabel. Tendenzielle Aussagen lassen sich mit dieser Abgleichgüte zwar treffen, die Bewertung der Variationen von kleinsten Abmessungen, wie Lagerspielen, sind in der Summe jedoch nicht zielführend möglich. Um die Validierung zu verbessern, ist es nötig, die einzelnen Programme hinsichtlich der hinterlegten Modelle, Annahmen und Eingabedaten zu vergleichen. Dies ist nicht Teil dieser Arbeit, könnte aber Aufgabenstellung für zukünftige Forschungsprojekte sein.

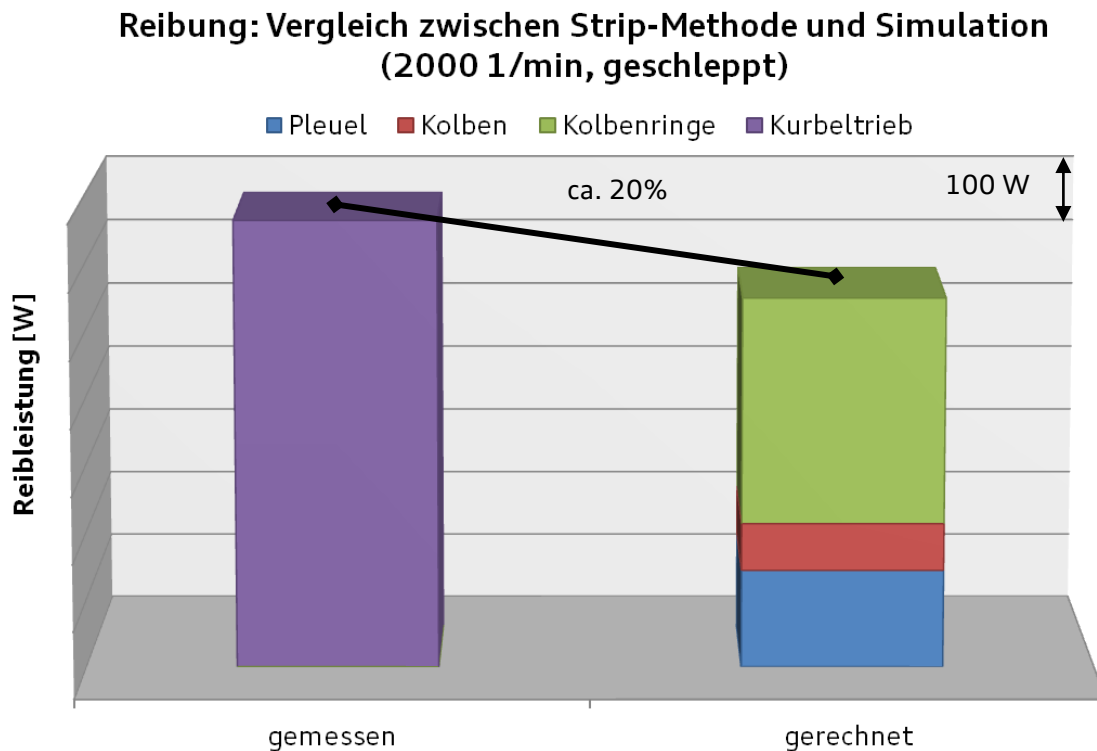


Abbildung 6-5: Abgleich Strip-Messung - Simulation

Da die Strip-Methode nur absolute Werte liefert und keine kurbelwinkelaufgelösten Verläufe darstellen kann, ist es nicht möglich die Abweichungen im Detail auszuwerten. Ebenso kann mittels dieser Messmethode nicht bestimmt werden, in welchen Bereichen des Arbeitsspiels eine Verbesserung bzw. Verschlechterung

rung der Reibung zu erwarten ist. Mit der Floating-Liner-Methode ist dies dagegen möglich.

6.3.2 Floating-Liner-Messungen

Abbildung 6-6 zeigt einen Vergleich von Floating-Liner-Messungen der TU München [90] mit der Simulation. Da bei der Floating-Liner-Methode (kurz FL-Methode) ausschließlich die Reibung der Ringe und des Kolbens gemessen werden, ist dies auch für die Simulationsergebnisse berücksichtigt. Wie im Diagramm zu sehen, ist die Abweichung mit 30% höher als bei der Strip-Methode. Im Vergleich von Abbildung 7-17 und Abbildung 7-18 fällt auf, dass die Floating-Liner-Messung den Bereich der Hydrodynamik betont. So kann auch die relativ große Abweichung der Absolutwerte erklärt werden. Der Vorteil der kurbelwinkelaufgelösten Analyse überwiegt aber.

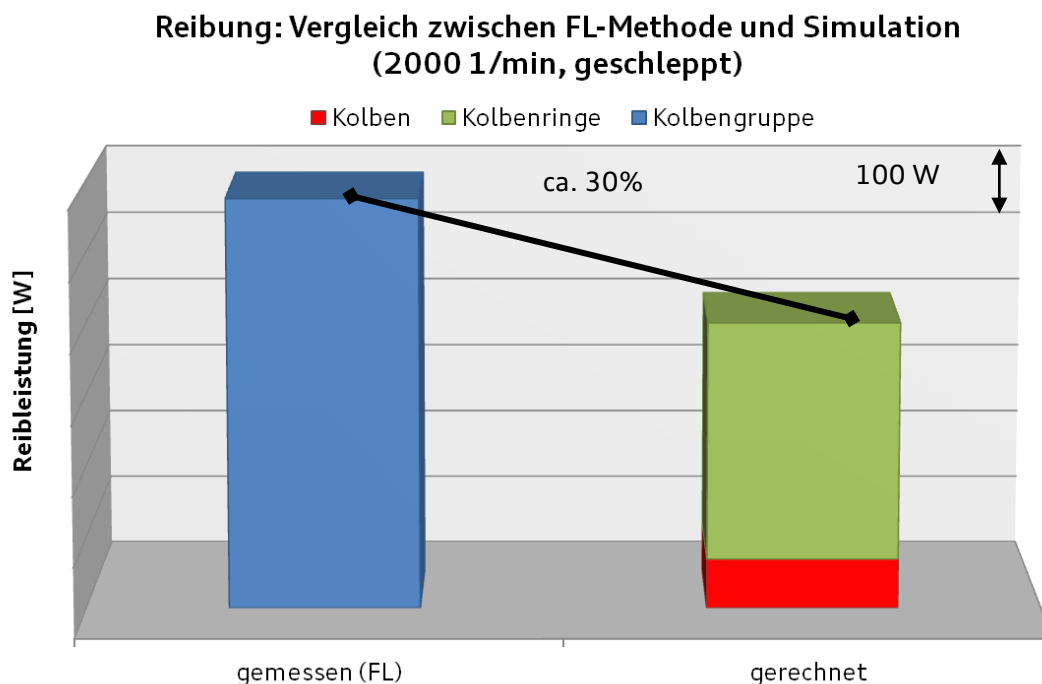


Abbildung 6-6: Abgleich Floating-Liner-Messung - Simulation

In Abbildung 6-7 ist ein Vergleich von Reibkraftverläufen dargestellt. Beim gemessenen Verlauf sind die Sprünge an den Umkehrpunkten nicht vorhanden. Zudem ist im Vergleich zur Simulation die Hydrodynamik sehr stark ausgeprägt. Die größte Reibkraft aus der hydrodynamischen Reibung wird am Punkt der größten Kolbengeschwindigkeit erwartet. Die Simulation bildet dieses Verhalten gut ab. In der Messung ist der Punkt der größten Reibkraft nach dem Punkt der größten Kolbengeschwindigkeit, jeweils nach der Hubmitte, zu finden. Sowohl im Verlauf der Kurven als auch bezüglich der absoluten Werte der maximalen Reibkraft sind zwischen Messung und Simulation deutliche Unterschiede zu bemerken. Insgesamt ist ein Abgleich der absoluten Werte zwischen Messung und Simulation somit noch nicht sinnvoll. Für die vorliegende Arbeit ist die Reaktion von Messung und Simulation auf geänderte Laufbahnstrukturen essentiell. Dies ist, wie der Vergleich in Abbildung 6-7 zeigt, vollständig gegeben.

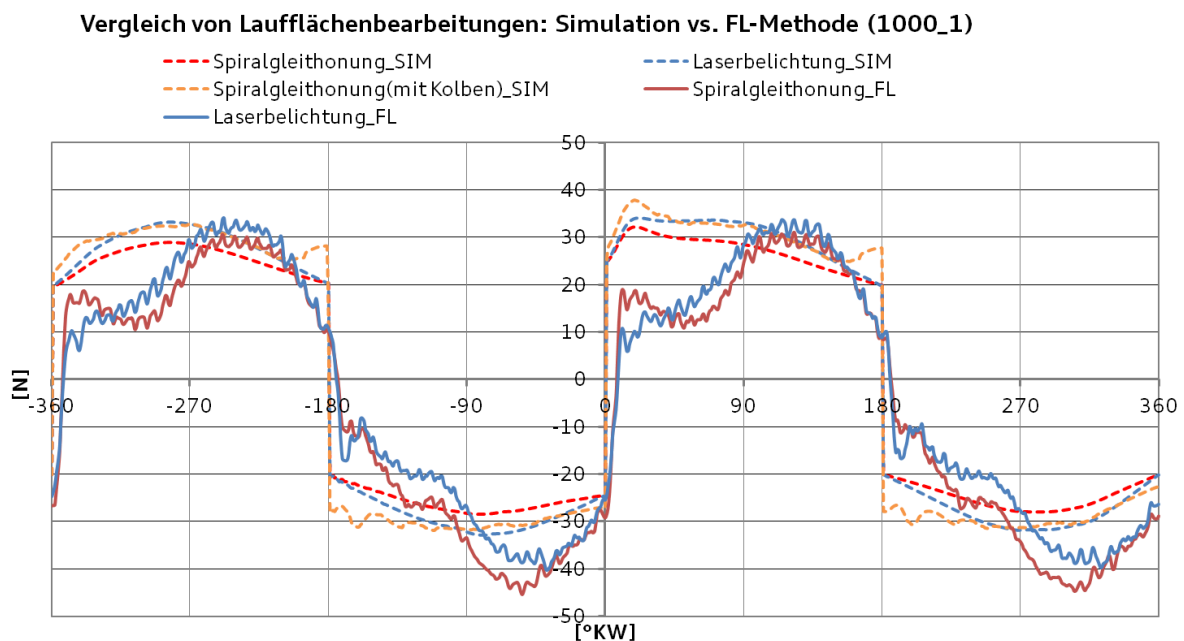


Abbildung 6-7: Vergleich der Reibkraftverläufe der Laufbahntechnologien

In Abbildung 6-7 sind zwei Laufbahntechnologien verglichen. Die blaue Kurve zeigt die Ergebnisse für die Laserbelichtung, wie sie für den in [8] beschriebenen Motor Serienstand ist. Die rote Kurve gibt die Ergebnisse für die

Spiralgleithonung wieder. Diese Honung ist eine in Serie befindliche Honung [46]. Die durchgezogenen Linien stehen jeweils für die Messung, während die strichlierten Linien die Simulationsergebnisse zeigen. In Abbildung 6-7 ist der berechnete Anteil der Kolbenhemdreibung, aus einer Berechnung mit PISDYN, nur für die Spiralgleithonung aufgetragen, um die Größenordnung des Reibkraftanstieges aufgrund der Kolbenreibung aufzuzeigen. Das Gesamtreibkraftniveau wird um maximal 10 N angehoben, ohne dabei aber den charakteristischen Verlauf zu verändern. Die Analyse der Verläufe zeigt, dass zwar die absoluten Werte nicht in Abgleich gebracht werden können, die qualitativen Aussagen aber sowohl in Tendenz, als auch Größenordnung sehr ähnlich sind.

Der Vergleich von Floating-Liner-Messungen am MIT mit Simulationsergebnissen des MIT-Tools ist in [73] dargestellt. Hier zeigt sich ein ebenfalls guter Abgleich zwischen Messung und Simulation. Es muss aber betont werden, dass das Simulationsmodell exakt für diese Messungen kalibriert wurde. Der hier genutzte Softwarestand des MIT-Tools wird ohne spezifische Kalibrierung auf die Floating-Liner-Messtechnik der TU München angewendet, da viele der nötigen Einstellparameter im Quellcode verborgen sind und somit nicht frei programmiert werden können. Angesichts dieser Tatsache ist ein Abgleich zwischen Messung und Simulation, der zumindest auf qualitativer Ebene Vergleiche zulässt, als Erfolg zu bewerten.

6.3.3 Diskussion Abgleich Messung - Simulation

Wie bereits beschrieben, ist ein Absolutvergleich der Simulation mit der Floating-Liner Methode derzeit nicht zielführend. Ein Relativvergleich zwischen diesen Methoden ist jedoch sinnvoll, weil die Aussagen sowohl hinsichtlich Tendenz, als auch Größenordnung gute Übereinstimmung zeigen.

Bezüglich der Strip-Methode zeigt sich für die Absolutwerte mit 20% Differenz ein guter Abgleich zwischen Messung und Simulation. Da mit der Strip-Methode jedoch keine zeitlich aufgelösten Reibkraftverläufe bestimmt werden können, ist kein detaillierter Vergleich zwischen Messung und Simulation möglich. Für

einen groben Vergleich der Größenordnungen ist die Strip-Methode jedoch geeignet. Die Reibkraftverläufe von beispielsweise Laufbahn- oder Ringvarianten können dann im Detail mit der Floating-Liner-Methode in Abstimmung gebracht werden. So sollte die Tendenz der Varianten in Simulation und Messung gleich sein. Die Absolutwerte der Maxima und Minima im Reibkraftverlauf sollten ähnlich sein und die Verläufe den gleichen physikalischen Gesetzmäßigkeiten folgen. Die Messmethoden ergänzen sich demnach für die Abstimmung der Simulation. Es bedeutet allerdings einen hohen Aufwand beide Messmethoden parallel zu betreiben. Auch bieten die Messverfahren Potential zur Weiterentwicklung bezüglich der jeweiligen Fähigkeiten zeitliche Reibkraftverläufe auszugeben. Zusätzlich können die Reibanteile der einzelnen Bauteile nicht wie in der Simulation getrennt bewertet werden.

6.4 Fazit zum Abgleich zwischen Messung und Simulation

Anhand von Beispielen aus der Blow-By-, Ringbewegungs- und Reibungsmessung wird gezeigt, dass das vorliegende Simulationsmodell geeignet ist, um die gemessenen Größen vorzuberechnen. Sowohl beim Vergleich der Blow-By-Ergebnisse, als auch beim Abgleich zwischen Messung und Simulation der Ringbewegung, zeigt das MIT-Tool seine Leistungsfähigkeit. Für die Bestimmung der Reibergebnisse ist der Abgleich mit Einschränkungen möglich. Eine absolute Bewertung der Größen Reibkraft und Reibleistung sind mit dem Simulationsprogramm nicht zu leisten, sehr wohl aber Vergleiche von Varianten. Diese können sowohl qualitativ in der Tendenz, als auch absolut in ihrer Differenz bewertet werden. Hier ist weitere Arbeit sowohl in der Messtechnik als auch der Simulation notwendig, um den Abgleich weiter zu verbessern. Mit dem vorliegenden Entwicklungsstand der Software können Optimierungen bestehender Ringpakete, vor allem hinsichtlich Gasdynamik, zielsicher durchgeführt werden. Für die Optimierung des Ringpakets bezüglich Reibung sind mehr als nur Grundlagen geschaffen. Es ist zudem in Ansätzen möglich unter Anwendung des Simulationsstools Ringpakete neu auszulegen. Dazu sind aber viele Randbedingungen des

Aggregats notwendig, weshalb die Simulation erst spät in den Entwicklungsprozess integriert werden kann.

7 Ergebnisse zur Simulation von Laufbahnvarianten

7.1 Bewertung von Laufbahntechnologien

In diesem Kapitel soll geschildert werden, welche Messfeldgröße die Geeignete für die Analyse der Interaktion Kolbenring - Zylinderlaufbahn ist. Dabei werden Genauigkeit und Rechenzeit gegenüber gestellt. Außerdem werden die zwei wichtigsten Theorien zur Tribologie der Laufbahn kurz erläutert.

7.1.1 Einfluss der Größe der vermessenen Fläche auf den Reibkraftverlauf

Um die Simulation hinsichtlich der Rechenzeiten beherrschbar zu halten, muss die untersuchte Flächengröße des Laufbahnausschnittes entsprechend ausgewählt werden. Die Ausschnitte aus der Laufbahn wurden entweder mit dem Weißlichtinterferometer vermessen oder synthetisch erzeugt. Dies macht für die Rechenzeiten allerdings keinen Unterschied.

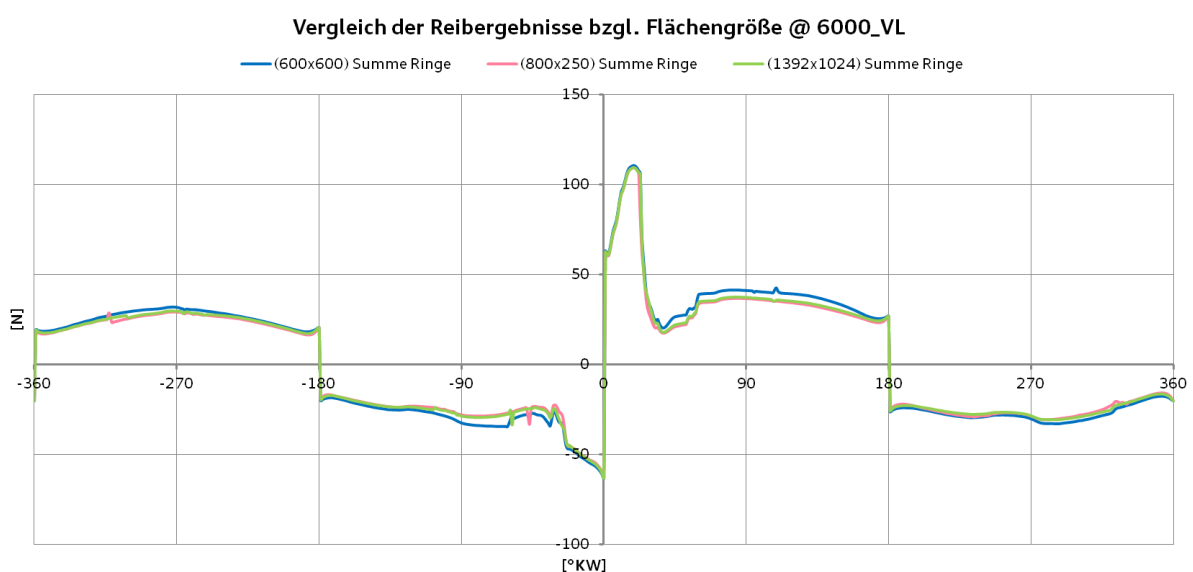


Abbildung 7-1: Einfluss der Flächengröße auf den Reibkraftverlauf

Die Berechnung einer Fläche ($1,392 \times 1,024 \text{ mm}^2$), dies entspricht der maximalen Größe eine Weißlichtaufnahme, dauert auf dem für diese Arbeit verwendeten Windows-PC in etwa vier Stunden. Diese Rechenzeit lässt sich für eine Fläche ($0,800 \times 0,250 \text{ mm}^2$) auf knapp zwei Stunden reduzieren. Die Fläche ist in Ringbewegungsrichtung $0,800 \text{ mm}$ groß. In der Praxis sind beide genannten Flächengrößen nicht aussagekräftig genug. Nur durch die Vermessung mehrerer solcher Messfelder in verschiedenen axialen Höhen im Zylinderrohr entsteht ein genaueres Bild der Oberflächenqualität der Laufbahn. Da für die Simulation aber synthetische Flächen genutzt werden und die, unter Laborbedingungen bearbeiteten, Versuchsträger diesen synthetischen Flächen sehr gut entsprechen, ist die hier genutzte Flächengröße für grundsätzliche Aussagen zur Wirksamkeit ausreichend. Auch wenn ein Automatisierungsskript existiert, das die Rechenläufe koordiniert, und somit Simulationen 24 Stunden lang möglich sind, ist der mögliche Zeitgewinn für die simulierbaren Varianten sehr wichtig. Allerdings ist auch zu untersuchen, inwiefern die Genauigkeit unter der Verkleinerung der Analyseflächen leidet. Abbildung 7-1 zeigt den Vergleich der Reibkraftverläufe, die mit unterschiedlichen Messflächen erzeugt wurden. Die Fläche ($1,392 \times 1,024 \text{ mm}^2$) wird als Bezugsbasis verwendet. Insgesamt liegen die durchschnittlichen Reibkraftunterschiede der Fläche ($0,800 \times 0,250 \text{ mm}^2$) zur Basis im Mittel bei drei Newton. Für die Fläche ($0,600 \times 0,600 \text{ mm}^2$) ist die Differenz höher. Aufgrund dieser Ergebnisse wird die Flächengröße auf ($0,800 \times 0,250 \text{ mm}^2$) reduziert, da diese Größe den besten Kompromiss zwischen Zeitersparnis und Genauigkeit der Ergebnisse bietet.

7.1.2 Theorien zur Tribologie von Laufbahnoberflächen

Im Wesentlichen existieren zwei Theorien zur tribologischen Wirkung der Laufbahnoberflächen: das System der Mikrodruckkammern und das kommunizierende System. Diese einfachen Modellvorstellungen sollen lediglich als Basis für detaillierte Untersuchungen dienen. Beide sind in Abbildung 7-2 schematisch dargestellt. Das System der Mikrodruckkammern versorgt die Laufbahnoberflä-

che aus den Ölreservoirs durch Kapillarwirkung mit Öl. Wenn sich der Kolbenring über die Öltaschen bewegt, wird die Ringlast durch das Ölpolster und den im Öl entstehenden hydrodynamischen Druck getragen. Die im Folgenden diskutierte Laserbelichtung folgt dieser Theorie, auch wenn durch die zusätzlichen Honriefen eine Mischform entsteht.

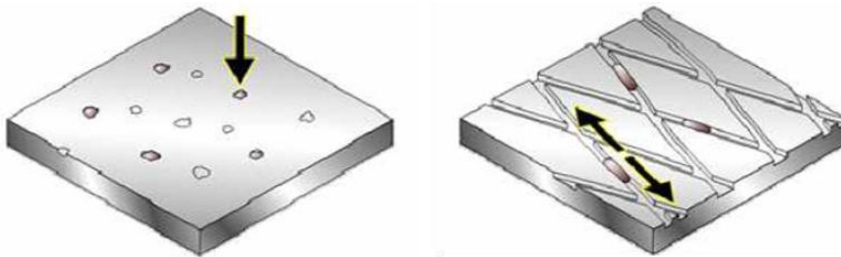


Abbildung 7-2: Mikrodruckkammern und Kommunizierendes System [82]

Das kommunizierende System verteilt das Öl über die miteinander verbundenen Honriefen, die als Ölspeicher wirken. Auch hier spielt die Kapillarwirkung eine wichtige Rolle für die Ölverteilung. Wenn der Kolbenring über die Honriefe läuft, kann nicht das gesamte Öl verdrängt werden und der Ring schwimmt auf dem Ölpolster auf. Beide Ansätze haben für die folgenden Hon- und Strukturvarianten Bedeutung.

7.2 Varianten des Serienhonprozesses

In diesem Kapitel werden simulierte Reibkraftkurven von in Serie befindlichen Oberflächenbearbeitungen dargestellt. Neben Aluminiumkurbelgehäusen sind Graugusskurbelgehäuse gebräuchlich. Deshalb sind für dieses Kapitel zwei Honvarianten für übereutektisches Aluminium, hier ALUSIL, und zwei Honvarianten für Grauguss ausgewählt. Auch wenn der Basis-Motor für die Simulation ein Graugusszylinderkurbelgehäuse besitzt, wird in diesem Kapitel kurz auf das Potential der Aluminiumlaufbahn eingegangen, da diese bei V-Motoren der AUDI AG eingesetzt wird.

7.2.1 Bearbeitungsvarianten für Graugusslaufbahnen

Spiralgleithonung

Die sogenannte Spiralgleithonung (kurz: SPGH) ist eine Strukturhonung für Graugusskurbelgehäuse mit einem ausgeprägten Plateau und relativ hohen R_{vk} -Werten, siehe Kapitel 4.4.

► Spiralgleithonung

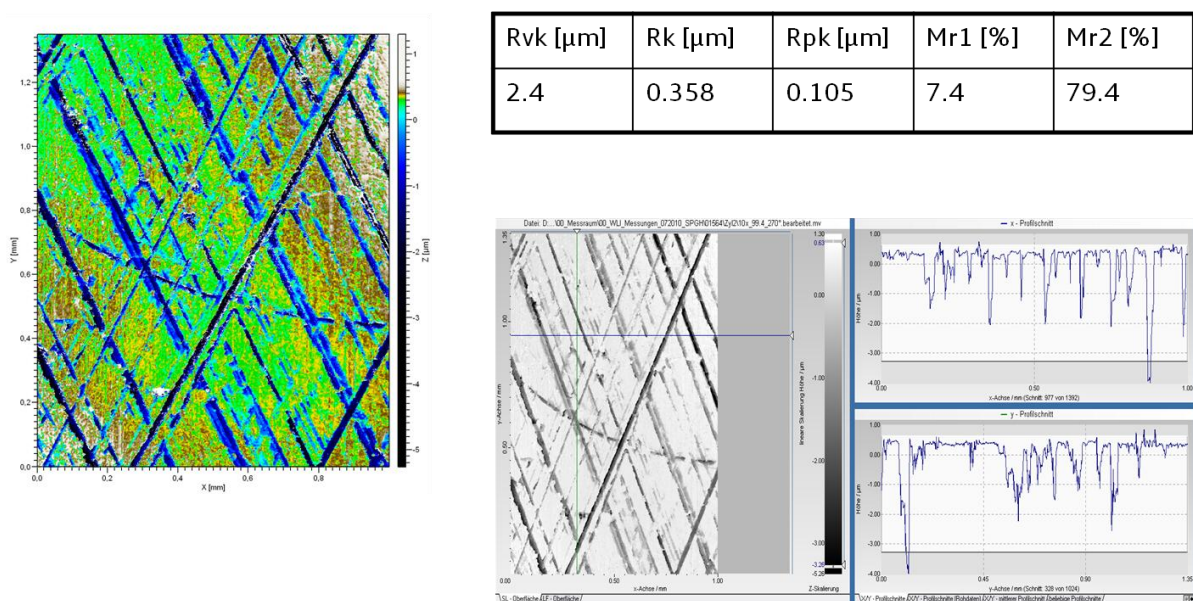


Abbildung 7-3: Weißlichtaufnahme und Oberflächendaten der Spiralgleithonung

Diese Honung ist die Serienhonung für den für diese Arbeit betrachteten Vierzylinder-Turbomotor von AUDI. Deshalb ist die Spiralgleithonung für die im Folgenden untersuchten Oberflächenbearbeitungen und Laufbahnmaterialien die Bezugsstruktur. Sowohl bezüglich Verschleiß, Ölverbrauch und Reibung ist die Spiralgleithonung Stand der Technik. Nicht nur im Automobilbereich, sondern auch beispielsweise für landwirtschaftliche Anwendungen [19], wird sie erfolgreich eingesetzt.

Laserbelichtung

Die Grafitausscheidungen im für Zylinderlaufbahnen genutzten Grauguss dienen, insofern diese nicht durch die Honung zugeschmiert sind, als Ölhaltevolumen. Hier setzt die Laserbelichtung (kurz: LB) an.

► Laserbelichtung

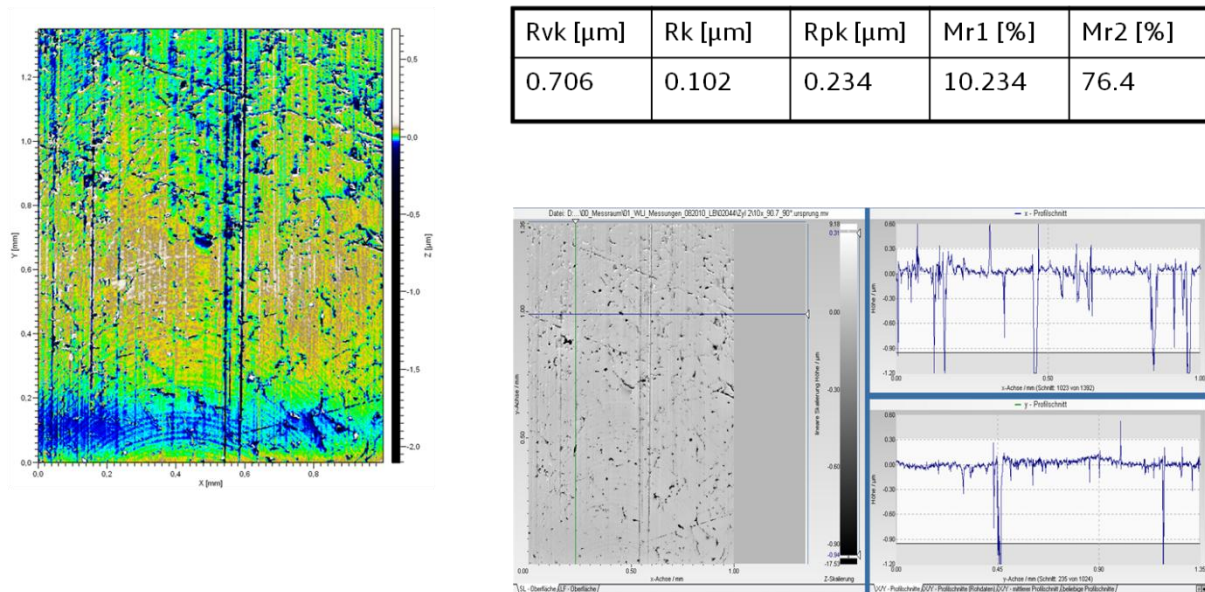


Abbildung 7-4: Weißlichtaufnahme und Oberflächendaten der Laserbelichtung

Mittels UV-Lasern wird die Graugusslaufbahn belichtet und das Material verdampft. So entsteht ein Ölreservoir. Unter dem Titel "Verschleiß- und ölverbrauchsarme Verbrennungsmotoren durch Werkstoffmodifikation von Zylinderlaufbahnen mit dem UV-Laser" wurde dieses Verfahren 2004 für den Deutschen Zukunftspreis nominiert [67]. Um Aufwürfe aus der Laserbelichtung zu beseitigen, wird die Oberfläche nach der Laserbehandlung glatt gehont. In Abbildung 7-4 ist das Ergebnis dieser Bearbeitung dargestellt. Mit dem Simulationsprogramm können, analog Abbildung 7-5, keine Vorteile der Laserbelichtung gegenüber der Spiralgleithonung ausgewiesen werden. Diese Erkenntnis deckt sich auch mit einem umfangreichen Versuchsprogramm. Die Laserbelichtung funktioniert tribologisch ähnlich gut wie die Serienhonung, verursacht aber, insbeson-

7 Ergebnisse zur Simulation von Laufbahnvarianten

dere wegen der UV-Laser, höhere Fertigungskosten und somit Stückkosten als die Spiraleithonung.

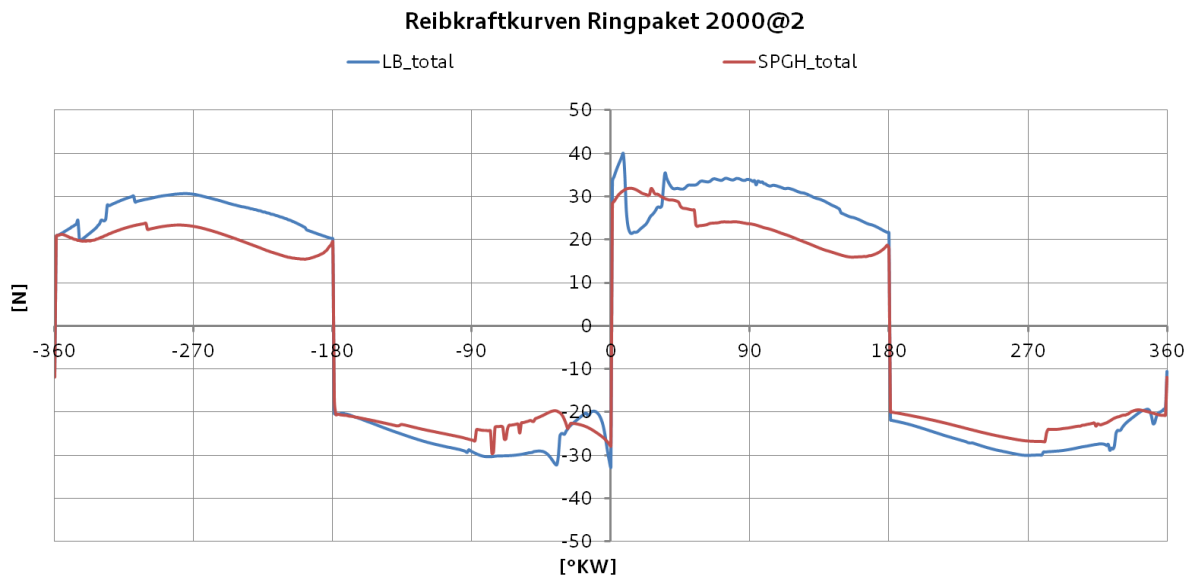


Abbildung 7-5: Reibkraftkurven der Laserbelichtung im Vergleich zur Serienhonung

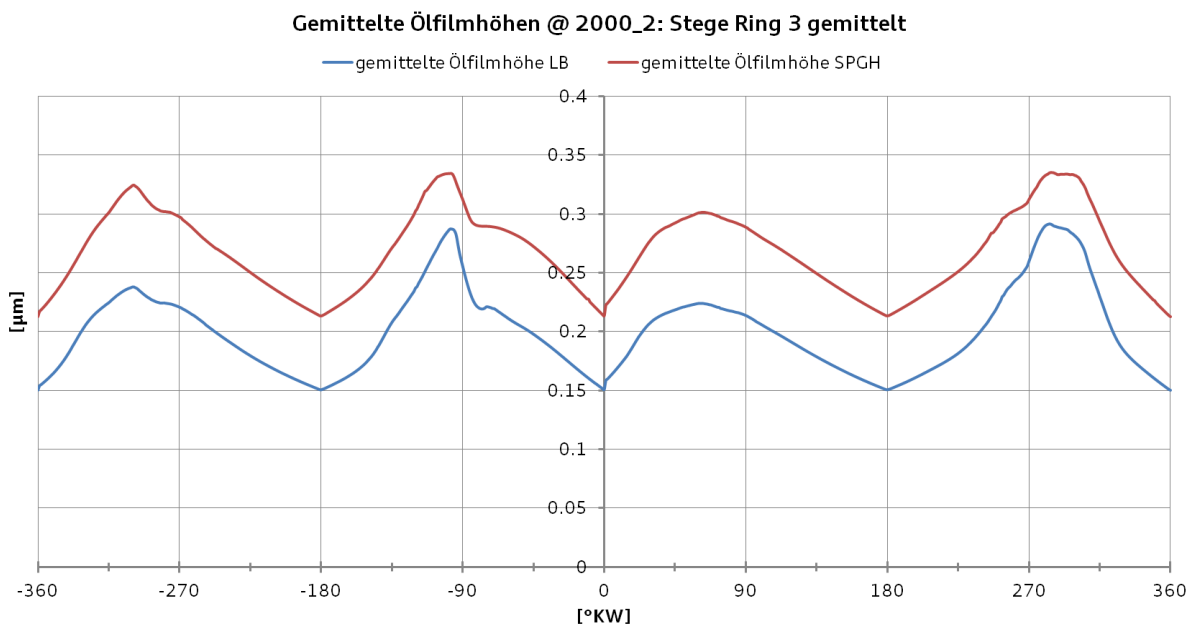


Abbildung 7-6: Gemittelte Ölfilmdicken am dritten Ring für Laserbelichtung und SPGH

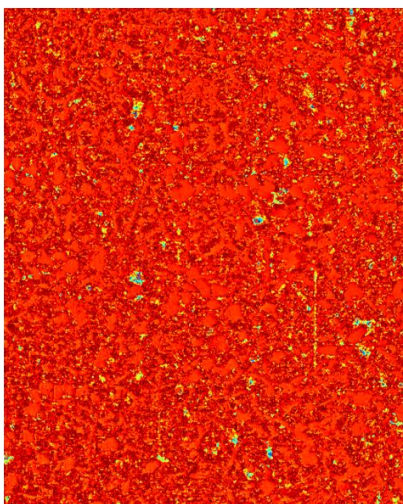
Es ist auffällig, dass sich die Oberflächendaten von Honung und Belichtung besonders hinsichtlich R_k unterscheiden. Dies kann ein Erklärungsansatz für die in

Abbildung 7-6 zeigten Unterschiede der Ölfilmhöhen am dritten Ring sein. Diese führen dazu, dass die hydrodynamische Reibung für die Laserbelichtung höher ist als für die Serienhonung und auch die Trennung der Flächen zur Vermeidung von Mischreibung schlechter möglich ist. Die hier gezeigten Unterschiede der Reibkraftniveaus sind, wie in Kapitel 6.3.2 bereits dargestellt, in Floating-Liner-Messungen tendenziell ähnlich.

7.2.2 Bearbeitungsvarianten für Aluminiumlaufbahnen

In diesem Unterkapitel werden Glatt (GH)- und Strukturhonung (SH) als Möglichkeiten der Strukturierung von Aluminiumzylinderlaufbahnen dargestellt. Bei in Serie befindlichen AUDI-Motoren mit Laufbahnen aus übereutektischem Aluminium wird die Strukturhonung genutzt, die der Spiralgleithonung ähnlich ist. Die Glatthonung ist insgesamt wesentlich glatter und besitzt ein geringeres Ölhaltevolumen. Abbildung 7-7 und Abbildung 7-8 zeigen die wichtigen Eckdaten der beiden Varianten.

► ALUSIL Glatthonung



Rvk [μm]	Rk [μm]	Rpk [μm]	Mr1 [%]	Mr2 [%]
0.46	0.11	0.30	14.86	83.88

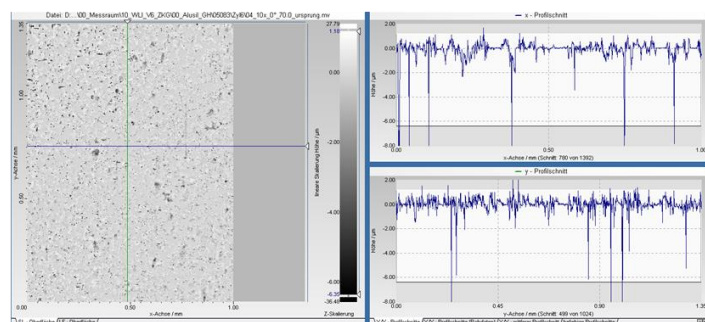
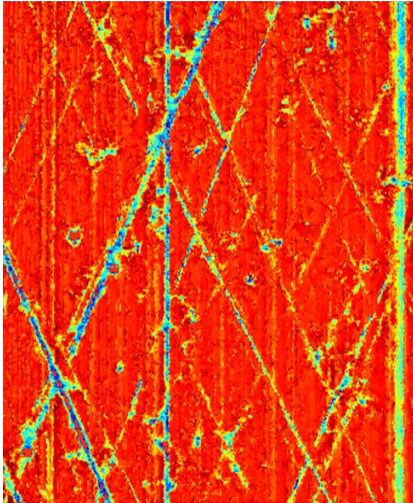


Abbildung 7-7: Weißlichtaufnahme und Oberflächendaten der ALUSIL-Glatthonung

Beim Vergleich der Oberflächenkennwerte fällt auf, dass diese sehr ähnlich sind. Trotzdem unterscheiden sich die simulierten Reibkraftverläufe deutlich.

▶ ALUSIL Strukturhonung



Rvk [μm]	Rk [μm]	Rpk [μm]	Mr1 [%]	Mr2 [%]
0.45	0.16	0.21	15.29	80.48

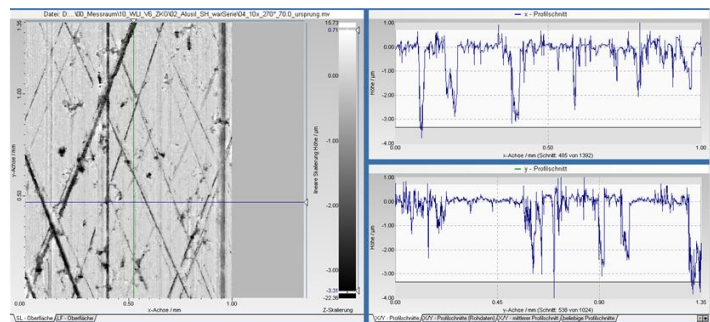


Abbildung 7-8: Weißlichtaufnahme und Oberflächendaten der ALUSIL-Strukturhonung

7.2.3 Diskussion der Serienhonungen

Wie bereits in einem vorherigen Kapitel beschrieben, beziehen sich die Oberflächenkennwerte immer auf ein Profil, das so breit wie die Tastnadel ist. Lokal können die Werte durchaus sehr ähnlich sein. Für die Simulation wird dagegen der spezifische, lokale Druckaufbau im Öl genauso mit in Betracht gezogen wie der Flusswiderstand, den die Oberfläche dem Fluid bietet. Die Charakteristik der Fläche wird also detaillierter betrachtet, als es die Oberflächenkennwerte des Profils vermögen. Dies wird in Abbildung 7-9 verdeutlicht, da sich die Reibkraftverläufe trotz der ähnlichen Oberflächenkennwerte stark unterscheiden. Die Partner im tribologischen System ALUSIL GH werden, abgesehen von einem kleinen Bereich nahe dem Zünd-OT, besser als bei der Spiralgleithonung und bei der strukturgehonten ALUSIL-Laufbahn voneinander getrennt. Das positive Verhalten der Glatthonung kann unter anderem mit Abbildung 7-10 erklärt werden: Die vorhandene Ölfilmdicke ist größer als bei den anderen gezeigten Varianten.

7 Ergebnisse zur Simulation von Laufbahnvarianten

Die glattgehonte ALUSIL-Laufbahn weist die geringste Kernrauheit R_k auf. Wie in Kapitel 5 beschrieben, werden die Rauheitsspitzen (R_{pk}) bei Berührung in der Simulation virtuell entfernt.

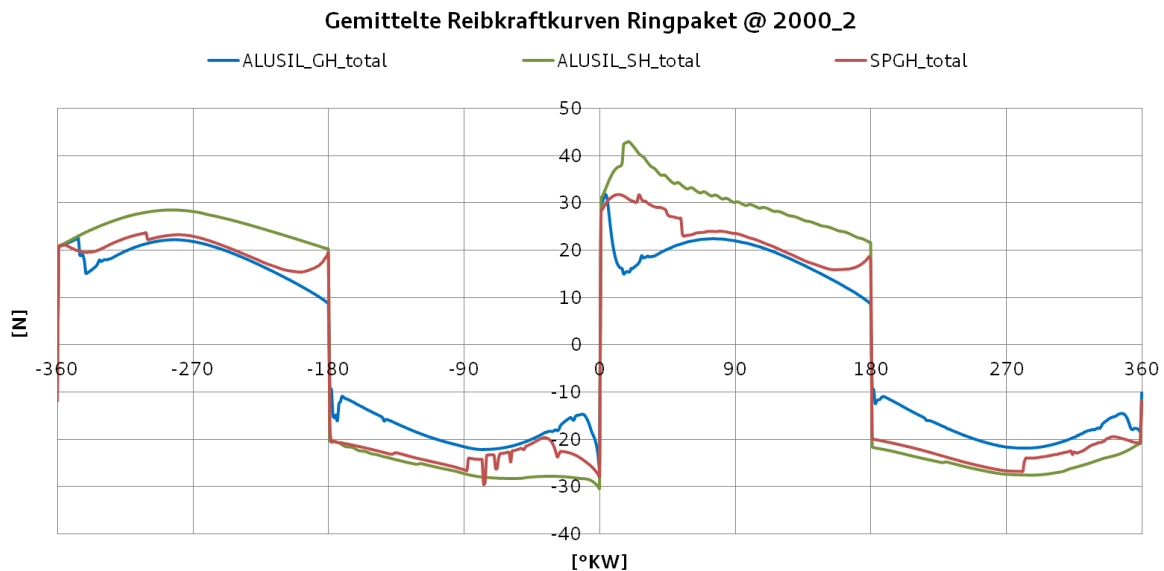


Abbildung 7-9: Reibkraftkurven der ALUSIL-Varianten im Vergleich zur Serienhonung SPGH

Beim realen Verschleiß ist ein ähnliches Verhalten festzustellen. So gewinnt die Kernrauheit an Bedeutung und bestimmt den Festkörperkontakt wesentlich mit.

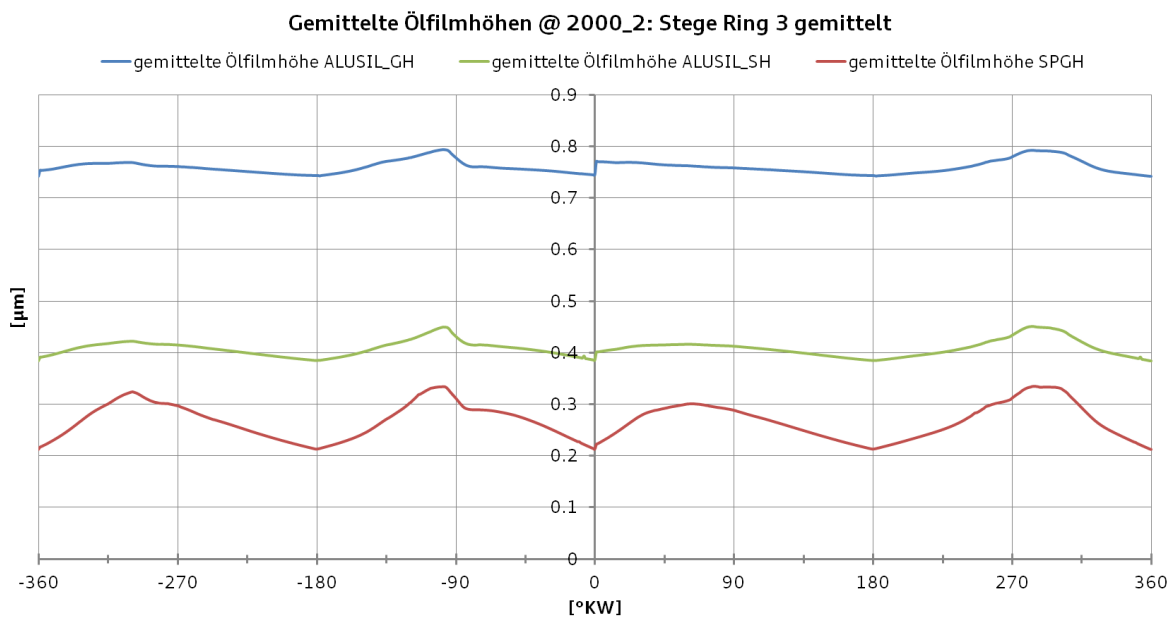


Abbildung 7-10: Gemittelte Ölfilmthicken am dritten Ring für SPGH, ALUSIL GH und ALUSIL SH

Geringere Kernrauheit bedeutet dabei auch eine bessere Trennung der Oberflächen und entsprechende dickere Ölfilme. Wobei die Kernrauheit nicht zu gering sein darf, da das Aufschwimmen der Kolbenringe nur an Rauheiten möglich ist. Weiterhin ist der Traganteil Mr_1 bei den beiden ALUSIL-Strukturen im Vergleich zur spiralgleitgehonten Graugusslaufbahn höher. Da die Glatthönung nur wenige, nicht zu hohe Rauheitsspitzen aufweist ist der Mr_1 -Wert klein und der Einfluss auf die Reibung aus dem Traganteil ist gering. Bei der Strukturhönung jedoch ist der Traganteil, aufgrund der vielen, hohen Rauheitsspitzen, größer und somit die Reibung im Vergleich zur Glatthönung und Spiralgleithönung deutlich erhöht.

Abbildung 7-11 fasst die gemittelten Ölfilmhöhen der ersten beiden Kolbenringe zusammen. Im Vergleich zur ALUSIL GH schwimmen die Ringe bei ALUSIL SH fast nicht auf. Die Reibung entsteht im gesamten Zyklus zu hohem Maße aus dem Festkörperkontakt. Die Ölfilmhöhen für SPGH und ALUSIL GH hingegen zeigen die für ein Aufschwimmen charakteristischen Verläufe zwischen den Umkehrpunkten.

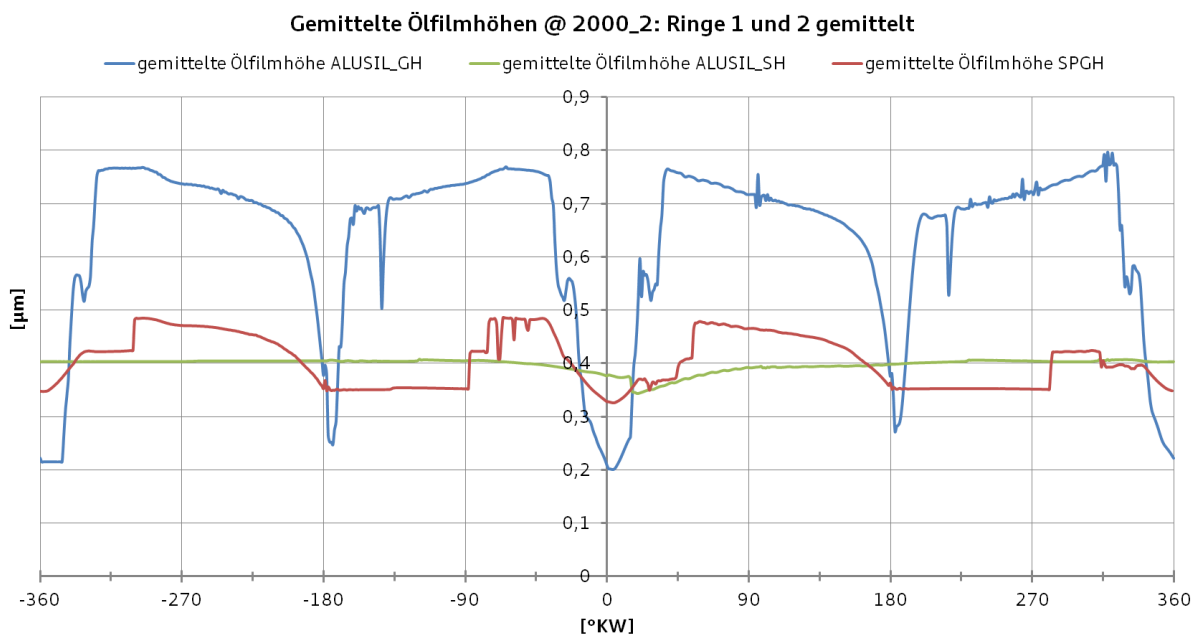


Abbildung 7-11: Gemittelte Ölfilmthicken an den ersten beiden Ringen ALUSIL SH/GH und SPGH

Der hohe Mr_1 -Wert in Verbindung mit den größeren Rauheitsspitzen führt zu häufigem Festkörperkontakt des Kolbenrings. Es kann sich aufgrund des geringen Ölhaltevolumens, das durch den niedrigen R_{vk} -Wert dokumentiert wird, somit kein Ölfilm ausbilden, der dick genug ist, um die Flächen zu trennen. Der Großteil der Reibung der ersten beiden Ringe ist somit verschleißbegünstigende Festkörperreibung. Zwar weist die Spiralgleithonung noch höhere Kernrauheiten R_k auf, aufgrund des Plateaucharakters aber bei geringerem Traganteil, was zu vermindertem Festkörperkontakt führt.

Wie gezeigt, bieten Zylinderlaufbahnbearbeitungen für übereutektisches Aluminium Potential zur Reibungsreduzierung. Die Glatthonung für Aluminiumlaufbahnen hat so hinsichtlich des Potentials zur Reibungsreduzierung Vorteile gegenüber der Spiralgleithonung, aber gerade bei ungünstigen Betriebsbedingungen Nachteile bezüglich der Robustheit. Diese resultieren unter anderem aus den, im Vergleich zur Spiralgleithonung, geringeren Ölhaltevolumina. Die plateauehonte Spiralgleithonung für Grauguss ist der einfachen Strukturhonung für Aluminiumlaufbahnen aber in Bezug auf Robustheit und Reibungspotential überlegen.

Aufgrund der größeren Wärmedehnung von Aluminium, im Vergleich zum Grauguss, sind hier größere Warmspiele zu erwarten. Diese haben einen positiven Einfluss auf die Reibung. Zur Vergleichbarkeit der Strukturen sind alle hier gezeigten Varianten mit dem gleichen Warmspiel gerechnet. Die Unterschiede resultieren immer aus den unterschiedlichen Laufbahnbearbeitungen.

7.2.4 Zwischenfazit zu Serienhonungen

Die Simulation zeigt, dass für eine Graugusslaufbahn die Spiralgleithonung im Vergleich zur Laserbelichtung vor allem im Bereich der Hydrodynamik Reibvorteile hat und daher als Honung für eine Graugusslaufbahn gewählt werden sollte. Hinsichtlich Robustheit gegen beispielsweise Schlechtkraftstoffe sind sowohl Laserbelichtung, als auch Spiralgleithonung aufgrund der gemeinsamen Grau-

gussbasis in etwa gleichwertig und dabei der Aluminiumlaufbahn klar überlegen.

Wenn für die Auswahl einer Zylinderlaufbahn nur eine möglichst geringe Reibung von Bedeutung ist, muss die glatte ALUSIL-Laufbahn ausgewählt werden. Schlechtkraftstoff in Verbindung mit schlechten Schmierbedingungen, etwa bei kaltem Öl, kann hier jedoch zu Kolben- und Kolbenringfressern führen.

Abbildung 7-12 bietet eine Zusammenfassung der Oberflächenkennwerte der betrachteten Serienhonungen. Insbesondere der Vergleich der R_k -Werte ist interessant, da das Simulationsprogramm auf diese Werte bezüglich der Hydrodynamik stark reagiert. So ist ein direkter Zusammenhang zwischen R_k und der hydrodynamischen Reibung der Honung vorhanden. Gleichzeitig wirken sich hohe R_k -Werte nachteilig auf die Festkörperreibung aus. Das erklärt den Vorteil der Aluminiumlaufbahnen an den Umkehrpunkten. Für die Robustheit aufgrund des Ölhaltevolumens hingegen sind die R_{vk} -Werte entscheidend. Hier hat die Spiralgleithonung klare Vorteile gegenüber den Varianten.

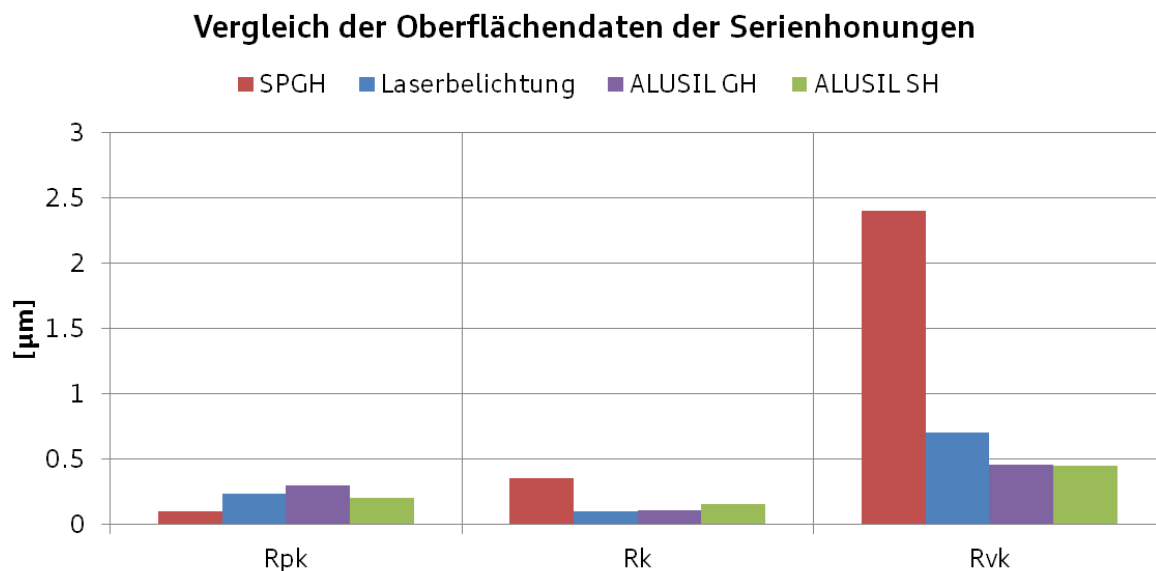


Abbildung 7-12: Vergleich der Oberflächenkennwerte

7.3 Streifenhonung

7.3.1 Einführung in die Tribologie der Streifenhonung

Eine Möglichkeit die existierenden Honverfahren weiterzuentwickeln, ist die bedarfsgerechte Anwendung der einzelnen Verfahren [66]. Darunter ist die Anpassung der Honbearbeitung an die vorherrschenden tribologischen Verhältnisse zu verstehen.

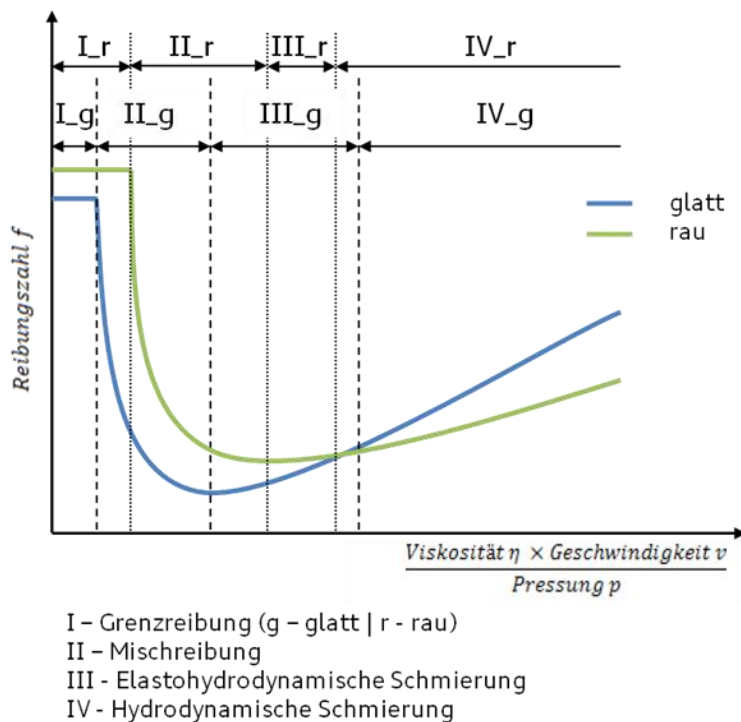


Abbildung 7-13: Vergleich der Stribeck-Kurven für glatte und raue Oberflächen

Besonders am oberen Umkehrpunkt ist aufgrund der hohen Gasdrücke, der geringen Relativgeschwindigkeit der Kolbenringe und den ungünstigen Schmierbedingungen mit hohen Mischreibungsanteilen zu rechnen. Das Honverfahren sollte hier eine möglichst glatte Zylinderlaufbahn ergeben, um die Rauheitsspitzen der Reibpartner voneinander trennen zu können. Im Bereich zwischen den Umkehrpunkten hingegen, dem sogenannten Mittenhub, dominiert klar die hydrodynamische Reibung. Die Trennung der Flächen durch einen möglichst dicken Schmierfilm kann durch rauere Oberflächen, wie etwa durch den Einsatz der

Spiralgleithonung im Gegensatz zur Glatthonung, erreicht werden. An Rauheitspitzen schwimmen die Kolbenringe auf. Diese Zusammenhänge sind in Abbildung 7-13 bildlich dargestellt.

Allerdings ist darauf zu achten die Rauheit nur so weit zu erhöhen, dass keine Mischreibung entsteht. An den Umkehrpunkten bewegt sich die Kolbengruppe zu langsam, um noch aufzuschwimmen. Hier kann eine möglichst glatte Oberfläche positiv wirken. Als Ergebnis dieser Analyse steht eine Zylinderlaufbahn, die beginnend vom oberen Totpunkt in axialer Richtung erst glatt-, dann spiralgleit- und abschließend wieder glattgehont ist. Diese Honung wird im Folgenden als Streifenhonung bezeichnet.



Abbildung 7-14: Zylinderlaufbahn mit variabler Honstruktur in axialer Richtung [66]

Abbildung 7-14 zeigt mögliche Ausführungen unterschiedlicher Honungen im gleichen Zylinderrohr. Der links abgebildete Laufbahnausschnitt hat einen kleinen raueren Bereich in der Mitte, während beim rechten Ausschnitt die oberen und unteren Umkehrpunkte mit einer anderen Honung ausgeführt sind, als der mittlere Bereich.

7.3.2 Untersuchung mittels Simulation

Um zu ermitteln, welche Reibvorteile mit diesem Verfahren zu erzielen sind, wird eine Bewertung mit dem MIT-Programm durchgeführt. Dazu werden glattgehonte und spiralgleitgehonte Oberflächen mit Weißlichtinterferometrie vermessen und in die MIT-Simulation eingebunden, um den Einfluss der Oberfläche auf die Reibkraft zu simulieren. Anschließend werden mit Hilfe dieser Simulation Varianten der Streifenhonung zur Vermessung mit dem Floating-Liner-Motor ausgewählt.

Zu den Simulationsergebnissen muss hinzugefügt werden, dass es nicht möglich ist, zwei unterschiedliche Oberflächen in einem Simulationslauf zu bewerten. Der Übergang zwischen den verschiedenen Honbereichen wird somit durch Kopieren der Reibkraftwerte bis zu den Grenzkurbelwinkeln, bei denen die jeweils andere Honvariante einsetzt, durchgeführt. Der Grenzkurbelwinkel beträgt etwa 30° KW. Dieser Ort des Honverfahrenswechsels ist aufgrund der Geometrie von Kolben, Ringen und Hub so festgelegt, dass maximal die Hälfte des Kolbenhemds in der Glatthonung läuft.

Es wird beispielsweise erst die Glatthonung über das gesamte Spiel gerechnet. Dann folgt die Spiralgleithonung. Dadurch entfällt die Aussage über die spezifischen Öltransporte und Ölangebote. So muss sichergestellt werden, dass die glatte Fläche besonders im oberen Totpunkt genug Öl zur Verfügung hat, um ein Fressen der tribologischen Partner zu verhindern. Dies kann mit der Simulation aktuell nicht bewertet werden. Gleiches gilt für den Öltransport und damit auch die Indikatoren für den Ölverbrauch.

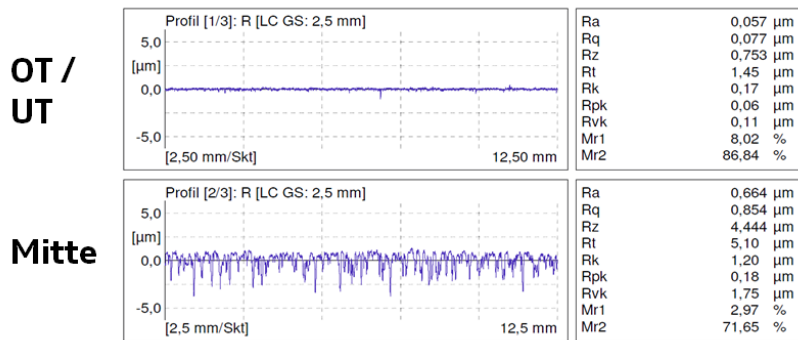
Abbildung 7-15 zeigt die Rauheitsschriebe der Versuchsbuchsen. Es sind jeweils Rauheitsprofile des oberen Totpunkts und aus der Mitte der Buchse abgebildet. Der untere Totpunkt entspricht jeweils dem oberen Totpunkt. Aufgrund der Neuartigkeit des Verfahrens ist es nicht vollständig gelungen, die Oberflächenspezifikation der Spiralgleithonung zu erreichen. Die resultierende Laufbahn der Spiralgleithonung für die Streifenhonungsvarianten ist rauer ($R_k \sim 1,2 \mu\text{m}$) als die Laufbahn bei reiner Spiralgleithonung ($R_k \sim 0,4 \mu\text{m}$). Die Prozessentwicklung

7 Ergebnisse zur Simulation von Laufbahnvarianten

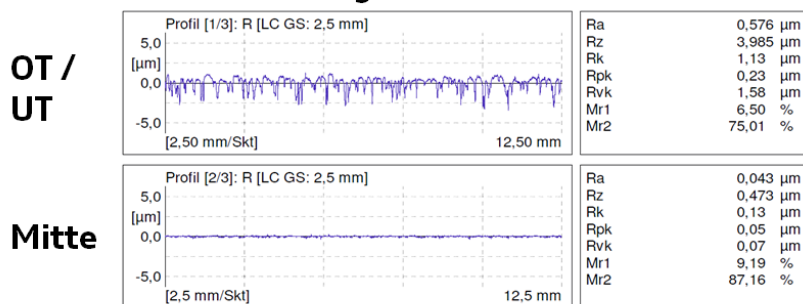
beim Hersteller der Honmaschinen ist für diese Versuche noch auf einem sehr frühen Stand. Es ist mit deutlichen Verbesserungen zu rechnen, wenn speziell für dieses Verfahren angepasste Honleisten hergestellt werden können.

► Gefertigte Buchsen:

► Variante 1: GH – SPGH – GH



► Variante 2: Negativversuch zu Variante 1 SPGH – GH - SPGH



► Variante 3: GH – rauere SPGH (RH) - GH

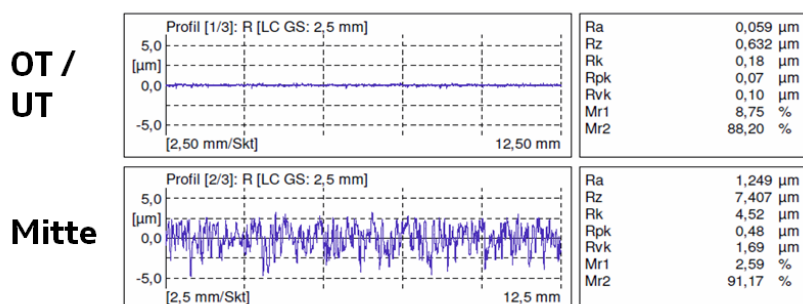


Abbildung 7-15: Rauheitsschriebe der Varianten zur Streifenhonung [81]

In Abbildung 7-16 ist das Simulationsergebnis der Varianten 1 und 2 im Vergleich zur Spiralgleithonung dargestellt.

7 Ergebnisse zur Simulation von Laufbahnvarianten

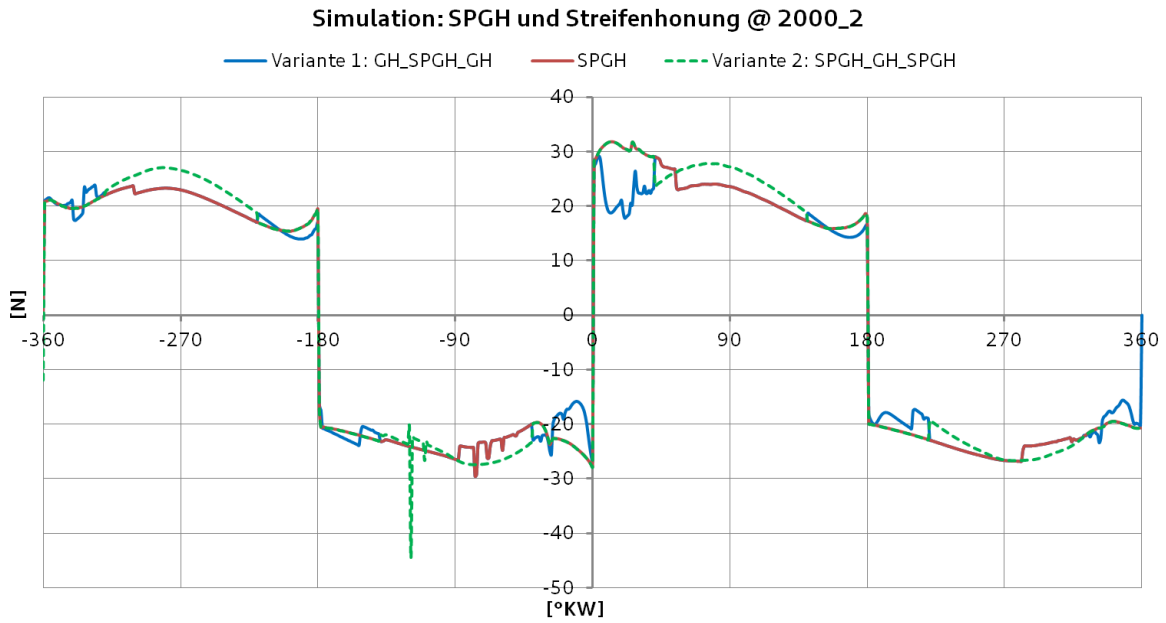


Abbildung 7-16: Simulierter Reibkraftvergleich Streifenhonung - Spiralgleithonung

Vor allem nahe des Zünd-OT, sind Vorteile an den Umkehrpunkten vorhanden.

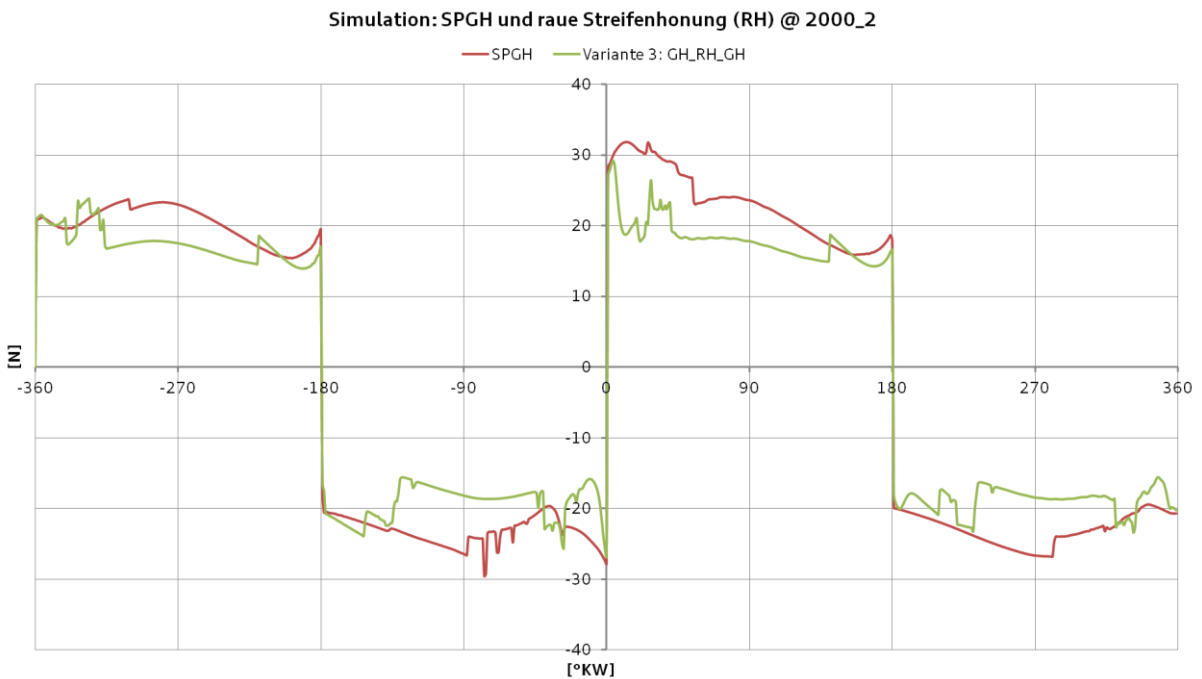


Abbildung 7-17: Simulierter Reibkraftvergleich raue Streifenhonung - Spiralgleithonung

Abbildung 7-17 zeigt Variante 3, aus Tabelle 7-1, der Streifenhonung mit der raueren Oberfläche im Mittenhub. Hier ist über das gesamte Arbeitspiel mit einer Reibkraftreduzierung zu rechnen. Deshalb ist diese Variante sehr interessant für den Einsatz im Motor.

Für die Negativvariante sind die Umkehrpunkte rau und die Mittenhübe glatt ausgeführt. Dies soll unter anderem die Sensibilität des Messsystems überprüfen und die Theorie bestätigen.

7.3.3 Varianten in Messung und Simulation

Tabelle 7-1: Vermessene Varianten Streifenhonung

	Variante 1	Variante 2	Variante 3
OT	GH	SPGH	GH
Mitte	SPGH	GH	SPGH rau (RH)
UT	GH	SPGH	GH

In Tabelle 7-1 sind die vermessenen Varianten aufgeführt. Alle nachfolgenden Floating-Liner-Ergebnisse wurden im nicht befeuerten Zustand erzeugt. Der Einlauf der Buchsen erfolgte ebenfalls drucklos. Das Messsystem erreicht in diesem Zustand die größte Genauigkeit. Auf diese Weise können die Spitzendrücke aus dem befeuerten Motorbetrieb nicht dargestellt werden. Eine vollständige Aussage zum Zwickelverschleiß, dem Laufbahnverschleiß am oberen Totpunkt, und der Ölversorgung ist somit nicht möglich.

Der Vergleich der gemessenen Reibkraftverläufe für die Spiralgleithonung und die Streifenhonungsvarianten 1 und 3 sind in Abbildung 7-18 abgebildet. Bei der Analyse der gemessenen Verläufe fällt auf, dass diese sich zwischen Aufwärts- und Abwärtshub deutlich unterscheiden. Zwischen 0°KW und 180°KW dominiert die rote Kurve der Spiralgleithonung. Die Streifenhonungsvarianten haben über den ganzen Abwärtshub Reibvorteile. Deutlich zeigt sich dies im Mittenhub von etwa 30°KW bis 150°KW. Dies entspricht dem Bereich hoher Kolbengruppengeschwindigkeit, in dem die Kolbenringe gut auf dem Ölfilm aufschwimmen.

Im Aufwärtshub, 180°KW bis 360°KW, drehen sich die Verhältnisse. Während im Bereich der Glatthonung signifikante Vorteile für die Streifenhonung sichtbar sind, kehrt sich das Verhalten im Mittenhub um.

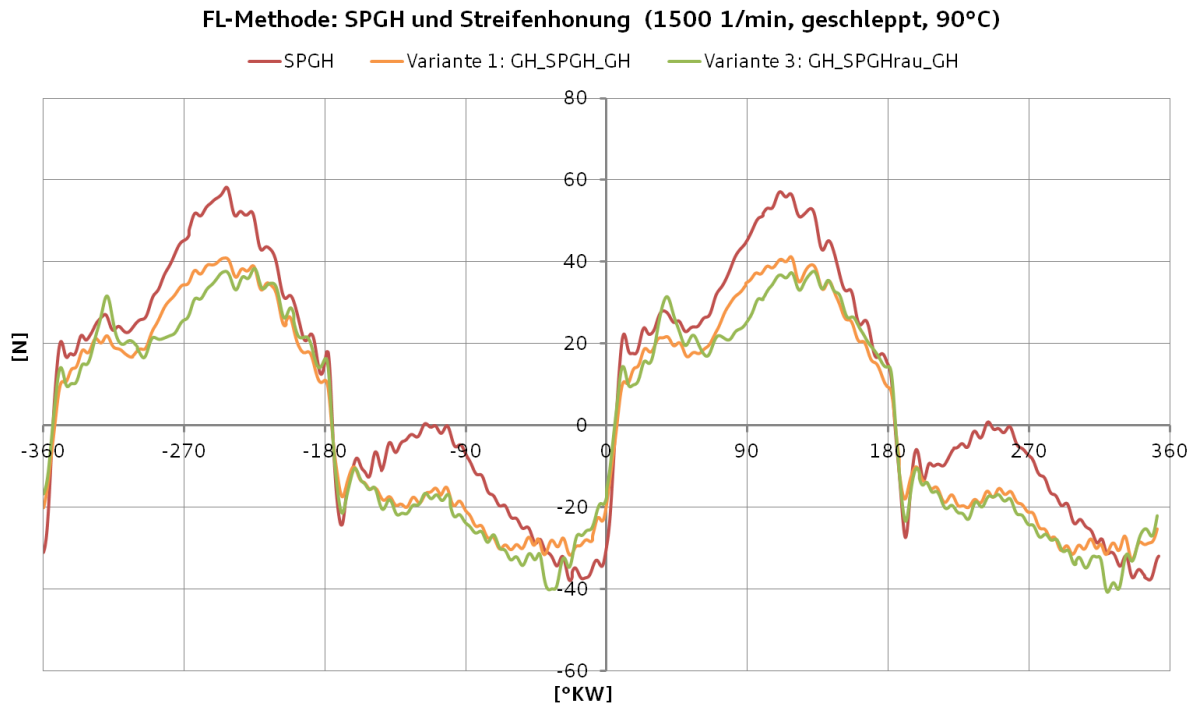


Abbildung 7-18: Messergebnisse der Varianten 1 und 3 der Streifenhonung [90]

Eine mögliche Ursache hierfür ist das nicht ausreichende Ölangebot, um hohe Schmierfilmdicken zu erzeugen. Die Messung lässt sich, entgegen der Simulation, nicht in Mischreibung und hydrodynamische Reibung aufteilen, um dies zu analysieren. Die Simulationsergebnisse zeigen ein symmetrischeres Verhalten als die Messung. Gefeuerte Messungen könnten hier mehr Aufschluss bieten. Die Messkurve der rauhen Streifenhonung in Abbildung 7-18 gibt die Theorie des besseren Aufschwimmens im Mittenhub der Abwärtsbewegung wieder. Das Maximum der Reibkraft sinkt unter 40 N. Lediglich kurz nach Zünd-OT (0°KW) und Ladungswechsel-OT (180°KW) scheint eine Berührung der Reibpartner stattzufinden, da in diesen Bereichen die Reibung kurzzeitig stark ansteigt. Im Aufwärtshub zeigt sich analog zu Variante 1 derselbe nachteilige Verlauf. Die Spiralgleithonung hat im Mittenhub ein deutlich besseres Reibverhalten.

Abbildung 7-19 stellt die Ergebnisse der Varianten 1 und 2 der Spiralgleithonung gegenüber. An den oberen Umkehrpunkten zeigt die Spiralgleithonung von Variante 2 ein höheres Reibkraftniveau. Eine Erklärung hierfür wäre, dass die Flächen nicht ausreichend getrennt werden und das System in der Mischreibung läuft. Interessant ist das Verhalten im Mittenhub der Abwärtsbewegung. Hier ist Variante 2 bezüglich der Spiralgleithonung im Vorteil, wenngleich dieser Vorteil nicht auf dem Niveau von Variante 1 liegt. Da die Glatthonung aufgrund der geringen R_{vk} -Werte das Öl schlecht halten kann, besteht die Annahme, dass das Öl aus der über der glattgehonten Zone liegenden Spiralgleithonung in Richtung Kurbelkammer auf die Glatthonung fließt.

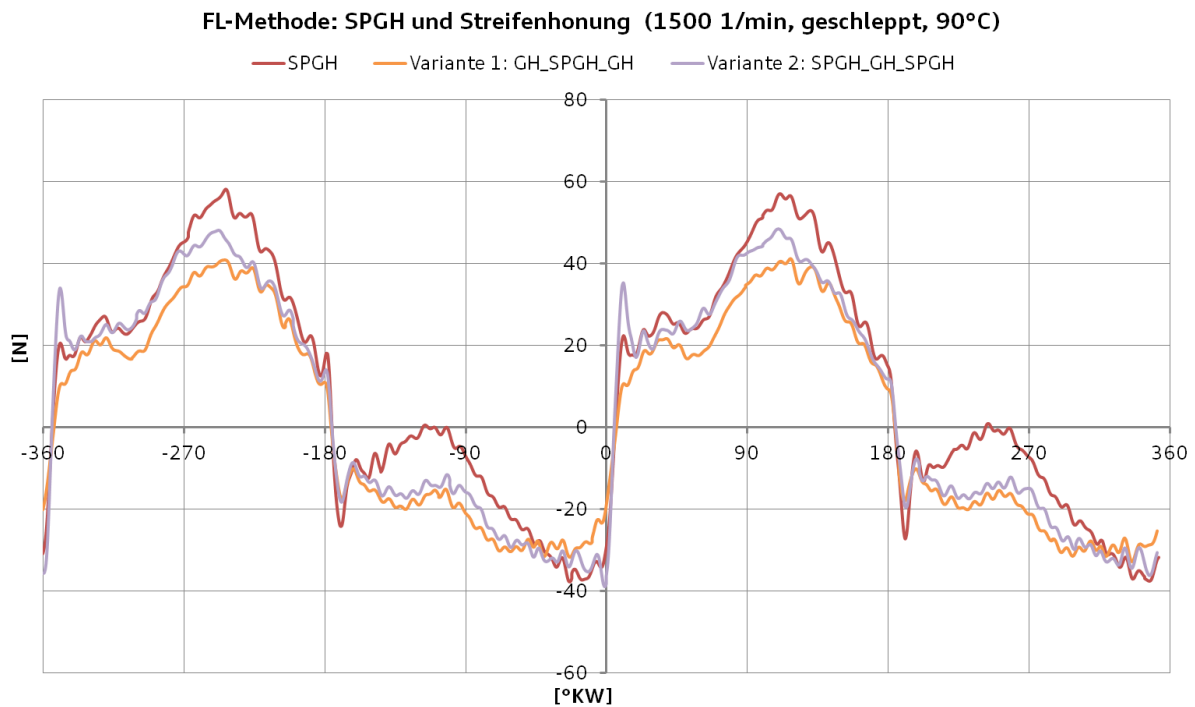


Abbildung 7-19: Vergleich der Verläufe von Variante 1 und 2 zur Spiralgleithonung [90]

So kann die Glatthonung mit genügend Öl versorgt werden und die Reibpartner werden ausreichend voneinander getrennt. Es muss weiterhin so viel Öl vorhanden sein, dass auch die Scherung im Fluid abnimmt und somit die hydrodynamische Reibung sinkt. Folglich bietet auch Variante 2 im Abwärtshub eine Möglichkeit zur Reibleistungsreduzierung. Von den gezeigten Streifenhonungsvarianten

stellt sie jedoch das geringste Potential dar. Somit ist Variante 1 (GH – SPGH – GH) für eine Untersuchung im Vollmotor vorzuziehen.

7.3.4 Fazit zur Streifenhonung

Insgesamt zeigen sowohl Simulation, als auch Messungen in Teilen des Arbeits-spieles ein vielversprechendes Potential des neuen Streifenhonverfahrens. Insbesondere im Abwärtshub decken sich die Vorhersagen der Simulation gut mit den gemessenen Reibverläufen. Erste gefeuert Messungen bestätigen die Wirkung der Glatthonung an den Umkehrpunkten, aber auch eine, im Vergleich zur Spiralgleithonung, etwas höhere Reibung im Mittenhub. Die Daten stehen für diese Arbeit noch nicht zur Analyse bereit. Zur umfassenden Bewertung, auch bei höheren Last- und Drehzahlpunkten als sie am Floating-Liner-Motor möglich sind, ist die Erprobung der Streifenhonung im Vierzylinder-Vollmotor empfehlenswert. Mit diesem muss die Honung auf ihren Einfluss auf den Ölverbrauch untersucht werden. Außerdem sind Volllast-Versuche nötig, um das Verschleißverhalten, vor allem am oberen Totpunkt, zu bewerten. Zeigen sich hier keine Nachteile, ist das Verfahren aufgrund seiner einfachen Umsetzung in bestehenden Honanlagen für die Serie geeignet.

Tabelle 7-2: Vergleich der prozentualen Reibmitteldrücke

	p_{mr} Simulation	p_{mr} Messung
Spiralgleithonung	100%	100%
Glatte Streifenhonung (Variante 1)	95%	98%
Raue Streifenhonung (Variante 3)	97%	98,5%
Neg. glatte Streifenhonung (Variante 2)	108%	106%

Die Wahl von Variante 1 für Versuche mit Messmotor wird auch durch den Vergleich der Reibmitteldruckwerte in Tabelle 7-2 bestätigt. In dieser werden die Varianten hinsichtlich ihres relativen Reibmitteldruckes verglichen. Die Tendenzen von Messung und Simulation sind, bis auf Variante 2, ähnlich positiv, auch wenn die absoluten p_{mr} -Werte leicht voneinander abweichen.

8 Laserstrukturierung

8.1 Motivation und Einführung in die Tribologie der Laserstrukturierung

Neben der bereits in Kapitel 2.3.5 beschriebenen Verwendung der Laserstrukturierung zur Funktionsverbesserung von Festplatten, findet diese auch bei einzelnen Forschungsaggregaten Anwendung. In einem großen Forschungsprojekt [26, 29] wurde dazu untersucht, inwiefern die innermotorische Reibung durch die Strukturierung der Lauffläche von Kolbenringen reduziert werden kann. Ausgehend von den bisherigen Ergebnissen der Laserstrukturierung soll hier die Anwendung auf der Zylinderlaufbahn näher untersucht werden.

Die in einem Seriidieselmotor im Bereich des oberen Totpunkts der Zylinderlaufbahn angewendete Laserstrukturierung ist aufgrund der Randbedingungen der Lasertechnik zum einen geometrisch sehr groß, siehe Kapitel 2.3.5, und zum anderen mit nur geringen Freiräumen in deren Gestaltung ausgeführt [28].

Mit den heute verfügbaren Ultrakurzpulslasern sind in der Gestaltung der Strukturen größere Freiräume gegeben. In der vorliegenden Arbeit sollen diese genutzt und Strukturen definiert werden, die sich zur Reibungsreduzierung im Kontakt Kolbenringe - Zylinderlaufbahn eignen. Diese Eignung wird zunächst in simulativen Voruntersuchungen bewertet und anschließend mit der Floating-Liner-Messtechnik im gefeuerten Versuch überprüft.

8.2 Modellierung der Laserstrukturierung

Es ist aufgrund der starken Spezialisierung der Programme notwendig mit drei Simulationsprogrammen zu arbeiten. Die Finite-Elemente- und CFD-Berechnungen für die Kapitel 8.2.1 und 8.2.3 wurden bei der Fa. IST durchgeführt. Vorausgehende Recherchen und Erkenntnisse im Umgang mit der MIT-Simulation haben zu den untersuchten Varianten geführt. Die Interpretation der

mit den Simulationsprogrammen erhaltenen Ergebnisse ist Teil der hier vorliegenden Arbeit.

Die Laserstrukturen werden aufgrund ihres Aussehens im Folgenden auch als Nöpfe bezeichnet. Zunächst wird, unter Berücksichtigung der Kavitation am ersten Ring, untersucht, inwiefern die Nöpfe den hydrodynamischen Tragdruck steigern können. Dazu werden mit dem Programm FIRST der Fa. IST zielführende Napf-Varianten untersucht. Die Napfstrukturen mit dem größten Potential zur Reibleistungsreduzierung werden dann mit AGAS, siehe Kapitel 3.2.2, für die Verwendung in der MIT-Software erzeugt. In diesem Programm wird am dritten Ring analysiert, wie sich die, durch die Nöpfe geänderte, Oberflächenstruktur auf den Ölfilmhöhenaufbau auswirkt. Zudem wird mit dem MIT-Tool der Einfluss der strukturierten Oberflächen auf die Reibung in einem Arbeitsspiel bewertet. Anschließend wird mit einer Simulation am isolierten Napf geklärt, wie sich die Ölströmung an diesem verhält. Dazu wird von der Fa. IST das Open Source CFD-Programm OPEN FOAM [98] verwendet.

Tabelle 8-1: Auswahl der Simulationssoftware

	FIRST (IST)	MIT	OPEN FOAM (IST)
Kavitation abbildbar	X	-	X
Diskretisierung Napf	X	-	X
Reibkraftverlauf über Arbeitsspiel	-	X	-
Öltransport am Napf	-	-	X

8.2.1 Wirkung der Napfstrukturen auf den Tragdruckaufbau unter Kavitationseinfluss

Da das Auftreten von eventuell Tragdruck steigernder Kavitation aufgrund der großen Druckschwankungen während des Arbeitsspiels hauptsächlich am Kompressionsring denkbar ist, liegt hier das Hauptaugenmerk für die Untersuchungen in diesem Kapitel. Mit dem MIT-Tool, bei dem der Fokus auf dem Ölabstreifring

liegt, kann Kavitation nicht untersucht werden. Zusätzlich ist es mit diesem Programm nicht möglich die Tribologie einzelner Näpfe zu bewerten. Zwar kann der Einfluss einer mit Näpfen versehenen Laufbahn auf Reibung und Ölfilmhöhe über das Arbeitsspiel bewertet werden, nicht aber das Verhalten des Ölfilmaufbaus am einzelnen Napf. Um nun die Vorgänge am und im Napf zu verstehen, ist es notwendig, einzelne Näpfe zu simulieren. Die IST-Simulationen basieren auf der Diskretisierung der Napfstrukturen mit einem Finite-Elemente-Netz. Daher wird der Ansatz kurz Diskretisierung genannt. Die Festlegung der zu fertigenden Napfstrukturen resultiert auch aus den Erkenntnissen des SmartSurf-Projekts [26].

Als Ziel wird eine Struktur definiert, die bezüglich Reibung bessere Ergebnisse als die Spiralgleithonung zeigt. Ölverbrauch und Verschleiß werden bewusst für diese Arbeit nicht betrachtet, da die Simulationssoftware hier noch nicht den Stand erreicht hat, der nachvollziehbare Ergebnisse liefern kann. Die zur Zielerreichung zu bearbeitenden Fragestellungen lauten wie folgt:

- Wirken die Näpfe zur Reduzierung der Kontaktreibung oder zur Reduzierung der hydrodynamischen Reibung?
- Welche Strukturen ermöglichen eine Tragkraftsteigerung?
- Hat es einen Einfluss, ob die Näpfe rund oder eckig sind?
- Welche Varianten sollen für die Versuche gefertigt werden?
- Zeigen Diskretisierung und Flussfaktoren vergleichbare Ergebnisse?

Die Größe der von der IST bewerteten Struktur beträgt $(1,000 \times 0,250 \text{ mm}^2)$. Die für die Berechnung mit dem MIT-Programm gewählte Größe beträgt, wie in Kapitel 7.1.1 ermittelt, $(0,800 \times 0,250 \text{ mm}^2)$. Beide Flächengrößen wurden hinsichtlich deren Auswirkung auf die Reibkräfte im MIT-Programm untersucht. Die erzeugten Reibkraftverläufe weisen sehr geringe Unterschiede auf, weshalb die unterschiedlichen Flächengrößen bei gleichem Aussagegehalt genutzt werden können. Für die Auswertung der Kontaktreibung wird der Ansatz nach Greenwood und Tripp verwendet. Zur Bewertung der hydrodynamischen Reibung

ist die gemittelte Reynolds-Gleichung in Anwendung. Zunächst werden die zur Bewertung der Strukturen nötigen Kennzahlen eingeführt.

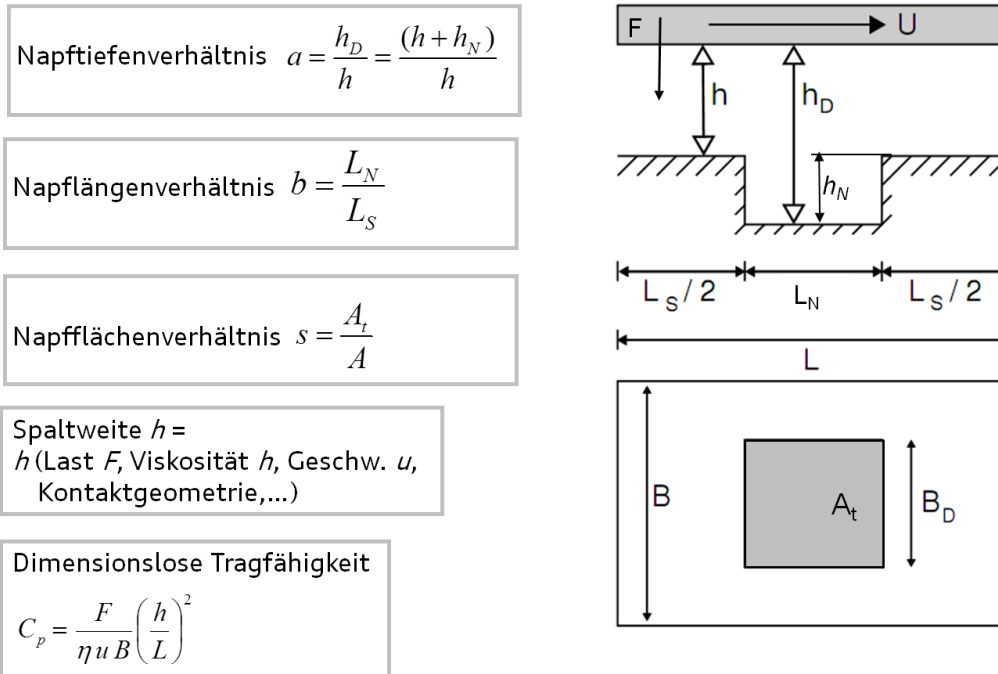


Abbildung 8-1: Definition der Kennzahlen [80]

Abbildung 8-1 beschreibt das Napftiefen- und Napflängenverhältnis sowie das Napfflächenverhältnis. Die Zielgröße ist die dimensionslose Tragfähigkeit C_p . Mit dieser Zielgröße können Kennfelder erzeugt werden, mit deren Hilfe sich die Tragkraft in Abhängigkeit von Belastung, Viskosität, Geschwindigkeit und schließlich Geometrie darstellen lässt. Die in der Abbildung 8-1 gezeigte Platte, die sich mit der Geschwindigkeit U bewegt, wird durch eine zur Bewegung senkrechten, konstanten Kraft F belastet. Diese ist vergleichbar zu der auf den Kompressionsring wirkenden Gaskraft. Die Oberflächen des Rings und der Laufbahn sind zunächst glatt. Die Rauheit wird später eingeführt.

Abbildung 8-2 zeigt ein mit FIRST erstelltes Kennfeld, aus dem die optimalen Werte für Napftiefen- und Napfflächenverhältnis für maximale Tragfähigkeit hervorgehen. Bei einem Napfanteil von 62% an der Gesamtfläche des Oberflächenausschnitts ist ein Maximum der Tragfähigkeit abzulesen. Dieses Optimum der Tragfähigkeit wird, neben der Napfgeometrie, auch von der Spaltweite und

dem minimalen Abstand zwischen den Reibpartnern bestimmt. Das Napftiefenverhältnis ist mit einem Wert von 1,866 optimal für maximale Tragfähigkeit.

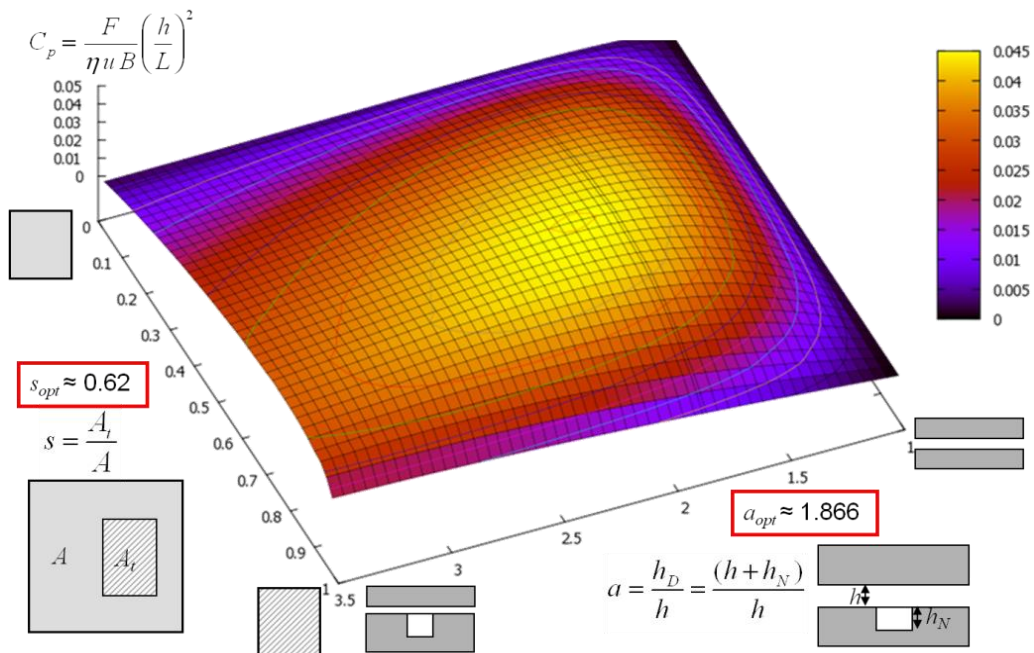


Abbildung 8-2: Optima für die dimensionslose Tragfähigkeit in der reinen Hydrodynamik [80]

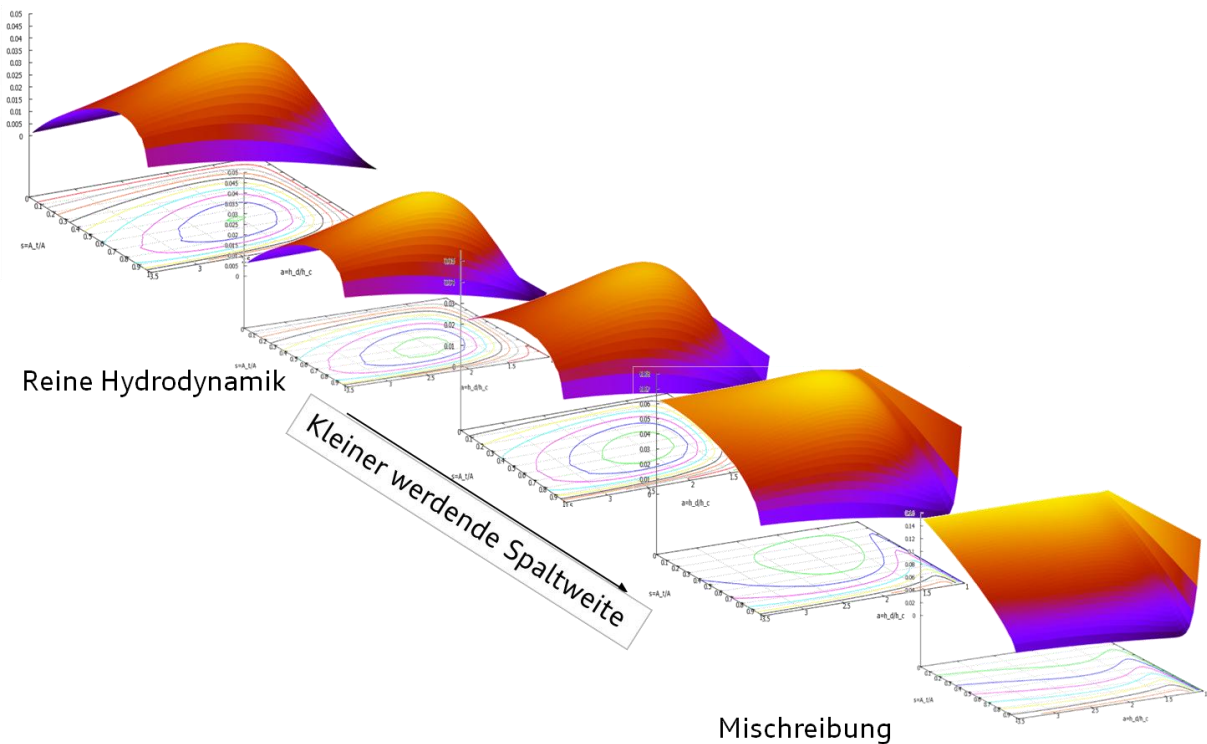


Abbildung 8-3: Einfluss der Spaltweite auf die Tragfähigkeit [80]

Die in Abbildung 8-3 vorliegenden Kennfelder sind von links nach rechts mit kleiner werdenden Spaltweiten erzeugt. Bei großem Spalt entsteht die Tragfähigkeit vollständig aus der Hydrodynamik, während sich dies bei kleiner werdendem Spalt als Überlagerung von hydrodynamischer Reibung und Festkörperreibung zur Mischreibung verschiebt. Es ist somit eine gewisse Spaltweite nötig, um den hydrodynamischen Trageffekt des Fluides zu erreichen. Unterhalb dieser Mindestspaltweite berühren sich die Rauheitsspitzen der Reibpartner und die vorherrschenden Reibarten sind Mischreibung beziehungsweise Festkörperkontakt. Zwar ist die Tragfähigkeit im Bereich kleiner Spalte deutlich höher als bei großen Spaltweiten, weil die Ringlast auch durch Festkörperkontakt getragen werden muss, dies geht allerdings zu Lasten von Verschleiß und Reibung. Abbildung 8-3 zeigt Ergebnisse, die ohne die Ringkrümmung an der Ringlaufläche erstellt worden sind. Die Reibpartner sind als parallele Platten modelliert. Nachfolgende Ergebnisse beinhalten eine Krümmung, wie in Abbildung 8-4 dargestellt. Diese orientiert sich an der Vermessung eines realen Kolbenrings.

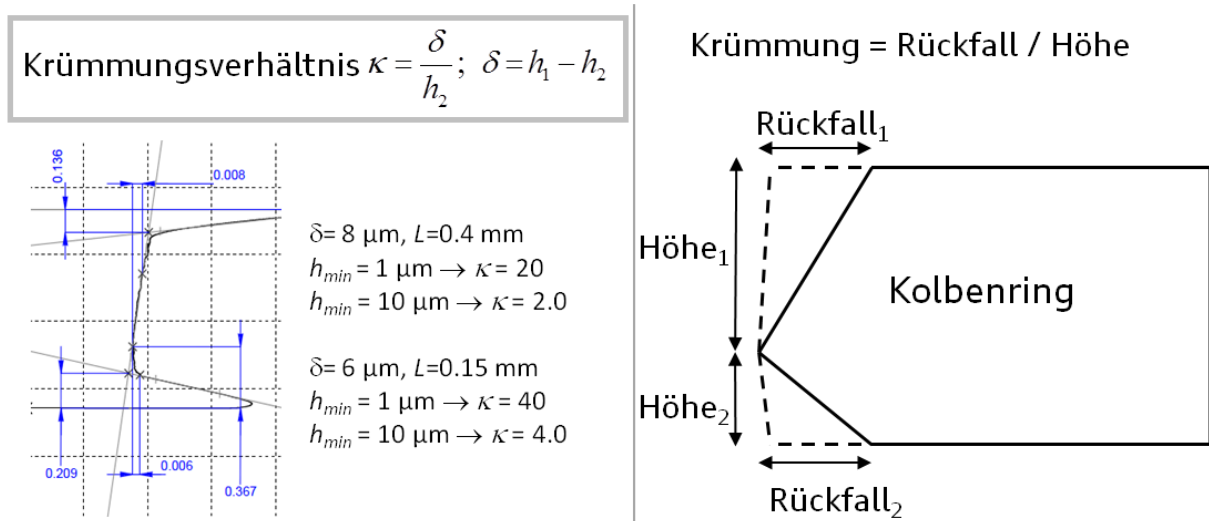


Abbildung 8-4: Modellierung der Ringkrümmung [80]

Die folgenden Untersuchungen vergleichen Details in der Modellierung. So sind die ursprünglichen IST-Näpfe extrudierte Rechtecke, während die synthetisch erstellten Näpfe für das MIT-Programm als Halbkugeln ausgeführt sind. Der Vergleich im IST-Programm, wie in Abbildung 8-5 zu sehen, zeigt hier gleiche

Ergebnisse. Die betrachteten Oberflächen sind dabei fortan mit einer Rauheit überlagert, die der Spiralgleithonung ähnlich ist. Die Relativgeschwindigkeit beträgt 10 m/s, die Viskosität wird konstant gehalten.

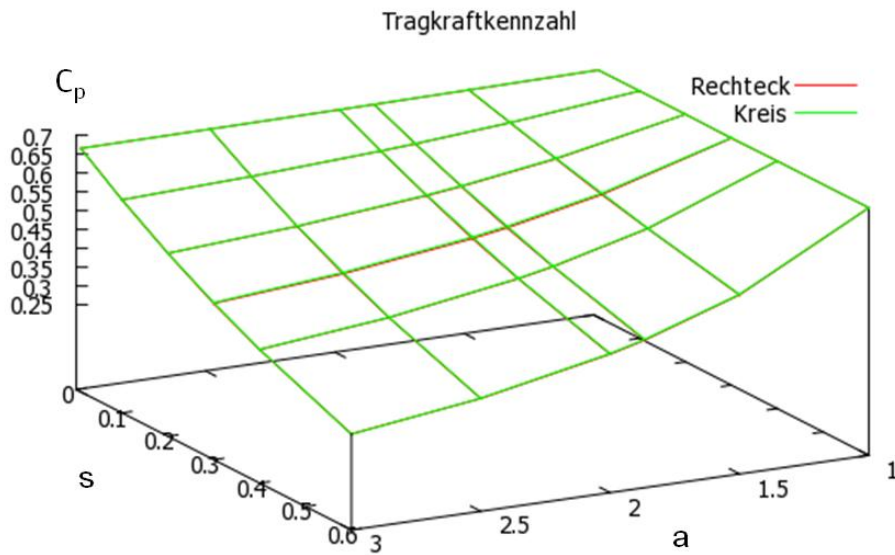


Abbildung 8-5: Vergleich der rechteckigen und halbkreisförmigen Näpfe [80]

Des Weiteren wird der Einfluss der Druckrandbedingung auf das Druckniveau untersucht.

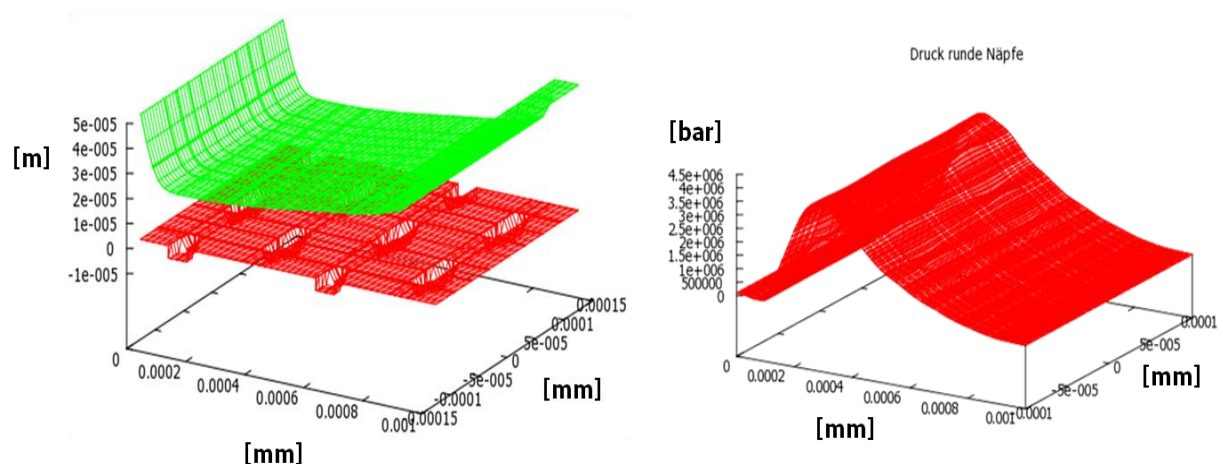


Abbildung 8-6: Darstellung der simulierten Reibpartner mit Druckaufbau zwischen Reibpartnern [80]

Abbildung 8-6 zeigt das diskretisierte System Kolbenring - Zylinderlaufbahn mit dem zugehörigen hydrodynamischen Druckverlauf, rote Kurve rechts, auf dem beide Druckverläufe in Abbildung 8-7 beruhen. Es ist hier festzustellen, dass Näpfe bei Umgebungsdruck tragdrucksteigernd wirken, wie die blaue Kurve in Abbildung 8-7 zeigt. Die blaue Kurve wölbt sich charakteristisch nach oben, da die Drücke aufgrund der angewendeten Sommerfeld-Randbedingung nicht kleiner als Null bar sein können. Auch die Drücke an den Rändern der Kurve dürfen nicht kleiner null bar sein. Die Wölbung der Kurve entsteht demnach aus den Randbedingungen der Simulation.

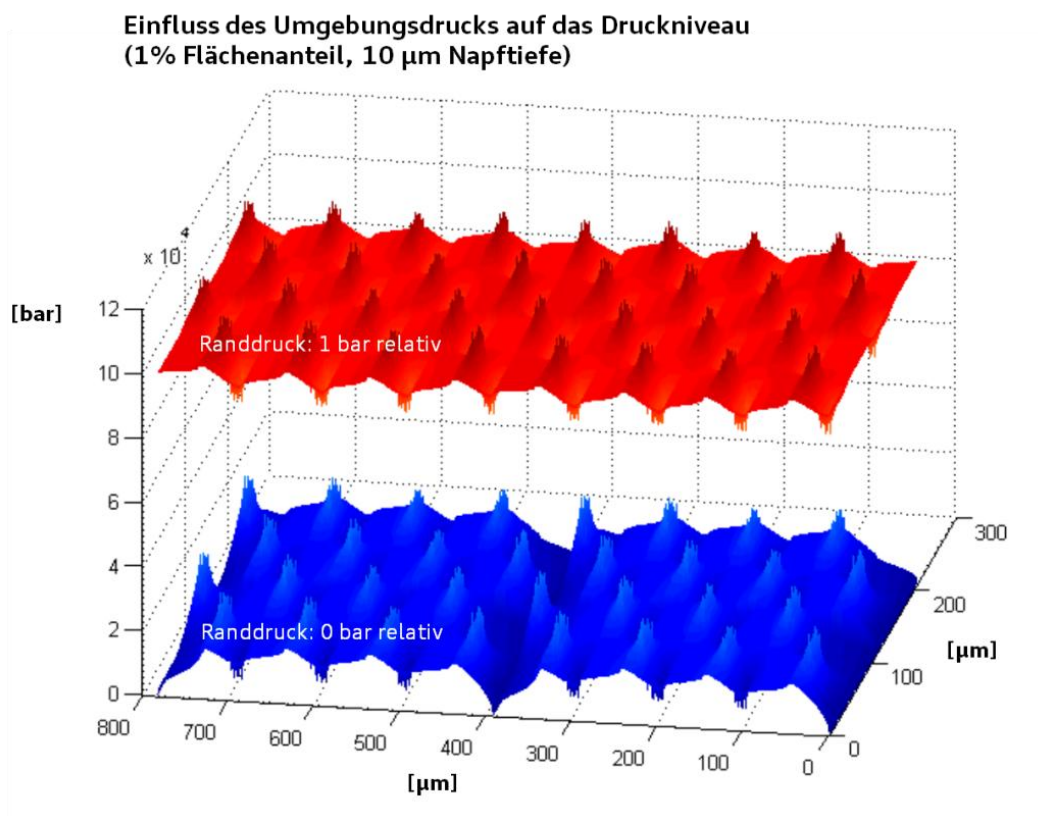


Abbildung 8-7: Einfluss Umgebungsdruck auf Druckniveau [80]

Unter der Annahme, dass der Umgebungsdruck im System Kolbenringe - Laufbahn stets über dem Kavitationsdruck liegt, wirken die Näpfe dagegen nicht tragdrucksteigernd, wie für die rote Kurve in der gleichen Abbildung angenommen. Der erhöhte Druck kann beispielsweise durch die Verbrennung und durch die Krümmung der Ringlauffläche entstehen. Es findet keine

8 Laserstrukturierung

Tragkraftsteigerung statt, da sich die Steigerung der Tragkraft am konvergenten Spalt mit der Tragkraftsenkung am divergenten Spalt ausgleicht. Dies ist in Abbildung 8-8 dargestellt.

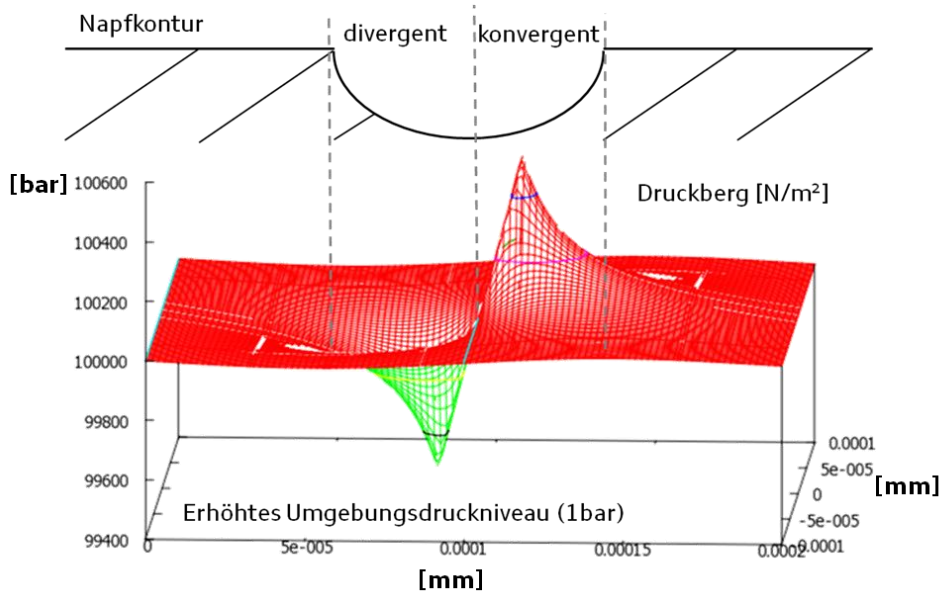


Abbildung 8-8: Divergenter und konvergenter Schmier-spalt [80]

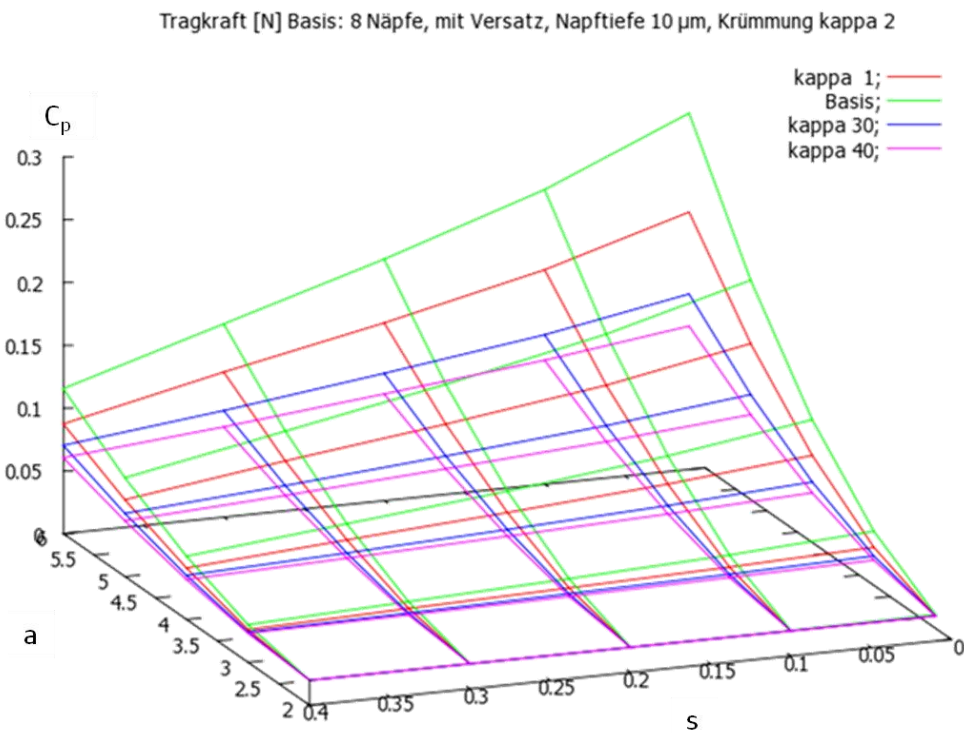


Abbildung 8-9: Einfluss der Laufflächenkrümmung auf die Tragkraft [80]

Der Einfluss der Laufflächenkrümmung auf den Tragdruck ist in Abbildung 8-9 dargestellt. Die Basis-Krümmung beträgt $\kappa = 2,0$. Im Vergleich dazu sind in Abbildung 8-9 die Kennfelder verschiedener Krümmungen dargestellt. Die Basis-Krümmung zeigt den besten Tragkraftaufbau im Vergleich der Varianten. Bei kleinen Kappa-Werten ist der Anstellwinkel der Lauffläche des Kolbenrings zur Laufbahn, analog Abbildung 8-4, sehr flach und der Ring schwimmt nur wenig auf dem Ölfilm auf. Sehr große Krümmungen, mit starkem Rückfall über geringe Höhen, führen zu sehr scharfen Kanten am Ringprofil. Somit wird das Öl stark abgestreift, der Aufschwimmeffekt ist somit gering.

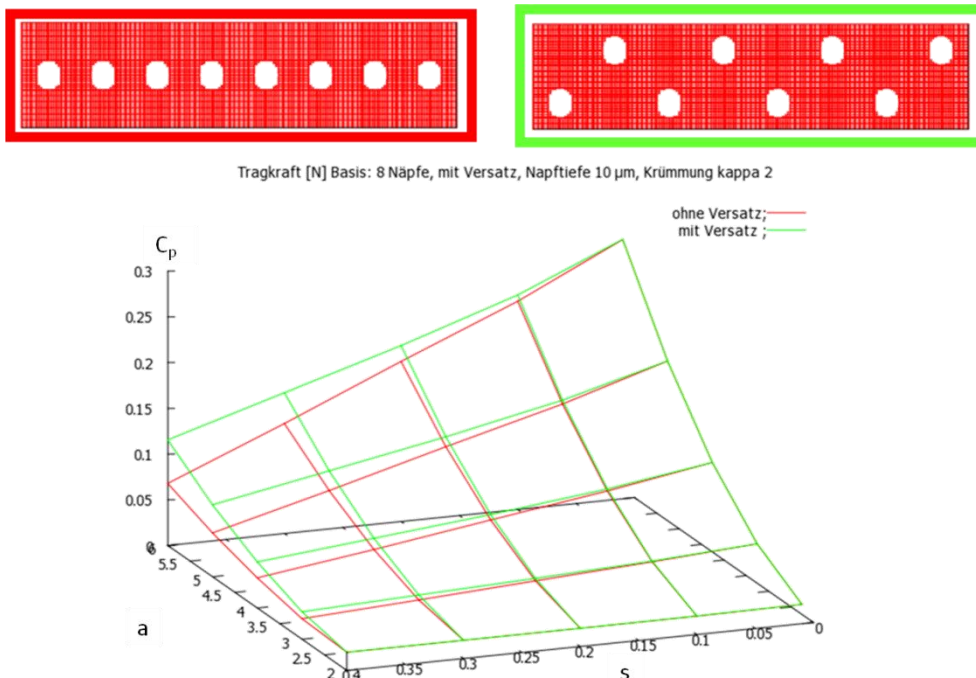


Abbildung 8-10: Einfluss der Napfanordnung auf die Tragkraftentwicklung [80]

Abbildung 8-10 zeigt, dass sich der Versatz der Näpfe günstig auf die Tragkraftentwicklung auswirkt. Deshalb werden die folgenden Untersuchungen mit Napfversatz ausgeführt. Ein wichtiges Konstruktionsmerkmal der Näpfe ist die Napftiefe. Um zu untersuchen, welche Größenordnung hier sinnvoll ist, werden die Tragkraftuntersuchungen für zwei unterschiedliche Tiefen durchgeführt. Es zeigt sich, dass besonders bei kleinen Spaltweiten eine geringe Napftiefe für die erreichbare Tragkraft hilfreich ist. Die Umrechnung der Spaltweiten h ist in der

folgenden Tabelle dargestellt. Je größer das Napftiefenverhältnis a in der Abbildung ist, desto kleiner der Spalt:

Tabelle 8-2: Zusammenhang Napftiefenverhältnis und Schmierpaltdicke

Napftiefe 10 μm		Napftiefe 5 μm	
$a = 2$	$h = 10 \mu\text{m}$	$a = 2$	$h = 5 \mu\text{m}$
$a = 6$	$h = 2 \mu\text{m}$	$a = 3,5$	$h = 2 \mu\text{m}$
		$a = 6$	$h = 1 \mu\text{m}$

Für die Auswahl der Napftiefe ist die spätere motorische Anwendung von Bedeutung. Durch den Verschleiß der Laufbahn über die Motorlebensdauer, der bei gehonten Graugusslaufbahnen im Mittel bis zu 2 - 3 μm betragen kann, verringert sich die Napftiefe. Ziel ist es, dass bei diesem Verschleiß der Effekt der Nöpfe beibehalten wird.

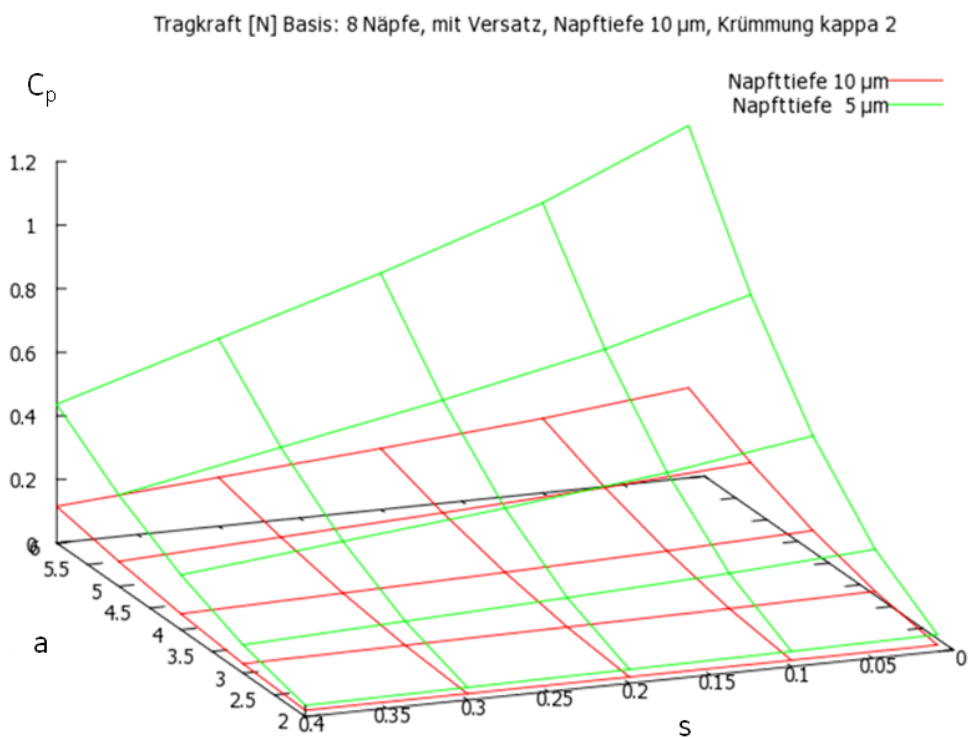


Abbildung 8-11: Einfluss der Napftiefe auf den Tragdruckaufbau [80]

Aus Abbildung 8-11 geht eine Tiefe von 5 μm , besonders bei kleinen Spaltweiten, als zielführend hervor. Daher werden folgende Untersuchungen hauptsächlich mit dieser Napftiefe durchgeführt.

Zur Erklärung der deutlichen Unterschiede muss zuvor auf die Simulationsrandbedingungen eingegangen werden. Während für die 5 μm -Variante der tragkraftsteigernde, konvergente Schmierspalt als Keilspalt ausgebildet ist, gilt dies für die 10 μm -Variante nicht. Aufgrund der vergleichsweise großen Tiefe dieser Variante und des deshalb steilen Anstiegs des konvergierenden Spalts, wird hier ein sogenannter Stufenspalt ausgebildet, der nicht sehr tragkraftsteigernd wirken kann, da sich kein divergierender oder konvergierender Spalt ausprägt.

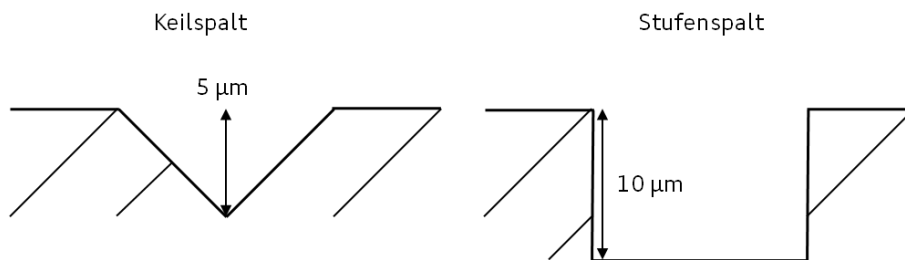


Abbildung 8-12: Keilspalt und Stufenspalt

Eine weitere Variable in der Napfauslegung stellt die Anzahl der Nöpfe dar. Bei gleicher Napfdichte über der Auswertefläche werden die Nöpfe bei hoher Napfanzahl jeweils kleiner im Durchmesser. Bei niedriger Napfanzahl haben die Nöpfe einen vergleichsweise großen Durchmesser, siehe Tabelle 8-3.

Tabelle 8-3: Napfdurchmesser in Abhängigkeit von Napfanzahl und Napfdichte bei $(800 \times 250) \mu\text{m}^2$

Napfdichte S	8 Nöpfe	16 Nöpfe	24 Nöpfe	32 Nöpfe
S = 0,01	20 μm	15 μm	12 μm	10 μm
S = 0,1	58 μm	43 mm	33 μm	28 μm
S = 0,2	80 μm	58 μm	45 μm	40 μm
S = 0,3	98 μm	70 μm	57 μm	48 μm
S = 0,4	112 μm	82 μm	65 μm	55 μm

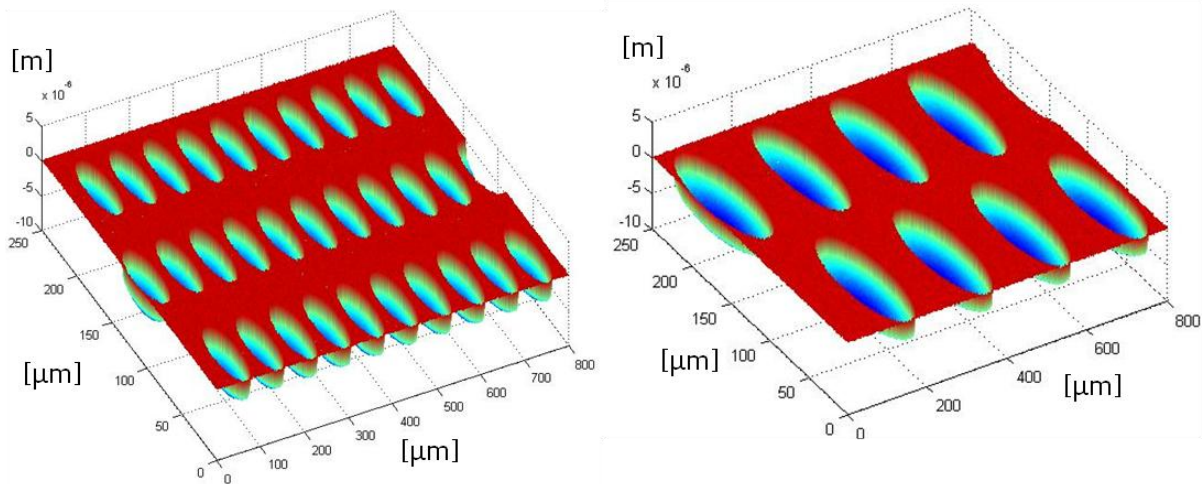


Abbildung 8-13: Beispielhafte runde Napfstrukturen 32 und 8 Näpfe bei $S = 0,4$ [erzeugt in AGAS]

Die Tragkraft kann hierbei als Normalkraft angesehen werden. Somit ist der Quotient aus Tragkraft und Reibkraft der Reibbeiwert.

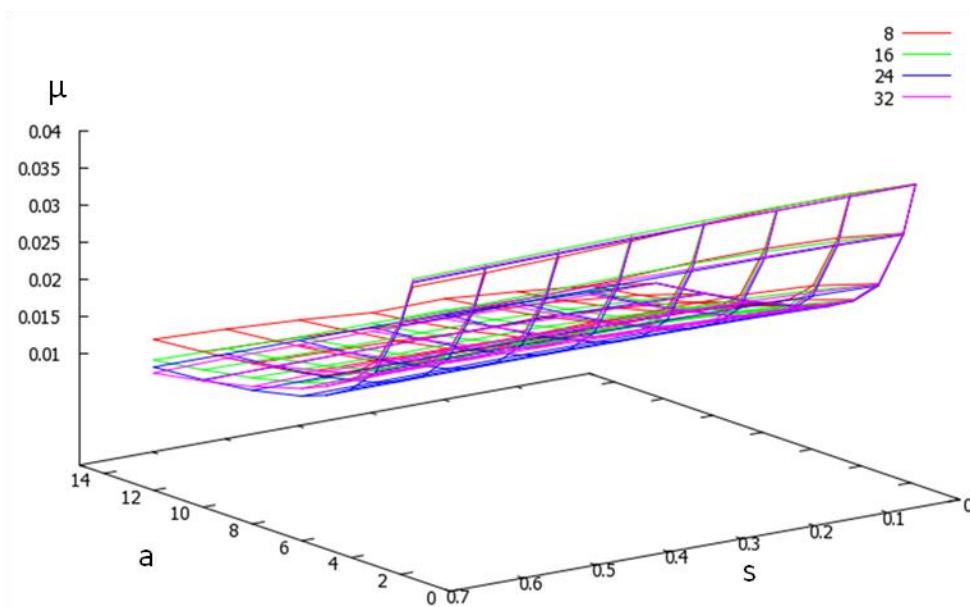


Abbildung 8-14: Kennfeld aus Quotient Tragkraft und Reibkraft [80]

Wie Abbildung 8-14 zeigt, ist der Quotient aus Tragkraft und Reibkraft für die 8-Napf-Variante am höchsten. Da die Gesamtreibkraft für 8 Näpfe aber am geringsten ist, ist der Unterschied zu den Mehrnapfvarianten im hydrodynamischen Anteil der Tragkraft begründet.

Zusammenfassend ist festzuhalten, dass sich die Kennfelder bezüglich der Napfanzahlen nicht wesentlich unterscheiden. Eine Möglichkeit die Bewertung der Varianten zu ändern, kann beispielsweise eine Modellierung des Finite-Elemente-Modells mit einem feineren Netz oder anderen Elementtypen sein. Die Forderung nach einer möglichst homogenen Napfverteilung bei fertiger Napfgröße ist daher sinnvoll. Beide Faktoren sind für die Zylinderlaufbahn von der Laserbearbeitung abhängig. In der Simulation weist die Variante mit 32 Näpfen eine sehr gute Homogenität auf. Die dafür nötigen kleinen Napfdurchmesser sind mit der hier verfügbaren Lasertechnik nicht darstellbar, wenn sie kleiner als 25 μm sind. Mit 8 Näpfen ist eine gute Homogenität bei bearbeitungsgerechter Napfgröße festzustellen.

Weiterhin soll im Folgenden gezielt auf die gezeigten Kennfelder der Tragkraft und der Reibkraft eingegangen werden. Für die Napfflächendichten 1% und 50% sollen Minimalspalt und Reibkräfte detailliert analysiert werden. Es wird hier mit Anpresskräften gerechnet, die deutlich kleiner als im motorischen Betrieb sind. Da die betrachtete Fläche ebenfalls sehr klein ist, ist die Pressung im Verhältnis zum realen Motor annähernd vergleichbar:

Tabelle 8-4: Vergleich der Pressungen: Motor und Simulation

	Fläche [mm^2]	Kraft [N]	Pressung [N/mm^2]
Sim. MIT Ring1	52	726	14
[Basis 1,8 TFSI]			
Simulation IST	0,25	3,5	14

Nach Abbildung 8-15 kann für die verschiedenen Varianten mit 1% Napfflächenanteil sowohl für die Reibkräfte, als auch den Minimalspalt kein großer Unterschied für die dargestellten Napfanzahlen gefunden werden. Es ist lediglich ein leichtes Auffächern der Kurven bei höheren Anpresskräften zu erkennen. Die Napfanzahl ist somit für die resultierenden Reibkräfte von untergeordneter Bedeutung.

8 Laserstrukturierung

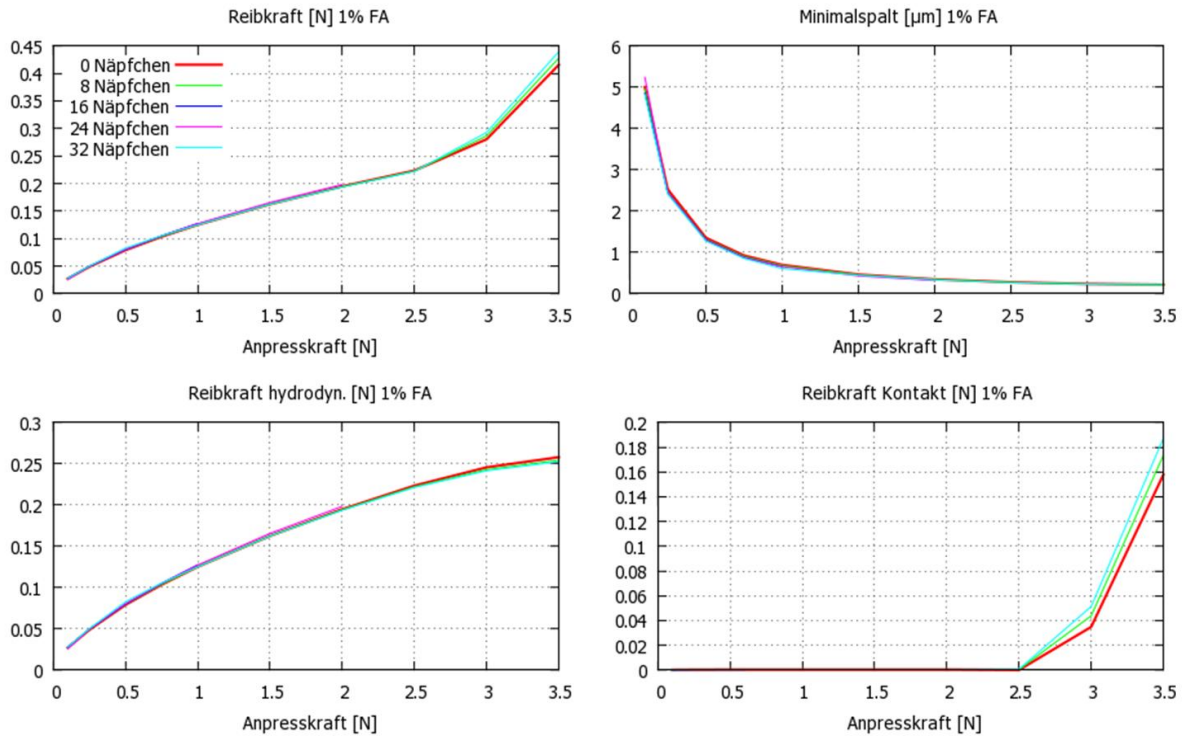


Abbildung 8-15: Reibkraft und Minimalspalt für verschiedene Napfanzahlen und 1% Napfanteil [80]

Anders verhält es sich bei 50% Napfflächenanteil, siehe Abbildung 8-16.

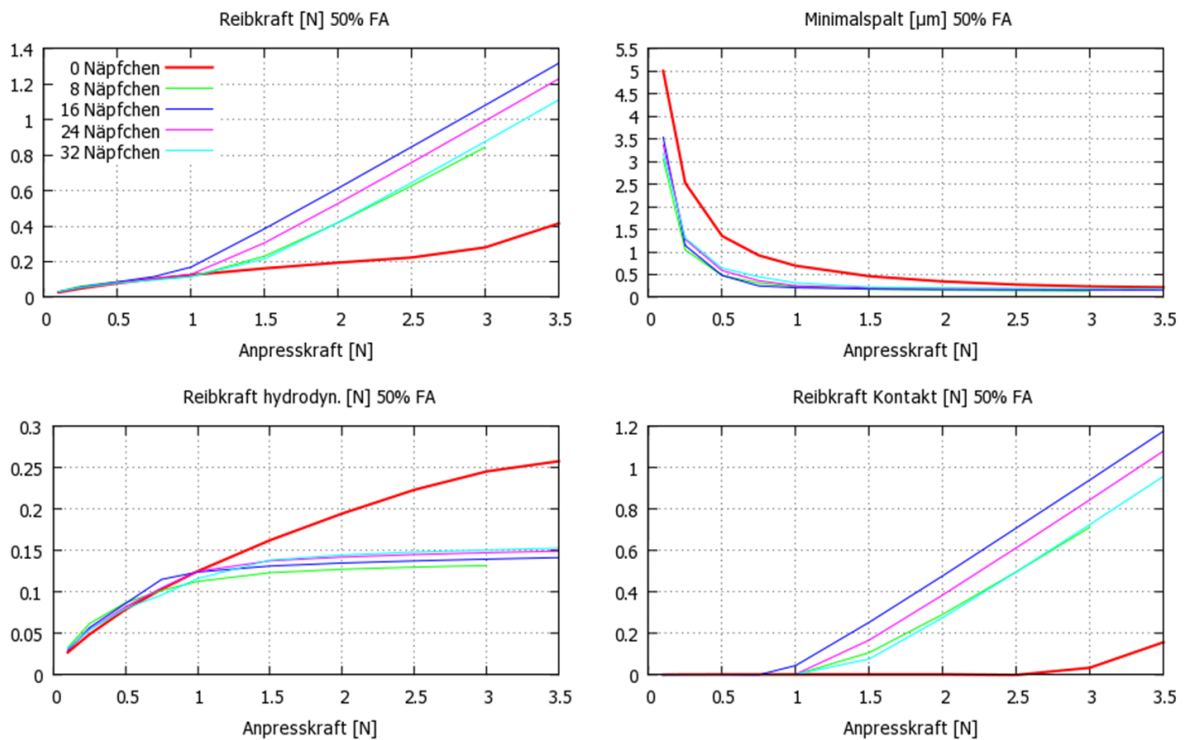


Abbildung 8-16: Reibkraft und Minimalspalt für verschiedene Napfanzahlen und 50% Napfanteil [80]

Hier sind sowohl bei der Reibkraft, als auch bei den Minimalspalten deutliche Unterschiede zwischen den Strukturierungsvarianten erkennbar. Während sich die Varianten verschiedener Napfanzahlen hinsichtlich des Schmierpalts ähnlich verhalten, zeigt die unstrukturierte Version einen durchgängig dickeren Schmierfilm. Dies hat bis etwa 1 N Anpresskraft keinen Einfluss auf die Reibkräfte der unterschiedlichen Varianten. Die Reibpartner sind zu weit voneinander entfernt, als dass der abnehmende Schmierfilm einen Einfluss auf das System hätte. Erst bei steigender Anpresskraft des Kolbenrings werden deutliche Unterschiede sichtbar. Die 0-Napf-Variante zeigt bei hohen Anpresskräften eine geringe Kontaktreibkraft. Die strukturierten Varianten zeigen hier, aufgrund der durch die Nöpfe verringerten tragenden Oberflächen, einen geringeren Tragdruckaufbau und es entstehen somit hohe Kontaktreibkräfte. Der Anteil der hydrodynamischen Reibkraft steigt hingegen ab 1 N für die 0-Napf-Variante vergleichsweise stark an. Dies ist ein Indiz für das anhaltende hydrodynamische Tragverhalten. Ab 3 N Anpresskraft flacht die Steigung der hydrodynamischen Reibkraft ab, während die Kontaktreibkraft konstant ansteigt. Für die 0-Napf-Variante kann die Last des Rings besser durch die Hydrodynamik getragen werden. Die Varianten mit 16 und 24 Nöpfen bieten eine inhomogenere Verteilung der Nöpfe auf der Fläche und zeigen deshalb bei den ausgewerteten Größen ein schlechteres Reibverhalten als die Varianten mit 8 und 32 Nöpfen, wobei der Unterschied der Reibkräfte mit 0,2 N gering ist.

Final zeigt die Simulation, dass die strukturierte Oberfläche Vorteile bezüglich der hydrodynamischen Reibung hat. Demgegenüber verhält sich die Kontaktreibung gegenteilig und diese Reibart dominiert, wie in Abbildung 8-16 gezeigt. In der gleichen Abbildung wird für die 8-Napf-Variante das größte Potential zur Reduzierung der hydrodynamischen Reibung ausgewiesen. Daher wird diese als Basis für Abbildung 8-17 gewählt, die die Verläufe der Reibkraft und des Minimalspaltes über der Anpresskraft darstellt. Varianten mit dünnen Schmierfilmen, wie bei 50% Flächenanteil, zeigen eine insgesamt hohe Reibung. Die Flächenanteile zwischen 1% und 10% verhalten sich ähnlich wie die unstrukturierte Fläche. Erst ab 20% Flächenanteil nimmt die Kontaktreibkraft deutlich zu und

die hydrodynamische Reibkraft senkt sich. Je größer die einzelnen Näpfe werden, desto mehr beeinflussen diese die Tragkraft.

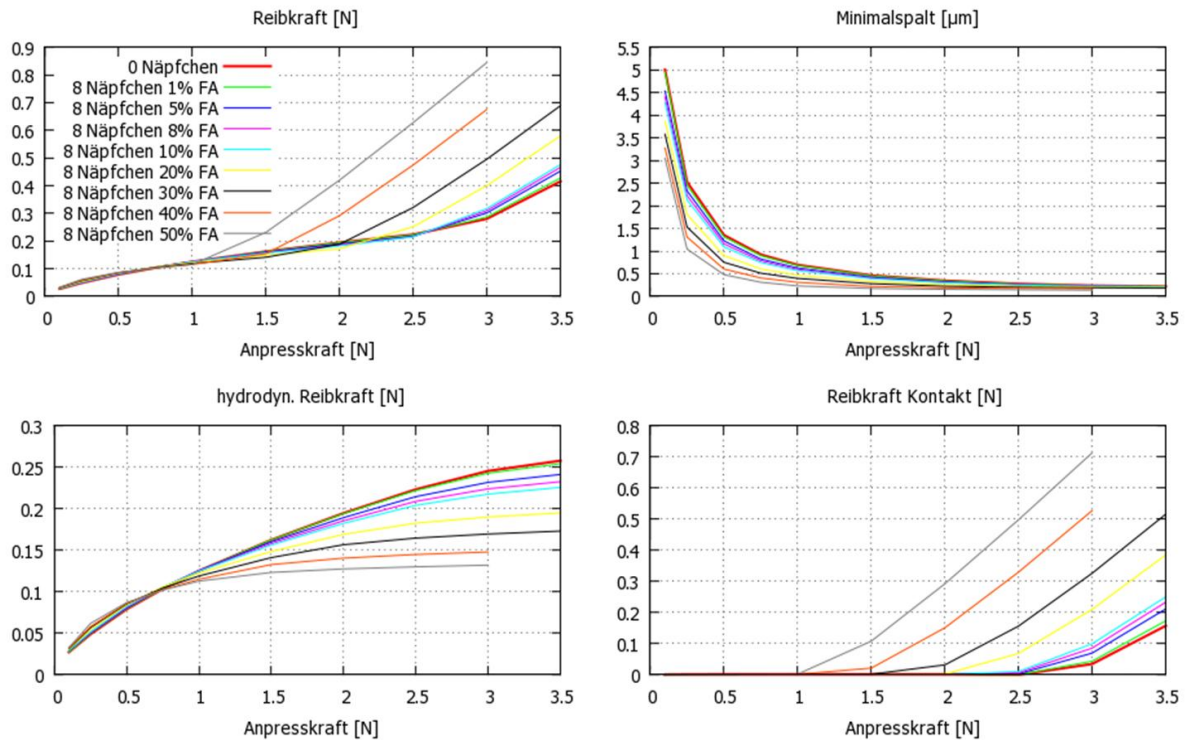


Abbildung 8-17: Vergleich der Flächenanteile bei fester Napfanzahl [80]

Aufgrund der Unschärfe des Simulationsmodells bezüglich des physikalischen Effekts der Näpfe ist an dieser Stelle keine eindeutige Bewertung möglich, inwiefern der Tragkraftaufbau Auswirkung auf die Kontaktreibung hat. Die oben gezeigten Simulationsergebnisse zeigen auf, dass die hydrodynamische Reibung zwar reduziert werden kann, es dabei aber gleichzeitig zu einer erhöhten Kontaktreibung kommt. Somit können nicht beide Reibarten gleichzeitig reduziert werden.

Wie bereits in Kapitel 5 erwähnt, ist es möglich den Einfluss konkreter Oberflächen auf die Reynolds-Gleichung mit Flussfaktoren abzubilden. Da das Deterministische Modell, welches die MIT-Software für den Ölabstreifring nutzt, nicht auf dem System der Flussfaktoren basiert, sollen die Ergebnisse hier zur Vollständigkeit und als Ausblick für kommende Fragestellungen erwähnt werden. Deshalb soll dieses Kapitel mit der Untersuchung der Vergleichbarkeit der IST-

Ergebnisse und der Flussfaktoren abgeschlossen werden. Eine Bedingung für die Anwendung des Flussfaktorenkonzepts ist, dass die Größenordnung der Mikrogeometrie der Laufbahn, also Rauheit und Struktur, im Vergleich zur Makrogeometrie des Reibkontakts, hier Ringkrümmung, ausreichend klein ist. Abbildung 8-6 zeigt, dass dies hier nur bedingt der Fall ist. Die Laufbahnstrukturen mit 5 μm Tiefe haben eine ähnliche Größenordnung wie die Ringkrümmung mit 8 μm . Der Vergleich zwischen Diskretisierung und Flussfaktoren sollte dementsprechend deutliche Unterschiede zeigen.

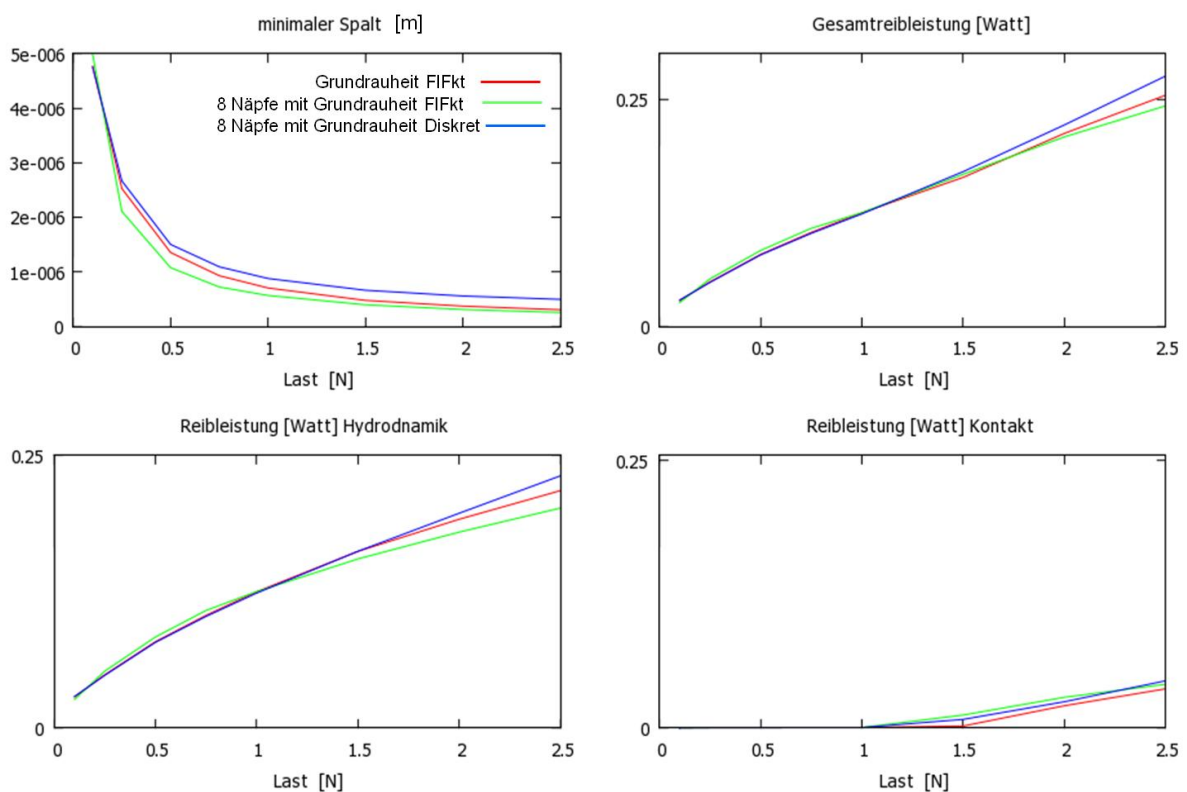


Abbildung 8-18: Vergleich Diskretisierung - Flussfaktoren: Kolbenring mit Krümmung [80]

Die Kurven für die 8-Napfvarianten in Abbildung 8-18, die sowohl durch die Diskretisierung und als auch durch das Flussfaktorenkonzept erzeugt wurden, liegen im besten Fall aufeinander. Dies würde bestätigen, dass beide Ansätze gleiche Ergebnisse liefern. Wie bereits beschrieben, ist dies aufgrund der Größenverhältnisse unwahrscheinlich. Die vorliegenden Kurven bestätigen große Unterschiede, besonders bei hohen Lasten. Die Methode der Flussfaktoren ist im

Tribologiesystem mit dem konturierten Kolbenring und der geringen Anzahl von Nöpfen im Kontaktbereich nicht anwendbar. Der Grund dafür ist die mittlere Charakteristik des Systems der Flussfaktoren.

In diesem Kapitel ist durch die Analyse verschiedener Napfvarianten eine gemeinsame Basis weiter zu untersuchender Nöpfe entstanden. Diese Nöpfe sind 5 µm tief, rund und verteilt angeordnet. Weiterhin ist neben der homogenen Anordnung der Nöpfe ein Mindestnapfdurchmesser von 25 µm einzuhalten. Durch die Variation der Napfflächenanteile und der Napfanzahl sollte im nachfolgenden Kapitel der Einfluss der Nöpfe auf das Verhältnis von hydrodynamischer und Mischreibung analysiert werden, da beide Reibarten in diesem Kapitel eine deutliche Abhängigkeit zeigen. Die Reduktion der einen Reibart führt zur Erhöhung der anderen.

8.2.2 Deterministisches Modell für den Ölabstreifring

Im folgenden Kapitel werden die synthetischen Laufbahnoberflächen in der Interaktion mit dem gesamten Ringpaket analysiert. Um entsprechende Reibkraft- und Ölfilmhöhenverläufe zu erzeugen, wird dazu das MIT-Programm verwendet. Aus Voruntersuchungen mit diesem Programm ist bekannt, dass die Oberflächenrauheit einen großen Einfluss auf die Reibungsvorhersagen hat. Um dem Rechnung zu tragen, werden in diesem Kapitel zwei sogenannte Simulationsläufe durchgeführt. Dabei wird, wie in Tabelle 8-5 dargestellt, die Oberflächenrauheit der synthetischen Napfoberfläche variiert.

Tabelle 8-5: Erstellung der Napfstrukturen für die Simulationsläufe

	Lauf 1	Lauf 2
Grundrauheit	Glatt – Glatthonung	Rau – raue Spiralglatthonung (SPGH)
Nöpfe	ja	ja

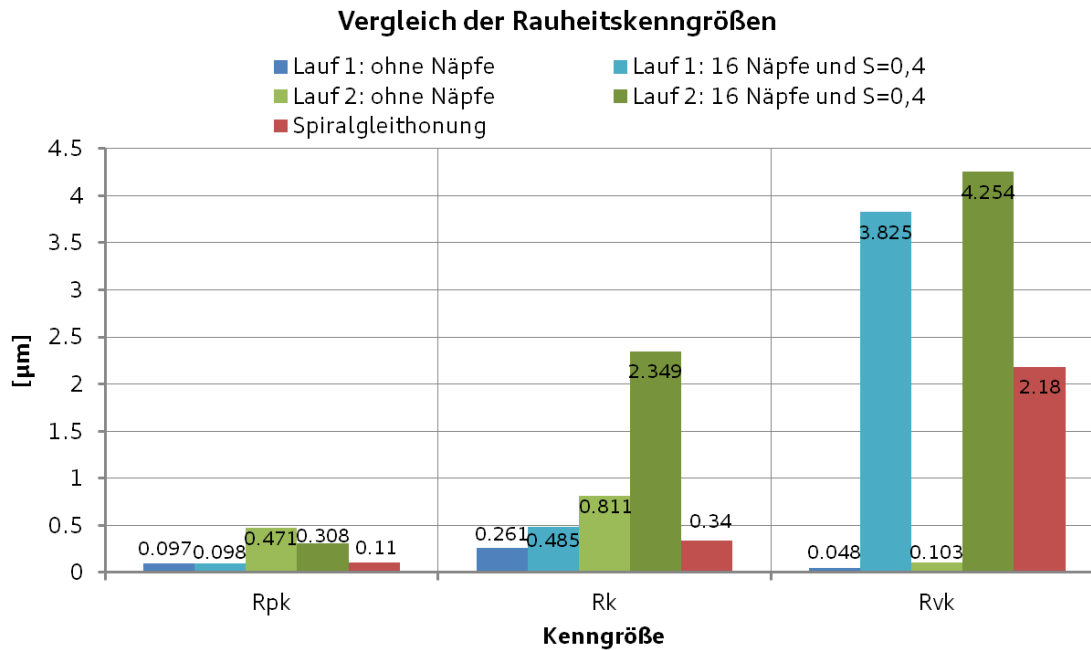


Abbildung 8-19: Vergleich der Rauheitskenngrößen am Beispiel 16 Näpfe und 40% Napfflächenanteil

So entstehen Oberflächen, die sich hinsichtlich ihrer Rauheitskenngrößen unterscheiden, wie in Abbildung 8-19 gezeigt.

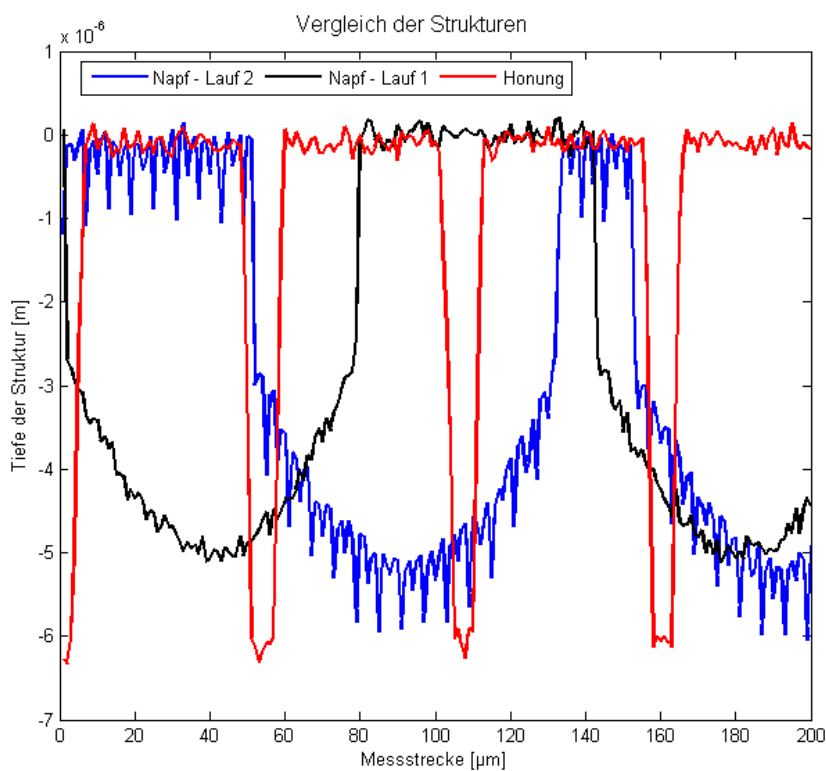


Abbildung 8-20: Beispielhafter Vergleich der Rauheitsschriebe der Laufbahnvarianten

Der verwendete Betriebspunkt 2000 min^{-1} bei 2 bar effektivem Mitteldruck (p_{me}) ist ein Teillastbetriebspunkt, der sich an den für den verfügbaren Floating-Liner-Messmotor [35, 90] zu erwartenden Motorbetrieb anlehnt. Die Napftiefe ist mit $5 \mu\text{m}$ jeweils konstant. In Abbildung 8-20 sind, zum besseren Verständnis, beispielhafte Rauheitsschriebe für die zu diskutierenden Varianten dargestellt. Die rote Kurve zeigt die Spiralgleithonung. Die schwarze Kurve bildet ein glattes Plateau mit Nöpfen ab. Und schließlich stellt die blaue Kurve ein raues Plateau mit Napfbearbeitung dar.

Die Untersuchungen sind folgendermaßen aufgebaut: Zunächst wird analysiert, wie sich die Ölfilmhöhen am dritten Ring über das Arbeitsspiel ändern. Da das Ölangebot für den Liner im MIT-Programm über das Ölangebot am dritten Ring gesteuert wird, folgen die Auswertungsschritte hier der Datenverarbeitung im MIT-Programm. Weiter wird die Änderung der Ölfilmhöhen an den ersten beiden Ringen untersucht. Bezüglich der Reibung wird analysiert, wie sich die gesamte Reibung am dritten Ring ändert. Weiterhin wird die gesamte Reibkraft am dritten Ring in den Hydrodynamik- und den Festkörperreibungsanteil zerlegt. Das gleiche Vorgehen wird auch auf die Ringe eins und zwei angewendet. Durch die detaillierte Analyse der Reibkraftzerlegung kann festgestellt werden, welche Reibart durch die Nöpfe dominant beeinflusst wird. Diese detaillierte Auswertung wird für beide Läufe nur anhand der Variante 16 Nöpfe und $S = 0,4$ durchgeführt, da diese als erste synthetisch erzeugt wurde. Die übrigen Varianten werden nur noch bezüglich ihres Reibverhaltens verglichen, da nur dieses Verhalten letztlich am Prüfstand zu messen ist.

Diskussion der Simulationsergebnisse von Lauf 1

Im Vergleich der gemittelten Ölfilmhöhen am dritten Ring, siehe Abbildung 8-21, zeigt sich für die Napfstruktur eine durchgehend geringere Ölfilmstärke. Neben den gemittelten Ölfilmhöhen sind in dieser Abbildung auch die Verläufe der Ölfilmhöhen an den Ringstegen dargestellt. Diese ändern sich, aufgrund der beiden vorhandenen Ringstege und des Ringtwists, sehr dynamisch und machen

so einen Vergleich der Varianten weniger übersichtlich. Daher sind die gemittelten Werte zur Analyse grafisch hervorgehoben.

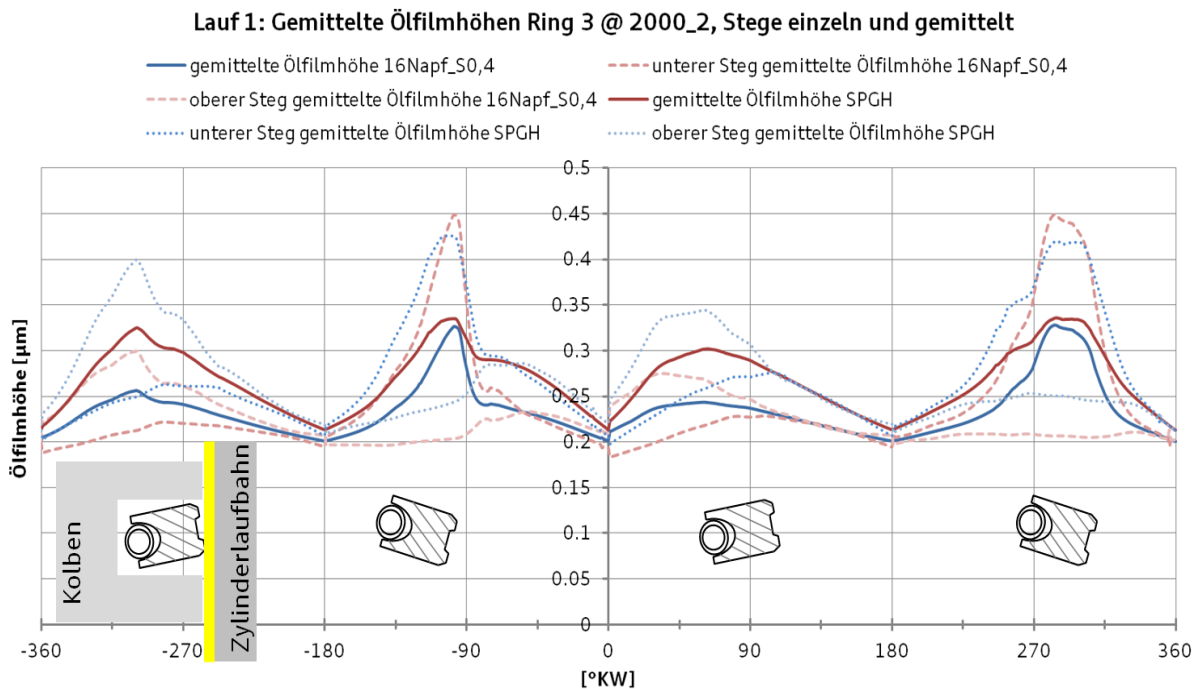


Abbildung 8-21: Lauf 1: Vergleich Ölfilmhöhen 16 Nöpfe $S = 0,4$ und SPGH am 3. Ring

Die Expansionsphase liegt im Diagramm zwischen 0° und 180°KW . In dieser Phase, sowie in der Ansaugphase, liegt die Ölfilmhöhe, der mit Nöpfen strukturierten Oberfläche, deutlich unter der der Serienhonung. Beim Ansaugen und der Expansion bewegt sich die Kolbengruppe jeweils abwärts im Zylinderrohr. Eine geringere Ölfilmhöhe ist mit einem geringeren Ölangebot erklärbar: Auf der modellierten Napffläche ist im Abwärtshub weniger Öl verfügbar, als bei der spiralgleitgehonten Fläche. Auch im Aufwärtshub sind unterschiedliche Ölfilmhöhen sichtbar. Wobei sich die jeweiligen Maxima der Ölfilmdicke annähernd gleichen. Da in den beiden Aufwärtshüben die Menge an Öl (Integral unter der Kurve der maximalen Ölfilmdicke) auf der Napfstruktur geringer ist, steht im folgenden Abwärtshub weniger Öl zum Aufschwimmen zur Verfügung. Neben dem reduzierten Ölangebot kann auch das Abstreifverhalten für eine geänderte Ölfilmhöhe ursächlich sein. Da die Kolbenringe in der Simulation gleich bleiben,

kann ein unterschiedliches Abstreifverhalten lediglich durch die Interaktion der Ringlauffläche mit der Laufbahnoberfläche hervorgerufen werden. Die Napfstruktur gleicht der Spiralgleithonung in ihrer Oberflächencharakteristik, unterscheidet sich jedoch durch eine geringere Rauheit. Die Abstreifverhältnisse sollten ähnlich sein, da die Unterschiede der Rauheiten, wie in Abbildung 8-20 dokumentiert, gering sind. Der dickere Ölfilm resultiert demnach daraus, dass das Öl durch die Honung besser auf der Laufbahn gehalten werden kann. Neben der Untersuchung des Aufschwimmverhaltens des dritten Rings soll auch dessen Einfluss auf die Reibung analysiert werden.

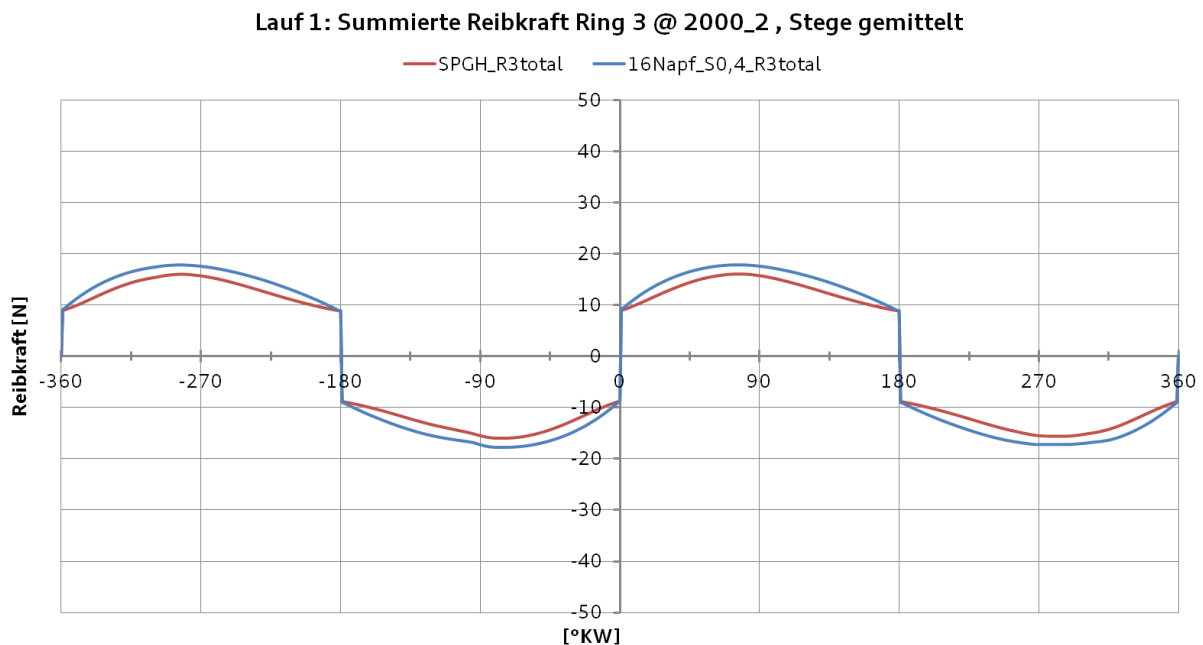


Abbildung 8-22: Lauf 1: Vergleich Reibung 16 Näpfe $S = 0,4$ und SPGH am 3. Ring

Abbildung 8-22 zeigt den Vergleich der resultierenden Reibkräfte am dritten Ring auf einer gehonten sowie auf einer laserstrukturierten Lauffläche. Abbildung 8-23 schlüsselt die Reibung an Ring 3 in beiden Varianten in Festkörperreibung und hydrodynamische Reibung auf. Hierbei ist auffällig, dass der Ring auf der laserstrukturierten Lauffläche stärker in der Mischreibung läuft, als auf der Spiralgleithonung. Eine Ursache hierfür ist das, in Abbildung 8-21 gezeigte, geringere Niveau der ölfilmhöhe. Eine Trennung der Reibpartner kann somit

schlechter stattfinden. Dabei sind die R_{pk} -Niveaus beider verglichener Laufflächen ähnlich und deshalb nicht ursächlich für die stärkere Mischreibung der genapften Fläche. Die Kernrauheiten R_k unterscheiden sich stärker und können somit die Unterschiede der Mischreibungskurven erklären.

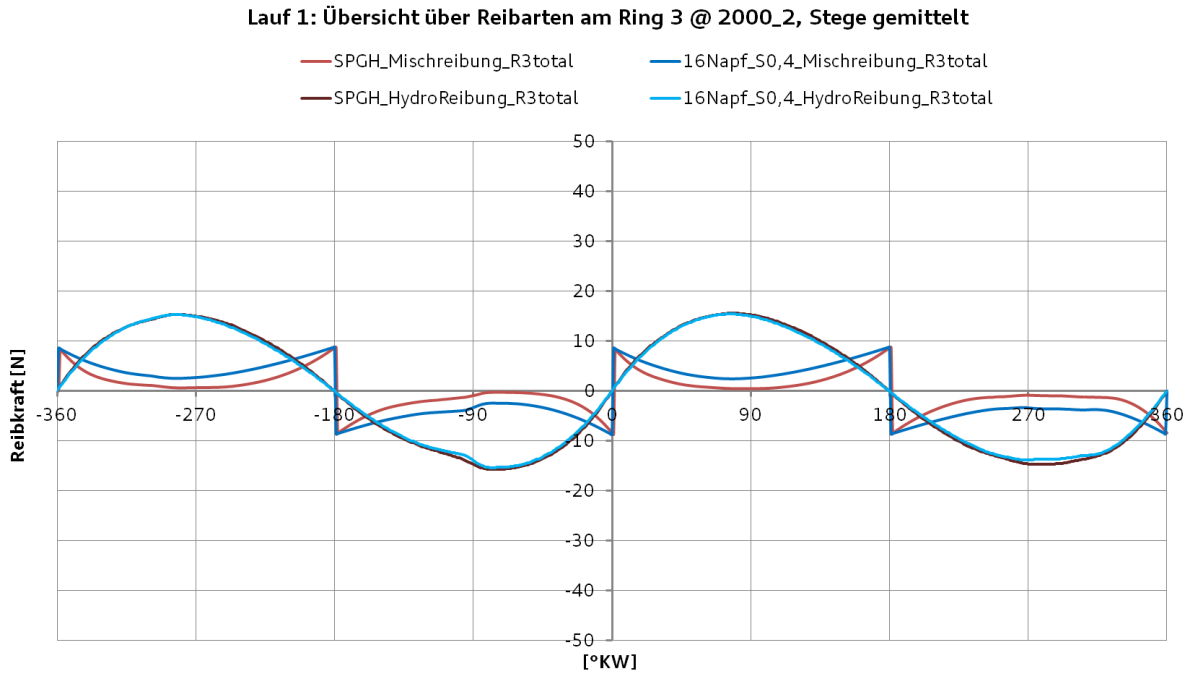


Abbildung 8-23: Lauf 1: Übersicht über Reibarten am 3. Ring

Die hydrodynamische Reibung für beide gezeigten Flächen ist nahezu gleich. Somit kann aus diesen Simulationsergebnissen gefolgert werden, dass die Unterschiede der Ölfilmhöhen keinen großen Einfluss auf die Scherkräfte im Öl haben.

Wie zuvor beschrieben, wird das Ölangebot für die Ringe 1 und 2 durch Ring 3 vorgegeben. Das Ölangebot und damit die Ölfilmhöhe unter Ring 3 ist auf der laserstrukturierten Fläche geringer, als auf der gehonten Oberfläche, siehe Abbildung 8-21. Es ist davon auszugehen, dass somit auf der laserstrukturierten Fläche auch für die ersten beiden Kolbenringe weniger Öl zur Verfügung steht. In Abbildung 8-24 wird dies dargestellt. Die Unterschiede der Ölfilmhöhen sind dabei sehr deutlich. Während die Ringe auf der Honung aufschwimmen, findet dies für die Napffläche nicht statt. Dort bleibt die Ölfilmhöhe nahezu konstant.

8 Laserstrukturierung

Da die Randbedingungen gleich sind, ist der Unterschied darin begründet, dass das Ölangebot für ein Aufschwimmen der Kolbenringe nicht ausreicht.

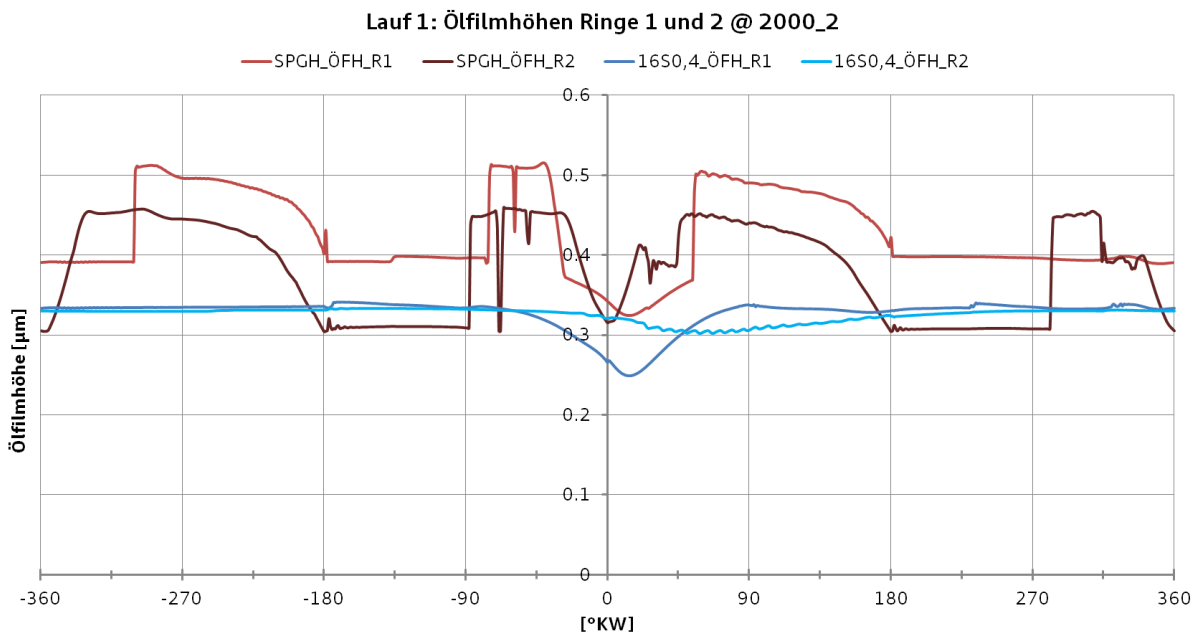


Abbildung 8-24: Lauf 1: Vergleich Ölfilmhöhen 16 Nöpfe $S = 0,4$ und SPGH am 1. und 2. Ring

Die folgenden Diagramme zeigen das, in Kapitel 5.4 erklärte, Ölbenetzungsverhalten des ersten Rings für die diskutierten Laufbahnoberflächen.

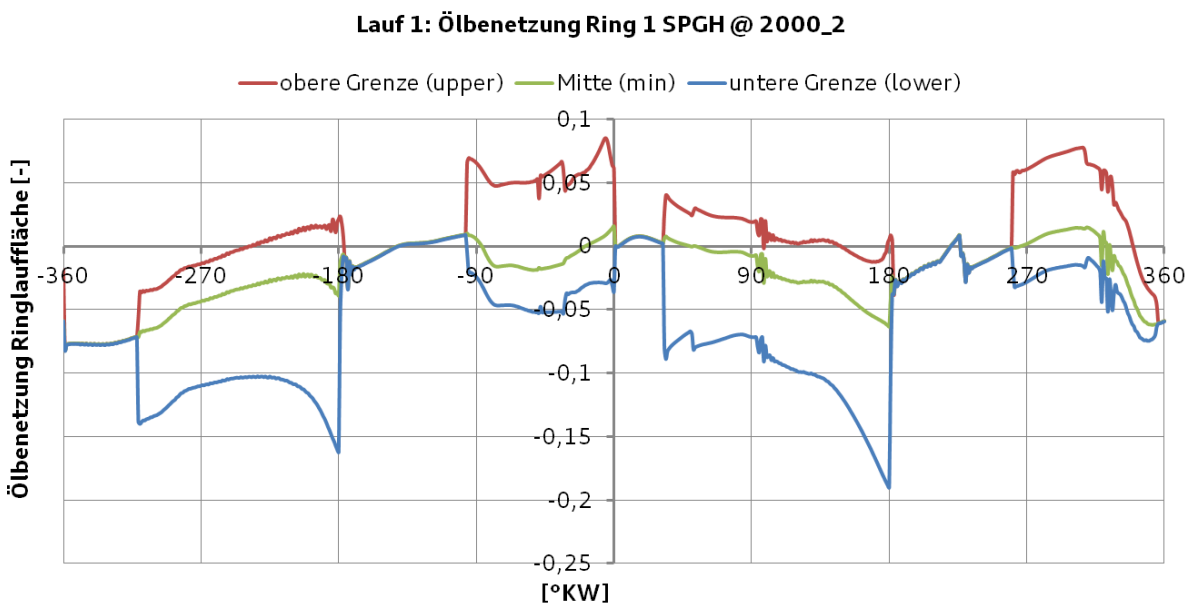


Abbildung 8-25: Lauf 1: Ölbenetzung am 1. Ring auf Spiralgleithonung

Es ist klar erkennbar, dass der Ring auf der Spiralgleitung im größten Teil des Arbeitsspiels aufschwimmt. Er läuft so hauptsächlich in der Hydrodynamik, da sich in der Abbildung zwischen der roten und der blauen Kurve eine Fläche aufspannt. Da die Kurven nicht zusammenfallen, wird die Ringlauffläche mit Öl benetzt.

Demgegenüber steht das Verhalten der Laserstruktur in Abbildung 8-26. Hier entsteht nur nahe des Zünd-OT eine Fläche zwischen den farbigen Kurven.

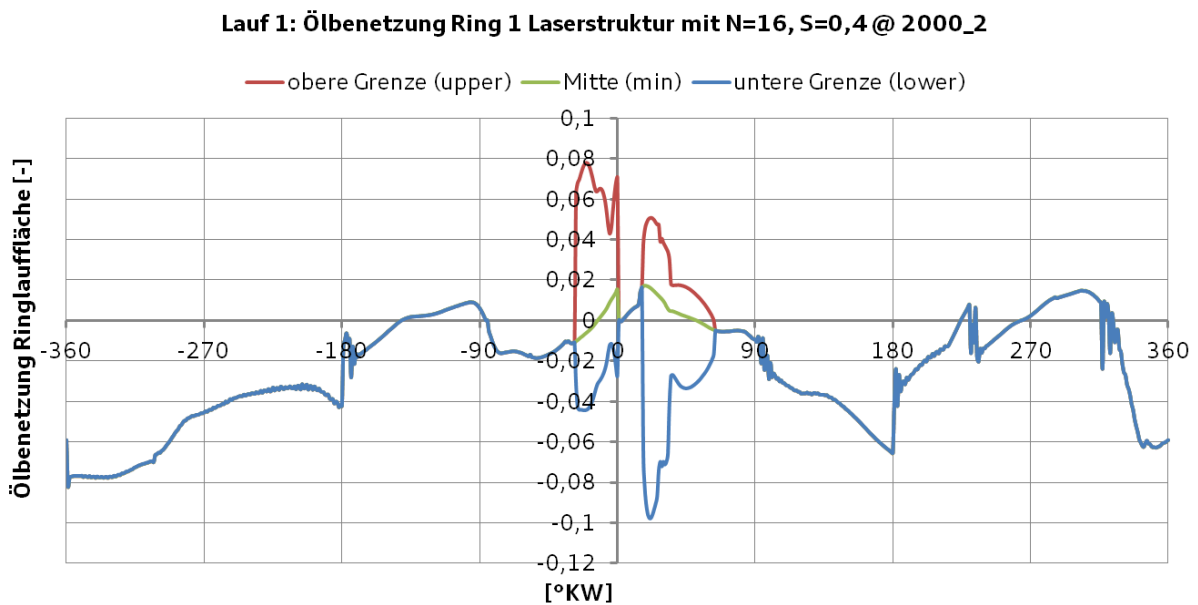


Abbildung 8-26: Lauf 1: Ölbenetzung am 1.Ring auf Laserstruktur mit 16 Näpfen und S = 0,4

Im verbleibenden Teil des Arbeitsspiels ist nur eine Kurve vorhanden. Dies bedeutet, dass sich keine Ölbenetzung aufbaut und sich Ringlauffläche und Napfstruktur berühren. Dementsprechend muss die Mischreibung dominant gegenüber der hydrodynamischen Reibung sein. Abbildung 8-27 bestätigt dies. Die Reibkraftkurve der Laserstruktur liegt nahezu im gesamten Arbeitsspiel klar über der Kurve der Spiralgleitung. Der starke Abfall der Reibkraftkurve bei circa 60°KW kann mit dem schnellen Anstieg der Ölfilmhöhe erklärt werden.

8 Laserstrukturierung

Lauf 1: Vergleich der Mischreibungskurven gemittelt für Ringe 1 und 2 @ 2000_2

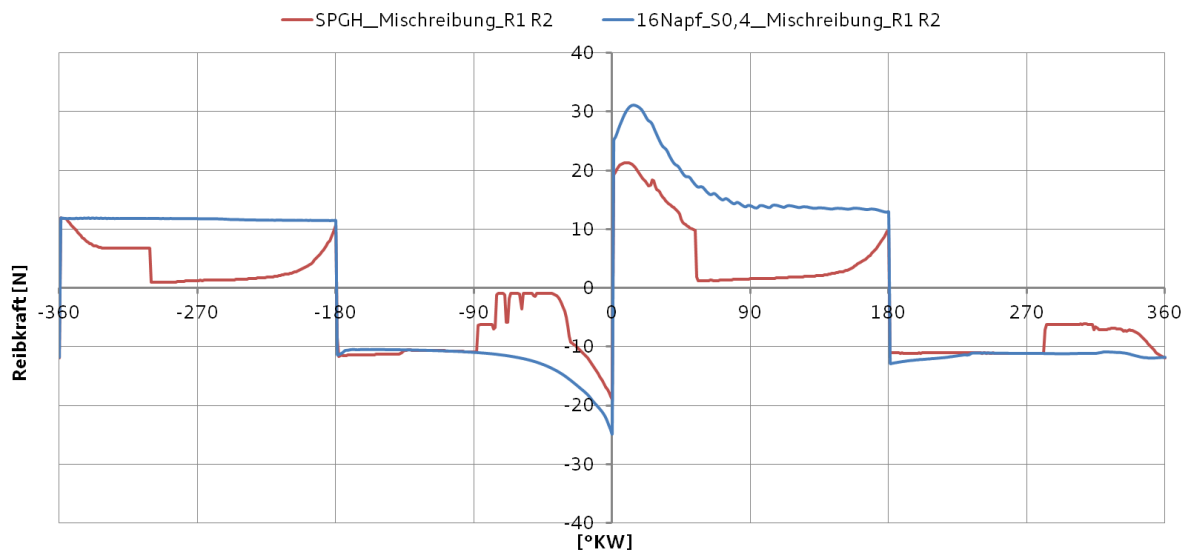


Abbildung 8-27: Lauf 1: Vergleich Mischreibung 16 Nöpfe $S = 0,4$ und SPGH am 1. und 2. Ring

Lauf 1: Vergleich der Hydrodynamikkurven Ringe 1 und 2 gemittelt, @ 2000_2

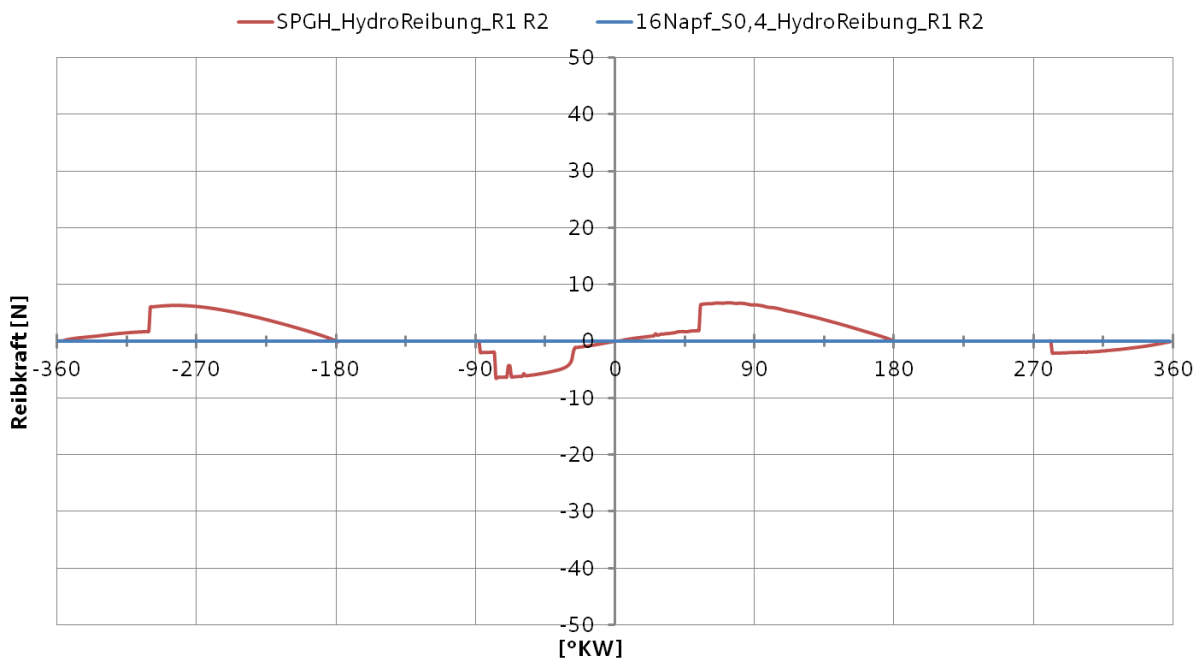


Abbildung 8-28: Lauf 1: Vergleich hydrodyn. Reibung 16 Nöpfe $S=0,4$ und SPGH am 1. und 2. Ring

In Abbildung 8-28 ist der zugehörige Verlauf der hydrodynamischen Reibung dargestellt. Diese weist für die genapfte Oberfläche keine hydrodynamische Reibung aus. Die fehlende Trennung durch den Ölfilm und die somit nicht vorhan-

dene hydrodynamische Reibung bedeutet einen starken Verschleiß der Kolbenringe und der Laserstruktur. Beide Reibpartner müssen daher bei Motorversuchen aufmerksam beobachtet werden, damit kein Fressen auftritt. Abschließend erfolgt in Abbildung 8-29 die Gegenüberstellung der Gesamtreibkraftverläufe.

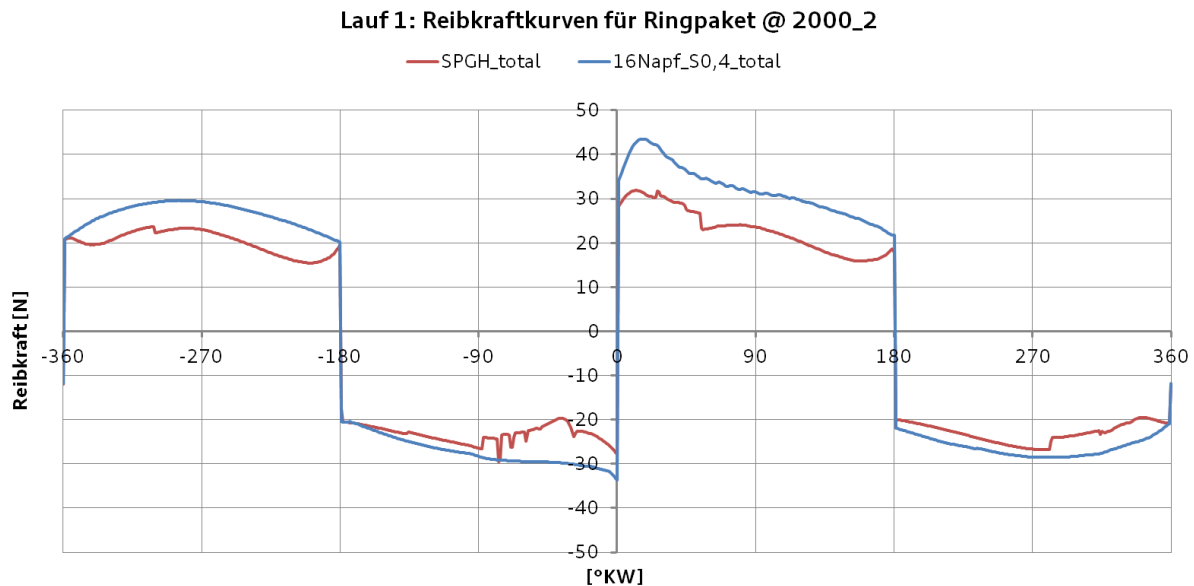


Abbildung 8-29: Lauf 1: Vergleich Gesamt-Reibung 16 Nöpfe S=0,4 und SPGH für alle Ringe

Bedingt durch das geringere Ölangebot der Napfstruktur zeigt sich in der Gesamtreibkraft ein klarer Nachteil für diese Laserstruktur. Dieser ergibt sich hauptsächlich durch die Dominanz des Festkörperkontakts der Kolbenringe 1 und 2. Um hier Abhilfe zu schaffen, sollte die Geometrie der Kolbenringlaufflächen in die Analyse sich anschließender Arbeiten mit einbezogen werden. Möglicherweise sind diese für die Laserstruktur zu scharf gestaltet und streifen somit die geringe vorhandene Ölmenge zu stark ab.

Im Folgenden werden die simulierten Varianten vorgestellt. Zunächst soll in Abbildung 8-30 der Einfluss der Napfanzahl bei gleichem Napfflächenanteil, hier 40%, der Spiralgleithonung gegenüber gestellt werden. Mit abnehmender Napfanzahl und damit zunehmender Napfgröße wird ein reibungsmindernder Effekt sichtbar.

8 Laserstrukturierung

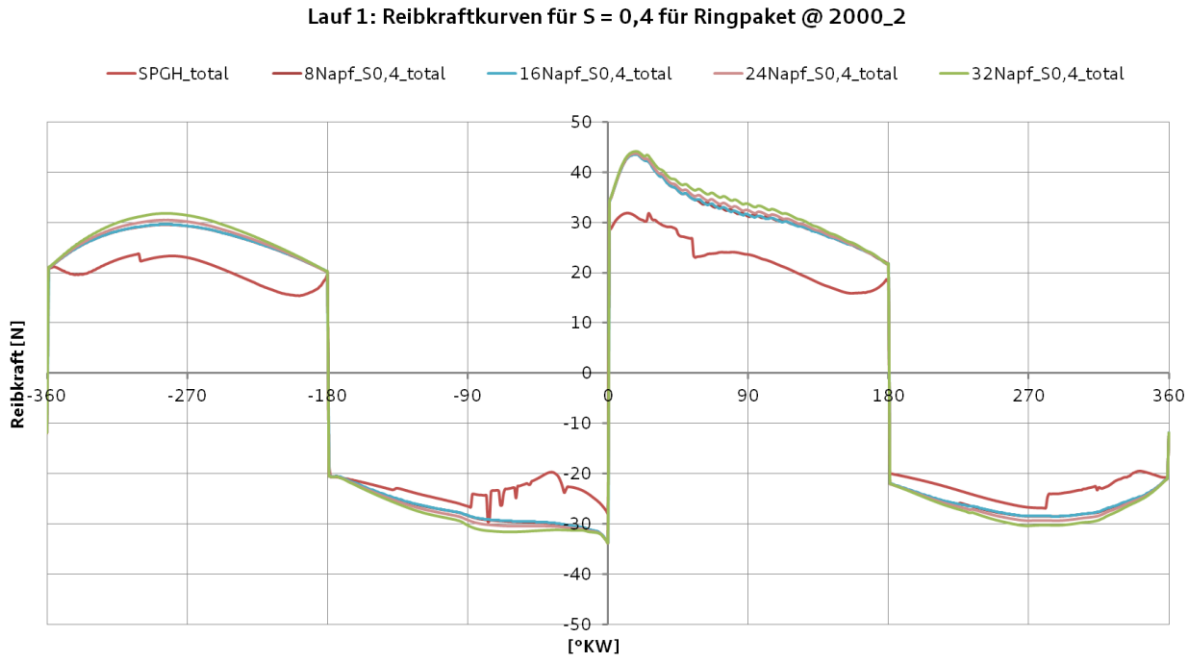


Abbildung 8-30: Lauf 1: Vergleich des Einflusses der Napfanzahl bei gleichem Napfflächenanteil

In Abbildung 8-31 sind alle im Lauf 1 simulierten Napfflächen mit einer Reibkraftkurve repräsentiert. Es zeigt sich, dass die Spiralgleithonung stets die geringste Reibung aufweist und die Kurven der Laserstrukturen größtenteils aufeinander liegen.

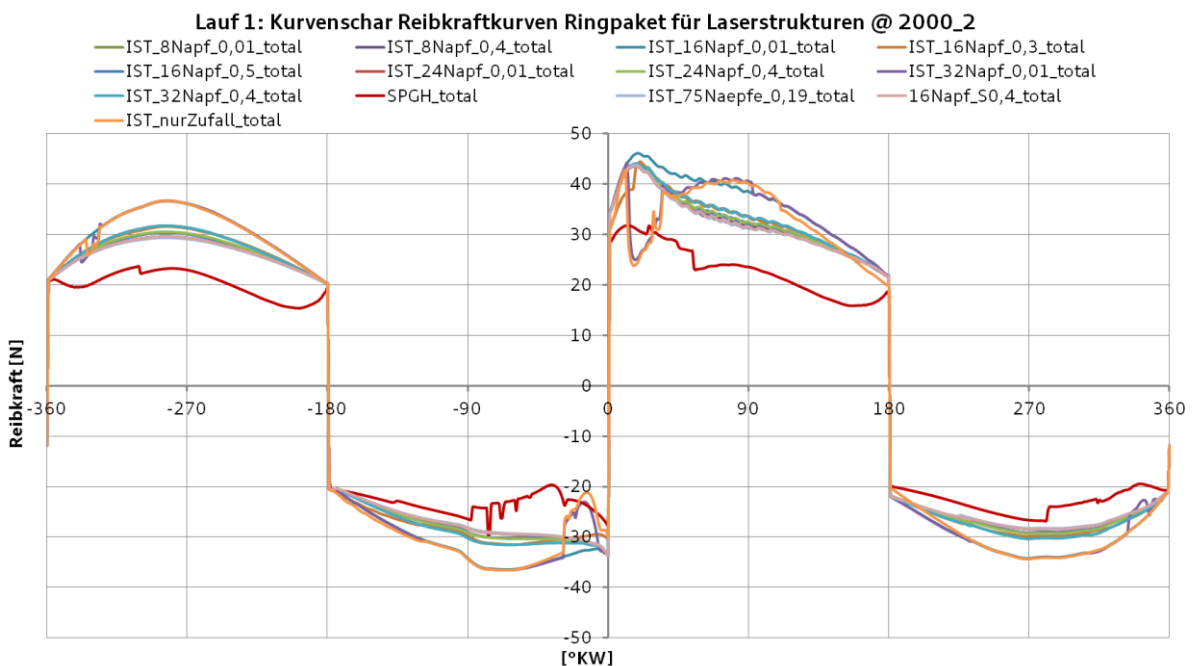


Abbildung 8-31: Lauf 1: Vergleich der Reibkraftkurven für Laserstrukturen und Serienhonung

Wie bereits im vorherigen Kapitel, zeigt sich auch hier, dass die Napfgröße einen Einfluss auf die Reibung hat. Je kleiner die Nöpfe, desto größer die Reibung. So liegt die Kurve für 32 Nöpfe über den anderen Kurven und auch die Reibkraftkurve für 24 Nöpfe bestätigt diese Tendenz, wenn auch weniger ausgeprägt. Zwischen den Varianten mit 16 oder 8 Nöpfen ist kein Unterschied erkennbar. Insgesamt zeigt sich jedoch kein Reibungsvorteil, vielmehr ein deutlicher Nachteil der Napfstruktur gegenüber der Spiralgleithonung. Um diesen Effekt nachzuvollziehen werden die Merkmale der Flächen, insbesondere die Rauigkeiten, eingehend untersucht, siehe Abbildung 8-19. Denn sowohl die Flächengröße als auch alle anderen Randbedingungen für die Simulation sind jeweils gleich. Bei dieser Untersuchung fällt auf, dass sich die Flächen bezüglich R_k und R_{vk} unterscheiden. Die Tiefe der Strukturen, der R_{vk} -Wert, hat dabei einen untergeordneten Einfluss auf die Reibkraft, da diese tiefen Bereiche der Flächen nicht in Kontakt treten können. Unter der in der MIT-Simulation gemachten Annahme, dass die Rauheitsspitzen bei Berührung abgeschert werden, ist die Ursache für das unterschiedliche Reibverhalten die Mittenrauheit R_k . Diese wird für die synthetischen Laserstrukturen von Lauf 2 geändert.

Diskussion der Simulationsergebnisse von Lauf 2

Für Lauf 2 wird ein zweiter Satz Napfstrukturen erzeugt, dessen Oberfläche, wie in Abbildung 8-20 gezeigt, rauer ist als die in Lauf 1 erzeugten Oberflächen. Die R_{pk} - und R_k -Werte liegen, wie in Abbildung 8-19 beschrieben, bei diesem zweiten Satz Laserstrukturen deutlich höher als bei der Spiralgleithonung. Um vergleichbare Ergebnisse zu erhalten, wird die Variante mit 16 Nöpfen und 40% Flächenanteil zur Ergebnisanalyse herangezogen. Der Vergleich der Ergebnisschar von Lauf 2 mit der Spiralgleithonung schließt sich an.

Die in der Abbildung 8-32 gezeigten gemittelten Ölfilmhöhen an Ring 3 zeigen einen klaren Anstieg der Ölfilmstärke für die neuen Laserstrukturen. Auch für die in Abbildung 8-34 dargestellten Ölfilmhöhen der Ringe 1 und 2 gilt dies unein-

8 Laserstrukturierung

geschränkt. Dem kompletten Ringpaket steht wesentlich mehr Öl zur Verfügung, als bei den im Vergleich glatten Laserstrukturen von Lauf 1.

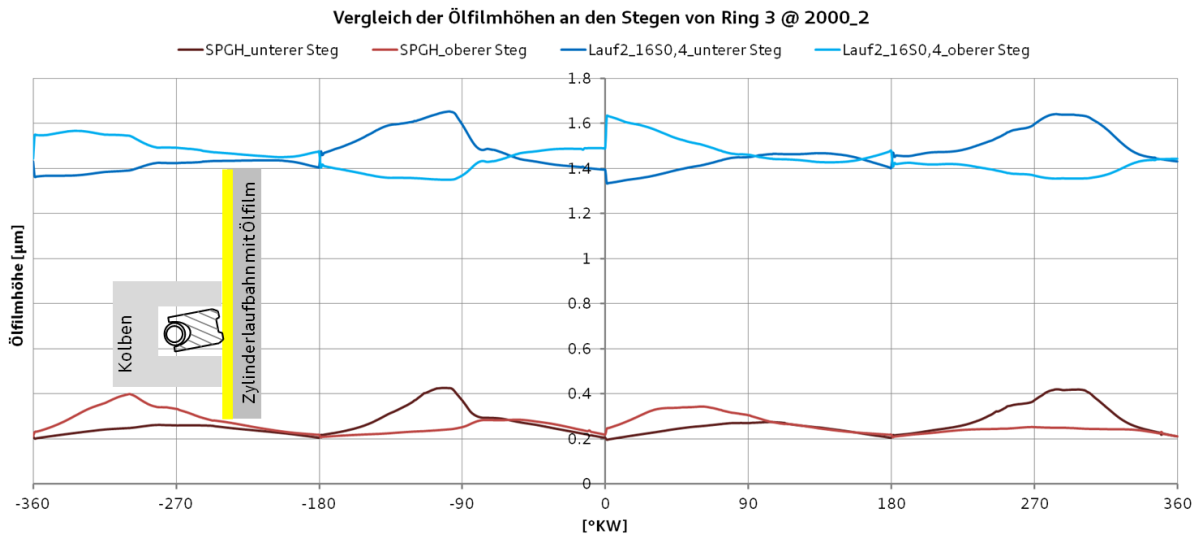


Abbildung 8-32: Lauf 2: Vergleich der Ölfilmhöhen von 16 Näpfe, $S = 0,4$ und SPGH am 3. Ring

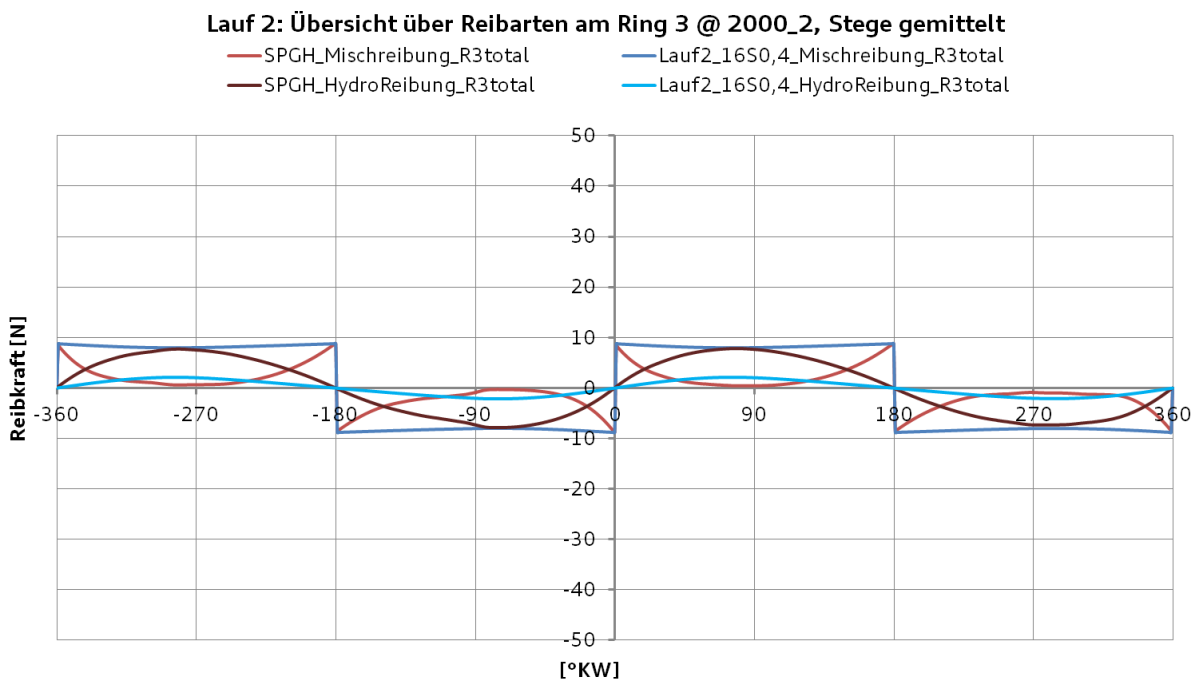


Abbildung 8-33: Lauf 2: Übersicht über Reibarten am 3. Ring

Aus Abbildung 8-33 ist ersichtlich, dass die Mischreibung für Lauf 2 am dritten Ring trotz des dickeren Ölfilms gegenüber der hydrodynamischen Reibung vor-

herrschend ist. Da die Ölfilmhöhe gegenüber der Spiralgleithonung stark zugenommen hat, entsteht der hohe Anteil an Festkörperreibung durch die Berührung der Ringlauffläche mit der rauen Laserstruktur. Der Ring schwimmt zwar deutlich besser auf, aber nicht genug, um die tribologischen Partner vollständig zu trennen. Die hier herangezogene Auswertungsgröße Ölfilmhöhe ist definiert als minimaler Abstand der Mittellinien der Rauheitsprofile der Reibpartner. Durch die in Lauf 2 deutlich erhöhte Spitzen- und Kernrauheit ist eine Vergrößerung des minimalen Abstands der Reibpartner um mehr als $1\ \mu\text{m}$ möglich. Dadurch ist auch der starke Anstieg der Ölfilmhöhe an Ring 3 zu erklären. Aus dieser gemittelten Ölfilmhöhe ragen nun auch größere Rauheitsspitzen heraus, so dass es zur Festkörperberührung der tribologischen Partner kommen muss. Dadurch ist es zu erklären, dass die Mischreibung am dritten Ring bei Lauf 2 vergleichbar hoch ist wie die hydrodynamische Reibung von Ring 3 auf der Spiralgleithonung. Bedingt durch die große Mischreibung am dritten Ring kann ein nachteiliger Effekt auf den Laufbahnverschleiß nicht vollständig ausgeschlossen werden. Da das Simulationsprogramm keine Funktion zur Verschleißbewertung bietet, kann keine Aussage zum Ausmaß des zu erwartenden Verschleißes getroffen werden.

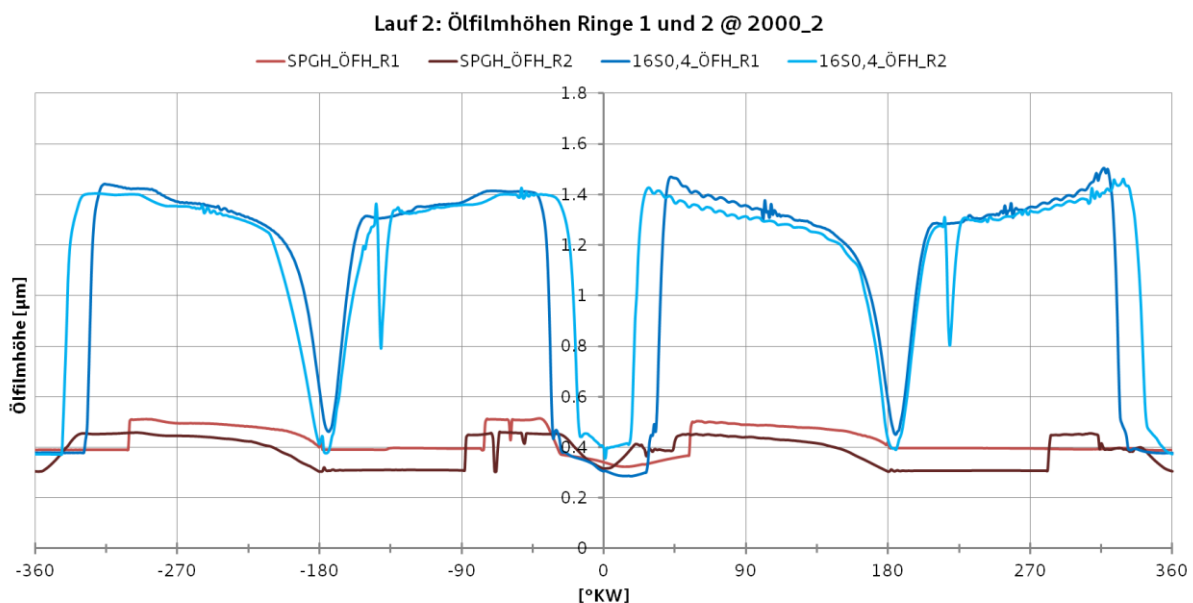


Abbildung 8-34: Lauf 2: Vergleich der Ölfilmhöhen 16 Nöpfe, $S = 0,4$ und SPGH am 1. und 2. Ring

Es ist zudem vorstellbar, dass, wie bei Honungen üblich, die Spitzen nach dem Einlauf abgetragen sind und es somit zu keinem weiteren Verschleiß kommt. Wie in Abbildung 8-34 dokumentiert, steht für die ersten beiden Ringe erheblich mehr Öl zur Verfügung, das ein Aufschwimmen ermöglicht.

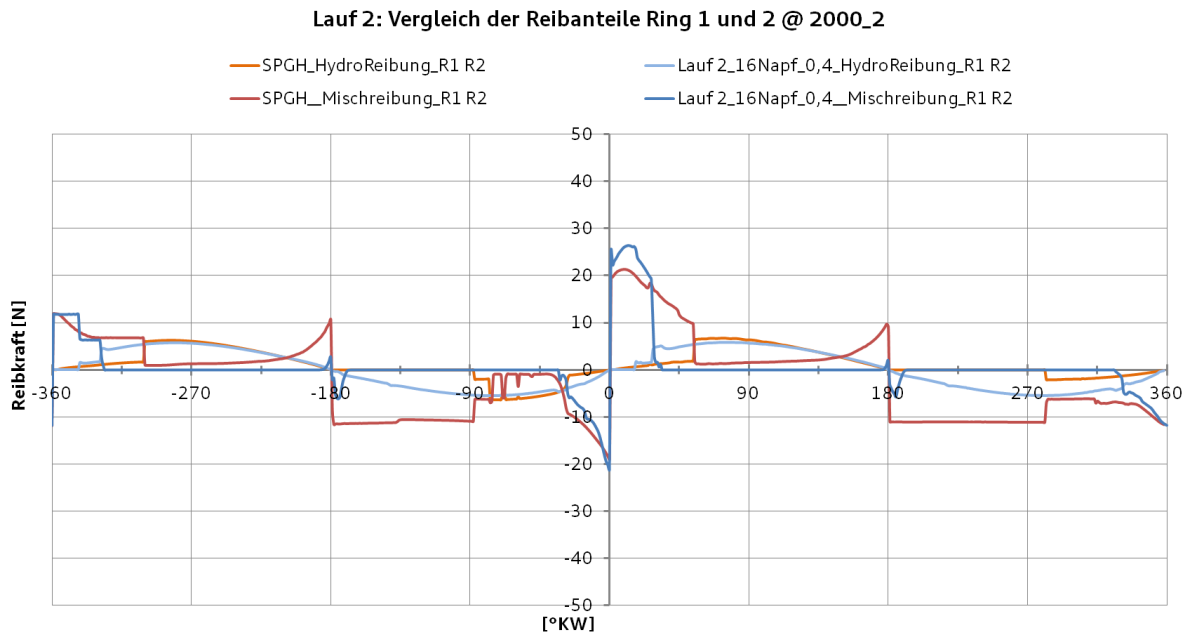


Abbildung 8-35: Lauf 2: Reibanteile an Ringen 1 und 2

Die Mischreibung an diesen beiden Ringen sinkt aufgrund des vorliegenden dicken Ölfilms stark ab. Auch die Anteile der hydrodynamischen Reibung sinken aufgrund der Ölfilmhöhenzunahme, da die Scherung aufgrund des dickeren Ölfilms abnimmt. Die entsprechenden Reibkraftverläufe dazu finden sich in Abbildung 8-35.

Insgesamt wird die Reduzierung der Gesamtreibung durch eine wesentlich stärkere Festkörperreibung am dritten Ring erkauft. Dies muss hinsichtlich des Verschleißes kritisch betrachtet werden. Die Versuchsbuchsen für Messungen im Floating-Liner-Motor sollten daher nach den gefeuerten Messungen auf Merkmale, die auf erhöhten Verschleiß hindeuten, untersucht werden.

8 Laserstrukturierung

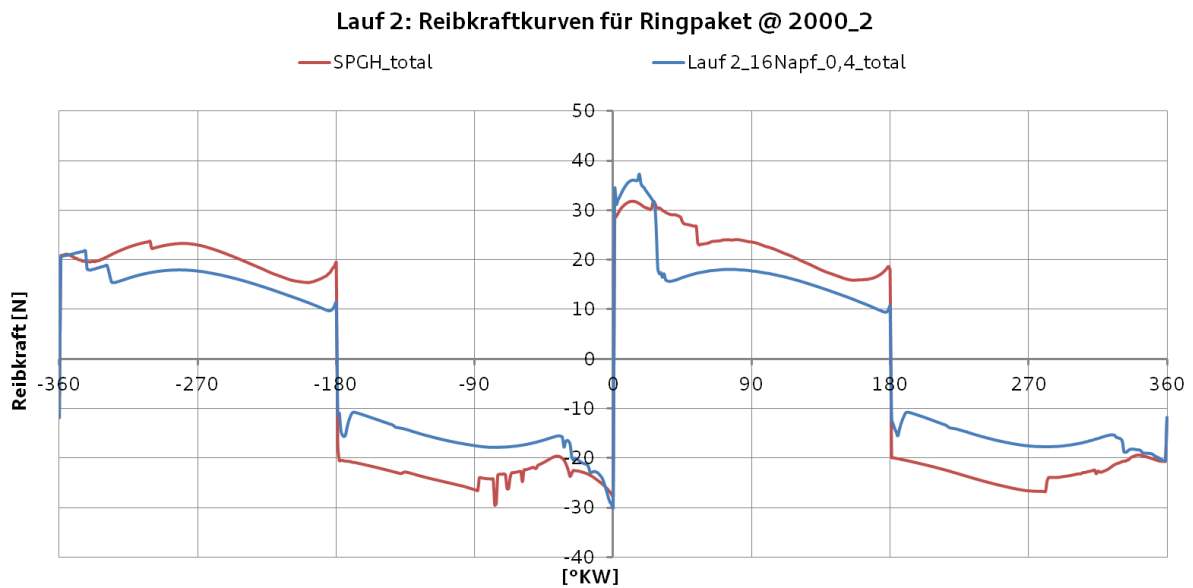


Abbildung 8-36: Lauf 2: Vergleich der Reibkräfte zwischen 16 Nöpfe, S = 0,4 und SPGH

In Summe zeigt sich in Abbildung 8-36, sowie annähernd im gesamten Arbeitsspiel, ein deutlicher Vorteil der Lauf 2-Laserstrukturen gegenüber der Honung.

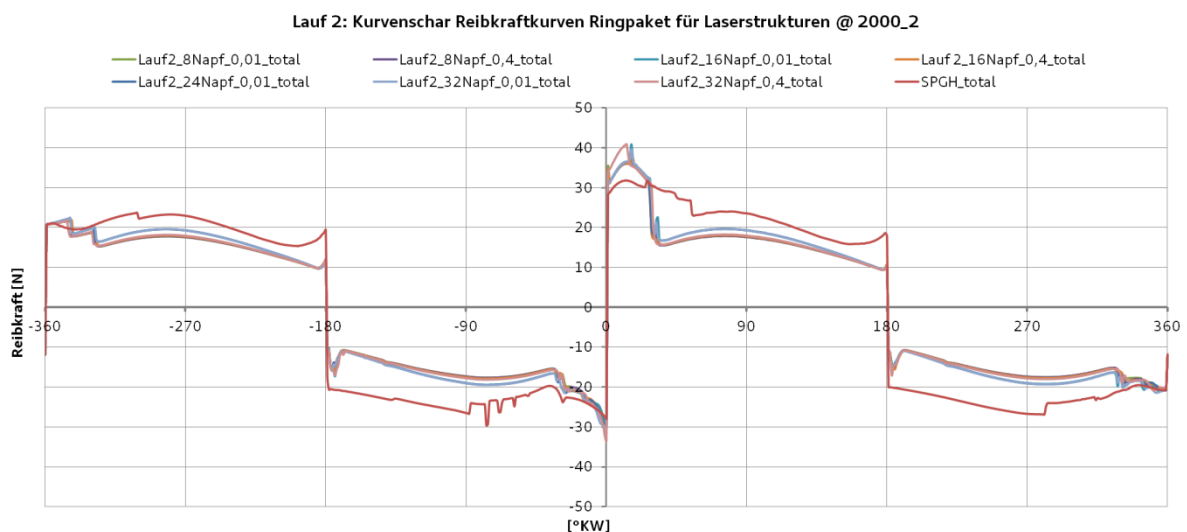


Abbildung 8-37: Lauf 2: Vergleich der Reibkraftkurven für Laserstrukturen und SPGH

Die nachfolgend dargestellten Reibkraftverläufe von verschiedenen Napfstrukturen im Vergleich mit der Serienhonung, Abbildung 8-37, zeigen durchgängig Vorteile für die Napfstrukturen. Im Vergleich mit Abbildung 8-31 fällt allerdings auf, dass die Schar der Laserstrukturkurven aus Lauf 2 größtenteils unverändert

bleibt, wenngleich die Schwankungsbreite der Varianten abnimmt. Es liegt daher nahe, dass die Verbesserung gegenüber der Honung nicht aus den Näpfen resultiert, sondern aus der geänderten Oberflächenrauheit. Wie bereits zuvor beschrieben, kann mit der hier verwendeten MIT-Simulationstechnik nicht auf die Wirkung der Näpfe als Ölspeicher eingegangen werden. Außerdem sind, insbesondere im Lauf 2, die Größenordnungen der Oberflächenmerkmale Rauheit der Deckschicht und Napftiefe sehr ähnlich. Den Näpfen mit einer Tiefe von 5 μm stehen Rauheitsspitzen mit einer Höhe von 2 μm gegenüber. Mit dem System der R_k -Kennwerte lassen sich diese Unterschiede auch in der Charakterisierung der Oberflächen nicht exakt auflösen. Wie beschrieben, konzentriert sich die Simulation auf die R_{pk} - und R_k -Bereiche der Oberfläche. Die Ausdehnung der Näpfe in die Tiefe, dem Bereich der Ölspeicherung, beeinflusst aber hauptsächlich der R_{vk} -Wert.

Zusammenfassend kann gefolgert werden, dass der Einfluss auf die Reibung deutlich mehr von der Oberflächenrauheit, als von der Napfgeometrie beeinflusst wird. In Lauf 1 zeigen die Napfstrukturen keinen Reibungsvorteil gegenüber der Spiralgleithonung. Auch unterscheiden sich die für Lauf 1 simulierten Napfvarianten nicht wesentlich in ihrer Auswirkung auf die Reibkraftverläufe. Es besteht nur geringe Sensitivität des MIT-Tools auf die Napfstrukturen und die Änderung der geometrischen Größen der Näpfe. In Lauf 2 wird dies durch den, im Vergleich zur hydrodynamischen Reibung, starken Mischreibungseinfluss auf die Gesamtreibung deutlich. Wieder unterscheiden sich die Napfvarianten nicht wesentlich voneinander. Allein durch die Grundrauheit wird das Reibkraftniveau gesenkt. Wie erläutert, muss für die entsprechend Lauf 2 gefertigten Buchsen mit höherer Grundrauheit im Laufe der Messungen das Verschleißbild der Laufbahnen untersucht werden, um zu analysieren welchen Einfluss die simulierte, hohe Mischreibung am dritten Ring hat. Die MIT-Ergebnisse aus beiden Läufen entscheiden sich jeweils durch die Ölfilmangebote, die durch die verwendeten Algorithmen entstehen. Gleichzeitig kann der Öltransport zwischen den Näpfen und eine eventuelle Ölreservoirbildung in den Näpfen mit dem MIT-Programm

nicht genau analysiert werden. Deshalb ergibt sich aus den MIT-Ergebnissen Klärungsbedarf zum Öltransport. Dies soll im folgenden Kapitel mittels CFD-Simulation näher erläutert werden.

8.2.3 Öltransportmechanismen mit CFD-Methoden

Wie im vorherigen Kapitel erläutert, ist es mit dem Öltransportmodell, das im MIT-Tool hinterlegt ist, nicht möglich, die durch die Napfstruktur entstehende Ölreservoirs hinsichtlich ihrer Wirkung auf die Schmierung und somit die Reibung zu bewerten. Der in Abbildung 8-45 dargestellte Versuch am Einzelnapf zeigt jedoch klar, dass eine Ölförderung aus dem Napf erfolgt. In diesem Kapitel sollen die Ergebnisse der CFD-Simulation mit denen dieses Versuches verglichen werden. Neben der Entleerung eines mit Öl gefüllten Napfes wird die Befüllung eines leeren Napfes untersucht. Durch die Simulationstechnik ist es weiterhin möglich, mehrere Napfvarianten zu beurteilen. In Tabelle 8-6 sind die für die Napfentleerung simulierten Varianten dargestellt.

Tabelle 8-6: Napfvarianten für CFD-Simulationen

	Variante 1	Variante 2	Variante 3
Napftiefe	5 μm	5 μm	10 μm
Napfdurchmesser	20 μm	75 μm	20 μm

Neben der für die IST- und MIT-Ergebnisse genutzten Napftiefe 5 μm wird auch die Napftiefe 10 μm untersucht, um zu analysieren, ob sich durch die Strömung im Napf Effekte zeigen, die die Nachteile im Tragdruckaufbau kompensieren. Mit Variante 2 wird der Einfluss des Napfdurchmessers auf die Strömung im Napf bewertet. Alle Simulationen erfolgen an einem isolierten Napf, der in eine glatte Oberfläche eingebracht ist. Aufgrund der feinen Diskretisierung des Rechenetzes beträgt die Rechenzeit am Einzelnapf bis zu 30 Tage und eine Untersuchung der Interaktion mehrerer Nöpfe auf einer Fläche ist so nicht möglich.

Mit dem CFD-Programm OPEN FOAM wird eine Anordnung mit einem einzelnen Napf nachgebildet. Es kommt dabei ein Zwei-Phasen-Modell zur Anwendung.

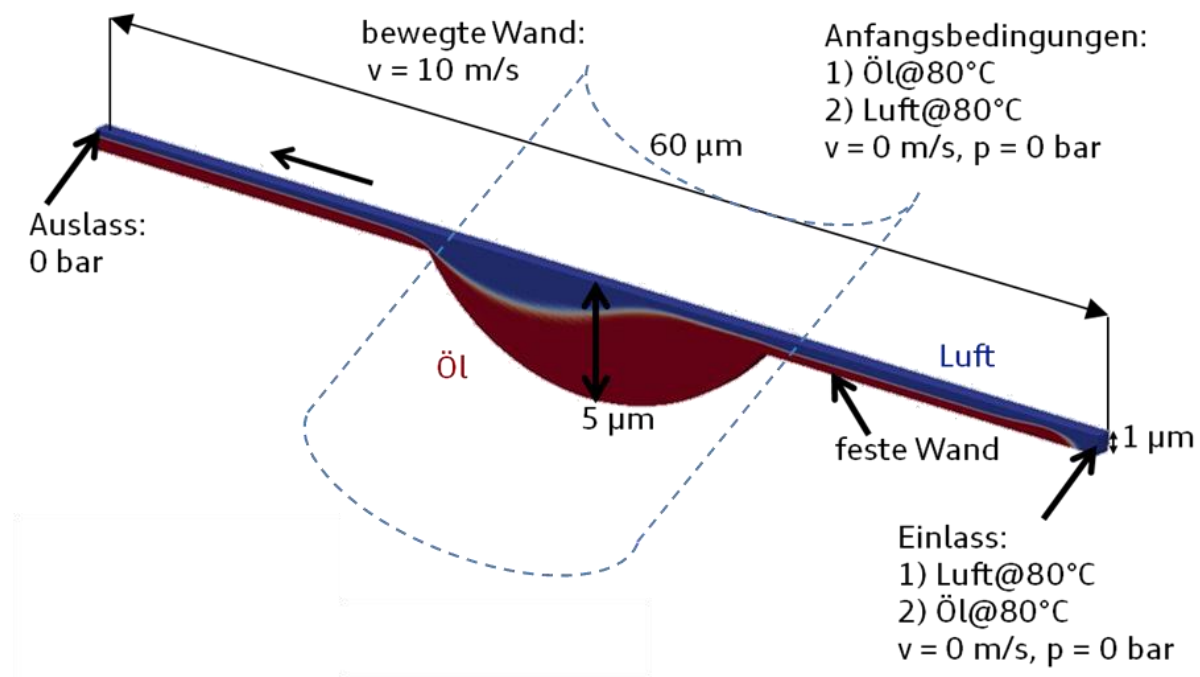


Abbildung 8-38: Geometrie und Randbedingungen [83]

Zunächst wird die Entleerung von Variante 1 aus Tabelle 8-6 untersucht. Dabei wird ein Napf mit einer Tiefe von $5 \mu\text{m}$ simuliert. Die Spalthöhe beträgt $1 \mu\text{m}$. Um die Bewegung des Kolbenrings über den Napf hinweg nachzubilden, wird über den Spalt in der Simulation eine Platte mit einer Geschwindigkeit von 10 ms^{-1} hinweg bewegt. Die weiteren Randbedingungen des CFD-Modells finden sich in Abbildung 8-38. Es werden eine laminare Strömung und eine glatte Oberfläche zugrunde gelegt. Eine überlagerte Oberflächenrauheit würde nur im Turbulenten eine Auswirkung zeigen. Für die Leerung des Napfes wird ein Luftvolumen am rechten Bildrand angenommen. Durch die Plattengeschwindigkeit wird diese Luft in den Napf gesaugt. Die sich bewegende Platte schert die obersten Ölschichten ab. Je näher sich das Öl an der festen Wand des Napfes befindet, desto weniger Scherung findet statt. Es bilden sich zur Grenzschicht, die die Medien trennt, zwei Schergradienten aus, die eine unterschiedliche Viskosität und deswegen ein unterschiedliches Scherverhalten aufweisen. Die langsamere Öl-

schicht bremst die schnellere Luftschicht, so dass das Einströmen der Luft in den Napf verzögert wird.

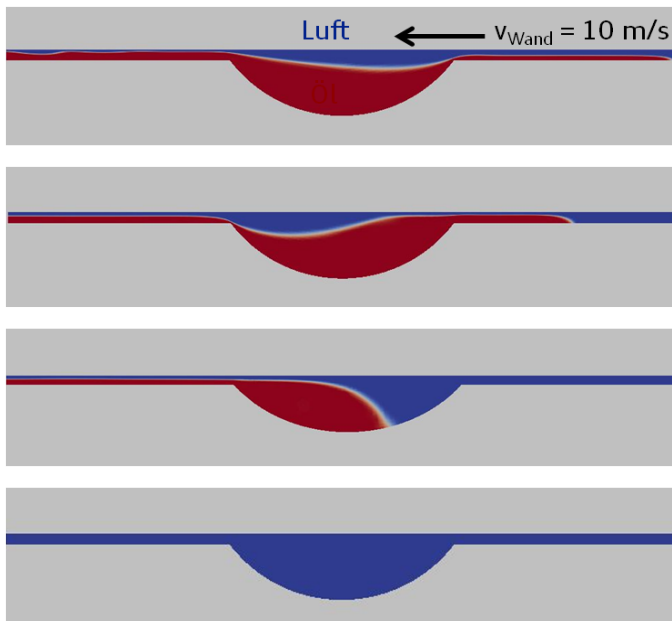


Abbildung 8-39: Leerlaufen des vollgefüllten Napfes [83]

Die vier in Abbildung 8-39 dargestellten Stadien der Entleerung zeigen, dass das Öl bei Variante 1 vollständig aus dem Napf strömt und solange Öl vorhanden ist, die glatte Oberfläche mit Öl versorgt. Der Napf erfüllt somit die Funktion eines Ölzwischenspeichers.

Abbildung 8-40 zeigt die sich bildenden Wirbel von Variante 1, die bei der Entleerung entstehen. Während sich in der Luft im rechten Teil des Napfes ein Wirbel entgegen der Uhrzeigerrichtung ausbildet, dreht der Wirbel im Öl im Uhrzeigersinn.

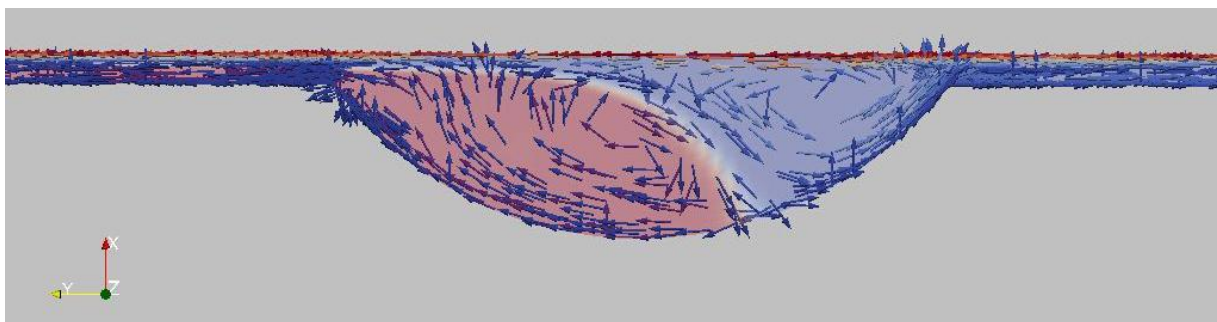


Abbildung 8-40: Wirbelbildung beim Leerlaufen des Napfes [83]

Der rechtsdrehende Wirbel im Öl führt dazu, dass das Öl nicht ohne Widerstand aus dem Napf strömt, sondern in diesem gehalten wird.

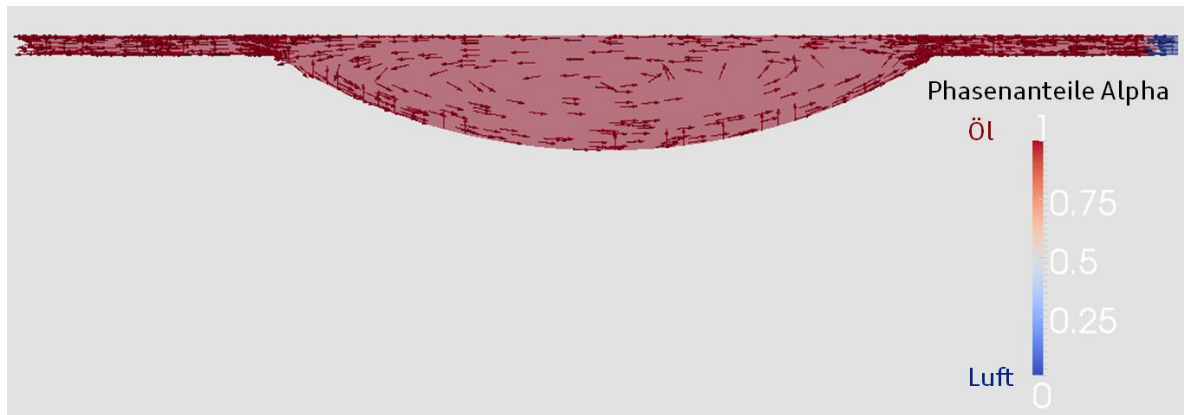


Abbildung 8-41: Instationäre Simulation: Leerlaufen Variante 2 [83]

In Abbildung 8-41 ist ein Bildausschnitt der instationären Simulation zum Leerlaufen von Variante 2 dargestellt. Die Skala im rechten Teil des Bildes zeigt die Farbcodierung der Phasenanteile Alpha. Ist Alpha gleich eins, und somit roter Färbung, existiert nur die Öl-Phase. Wenn Alpha gleich null ist, ist entsprechend nur Luft vorhanden. Der große, aber instabile Wirbel in der Napfmitte verhindert hier das schnelle Einströmen der Luft und so das schnelle Ausströmen des Öls. Bei steigender Füllung des Napfes mit Luft werden sich an den Grenzschichten der Plattenbewegung, wie in Abbildung 8-40, entgegengesetzte Wirbel ausbilden und ebenfalls die Napfentleerung zumindest verlangsamen.

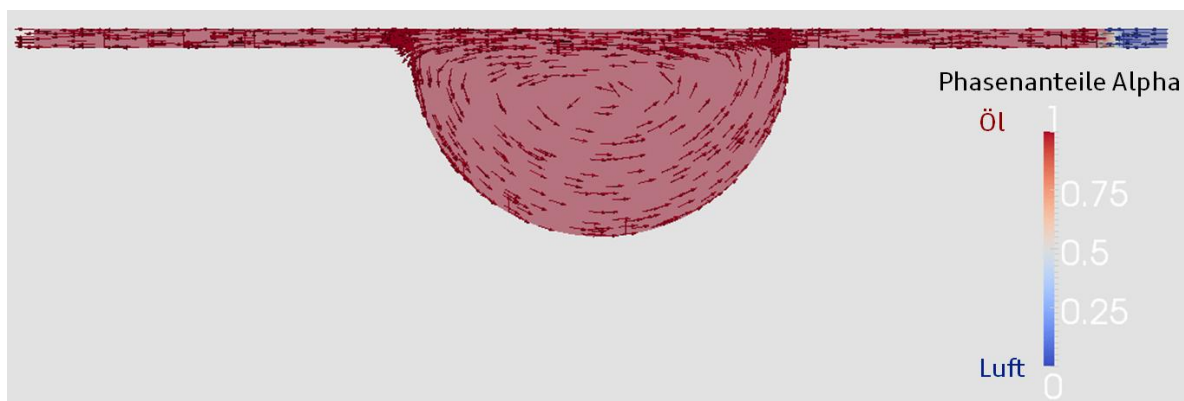


Abbildung 8-42: Instationäre Simulation: Leerlaufen Variante 3 [83]

Bei Variante 3, Abbildung 8-42, entsteht ein stabiler, großer Wirbel, der die Napfentleerung stärker verzögert als bei den Varianten 1 und 2. Dieser Wirbel wird durch die steile Napfkante in Kombination mit der Napftiefe begünstigt.

Um die Varianten hinsichtlich ihres Leerlaufverhaltens zu bewerten, wird in Abbildung 8-43 verglichen, wie sich das Verhältnis von Luft zu Öl nach 0,5 ms jeweils geändert hat. Für die Varianten 1 und 2 mit jeweils gleicher Napftiefe, aber unterschiedlichen Napfdurchmessern, verläuft das Leerlaufen annähernd gleich schnell. Es bilden sich sowohl am Einströmbereich der Luft, als auch im Napfgrund Wirbel, die allerdings nicht sehr stabil sind und somit die Füllung des Napfes mit Luft nur in geringem Maße verzögern. Variante 3 hat aufgrund ihrer Napfgeometrie im Vergleich die beste Wirkung als Ölreservoir, da diese bis zum vollständigen Leerlaufen am längsten benötigt.

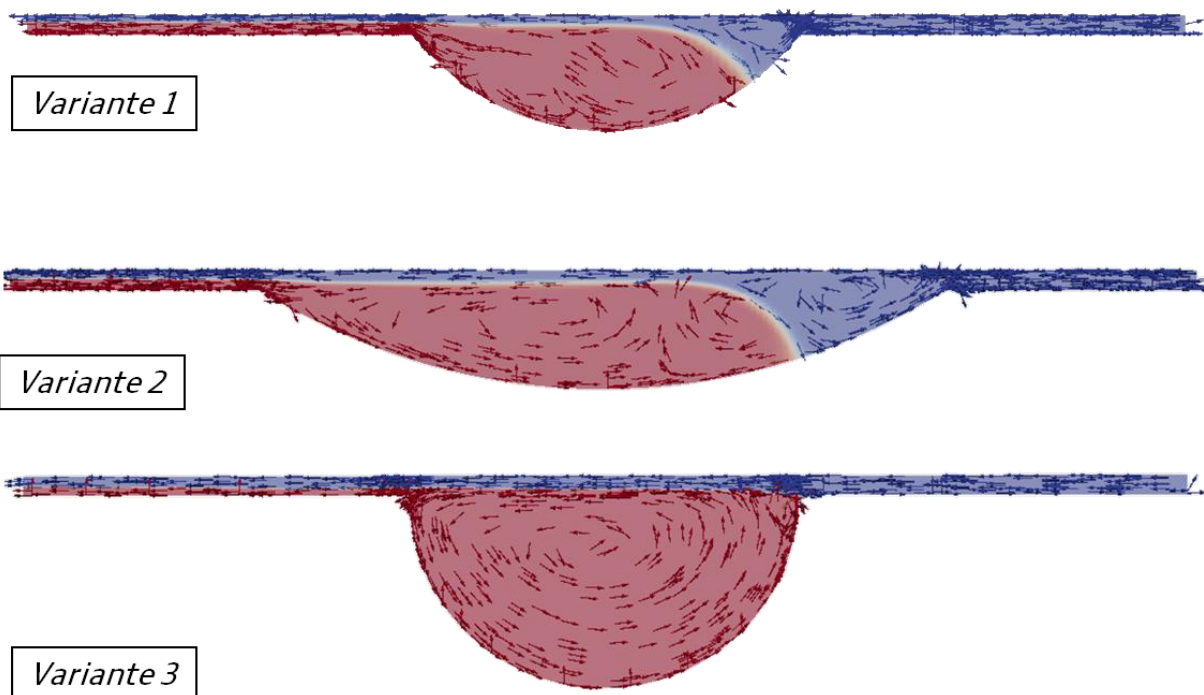


Abbildung 8-43: Leerlaufvergleich nach 0,5 ms [83]

Abbildung 8-44 zeigt einen Ausschnitt zur Napfbefüllung. In der CFD-Simulation ergibt sich eine Mindestspaltweite von 2 μm über dem Napf, damit das Öl die

Oberflächenspannung der im Napf befindlichen Luft überwinden kann. Es muss am realen Napf demnach eine Mindestölfilmstärke und damit ein Mindestölangebot vorliegen, damit die Näpfe ein Ölreservoir bilden können.

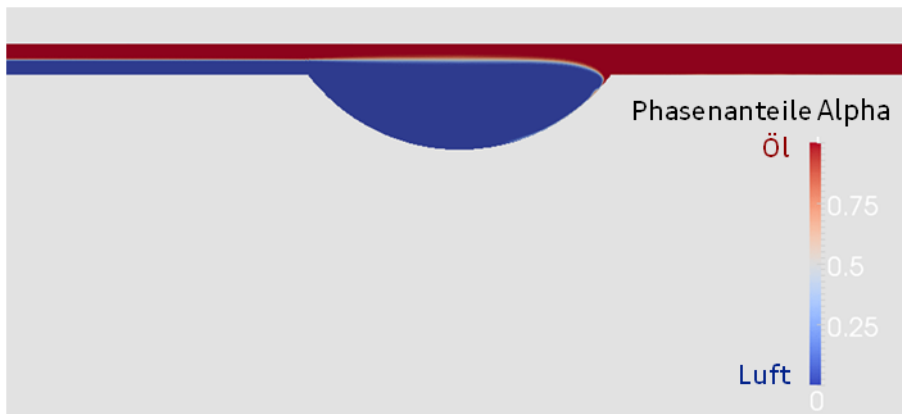


Abbildung 8-44: Volllaufen des Napfes mit Öl [83]

Nach der Diskussion der CFD-Ergebnisse folgt eine Zusammenfassung der wichtigen Erkenntnisse aus dem realen Versuch [85].

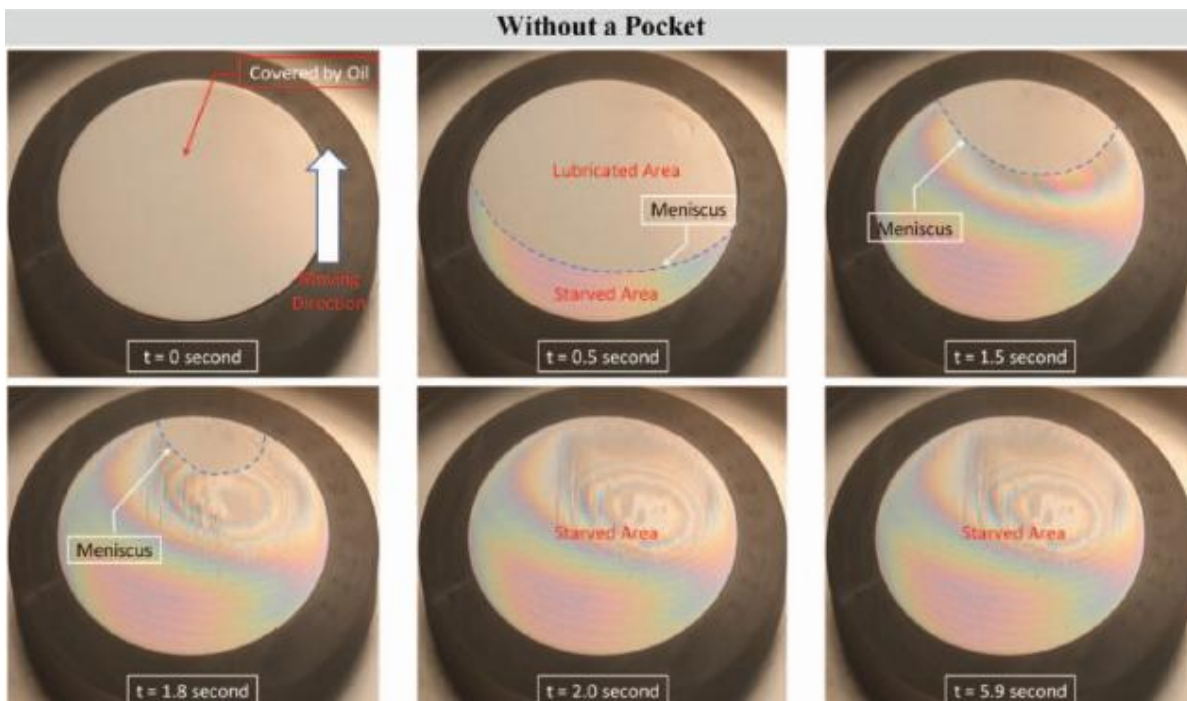


Abbildung 8-45: Versuchsanordnung ohne Napf als Ölhaltevolumen [85]

Abbildung 8-45 ist eine Sammlung von sechs Einzelbildern, die von links oben nach rechts unten den zeitlichen Verlauf der Aufnahmen widerspiegeln. Eine mit Öl benetzte Fläche wird mit einer durchsichtigen Scheibe überstrichen und von oben gefilmt. Die Bewegungsrichtung der Scheibe ist durch den weißen Pfeil gekennzeichnet.

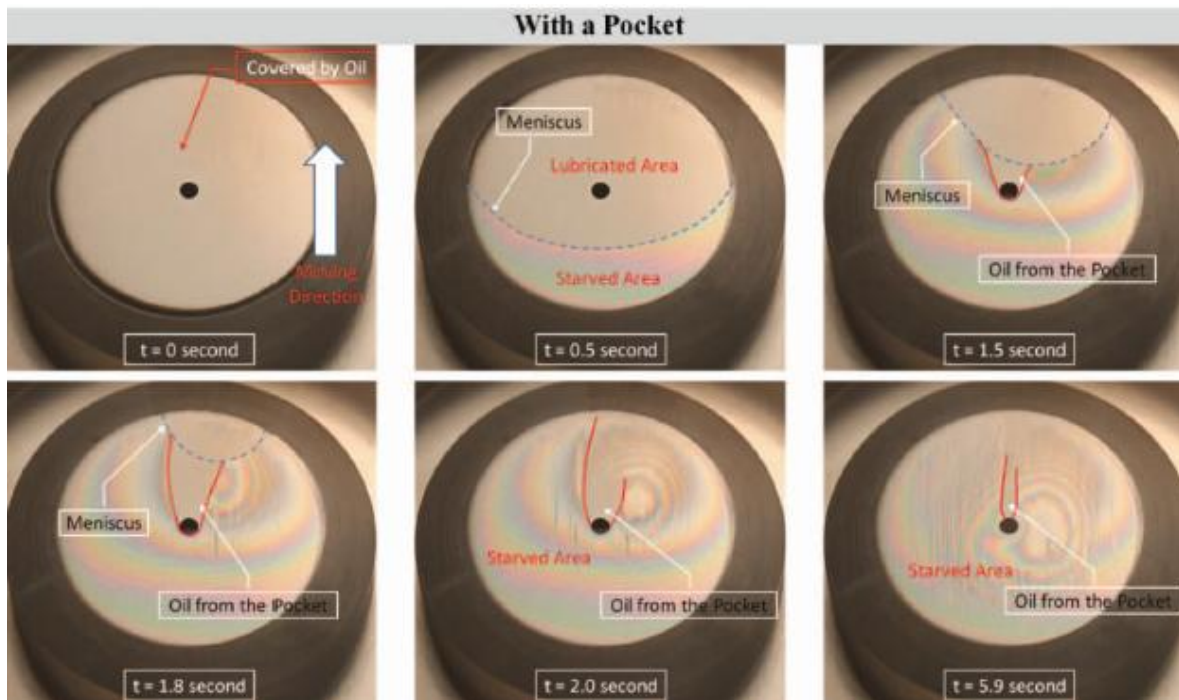


Abbildung 8-46: Wirkung des Napfes als Ölreservoir [85]

Abbildung 8-46 zeigt den gleichen Versuch wie Abbildung 8-45 mit der Ergänzung eines Napfes, der circa 0,5 mm tief ist und einen Durchmesser von 1 mm hat. In der Einzelaufnahme rechts oben wird Öl aus dem Napf gefördert, während die Fläche in der Napfumgebung bereits trocken ist. Auf der letzten Aufnahme der Bilderreihe rechts unten ist auf der Fläche noch etwas Öl vorhanden. Das gleiche Bild rechts unten in Abbildung 8-45 zeigt kein verbliebenes Öl mehr. Mit diesem Versuch wird bewiesen, dass durch die Bewegung der Scheibe Öl aus dem Napf transportiert werden kann.

Durch sogenannte Particle Image Velocity (kurz PIV), einem Messverfahren zur Bestimmung von Strömungsfeldern, kann analysiert werden, wie sich die Strömung in der Tiefe eines Napfes ausbreitet [85]. Das PIV-Bild in Abbildung 8-47

zeigt einen konstanten, großen Wirbel in der Napfmitte, der sich im Uhrzeigersinn dreht. Da sich auch die Scheibe in diese Richtung bewegt, folgt der Wirbel der Scheibenbewegung. Wenngleich sich Form und Größe der Nöpfe aus dem Versuch von denen der Simulation unterscheiden und somit die Wirbelausbildung auch unterschiedlich ist, sollte der Wirbel der Bewegungsrichtung der Platte entsprechen. Dass die Simulation den Versuchserkenntnissen folgt, bestätigt beispielsweise Abbildung 8-42.

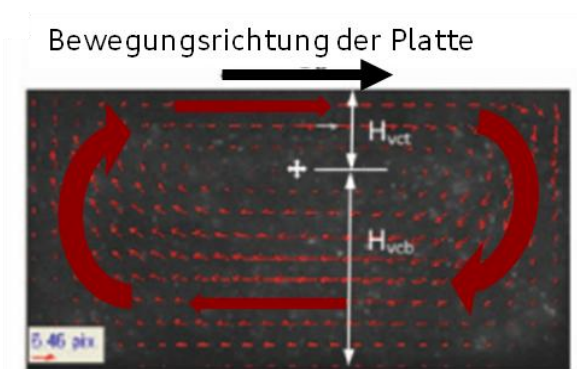


Abbildung 8-47: PIV-Bild aus Versuch: Wirbelbildung im Napf [85]

In Abbildung 8-48 und Abbildung 8-49 sind Kameraaufnahmen des Entleerens eines Napfes im Querschnitt gezeigt. Das Entleeren ist von links oben nach rechts unten zeitlich dargestellt. Der Napf ist 1 mm breit und 1 mm tief.

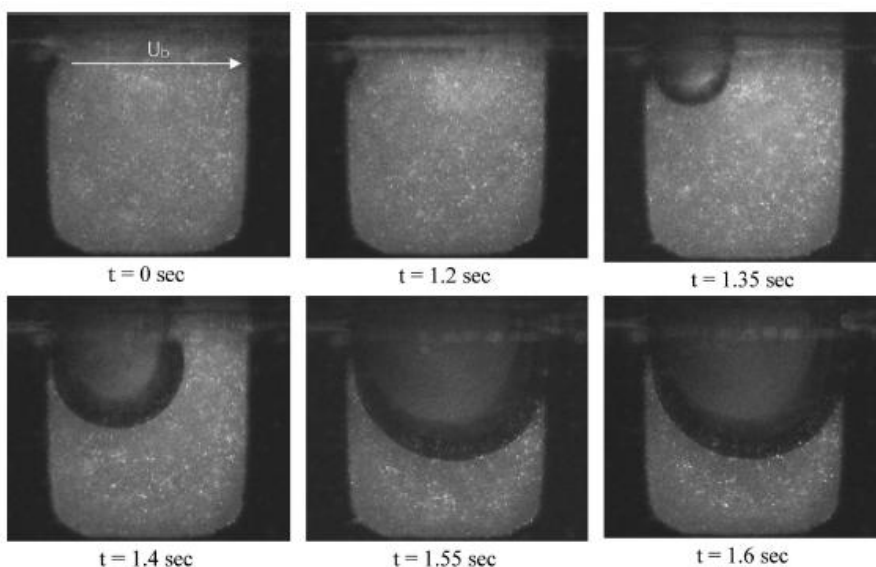


Abbildung 8-48: Leerlaufen des Napfes im Schnitt Teil 1 [86]

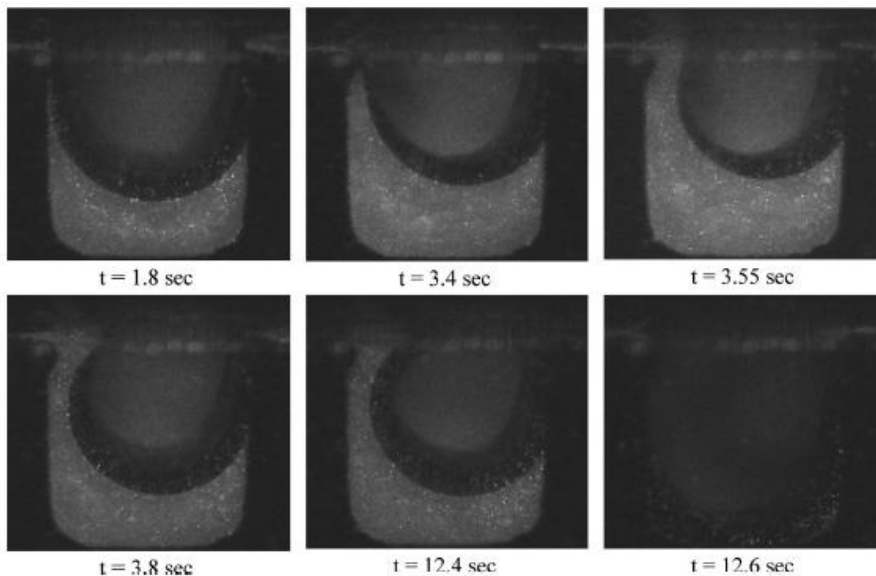


Abbildung 8-49: Leerlaufen des Napfes im Schnitt Teil 2 [86]

Die Luftblase läuft zunächst von der linken zur rechten Napfkante und vergrößert sich stetig, da das Öl aus dem Napf gefördert wird. Anhand der unter den Einzelbildern genannten Zeitpunkte der Bildentstehung kann die zeitliche Dimension des Entleerens und damit der Schmierung der glatten Oberfläche in Bewegungsrichtung hinter dem Napf erfasst werden.

Beim Leerlaufen können die in [85, 86] gemachten Versuche bezüglich der Wirbelausbildung und der Ölförderung aus dem Napf heraus in der CFD-Simulation qualitativ nachvollzogen werden. Außerdem kann durch geometrische Napf-Varianten der Einfluss des Napfdurchmessers und der Napftiefe auf das Leerlaufen gezeigt werden. Aus simulationstheoretischer Sicht wird der interessante Einfluss der Spaltweite auf das Volllaufen ebenfalls dargestellt.

Als nächster Schritt sollte das mit der CFD-Methodik erarbeitete Öltransportverhalten in Routinen für das MIT-Tool umgewandelt werden, sodass beispielsweise das Ölfördern aus dem Napf als Schmiermittelangebot für die Kolbenringe in der Simulation beachtet wird. Da der Quellcode der Software am Massachusetts Institute of Technology in Boston verwaltet wird, kann dies jedoch nicht als Teil dieser Arbeit weiterverfolgt werden. Weiterhin ist interessant, wie sich die Interaktion mehrerer Nöpfe in der CFD-Modellierung darstellt. Dies ist jedoch ein

sehr umfassendes Aufgabengebiet, dass den Rahmen der vorliegenden Arbeit übersteigen würde.

8.2.4 Fazit zur Simulation von laserstrukturierten Näpfen

In Kapitel 8.2 wird unter Anwendung von drei verschiedenen Simulationsansätzen die Wirkweise von laserstrukturierten Näpfen untersucht. Neben der Analyse einer möglichen Reibungsreduzierung im Bereich des Festkörperkontakts und der Hydrodynamik wird auch die Ölspeicherungsfunktion der Näpfe analysiert.

Die Simulationen mit der IST-Software zeigen bei einem Tiefenverhältnis von etwa 1,8 und einem Flächenverhältnis von 0,6 ein hydrodynamisch günstiges Verhalten der Näpfe. Die Napfgeometrie, also runde oder rechteckige Näpfe, hat wie die Napfanzahl bei gleichen Flächenanteilen keinen Einfluss auf das Reibverhalten der Napfstruktur. Die Näpfe sollten gleichmäßig mit Versatz verteilt werden, um das Tribologiesystem so wenig wie möglich zu stören und nicht tiefer als 5 μm sein. Weiter ergeben sich bei kleinen Spaltweiten zwischen der Napfstruktur und dem Reibpartner Kolbenring Verbesserungen des hydrodynamischen Tragverhaltens. Allerdings steigt gleichzeitig die Festkörperreibung an, da durch die Napfstruktur weniger Oberfläche zur Bildung hydrodynamischer Tragkräfte zur Verfügung steht.

Die Ergebnisse der MIT-Simulation deuten auf einen großen Einfluss der Oberflächenrauheit zur Reibungsreduzierung hin. Während sich für die Napfstrukturen aus Lauf 1 jeweils ein Reibnachteil gegenüber der Referenzspiralgleithonung ergibt, ändert sich dies bei Lauf 2. Für Lauf 1 zeigt sich für Strukturen mit Flächenanteilen größer 10% und kleiner 40% eine geringe Möglichkeit zur Reibungsreduzierung. Die Strukturen mit hohen Napfanzahlen, 24 und 32 Näpfe, zeigen tendenziell einen Reibungsnachteil. Dieses Verhalten bleibt auch mit den geänderten Rauheiten für Lauf 2 bestehen. Die deutliche Reibkraftreduzierung im Mittenhub muss der raueren Oberfläche zugeordnet werden. Die Wirkung der Näpfe kann aufgrund der hohen Gewichtung der Oberflächenrauheit im Vergleich zur Napfgeometrie mit dem MIT-Programm nicht

einwandfrei analysiert werden. Die Ergebnisse bestätigen die Aussagen des IST-Programms hinsichtlich der Wirkung der Näpfe, wenn diese gleichmäßig auf der Oberfläche verteilt sind.

Schließlich kann anhand von CFD-Simulationen nachgewiesen werden, dass insbesondere tiefe Näpfe bezüglich Ölspeicherung einen positiven Einfluss haben. Aufgrund der sich ausbildenden Wirbel verzögert sich die Abgabe von Öl aus dem Napf. Diese Ergebnisse decken sich mit dem gezeigten Versuch und sollten für die detaillierte Untersuchung der Öltransportphänomene in zukünftige Programmversionen des MIT-Tools einfließen. Erst mit dem detaillierten Wissen um den Öltransport können die sich einstellenden Ölfilmhöhen bewertet werden.

Die Ergebnisse der MIT- und IST-Simulationen sollen im folgenden Kapitel anhand von Floating-Liner-Versuchen validiert werden.

8.3 Versuchsergebnisse des Floating-Liner-Motors

Die aus den Simulationen erlangten Erkenntnisse werden in Versuchsbuchsen überführt und am Floating-Liner-Messmotor eingesetzt. In diesem Kapitel folgt eine Aufstellung der genutzten Versuchsteile. Anschließend werden die geschleppten und gefeuerten Floating-Liner-Messungen analysiert. Darauf folgend werden die Messungen mit den Simulationsergebnissen aus dem MIT-Programm verglichen. Damit erfolgt ein Abgleich von Messung und Simulation.

Tabelle 8-7: Versuchsmatrix Laserstrukturierung am Floating-Liner [90]

	Buchse 1	Buchse 2	Buchse 4	Buchse 5	Buchse 6	Buchse 7	Buchse 8
Basishonung	GH	GH	GH	GH	GH	GH	SPGH
Flächenanteil Napf [%]	10	50	30	30	30	10	30
Napfanzahl [-]	8	8	8	32	16	32	16
Napfdurchmesser [mm]	58	112	98	48	70	28	70

In Tabelle 8-7 sind die am Floating-Liner-Prüfstand untersuchten Buchsen aufgelistet. In alle Buchsen sind $5\ \mu\text{m}$ tiefe, runde Nöpfe eingebrennt, die versetzt zueinander angeordnet sind. Buchse 3 hat eine Napftiefe von $10\ \mu\text{m}$ und ist aufgrund eines Prüfstandschadens für Messungen nicht nutzbar, weswegen die Buchse in der Tabelle nicht aufgeführt ist. Die Unterschiede zwischen den Buchsen sind in der Tabelle dargestellt und umfassen die Basishonung, den Napfflächenanteil, die Napfanzahl und den Napfdurchmesser. Die Buchsen 1,2 und 4 sind so gefertigt, dass der Einfluss des Napfflächenanteils bei gleicher Napfanzahl untersucht werden kann. Zudem ist mit Hilfe der Buchsen 4, 5 und 6 der Einfluss der Napfanzahl bei gleichem Flächenanteil auswertbar. Der kleinste fertigbare Durchmesser wird durch Buchse 7 abgebildet. Und schließlich kann mit Buchse 8 der Einfluss der Basishonung abgeprüft werden.

Abbildung 8-50 zeigt die Versuchsbuchsen in einer nach Napfanzahl und Flächenanteil geordneten Darstellung. Die Buchsen 1 bis 7 sind mit einer Glatthonung als Basishonung ausgestattet. Im Gegensatz dazu ist Buchse 8 mit einer Spiralgleithonung versehen. Alle Buchsen sind nach der Basishonung laserstrukturiert. Die in der Abbildung nicht aufgeführte Buchse 9 ist mit der Referenzhonung Spiralgleithonung versehen und dient jeweils als Basis für die Laserstrukturen. Buchse 9 ist nicht laserstrukturiert.

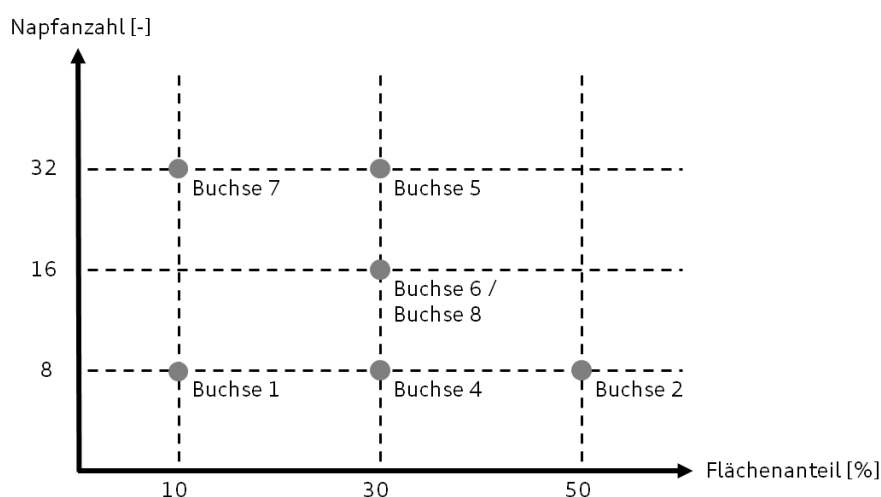


Abbildung 8-50: Versuchsraum Laserstrukturierung nach Einflüssen geordnet [nach 90]

Abbildung 8-51 zeigt sowohl eine Draufsicht, als auch einen Profilschnitt einer Versuchsbuchse. Im rechten Teil der Abbildung ist die glatte Basishonung und der Übergang in den Napf ohne Aufwurfbildung zu erkennen.

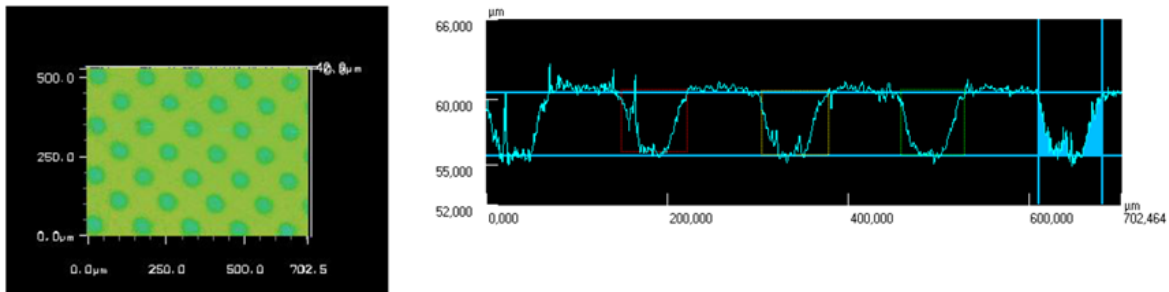


Abbildung 8-51: Exemplarische Messschriebe einer Versuchsbuchse [99]

8.3.1 Geschleppte Messungen am Floating-Liner-Motor

Da der Betriebspunkt 2000 min^{-1} bei 2 bar effektivem Mitteldruck auch für die Reibleistungsbeurteilung eines Vollmotors Verwendung findet und die Simulationen dafür vorhanden sind, werden die Floating-Liner-Messungen für 2000 min^{-1} geschleppt durchgeführt, um dabei den Drehzahleinfluss abzubilden.

Die in Abbildung 8-52 gezeigten Reibkraftverläufe vergleichen die Buchsen 1, 2 und 4 mit der Spiralgleithonung, um den Einfluss des Napfflächenanteils bei gleicher Napfanzahl zu analysieren. Über das gesamte Arbeitsspiel betrachtet, gibt es nur geringe Unterschiede zwischen der Spiralgleithonung und den Laserbuchsen. Keine der Laservarianten zeigt einen klaren Reibungsvorteil. Lediglich bei Erreichen der höchsten Kolbengeschwindigkeit im Abwärtshub, bei -270°KW und 90°KW , liegen die Verläufe der strukturierten Buchse im Bereich der Messgenauigkeit leicht unter der Honung. Der Vergleich der laserstrukturierten Buchsen mit gleicher Napfanzahl zeigt, dass ein geringer Napfflächenanteil die geringste Reibung generiert, jedoch nicht weniger als die Spiralgleithonung.

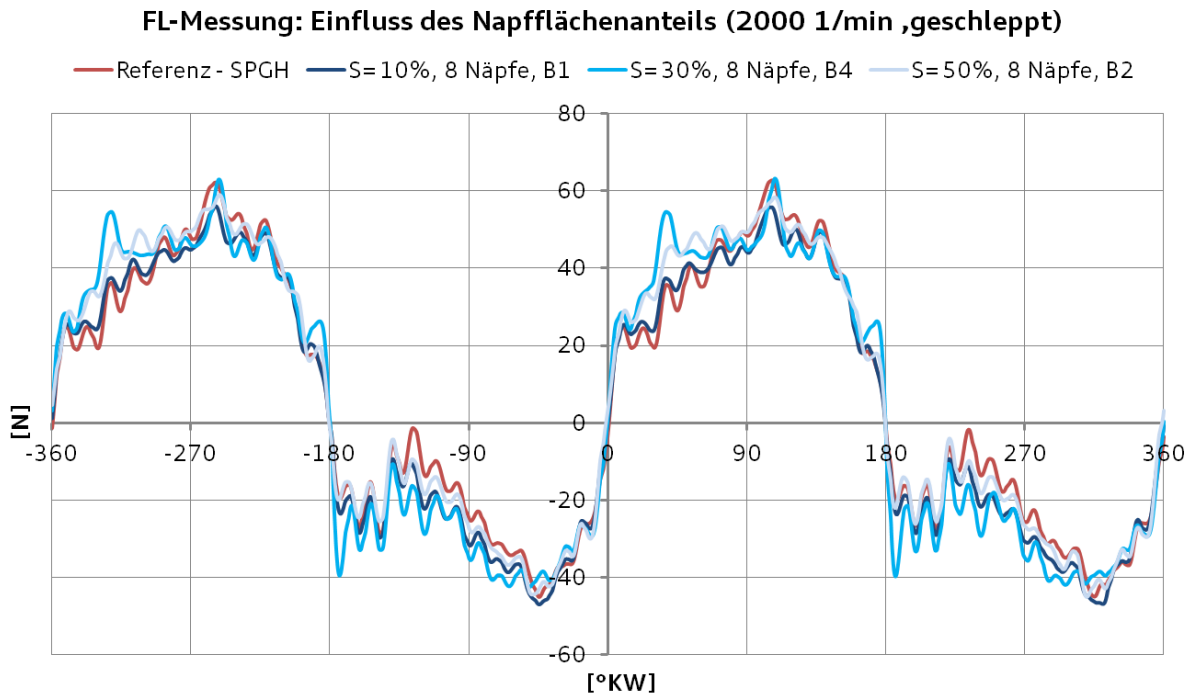


Abbildung 8-52: FL-Messung (2000_0) für 8 Näpfe mit variiertem Napfflächenanteil [90]

Die in Abbildung 8-53 dargestellten Reibverlaufe zeigen die Gegenüberstellung der Buchsen 4, 5 und 6 mit der Spiralgleithonung.

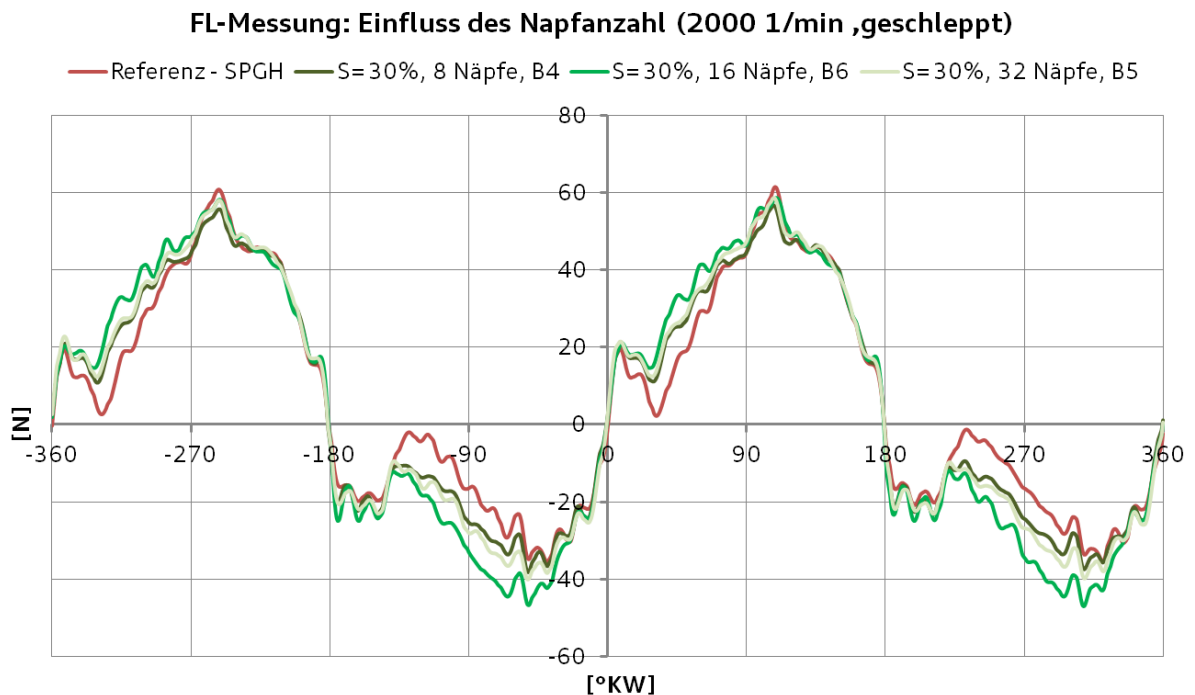


Abbildung 8-53: FL-Messung (2000_0) für gleichbleibende Napffläche und variierte Napfanzahl [90]

Der Napfflächenanteil dieser Buchsen liegt jeweils bei 30% und die Napfanzahl wird variiert. Je höher die Anzahl der Nöpfe bei gleichem Napfflächenanteil, desto größer ist der Reibleistungsnachteil verglichen mit der Spiralgleithonung. Auch hier zeigt sich wieder nur im Bereich der höchsten Kolbengeschwindigkeit ein geringer Vorteil der laserstrukturierten Buchsen.

Im Vergleich von Abbildung 8-52 und Abbildung 8-53 fallen die unterschiedlichen Reibkraftverläufe der Spiralgleithonung auf. Diese resultieren aus einer fehlerhaft gelösten Lagerung im Messmotor. Für die Messungen in Abbildung 8-53 wurde dieses Problem behoben. Aufgrund zeitlicher Beschränkungen im Messablauf konnten die Messungen für Abbildung 8-52 nicht wiederholt werden. So ist es nicht möglich beide Kurvenscharen in einem Diagramm zu plotten, da die Randbedingungen nicht gleich sind. Buchse 4, die in beiden Messreihen auftaucht, zeigt dort nicht den jeweils gleichen Reibkraftverlauf. Aufgrund der genannten Lagerungsproblematik kann somit die Verknüpfung der Messreihen über Buchse 4 nicht erfolgen.

Aus den Abweichungen zur Honung kann abgeleitet werden, dass die 8-Napfvariante mit 30% Flächenanteil im Vergleich zu den Varianten mit 32 und 16 Nöpfen bei 30 % Napfflächenanteil einen Reibvorteil hat. Wegen der gelösten Lagerung und den damit nicht vergleichbaren Messwerten, kann die 8-Napfvariante mit 10% Flächenanteil nicht eingeordnet werden.

In Abbildung 8-54 ist der Vergleich der Reibkraftkurven für die Spiralgleithonung sowie Buchsen 6 und 8 gezeigt. Beide Buchsen sind bezüglich Reibleistung schlechter als die Honung einzustufen. Wie durch die Simulation ermittelt, zeigt die rauere Buchse 8 im Bereich der Hydrodynamik, bei circa -270°KW und 90°KW, die geringste Reibung, gefolgt von Buchse 6 und der Honung. Ohne genaue Kenntnis der Ölfilmhöhen lassen sich über die Gründe der Nachteile der laserstrukturierten Buchsen zwischen 0T und 90°KW keine genauen Aussagen anstellen. Da alle drei Varianten am oberen Umkehrpunkt, an dem das Ölangebot sehr begrenzt ist, in etwa gleich gut abschneiden, ist im Verlauf des Arbeitsspiels nicht davon auszugehen, dass das Ölangebot für die laserstrukturierten Buchsen stark von dem der Honung abweicht. Für die Napfstruk-

tur ergeben sich rechnerisch etwa $0,15 \text{ mm}^3/\text{cm}^2$ Ölhaltevolumen und für die Spiralgleithonung $0,025 \text{ mm}^3/\text{cm}^2$. Die Näpfe bieten demnach ein im Vergleich zur Honung größeres Ölhaltevolumen, in das sich das Öl zurückziehen kann. Dieses Öl steht den Kolbenringen eventuell nicht zum Aufschwimmen auf dem Ölfilm zu Verfügung. Aufgrund der mit der Geschwindigkeit der Kolbengruppe steigenden Trägheit wird das Öl im Bereich der Hydrodynamik aber am Ring anhaften und es kann sich nicht in die Ölhaltevolumina zurückziehen. Die Ergebnisse der CFD-Simulation sprechen ebenso nicht dafür, dass das Öl bei $5 \mu\text{m}$ tiefen Näpfen im Napf verbleibt, sondern aus diesen herausgefördert wird.

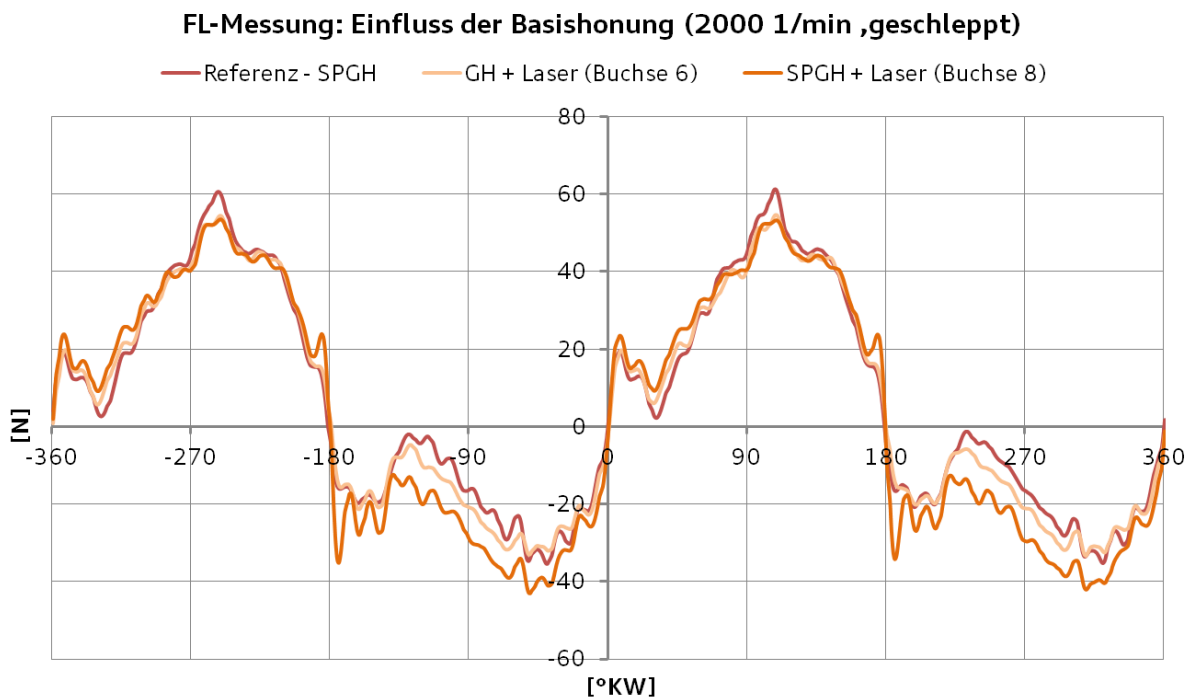


Abbildung 8-54: FL-Messung (2000_0) SPGH und SPGH + Laser [90]

Insgesamt zeigen die Laserstrukturen im geschleppten Floating-Liner-Betrieb keinen Reibleistungsvorteil gegenüber der Serienhonung. Lediglich in begrenzten Bereichen des Arbeitsspiels sind geringe Vorteile vorhanden.

8.3.2 Gefeuerte Messungen am Floating-Liner-Motor

Bei den geschleppten Messungen ist der Gasdruck nicht vorhanden, der die Ringe zusätzlich zu deren Vorspannung auf die Laufbahn drückt. Es ist für die Vergleichbarkeit zum Vollmotor, bei dem im Betrieb stets Gasdruck am Ring anliegt, sinnvoll diesen Gasdruck zu erhöhen. Die dafür nötigen gefeuerten Versuche werden am Einzylinder-Reibungsmessungs-Motor durchgeführt. Abbildung 8-55 zeigt alle Lastpunkt, die für die gefeuerten Messungen gefahren werden.

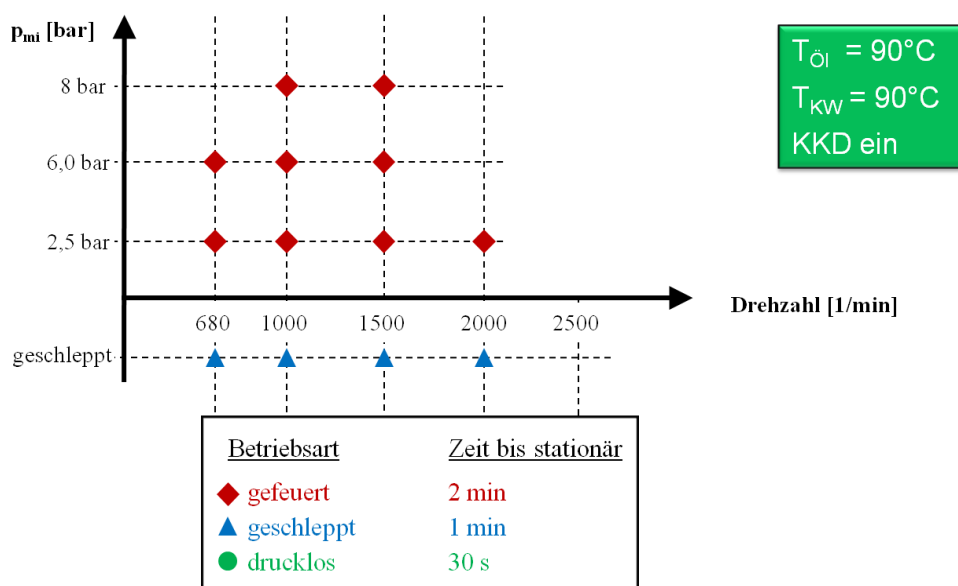


Abbildung 8-55: Versuchsraum gefeuerte FL-Messungen [90]

In diesem Kapitel werden die Betriebspunkte 1000 min^{-1} bei 8 bar und 2000 min^{-1} bei 2,5 bar indiziertem Mitteldruck analysiert.

Die Anzahl der gefeuert vermessenen Buchsen ist, im Vergleich zum geschleppten Versuch, stark eingeschränkt. Nur die Buchsen 6 und 8 sowie die Referenzbuchse 9 (Spiralgleithonung) werden gefeuert vermessen.

Die Ergebnisse für diese Buchsen zeigt Abbildung 8-56. Die Näpfe weisen die gleiche Geometrie der Napfstruktur auf, unterscheiden sich jedoch in der zugrunde liegenden Basishonung. Wie in der geschleppten Messung verhalten sich die Reibkraftverläufe der Buchsen sehr ähnlich. Weiterhin ist, wie schon im geschleppten Betrieb, keine Reibminderung gegenüber der Spiralgleithonung er-

kennbar. Lediglich im Bereich hoher Kolbengeschwindigkeiten besteht ein geringes Potential zur Reibungsreduzierung, das nach dem Ladungswechsel-OT, bei -360°KW , deutlicher ist als nach dem Zünd-OT, bei 0°KW . Insbesondere bis etwa 60°KW nach Zünd-OT zeigt sich ein, verglichen mit der Spiralgleithonung, deutlich nachteiliges Reibkraftverhalten der Buchsen 6 und 8. Die Mischreibung ist hier ausgeprägter als bei der Spiralgleithonung.

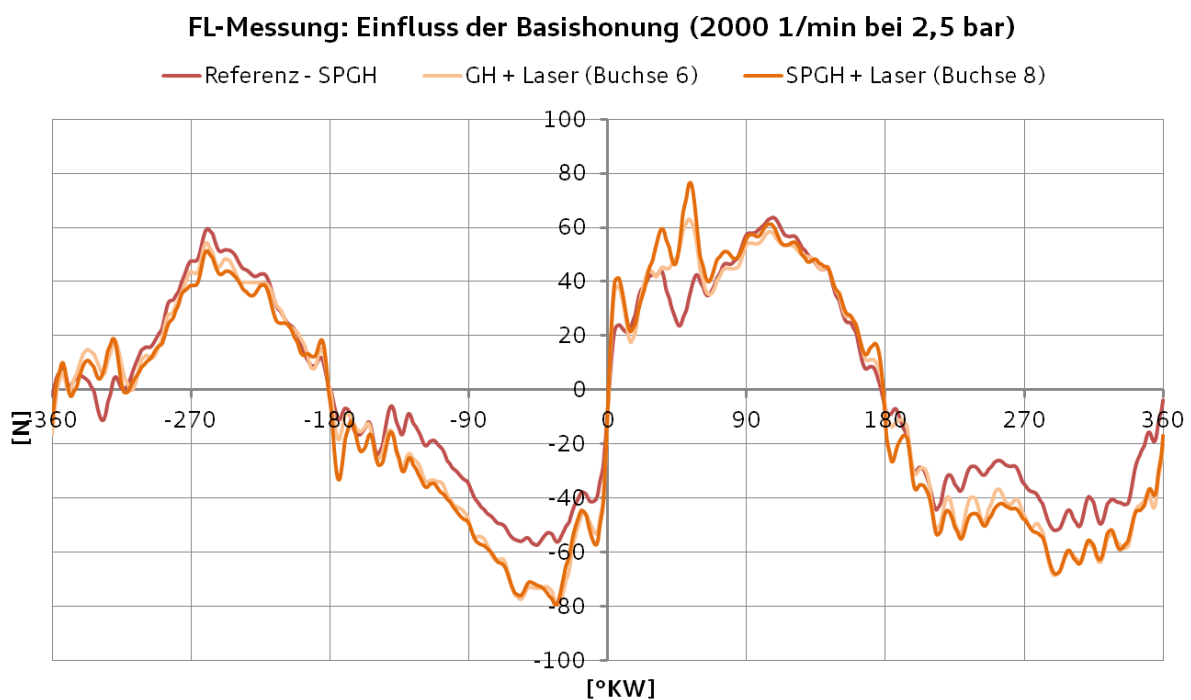


Abbildung 8-56: FL-Messung (2000_2,5) SPGH, Buchse 6 und Buchse 8 [90]

Um zusätzlich den Einfluss eines erhöhten Gasdrucks zu zeigen, ist in Abbildung 8-57 der Vergleich derselben Buchsen für 1000 min^{-1} und $8 \text{ bar } p_{\text{mi}}$ dargestellt. Diese Messung dient nicht zum Vergleich mit den Simulationsergebnissen oder den geschleppten Messungen, sondern als Ausblick auf die Anwendung der Laserstrukturen im Vollmotor, in dem bis zu $20 \text{ bar } p_{\text{mi}}$ zu erwarten sind.

Im Abwärtshub nach dem Ladungswechsel-OT liegen die Verläufe gleich auf, obwohl die Mischreibung an den Umkehrpunkten für die Napfvarianten ausgeprägter ist, als bei der Spiralgleithonung. Zwischen etwa 20°KW und 60°KW nach dem Zünd-OT zeigt sich ein deutlich schlechteres Reibverhalten der Napf-

varianten. Ein ähnliches Verhalten ist auch in Abbildung 8-56 sichtbar. Beide Kurven liegen, vermutlich aufgrund der nicht vollständigen Trennung der Reibpartner durch das Öl, über der Kurve der Honung.

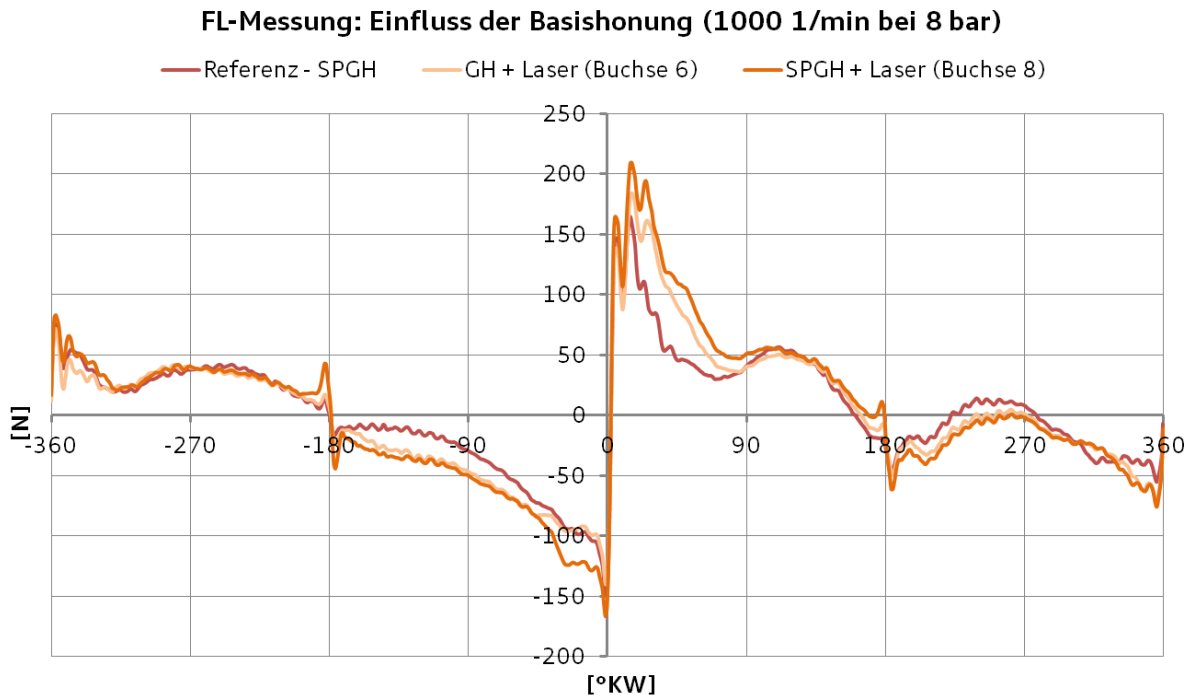


Abbildung 8-57: FL-Messung (1000_8) SPGH, Buchse 6 und Buchse 8 [90]

Die gefeuerten Messungen bestätigen die Schleppmessungen: Die laserstrukturierten Buchsen zeigen jeweils eine höhere Reibung als die Spiralgleithonung. Gefeuert wird auffällig, dass die genapften Buchsen besonders nach dem Zünd-OT im Bereich zwischen 20°KW und 60°KW, auf die Honung bezogen, einen Reibnachteil haben. Dieser Nachteil wird ausgeprägter, wenn der Gasdruck ansteigt. Dieser Lasteinfluss muss bei Anwendung der Laserstruktur im Vollmotor genauer untersucht werden, da sich dadurch nicht nur die Reibung erhöht, sondern auch Verschleiß entstehen kann, sollte sich der Bereich zusätzlich in Richtung Zünd-OT ausbreiten. Mit dem Floating-Liner-Motor können höhere Lasten derzeit nicht eingestellt werden.

8.3.3 Diskussion der Ergebnisse

In diesem Kapitel werden die gezeigten Messungen mit den Ergebnissen der MIT-Simulation verglichen. Es soll erläutert werden, ob die simulierten Ergebnisse hinsichtlich der Napfgeometrie in den Messergebnissen wiedergefunden werden können. Abbildung 8-58 zeigt die Simulationsergebnisse für 8 Nöpfe mit 1%, 10% und 40% Napfflächenanteil im Vergleich mit den Messergebnissen zu 8 Nöpfen mit 10%, 30% und 50%.

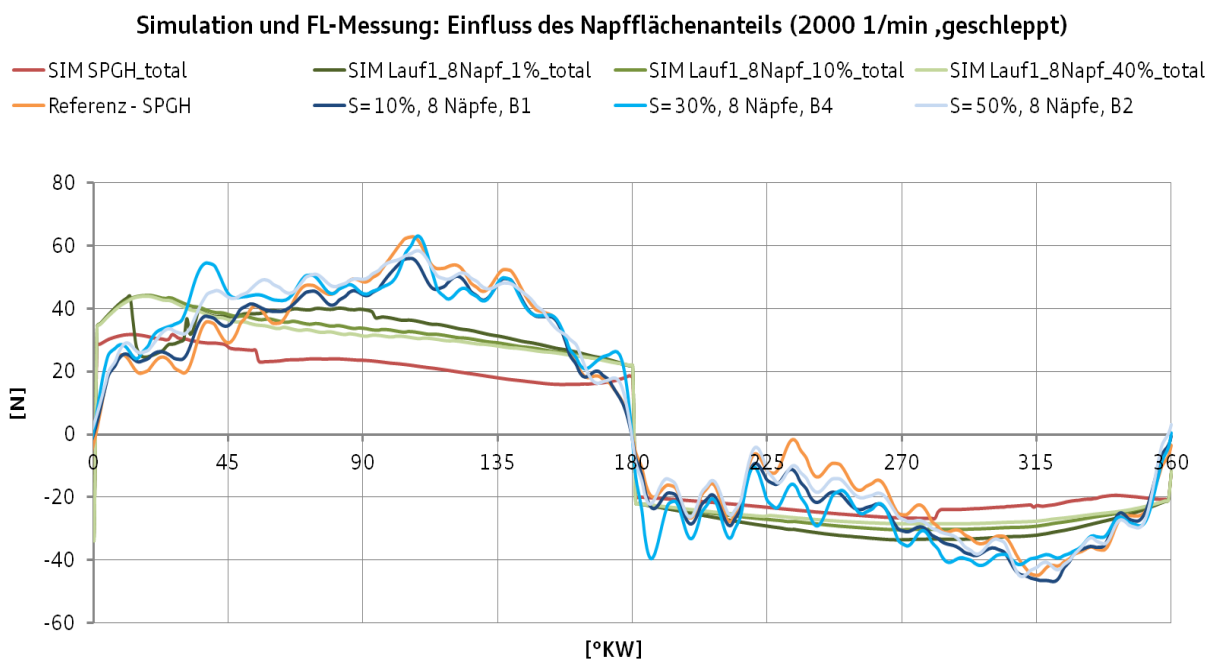


Abbildung 8-58: Vergleich Simulation und Messung: Variation Flächenanteile bei 8 Nöpfen

Die Abbildung ist aus Gründen der Übersichtlichkeit auf den zweiten Teil des Arbeitsspiels beschränkt. Auch wenn die simulierten Napfstrukturen hinsichtlich des Napfflächenanteils nicht exakt denen der gemessenen Napfstrukturen entsprechen, ist es möglich einen Trend bezüglich des Einflusses auf die Reibung darzustellen.

In der Simulation zeigen sich, verglichen mit den Messergebnissen, Unterschiede: Zum einen liegen die Laserstrukturen in der Simulation auf einem deutlich höheren Reibkraftniveau als die Honung. Bei der geschleppten Messung sind

diese Unterschiede geringer. Zum anderen zeigt sich die Laserstruktur in der Messung im Bereich der hohen Kolbengeschwindigkeiten gegenüber der Honung leicht im Vorteil. Die Simulationsergebnisse hingegen bewerten die Reibung der Napfstruktur im gesamten Arbeitsspiel höher als die Reibung der Honung. Weiterhin führt der steigende Napfflächenanteil in der Simulation zu einer leicht sinkenden Reibung, während in der Messung die Variante mit dem geringsten Flächenanteil die geringste Reibung vorweist.

Den Reibkraftverläufen in Abbildung 8-59 entsprechend, hat für die Simulation die Variation der Napfanzahl bei gleich bleibendem Napfflächenanteil keinen Einfluss auf die Reibung.

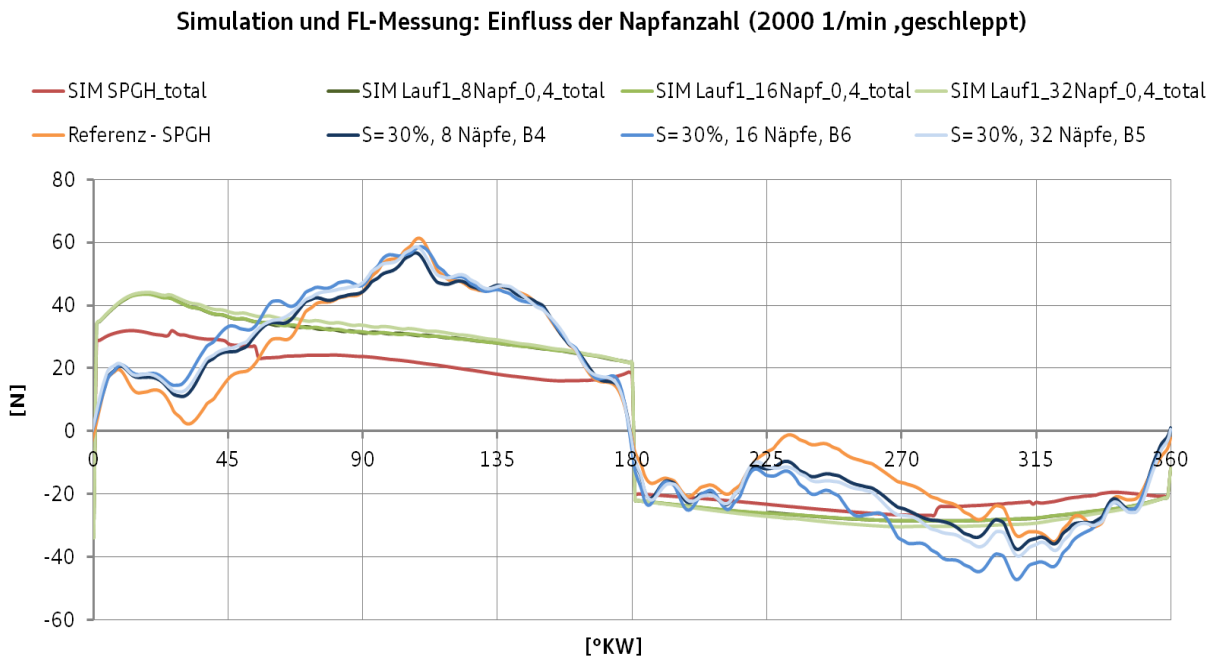


Abbildung 8-59: Vergleich Simulation und Messung: Variation Napfanzahl bei festem Flächenanteil

Auch in dieser Abbildung wird nur der zweite Teil des Arbeitsspiels dargestellt. Die Simulationsergebnisse zu den Napfstrukturen liegen immer über dem simulierten Reibkraftverlauf der Honung. Die Messergebnisse der Näpfe hingegen liegen vor allem im Abwärtshub sehr nah an denen der Spiralgleithonung. Im Aufwärtshub differenzieren sich die Verläufe deutlicher. Bei den Messungen zeigt die Variante mit 8 Näpfen hinsichtlich der Reibung Vorteile gegenüber der

Variante mit 32 Näpfen. Die Variante mit 16 Näpfen zeigt die größte Reibung der drei gemessenen laserstrukturierten Buchsen, während alle Buchsen eine höhere Reibung als die Honung zeigen.

Abbildung 8-60 stellt die Simulations- und Messergebnisse zur Variation der Basishonung der laserstrukturierten Buchsen im Vergleich zur Spiralgleithonung dar.

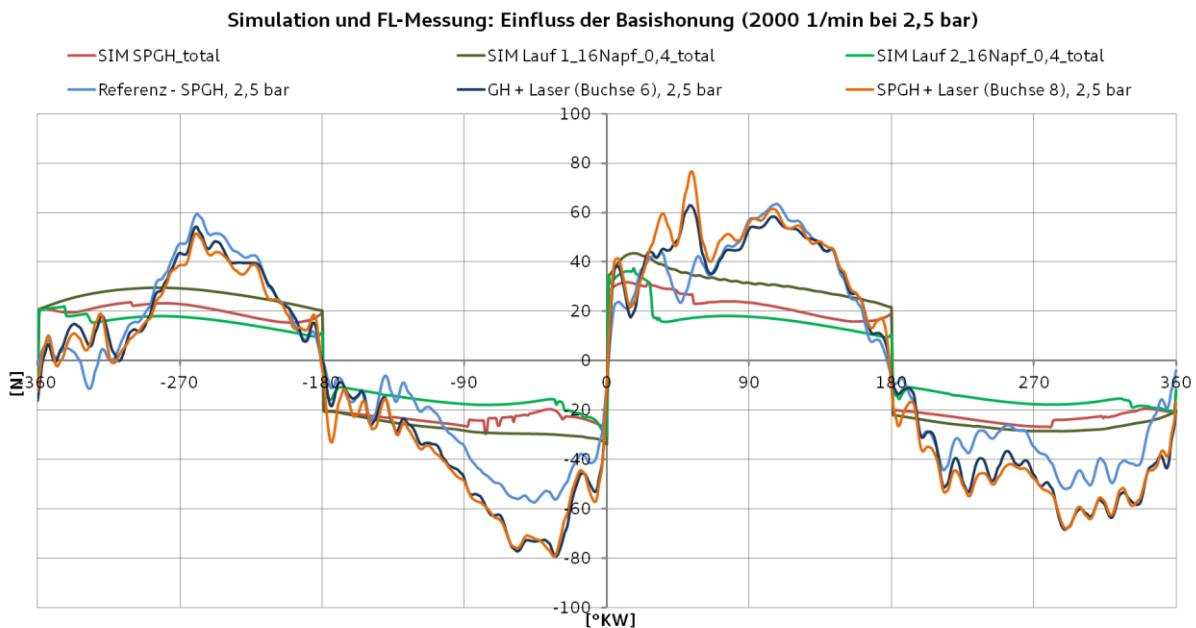


Abbildung 8-60: Vergleich Simulation und Messung: Einfluss der Laserstruktur auf die Honung

Die simulierten Verläufe unterscheiden sich wesentlich von den gemessenen: Eine glatte Basishonung mit anschließender Laserstrukturierung (dunkelgrüne Kurve) schneidet im Vergleich der Reibkraftkurven zur Spiralgleithonung schlechter ab. Wird hingegen eine rauere, der Spiralgleithonung ähnliche Honung als Basishonung verwendet, fällt der Reibvergleich mit der Spiralgleithonung zu Gunsten der Laserstruktur aus (hellgrüne Kurve). In den Abwartshuben unterscheiden sich die gemessenen Varianten der Basishonung bis auf den bereits genannten Bereich zwischen 20°KW und 60°KW nicht. Im Aufwärtshub sind nur geringe Unterschiede, wie zwischen 180°KW und 270°KW, erkennbar. Beide Basishonungsvarianten liegen über weite Teile des Arbeitsspiels über dem Reibverlauf der Spiralgleithonung. Lediglich in den Ab-

wärtshüben bei -270°KW und 270°KW ist ein geringes Potential zur Reibungsreduzierung gegenüber der Spiralgleithonung feststellbar. Die Simulation wird aber somit hinsichtlich des großen Einflusses der Basishonung nicht bestätigt.

Die Messung bestätigt die Simulation in folgenden Punkten:

- Die ausgewählten Varianten der glattgehonten und laserstrukturierten Buchsen zeigen kein Potential zur Reibleitungsreduzierung über das Niveau der Spiralgleithonung hinaus.
- Die Abschnitte des Arbeitsspiels, in denen die Reibung der laserstrukturierten Buchsen geringer ist als die Reibung der Spiralgleithonung, liegen im Gebiet hoher Kolbengeschwindigkeiten.
- Die Laserstrukturen mit wenigen Näpfen und geringen Flächenanteilen sind günstig für eine geringe Reibung der Napfstrukturen.

In diesen Punkten kann die Messung die Simulation nicht bestätigen:

- Die gemessenen Laserstrukturen zeigen keine Verringerung der Reibung gegenüber der Spiralgleithonung.
- Auch der Einfluss der Oberflächenrauheit wird konträr bewertet. Während der Hebel dieser Oberflächencharakteristik in der Simulation groß ist, ist dieser Einfluss bei der Messung gering.
- Die in der Simulation nahezu symmetrischen Ab- und Aufwärtshübe sind in der Messung deutlich unsymmetrisch.
- In der Simulation ergibt die Variation der Napfanzahl bei gleichem Flächenanteil nahezu identische Reibkraftverläufe. In der Messung ist der Einfluss anhand unterschiedlicher Reibkraftverläufe erkennbar.

Eine wichtige Größe zur Analyse der Unterschiede ist für diese Arbeit nicht vorhanden: die Bestimmung der Ölfilmhöhen auf der Laufbahnoberfläche des Floating-Liner-Motors. Die Rauheit der Laufbahn führt in der Simulation zum starken Aufschwimmen der Ringe. Ausschließlich über die Messung der Ölfilmhöhen wäre analysierbar, ob und in welchem Maße dieser Effekt stattfindet. Da dies eine

für die Tribologie der Zylinderlaufbahn gravierende Größe ist, beschäftigt sich das Forschungsprojekt „Kolbenring-Öltransport“ der Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V. (kurz FVV) mit dieser Fragestellung. So kann zukünftig wesentlich zum Verständnis der sich aufbauenden Ölfilmhöhen beigetragen werden. Zusätzlich können durch dieses Projekt Simulationsmodelle mit genaueren Eingabeparametern versorgt werden.

8.4 Fazit zur Laserstrukturierung und Ausblick für die Anwendung

Die geschleppten Floating-Liner-Messungen zeigen kein integrales Reibleistungspotential für die Laserstrukturen gegenüber der Spiralgleithonung. Wenn die Kolbengruppe in der Hydrodynamik läuft, sind im Abwärtshub im Vergleich zur Honung Reibvorteile erkennbar. Diese werden aber durch die erheblichen Nachteile der Laserstruktur im Aufwärtshub egalisiert.

Es ist weiterhin auffällig, dass die gefeuert gemessenen Reibkraftkurven im Bereich der Umkehrpunkte einen Anstieg der Reibung ausweisen. Auch die simulierten Varianten zeigen dies, wenngleich nicht so stark wie die Messungen. Dieser Nachteil könnte durch den Entfall der Napfstrukturierung an den Umkehrpunkten verringert werden. So entsteht an den Umkehrpunkten eine geringere Reibung und gleichzeitig können die Vorteile im Mittenhub genutzt werden.

Ist aber das Ziel der Anwendung der Laserstrukturierung die Minimierung von Verschleiß, so ist dieses Vorgehen nicht zielführend [24]. Der Grund dafür ist, dass die Napfstrukturen ein Potential als Ölspeicher zeigen, aus dem der hoch belastete tribologische Kontakt auch bei hohen Temperaturen und geringer Zufuhr von Schmiermittel in den belasteten Bereich geschmiert werden kann.

Die geschleppten Floating-Liner-Messungen bestätigen die Aussage der IST-Simulationen, dass Laserstrukturen dann am besten wirken, wenn der Ölfilmaufbau möglichst wenig gestört wird. Dies ist für geringe Napfanzahlen bei Napfgrößen um 60 µm gegeben.

Aus den dargestellten Resultaten der Simulationsläufe und Messungen lässt sich folgendes Fazit zur Laserstrukturierung ziehen: Die Laserstrukturierung der

Zylinderlaufbahn hat weder in der Simulation noch in der Messung einen Reibleistungsvorteil gegenüber der als Referenz betrachteten Spiralgleithonung. Nur Lauf 2 der MIT-Simulationen weicht hier ab, der große Einfluss der Grundrauheit ist hier jedoch unplausibel. Die Näpfe ermöglichen ein längeres Aufrechterhalten des Ölfilms zur Verschleißreduzierung. Eine Nutzung der Laserstrukturierung für die Strukturierung von Zylinderlaufbahnen scheint angesichts der bereits vorhandenen sehr guten Zylinderlaufbahnbearbeitung Spiralgleithonung nicht zielführend. Es liegt vielmehr nahe, die Technik der Laserstrukturierung in höher belasteten tribologischen Kontakten zu verwenden. Beispielsweise im Kontakt Kolbenbolzen-Pleuel treten hohe Pressungen bei nicht kontinuierlicher Ölzufuhr und gleichzeitig sehr hohen Temperaturen auf. Durch das Verbot von bleihaltigen, selbstschmierenden Buchsen im kleinen Pleuelauge [EU-Richtlinie 2000/53/EG] ist es herausfordernd diesen Kontakt fresssicher auszulegen. Hier kann beispielsweise der Kolbenbolzen strukturiert werden [96]. Aber auch Kurbelwellenhauptlager für Start-Stopp-Anwendungen, die häufiger als für Lagerschalen üblich im Bereich der Mischreibung laufen, sind ein mögliches Einsatzgebiet dieser Technik.

Generell nehmen im Zuge des Downsizings bei Verbrennungsmotoren die spezifischen Belastungen des Reibkontakts zu und auch die Anwendung von reibungsreduzierenden Leichtlaufölen kann die Tribologie ungünstig beeinflussen. Die Laserstrukturierung kann zukünftig genutzt werden, um Probleme, die aus diesen neuen Randbedingungen entstehen, zu lösen. Allerdings muss die Anwendung sehr spezifisch auf die Bauteile und den Anwendungsfall abgestimmt werden, was den Entwicklungsaufwand zukünftig vergrößern wird.

9 Zusammenfassung und Ausblick

Das Ziel dieser Arbeit ist es, mit Hilfe von Simulationsprogrammen eine Zylinderlaufbahnstrukturierung zu finden, die weniger Reibung erzeugt, als die im AUDI-Referenzmotor verwendete Spiralgleithonung. Um dieses Ziel zu erreichen, ist zunächst die Auswahl des zu nutzenden Simulationsprogrammes notwendig. Mit dem MIT-Tool liegt ein leistungsfähiges Programm zur Simulation der Kolbenringdynamik vor, das aber für die Lösung der Aufgabenstellung um zwei weitere Tools ergänzt werden muss. Die untersuchten Strukturierungen sind zum einen eine Honung, die an die tribologischen Verhältnisse der Kolbengruppe angepasst, ausgeführt wird und zum anderen die Laserstrukturierung der Laufbahn. Für beide Lösungsansätze werden mit dem Fokus Reibungsreduzierung Varianten simuliert und die Ergebnisse ausgewertet. Die jeweils hinsichtlich Reibung besten Varianten werden mit dem Floating-Liner-Motor des Lehrstuhls für Verbrennungskraftmaschinen der TU München vermessen, um einen Abgleich Messung-Simulation durchzuführen und die Strukturierungsvarianten abschließend bezüglich ihres Potentials zur Reibungsreduzierung zu bewerten.

Zusätzlich gibt die vorliegende Arbeit einen Überblick über die vorhandene Simulationstechnik im Bereich der Kolbenringdynamik und der Interaktion der Kolbenringe mit der Zylinderlaufbahn. Mit dem Fokus auf die Simulation des Kontakts Kolbenring - Zylinderlaufbahn werden die Grundlagen, der hier verwendeten Programme, erläutert. Durch eine kurze Diskussion des aktuellen Stands der Technik bei Zylinderlaufbahnbearbeitungen wird auf die angewendeten neuen Ansätze zur Laufbahnstrukturierung als Arbeitsgebiet hingeleitet: Streifenhonung und Laserstrukturierung. Anhand des Abgleichs zwischen Messung und Simulation zur Ringdynamik wird dargestellt, dass die verwendete Software tauglich ist konkrete Fragestellungen zum Ringpaket, wie beispielsweise Blow-By oder Ringbewegung, zu beantworten. Über den Abgleich konventioneller Honungen zwischen der Simulation und der Schleppmessung sowie

Floating-Liner-Messung wird eine qualitative Vergleichbarkeit auch zwischen Messung und Simulation festgestellt.

Für die Streifenhonung zeigt der Abgleich der Schleppmessungen am Floating-Liner-Motor mit den Simulationsergebnissen aus dem MIT-Programm einen guten Abgleich der Ergebnisse. Diese zeigen für die Streifenhonung positive Potentiale zur Reibungsreduzierung gegenüber der Spiralgleithonung, die in der Messung der Größenordnung der Simulationsvorhersage entsprechen. Daraus kann gefolgert werden, dass die Interaktion zwischen Kolbenringen und Zylinderlaufbahn im Falle einer klassischen Honung mit dem MIT-Tool analysiert und optimiert werden kann. Erste gefeuerte Messungen zur Streifenhonung bestätigen die Potentiale zur Reibungsreduzierung an den Umkehrpunkten, waren jedoch bei Erstellung dieser Arbeit noch nicht verfügbar. Somit sind der Abgleich der gefeuerten Messungen mit der MIT-Software und der Aufbau eines Vollmotors zur Analyse der Reibleistung und des Ölverbrauchs interessante Fragestellungen, die es zukünftig zu untersuchen gilt. Dies trifft vor allem zu, da die heute bereits vorhandene Hontechnik relativ einfach für diese neue Anwendung erüchtigt werden kann. Dies bedeutet auch einen geringen Invest und somit einen geringen Kosteneinsatz pro Gramm CO₂ etwa im Vergleich zur Laserstrukturierung.

Aufgrund der Neuartigkeit der Laserstrukturierung für die Anwendung auf der Zylinderlaufbahn ist für die Zielerreichung die Erarbeitung der Themen Napfgeometrie, Napfverteilung auf der Laufbahn, Öltransportmechanismen, Strömungsverhalten im Napf und die Bewertung des Einflusses der Oberflächenrauigkeit nötig. Mit den, durch den Simulationseinsatz, erstellten Napfvarianten werden Reibkraftverläufe simuliert und so Zielvarianten für die Umsetzung in Versuchsteilen definiert. Die Floating-Liner-Vermessung der erstellten Versuchsbuchsen ermöglicht darauf folgend den Abgleich zwischen Simulation und Messung. Dieser ist jedoch weniger erfolgreich als bei der Streifenhonung. Der Vergleich der Messungen zeigt, dass die Laserstrukturierung das in der Simulation vorhandene Potential zur Reibungsreduzierung gegenüber der Spiralgleithonung nicht bestätigen kann. Somit ist die Anwendung der Laser-

strukturierung in der hier genutzten Form kein wirksames Mittel, um die Reibung im Kontakt Kolbenring - Zylinderlaufbahn zu reduzieren und auch die simulative Betrachtung mit dem MIT-Tool ist angesichts des vorhandenen Abgleichs zu hinterfragen. Die in der CFD-Simulation analysierte Wirkung der Näpfe als Ölspeicher, der den tribologischen Kontakt aus sich heraus schmieren kann, bringt eine zweite Einsatzmöglichkeit der Napfstrukturen in den Fokus.

Zusammenfassend können viele neue Erkenntnisse zur Anwendung von Simulationssoftware und der Strukturierung der Zylinderlaufbahn gewonnen werden. Anhand dieser können für zukünftige Arbeiten weitere Themenfelder eröffnet und mögliche Betätigungsfelder eingegrenzt werden. Dazu zählen die Analyse der Streifenhonung im Vollmotor auch hinsichtlich des Ölverbrauchs und die Anwendung der Laserstrukturierung im hochbelasteten, tribologischen Kontakt, wie etwa in der Lagerung der Kolbenbolzens im kleinen Pleuelauge.

10 Literaturverzeichnis

- [1] Grebe, U. D.: Weiterentwicklung des Ottomotors. Technische Universität Wien. Vorlesung LVA-315.032. Sommersemester 2005.
- [2] Federal Mogul: Kolbenringhandbuch. Burscheid. 2003.
- [3] Technologiepräsentation Laser-Honen. Gearing Technologies GmbH.
<http://www.gearing.de/aktuellesmedien/prospekte/>. 22.2.2012.
- [4] Takata, R.: Effects of Lubricant Viscosity and Surface Texturing on Ring-Pack Performance in Internal Combustion Engines. Master Thesis. Massachusetts Institute of Technology. 2006.
- [5] Gand, B: Beschichtung von Zylinderlaufflächen in Aluminium-Kurbelgehäusen. MTZ Motortechnische Zeitschrift. 72. Jahrgang. 2/2011.
- [6] Flor, S.: Beitrag zum Verschleißverhalten von plasmagespritzten Zylinderlaufflächen im Diesel-Motorbetrieb. Dissertation. Universität Dortmund. 2003.
- [7] Eiser, A.; Böhme, J.; Ganz, M.; Marques, M.: Der neue 2,5-L-TFSI-Fünfzylindermotor für den AUDI TT RS. MTZ Motortechnische Zeitschrift. 71. Jahrgang. 05/2010.
- [8] Eiser, A.; Doerr, J.; Jung, M.; Adam, S.: Der neue 1,8-L-TFSI-Motor von AUDI, Teil1: Grundmotor und Thermomanagement. MTZ Motortechnische Zeitschrift. 72. Jahrgang. 06/2011.

- [9] Rothe, A: Konzeption und rechnerische Untersuchung von Leichtbau-Verbundkurbelgehäusen im Hinblick auf Festigkeit und Funktion unter Berücksichtigung der Produktentstehung. Dissertation. TU Dresden. 2008.
- [10] Köhler, E.: Verbrennungsmotoren, Motormechanik, Berechnung und Auslegung des Hubkolbenmotors. ATZ MTZ Fachbuch. Vieweg Verlag. Wiesbaden 1998.
- [11] Köhler, E.; Niehues, J.: Aluminium-Matrix Verbundwerkstoffe im Verbrennungsmotor. In: Metallische Verbundwerkstoffe. Herausgeber: Kainer, K.; Wiley-VCH Verlag 2003.
- [12] Wielage, B.; Wank, A.; Wilden, J.: Herstellung von Verbundwerkstoffen bzw. Werkstoffverbunden durch thermische Beschichtungsverfahren. In: Metallische Verbundwerkstoffe. Herausgeber: Kainer, K.; Wiley-VCH Verlag 2003.
- [13] Reibungsverlust minimiert durch Nanoslide. www.atzonline.de. 2.9.2011.
- [14] Dohmen, J.; Hermsen, F.-G.; Barbezat, G.: Untersuchungen an plasmabeschichteten Zylinderlaufflächen. MTZ Motortechnische Zeitschrift. 65. Jahrgang. 03/2004.
- [15] Guyenot, M.; Feikus, F.; Fischer, A.; Bergmann, H.: Randschichtlegieren von AlSi8-Zylinderkurbelgehäusen mit Silizium mittels Diodenlaser. Zeitschrift Aluminium. 7-8/2003.
- [16] Basshyusen, v. R.; Schäfer, F.: Handbuch Verbrennungsmotor. 6. Auflage. Vieweg + Teubner. Braunschweig/Wiesbaden. 2012.

- [17] Höchstleistungswerkstoffe für mehr Energieeffizienz und CO₂-Einsparung. BMBF Forschungsprogramm Werkstoffinnovationen für Industrie und Gesellschaft – WING.
<http://www.bmbf.de/de/3780.php>. 21.2.2012.
- [18] Endres, H.; Erdmann, H.-D.; Böhme, J.; Eiser, A.; Göschel, A.: Die Triebwerke der neuen AUDI 2,0-L- und 3,0-L-5V-Ottomotoren. 22. Internationales Wiener Motorensymposium. 2001.
- [19] Hoen, T.; Schmid, J.; Stumpf, W.: Weniger Verschleiß und Ölverbrauch durch Spiralgleithonung bei Deutz-Motoren. MTZ Motortechnische Zeitschrift. 70. Jahrgang. 04/2009.
- [20] Jocsak, J.: The Effects of Surface Finish on Piston Ring-Pack Performance in Advanced Reciprocating Engine Systems. Master Thesis. Massachusetts Institute of Technology. Juni 2005.
- [21] Kligerman, Y.; Etsion, I.; Shinkarenko, A.: Improving Tribological Performance of Piston Rings by Partial Surface Texturing. Transactions of the ASME Vol. 127. 2005.
- [22] Merkisz, J.; Bajerlein, M.; Sucheki, A.: Cylinder Surface Laser Treatment in Diesel Engines as a Way to make road transport more Environmentally friendly. Fisita F2010A047. 2010.
- [23] Mourier, L.; Mazuyer, D.; Ninove, F.-P.; Lubrecht, A.-A.: Lubrication mechanisms with laser-surface-textured surfaces in elastohydrodynamic regime. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology. 2010.

- [24] Golloch, R.; Brinkmann, S.; Bodschwinna, H.; Merker G. P.: Schmierungs- und Verschleißverhalten laserstrukturierter Zylinderlaufbuchsen. Tribologie + Schmierungstechnik. 49. Jahrgang. 5/2002.
- [25] Liu, J.J. et al.: Current and Future Approaches for Laser Texturing of Thin Film Media. IEEE Transactions on Magnetics. Vol. 36. 2000.
- [26] Smartsurf – Funktionale Oberflächenstruktur durch Lasertechnik. Effizienzfabrik. <http://www.effizienzfabrik.de/projekte/smartsurf>. 15.11.2011.
- [27] Presseerklärung der Fa. Gehring zum Laser-Honen. Gehring Technologies GmbH. <http://www.gehring.de/aktuellesmedien/pressemitteilungen/presse-details/article/laser-honen-erstmal-s-fuer-benzinmotoren/>. 22.2.2012.
- [28] Im Gespräch mit Entwicklern des Fraunhofer Institutes für Lasertechnik erhaltene Informationen. Aachen. 2011.
- [29] Präsentation zur Vorstellung von Smartsurf – Funktionale Oberflächenstruktur durch Lasertechnik. Effizienzfabrik. VDMA. Frankfurt. 15.11.2011.
- [30] Ebner, H. W.; Jaschek A. O.: Die Blow-by-Messung – Anforderungen und Messprinzipien. MTZ Motortechnische Zeitschrift. 59. Jahrgang. 02/1998.

- [31] Möndel, A.; Ingelfinder, U.; Jablonski, J.; Rosenbäck, M; Theisen, P.; Orlowsky, K.; Plettenberg, M.: Analysen zur Kolbenbewegung eines Hochdrehzahlmotors unter Berücksichtigung der Anregungsquellen im Kurbeltrieb. Tagungsband Zylinderlaufbahn, Kolben, Pleuel. Baden-Baden. 2010.
- [32] Knörr, M.: Reduzierung der Verlustleistungsströme am System Kolben/Kolbenringe/Zylinderlaufbahn. Dissertation. TU München. 2012.
- [33] Schwarzmeier, M.: Abschlussbericht zum FVV-Vorhaben 421 – Der Einfluss des Arbeitsprozessverlaufs auf den Reibmitteldruck. Forschungsvereinigung Verbrennungsmotoren Frankfurt/Main. 1991.
- [34] Furuhashi, S.; Takiguchi, M.: Measurement of Piston Frictional Force in Actual Operating Diesel Engine. SAE-Paper 790855. 1979.
- [35] Kunkel, S.: Hochgenaue experimentelle Ermittlung der Reibungsverluste der Kolbengruppe eines gefeuerten Motors. Dissertation. TU München. 2011.
- [36] Brinkmann, S.: Funktionsorientierte Beurteilung von Zylinderlaufflächen durch 3-dimensionale Oberflächenmesstechnik. Dissertation. Universität Hannover. 2002.
- [37] MarSurf – Oberflächenmesstechnik. Produktpräsentation der Fa. Mahr GmbH. www.mahr.com. 24.2.2012.

- [38] Seewig, J.; Wiehr, C.; Gröger, S.: Charakterisierung technischer Bauteiloberflächen – Stand der Oberflächenmesstechnik heute. VDI-Berichte Nr. 2133. 2011.
- [39] DIN EN ISO 11562. Geometrische Produktspezifikationen (GPS) - Oberflächenbeschaffenheit: Tastschnittverfahren - Meßtechnische Eigenschaften von phasenkorrekten Filtern (ISO 11562:1996). Deutsche Fassung EN ISO 11562:1997.
- [40] ISO 4287. Geometrical Product Specification (GPS) – Surface Texture: Profile methods- Terms, definitions and surface texture parameters. 1997.
- [41] Görke, D.: Experimentelle und numerische Untersuchung des Normal- und Tangentialkontaktverhaltens rauher metallischer Oberflächen. Dissertation. Universität Erlangen. 2010.
- [42] Pehnelt, S.: Analyse und Auswahl eines Messverfahrens zur Oberflächenbeurteilung von Zylinderlaufbahnen am Motorblock. Diplomarbeit. FH Schmalkalden. 2007.
- [43] Lemke, H.-W.; Seewig, J.; Bodschwinn, H.; Brinkmann, S.: Kenngrößen der Abbott-Kurve zur integralen Beurteilung dreidimensional gemessener Zylinderlaufbahn-Oberflächen. MTZ Motortechnische Zeitschrift. 64. Jahrgang. 5/2003.
- [44] Prinzip der Weißlichtinterferometrie. Universität Stuttgart.
<http://www.uni-stuttgart.de/ito/Forschung/3D/3d-ober-Dateien/3D-Weisslichtmikroskopie.php>. 03.02.2012.

- [45] Knörr, M.; Haberling, C.: Triboprüfstand für Zylinderlaufbahnsegmente. Interne Veranstaltung bei der AUDI AG. Ingolstadt. 10/2010.
- [46] Böhme, J.; Jung, M.; Fröhlich, G.; Pfannerer, D.; Märkle, T.; Felsmann, C.: Der neue 1,8-l-Vierzylinder-T-FSI-Motor von AUDI. Teil1: Konstruktion und Mechanik. MTZ Motortechnische Zeitschrift. 67. Jahrgang. 10/2006.
- [47] Eiser, A.; Fitzen, M.; Heiduk, T.; Mendle, J.; Zahlmann, S.; Bäümel, F.: 3,0 l TFSI – Die neue V6-Spitzenmotorisierung von AUDI. MTZ Motortechnische Zeitschrift 70. Jahrgang. 09/2009.
- [48] Yilmaz, K.; Theiß, S.: Zwischenbericht über das Vorhaben Nr. A1.1 im Teilcluster 1 – Grundlagen und Auslegung. IGF-Cluster Low Friction Powertrain. FVV Frankfurt/Main. 12. Und 13.4.2011.
- [49] Arnold, N.: Automatische Motoroptimierung mit Hilfe statistischer Versuchsplanung am Beispiel eines 6-Zylinder Dieselmotors. Universität Stuttgart. Diplomarbeit. 2008.
- [50] Kleppmann, W.: Taschenbuch Versuchsplanung. Carl Hanser Verlag München, Wien. Auflage 4. 2006.
- [51] Hellwig, T.: Simulation der Kolbengruppe am Vierzylinder TFSI-Motor. TU München. Diplomarbeit. 2009.
- [52] What is Pisdyn. Produktinformation der Firma Ricardo. <http://www.ricardo.com/>. 28.2.2011.

- [53] Tian, T.: Modeling the Performance of the Piston Ring-Pack in Internal Combustion Engines. Dissertation. Massachusetts Institute of Technology. 1997.
- [54] Li, Y.: Multiphase Oil Transport at Complex Micro Geometry. Dissertation. Massachusetts Institute of Technology. 2011.
- [55] Greenwood, J. A.; Tripp, J.: The Contact of Two Nominally Flat Surfaces. Proc. Instn. Mech. Engrs. Vol. 185. 1971.
- [56] Hu, Y. et al.: Numerical Simulation of Piston Ring in Mixed Lubrication – A Non-Axisymmetrical Analysis. ASME Journal of Tribology. 1993.
- [57] Patir, N.; Cheng, H. S.: Application of Average Flow Model to Lubrication Between Rough Sliding Surfaces. ASME Journal of Lubrication Technology vol. 101. 1979.
- [58] Mayer, H. W.; Pester, W.: Laser lässt Dieselmotoren sparsamer fahren. VDI Nachrichten. 9.5.2005.
- [59] GTV PTWA-Beschichtung. Produktpräsentation der Fa. GTV. www.gtv-mbh.de. 21.2.2012.
- [60] Perthometer Oberflächen-Kenngrößen. Mahr GmbH. 1.9.1999.
- [61] Pischinger, R.; Klell, M.; Sams, T.: Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine, 2. überarbeitete Auflage, Der Fahrzeugantrieb, Springer Wien/New York 2002.

- [62] Hellwig, T.; Knörr, M.; Wachtmeister, G.: Layout and optimization of a piston ring-pack for AUDI V6 SI-engine. SAE-Paper 2012-01-1623. 2012.
- [63] Lemke, H.-W.; Bodschwinn, H.; Brinkmann, S.: Dreidimensionales Messen und Auswerten von Zylinderlaufbahnoberflächen - Arbeitskreis 3D-Rauheitsmesstechnik. Abschlussbericht 1. Periode. Hannover. 2001.
- [64] Mitglieder des Lubrication in Internal Combustion Engines Consortium. Sloan Automotive Laboratory. <http://web.mit.edu/sloan-auto-lab/research.html>. 1.11.2012.
- [65] Stribeck, R.: Die Wesentlichen Eigenschaften der Gleit- und Rollenlager. Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure. Vol. 46. 1902.
- [66] Schmid, J.: Reibungsoptimierung von Zylinderlaufflächen aus Sicht der Fertigungstechnik. MTZ Motortechnische Zeitschrift. 71. Jahrgang. 06/2010.
- [67] Nominierte für den Deutschen Zukunftspreis 2004. www.deutscher-zukunftspreis.de. 31.8.2012.
- [68] De Kraker, A.; Van Ostayen, R.A.J.; Rixen, D.J.: Development of a texture averaged Reynolds equation. Tribology International. 06/2010.
- [69] Chen, H.: Modeling the Lubrication of the Piston Ring Pack in Internal Combustion Engines using the Deterministic Model. Dissertation. Massachusetts Institute of Technology. 2011.

- [70] Chen, H.: Modeling of Liner Finish on Oil Control Ring Lubrication in Internal Combustion Engines Based on Deterministic Method. Masterarbeit. Massachusetts Institute of Technology. 2008.
- [71] Chen, H.; Li, Y.; Tian, T.: A Novel Approach to Model the Lubrication and Friction between the Twin-Land Oil Control Ring and Liner with Consideration of Micro Structure of the Liner Surface Finish in Internal Combustion Engines. SAE-Paper 2008-01-1613. 2008.
- [72] Li, Y.; Chen, H.; Tian, T.: A Deterministic Model for Lubricant Transport within Complex Geometry under Sliding Contact and its Application in the Interaction between the Oil Control Ring and Rough Liner in Internal Combustion Engines. SAE-Paper 2008-01-1615. 2008.
- [73] Chen, H.; Liao, K.; Tian, T.: A Numerical and Experimental Study of Twin-land Oil Control Ring Friction in Internal Combustion Engines Part 2. SAE-Paper 2012-01-1321. 2012.
- [74] ALUSIL-Zylinderkurbelgehäuse der AUDI V6-, V8 und V10-Ottomotoren. Produktpräsentation. KS Aluminium-Technologie GmbH.
http://www.kspg-ag.de/pdfdoc/central_brochures/at_alusil_audi_d.pdf. 18.11.2012.
- [75] Langen, P.; Reissing, J.; Alvaredo, B. L.: Die neue BMW Motorenpalette - Basis nachhaltiger Antriebslösungen. 32. Internationales Wiener Motorensymposium. Wien. 2011.
- [76] VW Kraftstoffatlas. internes Dokument der Volkswagen Gruppe. 2011.

- [77] Heuberger, A.; Knoll, G.: Neue Werkstoffe und Oberflächengestaltung bei Zylinderlaufbahnen zur Absenkung der Reibung der Kolbengruppe bei Verbrennungsmotoren. Fortschrittsberichte Strukturanalyse und Tribologie. Institut für Maschinenelemente und Konstruktions technik. Kassel. 2007.
- [78] Berberich, N.; Knoll, G.; Groß, T.; Fischersworing-Bunk, A.; Kornprobst, W.; Spitznagel, T.: Berechnungsmethodik zur tribologischen Funktionsoptimierung im Kolben-Zylinder-System. MTZ Motortechnische Zeitschrift. 70. Jahrgang. 2009.
- [79] Budde, M.; Brandt, S.; Krause, S.; Gohl, M.: Einfluss der Gemischbildung auf die Ölemissionen von Verbrennungsmotoren. MTZ Motortechnische Zeitschrift. 72. Jahrgang. 2011.
- [80] Backhaus, K.: Projektbericht: Untersuchung des Reibleistungs-Optimierungspotentials für die Gleitpaarung Kolbenring-Liner durch lasergefertigte Näpfchenstrukturen. Ingenieurgesellschaft für Strukturanalyse und Tribologie mbH (IST). Aachen. 2012.
- [81] Messbericht. Fa. Nagel. Nürtingen. 2011.
- [82] Interne Präsentation. AUDI AG. Ingolstadt. 2011.
- [83] Backhaus, K.: Projektbericht: Simulation des Öltransports auf laserstrukturierten Zylinderlaufbahnen. Ingenieurgesellschaft für Strukturanalyse und Tribologie mbH (IST). Aachen. 2012.
- [84] Schellack, T.; Boehme, R.: Messungen am SRV-Tribometer. AUDI AG. Ingolstadt. 2012.

- [85] Wang, C.; Sadeghi, F.; Wereley, S.T.; Rateick, R.G.; Scott, R.: Experimental Investigation of Lubricant Extraction from a Micropocket. STLE Tribology Transactions. Vol. 54(3). 2011.
- [86] Wang, C.; Sadeghi, F.; Wereley, S.; Chuang, H. S.: Investigation of Fluid Flow out of Microcavities using μ PIV. STLE Tribology Transactions. Vol. 52(6). 2009.
- [87] Schlerege, F.: FIRST als ein Berechnungswerkzeug bei Schaeffler. FIRST User Meeting. Aachen. 2012.
- [88] Grebe, U. D.; Nitz, L. T.: Voltec - Das Antriebssystem für Chevrolet Volt und Opel Ampera. MTZ - Motortechnische Zeitschrift 72. Jahrgang. 05/2011.
- [89] So funktionieren Kolben. <http://www.eurotransport.de/bilder/profiwissen-motorkolben-so-funktionieren-kolben-und-konsorten-451513.html>. 26.1.2013.
- [90] Merkle, A.: Maßnahmen zur Reduzierung der CO₂ Emissionen im Verbrennungsmotor durch Reibungsoptimierung des tribologischen Systems Kolbengruppe. Dissertation. TU München. 2014.
- [91] Wießner, H.: Oberflächen und Formmessung. 4. Nürtinger Honsymposium. Nürtingen. 2013
- [92] Bartel, D.: Simulation von Tribosystemen. Vieweg + Teuber. Wiesbaden. 2010.
- [93] Tuzcu, S.: Hydrodynamic Bearing Interface TOWER-SIMPACK for Fluid Film/Structural Interaction. Simpack User Meeting. Eisenach. 2004.

- [94] Goenka, P. K.: Dynamically Loaded Journal Bearings: Finite Element Method Analysis. Transactions of the ASME, Journal of Tribology. Vol. 106, pp. 429-439.1984.
- [95] Kumar, A.; Booker, J. F.: A Finite Element Cavitation Algorithm. Transactions of the ASME, Journal of Tribology. Vol. 113, pp. 276-286. 1991.
- [96] Bamsey, I.: Micro texturing camshaft surfaces.
<https://www.highpowermedia.com/RET-Monitor/3478/micro-texturing-camshaft-surfaces>. 29.6.2013.
- [97] Enderle, C.; Kemmler, R.; Vent, G.;Waltner, A.: Der magerbetriebene Ottomotor – ein Konzept für den weltweiten Einsatz. 34. Wiener Motorensymposium. Wien. 2013.
- [98] OPEN FOAM - The open source CFD toolbox. <http://www.openfoam.com>. 26.12.2013.
- [99] Messbericht. Fraunhofer-Institut für Lasertechnik ILT. Aachen. 2012.