

**Einfluss der Oberflächenstruktur auf Druckverteilung
und Schmierfilmdicke im EHD-Kontakt**

Oliver Kreil

Vollständiger Abdruck der von der Fakultät für Maschinenwesen der
Technischen Universität München zur Erlangung des akademischen Grades eines

Doktor-Ingenieurs

genehmigten Dissertation.

Vorsitzender: Univ.-Prof. Dr.-Ing. G. Reinhart

Prüfer der Dissertation:

1. Univ.-Prof. Dr.-Ing. B.-R. Höhn
2. Prof. dr. ir. M. J. W. Schouten
Technische Universiteit Eindhoven / Niederlande

Die Dissertation wurde am 28.09.2008 bei der Technischen Universität München eingereicht und durch die Fakultät für Maschinenwesen am 09.12.2008 angenommen.

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Maschinenelemente, Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebebau (FZG) der Technischen Universität München. Grundlage für diese Arbeit bilden die Forschungsvorhaben „Einfluss der Oberflächenrauheit auf die Druckverteilung und Schmierfilmdicke im hochbelasteten, geschmierten Wälzkontakt (EHD-Kontakt)“ (DFG HO1339-17), das durch die Deutsche Forschungsgemeinschaft gefördert wurde und „Viskositätsverhältnis Kappa“ (FVA-Nr. 418), das im Auftrag der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA) durchgeführt wurde. Der Deutschen Forschungsgemeinschaft gilt mein Dank für die wohlwollende Unterstützung und Förderung, dem Arbeitskreis „Berechnung und Simulation“ der FVA für das Interesse am Vorhaben.

An dieser Stelle möchte ich mich bei meinem Doktorvater Prof. Dr.-Ing. Bernd-Robert Höhn für die wohlwollende Begleitung und Unterstützung der Arbeit bedanken. Er gab mir die Möglichkeit beide Forschungsvorhaben an seinem Institut durchzuführen und erfolgreich abzuschließen.

Bei Prof. dr. ir. M. J. W. Schouten möchte ich mich für die Übernahme des Koreferats und bei Prof. Dr.-Ing. Gunther Reinhart für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes bedanken.

Mein ganz besonderer Dank gilt meinem Forschungsgruppenleiter Dr.-Ing. Klaus Michaelis, der mir stets den notwendigen Freiraum ließ und jederzeit mit seiner fachlichen Kompetenz und Erfahrung mit Rat und Tat zur Seite stand. Das große Vertrauen und die angenehme und freundschaftliche Zusammenarbeit haben in besonderem Maße zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen.

Bei Dr.-Ing. Peter Oster möchte ich mich für die Unterstützung im FVA-Forschungsvorhaben „Viskositätsverhältnis Kappa“ bedanken, ohne die ein erfolgreicher Abschluss nur schwer möglich gewesen wäre.

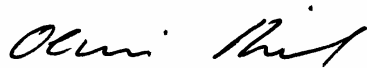
Bei meinen Zimmerkollegen Michael Stangl, Hans-Philipp Otto, Andreas Grossl und Josef Mayer möchte ich mich ganz besonders für die zahlreichen und fruchtbaren, fachlichen und privaten Gespräche bedanken, die die Zeit an der FZG bereichert haben.

Ich möchte mich bei allen Kolleginnen und Kollegen am Lehrstuhl für die stete Hilfsbereitschaft und Unterstützung sowie die angenehme und freundschaftliche Arbeitsatmosphäre bedanken. Besonders hervorheben möchte ich die Mitarbeiterinnen und Mitarbeiter der Werkstatt, des Prüffeldes, des E-Labors und des Laborbereichs, die besonders zum Erfolg des experimentellen Vorhabens beigetragen haben.

Für die intensive Unterstützung bei den experimentellen Arbeiten und bei der Literaturrecherche möchte ich mich bei meinen Hiwis, Semestranden und Diplomanden Diego Rodriguez Panero, Arne Zink, Peter Koller und Lisa Schuck bedanken.

Ein ganz besonderer Dank gilt meinen Eltern, die mir mit großem Vertrauen und immerwährender Unterstützung und Förderung diesen Weg ermöglicht haben.

Nicht zuletzt möchte ich mich bei meiner Frau Ursula für den starken Rückhalt, die Unterstützung, die schöne gemeinsame Zeit und bei meinem Sohn Rufus für die stete erholsame Ablenkung bedanken.

A handwritten signature in black ink, appearing to read 'Oliver Mühl'. The script is cursive and fluid.

Blonhofen, im Februar 2009

Inhaltsverzeichnis

0	Zeichen, Einheiten und Benennungen.....	III
1	Einführung	1
1.1	Problemstellung	1
1.2	Ziel der Arbeit	1
1.3	Stand des Wissens	2
1.3.1	Theoretische EHD	2
1.3.2	Experimentelle EHD	3
2	Grundlagen	4
2.1	Charakterisierung von Oberflächen	4
2.2	Definition der Schmierfilmdicke.....	10
3	Testverfahren und Versuchsprogramm	12
3.1	Schmierfilmdickenmessungen	12
3.1.1	Methode zur Schmierfilmdickenmessung	12
3.1.2	Versuchsprogramm	14
3.2	Druckverlaufsmessungen	15
3.2.1	Methode zur Druckverlaufsmessung	15
3.2.2	Versuchsprogramm	18
4	Versuchseinrichtungen	20
4.1	Zweischeiben-Prüfstand	20
4.1.1	Messtechnik für Schmierfilmdickenmessung	23
4.1.2	Messtechnik für Druckverlaufsmessungen	24
4.2	Hochdruckanlage.....	31
4.3	Ionenstrahl-Sputteranlage	33
4.4	Prüfscheiben.....	35
4.4.1	Geschliffene Oberfläche	38
4.4.2	Geometrisch strukturierte Oberfläche	39
4.5	Versuchsöl	41
5	Versuchsdurchführung und Auswertung.....	43
5.1	Schmierfilmdickenmessung	43
5.1.1	Versuchsdurchführung.....	43
5.1.2	Auswertung.....	43
5.2	Druckverlaufsmessung	47
5.2.1	Versuchsdurchführung.....	47
5.2.2	Auswertung.....	47
6	Fehlerbetrachtung.....	52
6.1	Schmierfilmdickenmessung	53
6.2	Druckverlaufsmessung	55
7	Versuchsergebnisse	56
7.1	Ergebnisse der Schmierfilmdickenmessungen	56
7.1.1	Einfluss der Orientierung der Oberflächenstruktur.....	63
7.1.2	Einfluss der Summengeschwindigkeit v_{sum}	64
7.1.3	Zusammenfassende Beschreibung der Einflüsse.....	65
7.2	Ergebnisse der Druckverlaufsmessungen	66
7.2.1	Einfluss der Hertz'schen Pressung	66
7.2.2	Einfluss der Summengeschwindigkeit	68
7.2.3	Einfluss der größten Höhe des Profils Rz	69

7.3	Stichprobenversuche bei hohem Schlupfwert.....	70
8	Modellvorstellung zum Schmierfilm im rauen EHD-Kontakt.....	72
9	Oberflächenstruktur in der Schmierfilmberechnung	75
9.1	Berechnung der Schmierfilmdicke	75
9.1.1	Grundlagen der EHD-Schmierfilmdickenberechnung	75
9.1.2	Schmierfilmdickenberechnung bei rauen Oberflächen	78
9.1.3	Vergleich zwischen Messung $h_{gem,r}$ und Berechnung $h_{0,th,r}$	83
9.1.4	Gültigkeitsbereich	84
9.1.5	Vergleich mit dem Berechnungsverfahren nach Schmidt	85
9.1.6	Vergleich mit dem Berechnungsmodell nach Evans.....	89
9.2	Berechnung des Druckverlaufs.....	91
9.2.1	Grundlagen der Berechnung des Druckverlaufes im EHD-Kontakt	91
9.2.2	Berechnung der Drucküberhöhung an Rauheitserhebungen.....	92
9.2.3	Gültigkeitsbereich	94
9.2.4	Vergleich mit dem Berechnungsmodell nach Hertter.....	94
9.2.5	Vergleich mit dem Berechnungsmodell nach Evans.....	98
10	Zusammenfassung und Ausblick	102
10.1	Zusammenfassung	102
10.2	Ausblick	104
11	Literatur	105
12	Anhang	109
12.1	Prüfscheiben - Rauheitsmessschiebe	109
12.1.1	Oberfläche TL-P	109
12.1.2	Oberfläche TL-F.....	110
12.1.3	Oberfläche TL-M.....	111
12.1.4	Oberfläche TL-G	112
12.1.5	Oberfläche TQ-F.....	113
12.1.6	Oberfläche TQ-M.....	114
12.1.7	Oberfläche TQ-G	115
12.1.8	Oberfläche GQ50-F	116
12.1.9	Oberfläche GQ50-M	117
12.1.10	Oberfläche GQ50-G.....	118
12.1.11	Oberfläche GQ100-F	119
12.1.12	Oberfläche GQ100-M	120
12.1.13	Oberfläche GQ100-G.....	121
12.2	Messergebnisse - Schmierfilmdickenmessungen	122
12.2.1	Oberfläche TL-P	122
12.2.2	Oberfläche TL-F.....	123
12.2.3	Oberfläche TL-M.....	124
12.2.4	Oberfläche TL-G	125
12.2.5	Oberfläche TQ-F.....	126
12.2.6	Oberfläche TQ-M.....	127
12.2.7	Oberfläche TQ-G	128
12.2.8	Oberfläche GQ50-F	129
12.2.9	Oberfläche GQ50-M	130
12.2.10	Oberfläche GQ50-G.....	131
12.2.11	Oberfläche GQ100-F	132
12.2.12	Oberfläche GQ100-M	133
12.2.13	Oberfläche GQ100-G.....	134

0 Zeichen, Einheiten und Benennungen

A	mm ²	Fläche des Modellkondensators
A _x	---	Flächenanteil des Einzelkondensators
b _H	mm	Hertz'sche Abplattungsbreite
C	F	Kapazität des Modellkondensators
C	---	thermischer Korrekturfaktor nach Murch/Wilson [29]
c ₀	µm	Referenzschnittlinienhöhe
C _{rK}	---	Pressungsüberhöhung
C _{RS}	---	Korrekturfaktor nach Schmidt [9]
E	N/mm ²	Elastizitätsmodul
E'	N/mm ²	reduzierter Elastizitätsmodul
f	Hz	Frequenz
F _N	N	Normalkraft
F _r	N	Reibkraft
G	---	dimensionsloser EHD-Elastizitätsparameter
h	µm	Schmierfilmdicke
H	---	auf den Ersatzkrümmungsradius bezogene Schmierfilmdicke
h _x	µm	Höhe des Einzelkondensators x
L	---	thermischer Lastfaktor nach Murch/Wilson [29]
l	---	Wellenlänge nach Hertter [31]
l ₁	mm	aktive Länge des Sensors
l ₂	mm	Breite des Sensors
l _{eff}	mm	effektive Länge des Hertz'schen Kontakts (hier: Scheibenbreite)
l _n	mm	Messstrecke
l _r	mm	Einzelmessstrecke
l _t	mm	Taststrecke
m _r	---	Rauheitskoeffizient
m _{r,v}	(m/s) ⁻¹	Steigung der Regressionsgeraden
Mr1, Mr2	%	Materialanteil an den Grenzen des Rauheitskernprofils
p	N/mm ²	Druck
p _H	N/mm ²	Hertz'sche Pressung
p _x	---	Höhe des Einzelkondensators x bezogen auf die Spalthöhe im engsten Kondensatorspalt

q_x	---	Flächenanteil des Einzelkondensators x
R	Ω	elektrischer Widerstand
r	mm	Radius
R	mm	Ersatzkrümmungsradius
R_a	μm	arithmetischer Mittelwert der Profilorordinaten
R_k	μm	Kernrautiefe
$R_{mr}(c)$	---	Materialanteilkurve des Rauheitsprofils
R_{pk}	μm	reduzierte Spitzenhöhe
R_q	μm	quadratischer Mittelwert der Profilorordinaten
R_{Sm}	μm	mittlere Rillenbreite
r_{tip}	μm	Spitzenradius
R_{vK}	μm	reduzierte Riefentiefe
R_z	μm	größte Höhe des Profils
$R_{\delta c}$	μm	Höhendifferenz zwischen zwei Schnittlinien
s	%	Schlupf ($s = (v_o - v_u) \cdot 100\% / v_o$ wobei $v_o > v_u$)
t	---	Doppelamplitude nach Hertter [31]
$t(\beta)$	---	y -Achsenabschnitt
$t_r(\beta)$	---	Richtungswert
U	V	elektrische Spannung
U	---	dimensionsloser EHD-Geschwindigkeitsparameter
U_B	V	Versorgungsspannung der Wheatstone Brücke
U_D	V	Diagonalspannung der Wheatstone Brücke
v	m/s	Oberflächengeschwindigkeit der Scheibe
v_{sum}	m/s	Summengeschwindigkeit $v_o + v_u$
W	---	dimensionsloser EHD-Lastparameter
$Z(x)$	μm	Ordinatenwerte
α	m^2/N	Viskositäts-Druck-Koeffizient des Schmierstoffs bei Massentemperatur
α_p	bar^{-1}	Druckkoeffizient
α_T	K^{-1}	Temperaturkoeffizient
α_t	K^{-1}	Temperaturkoeffizient der dynamischen Viskosität
β	$^\circ$	Winkel der Rauheitsriefen zur allgemeinen Bewegungsrichtung
Δ		Wert zeigt eine Änderung an

Δh	μm	Schmierfilmdickenminderung
Δx_{max}	μm	Digitalisierungsabstand
ϵ_0	F/m	elektrische Feldkonstante ($\epsilon_0 = 8,854 \cdot 10^{-12}$ F/m)
ϵ_{Luft}	---	Dielektrizitätszahl von Luft ($\epsilon_{\text{Luft}} = 1,000594$)
$\epsilon_{\text{Öl}}$	---	relative Dielektrizitätszahl des Schmierstoffes
η_M	mPas	dynamische Viskosität bei Massentemperatur
ϑ	$^{\circ}\text{C}$	Temperatur
Λ	---	Schmierfilmparameter ($\Lambda = h / Ra$)
λ	μm	Periodenlänge des Profils
λ	W/(mK)	Wärmeleitfähigkeit des Schmierstoffes
λ_c	mm	Grenzwellenlänge

Indices

0	Wert bezieht sich auf den Parallelspalt im EHD-Kontakt
gem	gemessener Wert
max	Maximalwert
min	Wert bezieht sich auf den eingeschnürten Bereich im Auslauf des EHD-Kontaktes
nenn	nomineller Wert
o	Wert bezieht sich auf die obere Scheibe
Öl	Wert bezieht sich auf den Schmierstoff
r	Wert berücksichtigt die Oberflächenrauheit
rK	Wert berücksichtigt die Oberflächenrauheit auf Basis einer Regressionsgerade
th	Wert thermisch korrigiert nach Murch/Wilson [29]
u	Wert bezieht sich auf die untere Scheibe

1 Einführung

1.1 Problemstellung

Die Tragfähigkeit von Maschinenelementen mit Wälzkontakt (z.B. Zahnradgetriebe, Nocken-Stößel-Paarungen, Wälzlager) wird im Wesentlichen von der Last, der Umfangs- und Gleitgeschwindigkeit sowie den Eigenschaften des Schmierstoffs im Zusammenwirken mit der Oberflächenrauheit beeinflusst. Maßgebliche Größen wie Druckverteilung oder Schmierfilmdicke im elastohydrodynamischen Kontakt (EHD-Kontakt) können nach herkömmlichen Methoden nicht exakt und ohne Störung der Kontaktausbildung gemessen werden. Sie werden üblicherweise durch Hertz'sche Pressung und empirisch gestützte Filmdickenberechnung ersetzt.

1.2 Ziel der Arbeit

Unterschiedliche Ansätze zur Berechnung der Druckverteilung in rauen EHD-Kontakten ([52], [53], [54], [55], [56], [57], [58]) weisen z.T. örtliche Beanspruchungen im Bereich 1,2- bis über 3-facher Pressung gegenüber der Hertz'schen Pressung des glatten Kontaktes aus. Insbesondere die hohen Überbeanspruchungen sind mit dem in Versuchen beobachteten Werkstoffschädigungsverhalten nur schwer vereinbar. Ziel dieser Arbeit ist es anhand umfangreicher Schmierfilmdicken- und Druckverlaufsmessungen ein technisch zutreffendes und einfach handhabbares Rechenmodell aufzustellen, das es erlaubt die zu erwartenden Schmierfilmdicken und Pressungsüberhöhungen an Rauheitserhebungen zu bestimmen.

Damit wird die theoretische Basis geschaffen, Schmierfilmdicken und Druckverteilungen auch an rauen Oberflächen praxisnah zu bestimmen und deren Auswirkung auf die dreidimensionale Werkstoffbeanspruchung zu beschreiben. Dies führt zu einem besseren Verständnis der physikalischen Vorgänge im Schmierspalt bei der Entwicklung eines Oberflächenschadens (Grübchen, Fressen, Grauflecken) und damit zu einer gezielten Beeinflussbarkeit des tribologischen Systems Betriebsparameter – Schmierstoff – Geometrie – Werkstoff.

1.3 Stand des Wissens

Nachdem sich die Erkenntnis durchgesetzt hat, dass sich auch unter sehr hohen örtlichen Pressungen, wie sie z.B. in Wälzlagern und Zahnradgetrieben auftreten, ein tragfähiger Schmierfilm bildet, wurden diesem Vorgang eine große Anzahl theoretischer und experimenteller Arbeiten gewidmet.

1.3.1 Theoretische EHD

Die elastohydrodynamische Schmiertheorie geht auf Untersuchungen von Ertel [10] und Grubin [11] zurück. In diesen theoretischen Arbeiten wurden erstmals Schmierfilmdicken und Druckverteilungen in hochbelasteten, kontraformen Kontakten unter Berücksichtigung der elastischen Deformation der Kontaktpartner und der unter Druck stark anwachsenden Viskosität des Schmierstoffes berechnet. Unter Anwendung iterativer Berechnungsverfahren ermittelten Dowson und Higginson [12] eine Gleichung für die Schmierfilmdicke an der engsten Stelle des Schmierpaltes, die später von Dowson [13] modifiziert wurde. Cheng und Sternlicht [14] erweiterten die bisher isothermen Lösungsansätze auf nicht isotherme Probleme, also auf hochbelastete, geschmierte Kontakte mit überlagertem Schlupf. Von Eller [15] wurden diese Berechnungen aufgegriffen und weitergeführt. Murch und Wilson [29] nahmen sich ebenfalls der Lösung des nicht-isothermen Schmierproblems an und ermittelten einen thermischen Korrekturfaktor, mit dem sich die nach Dowson und Higginson [12],[13] isotherm berechneten Schmierfilmdicken korrigieren lassen. Dieser Faktor berücksichtigt neben der hydrodynamisch wirksamen Geschwindigkeit auch die Nennviskosität, die Viskositäts-Temperatur-Eigenschaften und die Wärmeleitfähigkeit des Schmierstoffs.

Oster [30] entwickelte ein Rechenprogramm, das es erstmals erlaubte Druck-, Temperatur- und Schmierfilmdickenverteilungen, unter für Zahnradgetriebe maßgeblichen Betriebsbedingungen, zu berechnen.

Alle vorgenannten Untersuchungen beziehen sich auf ideal glatte Oberflächen der Wälzpartner.

Jüngere Untersuchungen widmeten sich dem Einfluss der Oberflächenrauheit auf Druckverlauf und Schmierfilmdicke im EHD-Kontakt. Wang und Lin [16] berechneten Druck- und Schmierfilmdickenverläufe in EHD-Kontakten mit Linienberührung unter Berücksichtigung der Oberflächenrauheit und deren Orientierung. Bei ihrem Re-

chenmodell stellte sich heraus, dass zunehmende Rauheit in Umfangsrichtung niedrigere Filmdicken bewirkt, während zunehmende Rauheit in Querrichtung größere Filmdicken aufzubauen vermag. Rechnungen von Sadeghi und Sui [17] bestätigten dies. Greenwood und Johnson [18] untersuchten EHD-Kontakte mit zweidimensionalen, sinusförmigen Unebenheiten. Ihre Rechnungen zeigten, dass in hochbelasteten EHD-Kontakten die Welligkeit der Oberflächen weitgehend verschwindet und durch eine entsprechende Druckschwankung im Druckverlauf ersetzt wird. Kweh et al. [19] konnten dies rechnerisch bestätigen. Hertter [31] entwickelte das Rechenprogramm von Oster [30] dahingehend weiter, dass auch der Einfluss sinusförmiger Oberflächenrauheiten berücksichtigt werden kann. Im zugrunde liegenden Modell wird der Schmierstoff durch ein Feder-Dämpfersystem abgebildet. Den Einfluss einer realen, gemessenen Oberflächenstruktur in der Berechnung von Druckverlauf und Schmierfilmdickenverlauf zu berücksichtigen, erlaubt das Berechnungsverfahren von Evans, Snidle et al. [56], [57].

1.3.2 Experimentelle EHD

Weltweit befassten sich Forschungsarbeiten mit der Entwicklung aufgedampfter bzw. gesputterter Dünnschichtsensoren, die auf Grund ihrer Mikrostruktur die Messung von EHD-Parametern direkt im Kontakt ohne wesentliche Störung der Kontaktausbildung ermöglichen.

Kannel, Bell und Allen [21] setzten als erste aufgedampfte Dünnschichtsensoren zur Messung von Druckverteilungen an Scheiben ein. Diese Messtechnik wurde später von Dow und Kannel [22] auch zur Temperaturmessung benutzt. In Europa wurde diese Idee von Schouten [23] aufgegriffen, der Druck-, Temperatur- und Schmierfilmdickenmessungen vorstellte. Für Druck- und Filmdickenmessungen verwendete Simon [7] mit einer Ionenstrahl-Sputteranlage hergestellte Sensoren. Mit diesen Sensoren, die eine sehr gute Haftfestigkeit aufwiesen, waren Messungen an Scheiben bei Hertz'schen Pressungen bis 1300 N/mm^2 bei hohem Schlupf möglich. Von Simon [7] durchgeführte Messungen der integralen Schmierfilmdicke zeigten eine gute Übereinstimmung mit dem Berechnungsverfahren nach Dowson und Higginson [12]. Aufbau und Struktur von aufgedampften Schichten wurden von Baumann [24] und Kirschner [25] näher untersucht. von Baumann [24] wurden zweischichtige Dünnschichtsensoren zur Temperaturmessung benutzt. Der Zweischichtsensor bestand aus einer Schicht Titan und einer Schicht Manganin. Da Titan einen negativen

und Manganin einen positiven Druckkoeffizienten aufweist ermöglicht die gemeinsame Verwendung eine teilweise Kompensation des Druckeinflusses. Tychsen [26] und Kühl [27] entwickelten v. a. die photolithographische Strukturierung von Dünnsfilmsensoren an Zahnrädern weiter. Die von Simon [7] entwickelte Messtechnik wurde von Kagerer [1] um Platin-Temperatursensoren sowie um fotolithografisch strukturierte Sensoren erweitert. Hierdurch konnten Temperaturverlaufsmessungen durchgeführt und eine verbesserte Auflösung des Kontaktes erreicht werden. Außerdem übertrug er die bewährte Messtechnik auf Zahnräder und führte an verschiedenen Punkten der Eingriffslinie Druck- und Temperaturmessungen durch. Mann [4] führte auflösende Schmierfilmdickenmessungen mit aufgesputterten Dünnschichtsensoren durch. Hierbei wurde der Sensor als eine Platte eines Plattenkondensators betrachtet, dessen Kapazität vom Plattenabstand, also von der Schmierfilmdicke abhängig ist.

Seit langem ist bekannt, dass Rauheit und Struktur die tribologischen Verhältnisse im Wälzkontakt und damit die Tragfähigkeit der Wälzpartner wesentlich beeinflussen. Daher führte Schmidt [9] Schmierfilmdickenmessungen an umfangsgeschliffenen Scheiben verschiedener Rauheit durch und nennt einen Rauheitskorrekturfaktor für die Schmierfilmdicke zur Kennzeichnung des Zustandes erster Oberflächenberührungen. Messungen mit quergeschliffenen Scheiben und Druckverlaufsmessungen wurden nicht durchgeführt. Peeken et al. [28] führten Filmdickenmessungen an Zahnrädern durch, jedoch wurde die Oberflächenrauheit nur in sehr engen Grenzen variiert.

2 Grundlagen

2.1 Charakterisierung von Oberflächen

Sollen die Einflüsse der Oberflächenfeingestalt auf die Schmierfilmbildung untersucht werden, so ist die Charakterisierung der betrachteten Oberflächen notwendig. Häufig wird zu diesem Zweck eine Rauheitsmessung nach dem Tastschnittverfahren entsprechend DIN EN ISO 4288 [32] und DIN EN ISO 3274 [33] durchgeführt. Das Tastschnittverfahren ist eine messtechnische Methode zur Erfassung einer Oberfläche. Hierbei bewegt eine Vorschubeinrichtung ein Tastsystem mit konstanter Geschwindigkeit über die zu vermessende Oberfläche.

Einige definierte Kennwerte für Messbedingungen sind in folgender Tabelle 1 aufgelistet.

Messbedingungen nach DIN EN ISO 4288:1998 und DIN EN ISO 3274:1998	
Grenzwellenlänge	λ_c
Einzelmessstrecke	l_r
Messstrecke	l_n
Taststrecke	l_t
Tastspitzenradius	$r_{Sp\ max}$
Digitalisierungsabstand	Δx_{max}

Tabelle 1: Tastschnittverfahren, Messbedingungen

Mit dem Tastschnittverfahren wird das Profil einer Oberfläche im Normalschnitt zweidimensional erfasst. Das gemessene, ungefilterte Primärprofil (P-Profil) enthält sowohl die Oberflächenrauheit, die Welligkeit als auch Anteile von Formabweichungen. Durch eine definierte Profilverfilterung nach DIN EN ISO 11562 [36] werden aus dem Pri-

märprofil das Rauheitsprofil (R-Profil) und das Welligkeitsprofil (W-Profil) ermittelt (vgl. Bild 1).

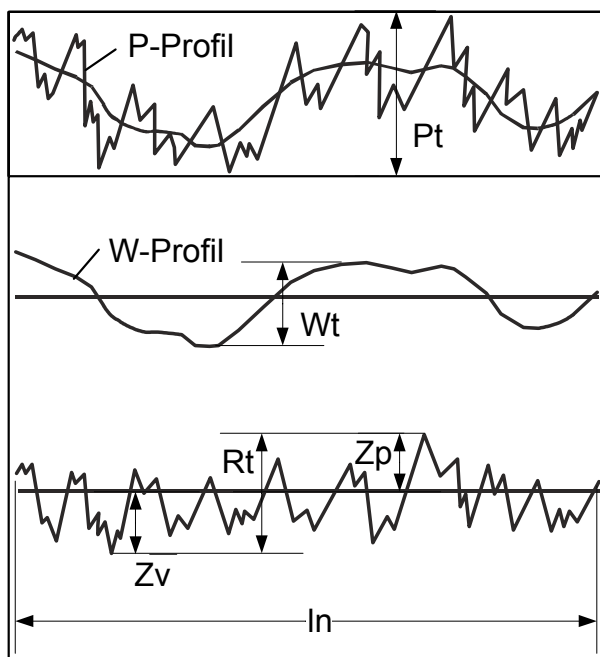


Bild 1: Oberflächenprofile nach DIN EN ISO 11562

An den drei Profilen sind im Z-X-Koordinatensystem Kenngrößen definiert, die durch die jeweiligen Großbuchstaben P, R oder W gekennzeichnet werden. Nach DIN EN ISO 4287 [35] gelten alle Kenngrößen-Definitionen sowohl für das Rauheitsprofil als auch für das Primär- und das Welligkeitsprofil. Rauheitskenngrößen werden, falls nicht anders angegeben, an einer Einzelmessstrecke l_r , die in ihrem Wert der Grenzwellenlänge λ_c entspricht, definiert. Im Allgemeinen werden als

Ergebnisse die Mittelwerte aus mehreren Einzelmessstrecken angegeben. Hierbei werden standardmäßig fünf Einzelmessstrecken berücksichtigt, andernfalls wird die Zahl der Einzelmessstrecken angegeben.

Bezugslinie für die Definition der Kenngrößen innerhalb einer Bezugsstrecke l_p , l_r oder l_w ist die Mittellinie, die als langwellige mittlere Linie des Primärprofils durch ein Filter nach DIN EN ISO 11562 [36] erzeugt wird.

Das Rauheitsprofil (R-Profil) entsteht durch Abtrennen der langwelligen Profilelemente mit dem Profilfilter λ_c . Die Grenzwellenlänge λ_c (cut off) charakterisiert das Filter, das zur Trennung von Welligkeit und Rauheitsprofil verwendet wird. Die Taststrecke l_t ist die Gesamtlänge der Tasterbewegung während der Abtastung der Oberfläche. Sie ist größer als die Messstrecke l_n (Auswertelänge), um mit dem Profilfilter das Rauheitsprofil bilden zu können. In Bild 2 sind die unterschiedlichen Werte grafisch dargestellt.

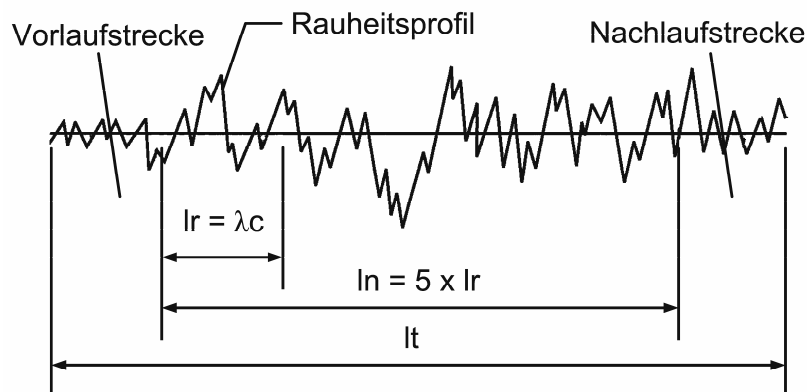
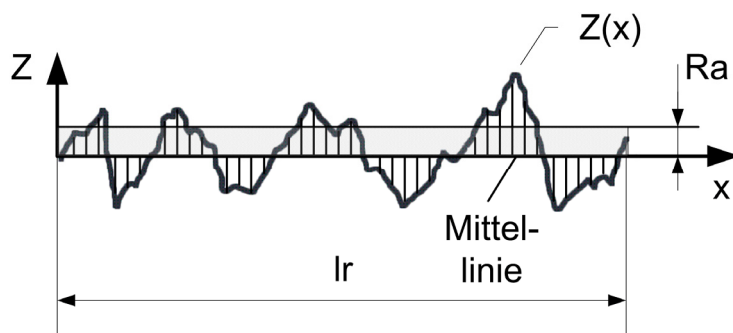


Bild 2: Messstrecken l_t , l_n , l_r – Grenzwellenlänge λ_c

Zur Beschreibung der Oberfläche werden, auch abhängig von der Art des Profils, unterschiedliche Kennwerte bestimmt. So werden zur Beschreibung periodischer Profile, wie sie durch spanende Herstellverfahren mit geometrisch bestimmter Schneide (Drehen, Fräsen, ...) erzeugt werden, Kennwerte wie z.B. die mittlere Rillenbreite der Profilelemente R_{Sm} angegeben. Zur Charakterisierung aperiodischer Profile, wie sie durch Herstellverfahren mit geometrisch unbestimmter Schneide (Schleifen, Erodieren,...) entstehen werden beispielsweise der arithmetische Mittelwert der Profildordinaten R_a , der quadratische Mittelwert der Profildordinaten R_q oder die größte Höhe des Profils R_z angegeben. Obwohl umfangreiche Untersuchungen an Oberflächen mit periodischen Profilen durchgeführt wurden, liegt das Hauptaugenmerk dieser Arbeit auf den praxisnahen, geschliffenen Oberflächen, die aperiodische Oberflächenprofile aufweisen.

Im Folgenden werden die wichtigsten Oberflächenkennwerte zur Beschreibung aperiodischer Rauheitsprofile entsprechend den jeweiligen Normen vorgestellt.

Arithmetischer Mittelwert der Profilordinaten R_a nach DIN EN ISO 4287



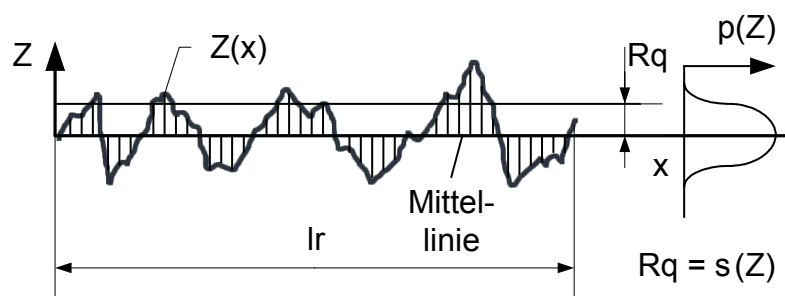
Der arithmetische Mittelwert der Profilordinaten R_a beschreibt den arithmetischen Mittelwert der Beträge der Ordinatenwerte $Z(x)$ innerhalb einer Einzelmessstrecke.

Bild 3: Arithmetischer Mittelwert der Profilordinaten, R_a

$$R_a = \frac{1}{l_r} \int_0^{l_r} |Z(x)| dx \quad (1)$$

Statistisch betrachtet ist R_a zugleich die mittlere arithmetische Abweichung der Ordinatenwerte von der Mittellinie. Die Aussagekraft von R_a ist gering. R_a reagiert unempfindlich gegenüber extremen Profilspitzen und -tälern.

Quadratischer Mittelwert der Profilordinaten R_q nach DIN EN ISO 4287



Der quadratische Mittelwert der Profilordinaten R_q beschreibt den quadratischen Mittelwert der Ordinatenwerte $Z(x)$ innerhalb der Einzelmessstrecke.

Bild 4: Quadratischer Mittelwert der Profilordinaten, R_q

$$R_q = \sqrt{\frac{1}{l_r} \int_0^{l_r} Z^2(x) dx} \quad (2)$$

Als mittlere quadratische Abweichung der Rauheits-Ordinatenwerte von der Mittellinie entspricht R_q der Standardabweichung der Profilordinaten und ist demnach statistisch wesentlich repräsentativer als R_a .

Größte Höhe des Profils Rz nach DIN EN ISO 4287

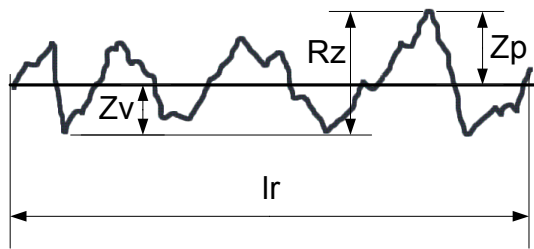


Bild 5: Größte Höhe des Profils, Rz

Die Größte Höhe des Profils Rz errechnet sich aus der Summe der größten Profilspitze Z_p und der Tiefe des größten Profiltals Z_v innerhalb einer Einzelmessstrecke. Als senkrechter Abstand vom höchsten zum tiefsten Profilmittelwert ist Rz ein Maß für die Streubreite der Rauheitsordinatenwerte.

Da Rz in der Regel als arithmetisches Mittel aus den größten Höhen von fünf Einzelmessstrecken l_r im Rauheitsprofil ermittelt wird ist dieser Wert trotz seines extremen Charakters zur Betrachtung von Einflüssen auf maximale Drucküberhöhungen und minimal auftretende Schmierfilmdicken gut geeignet.

Materialanteilkurve des Profils (Abbott Kurve) $R_{mr}(c)$ nach DIN EN ISO 4287

Die Materialanteilkurve des Rauheitsprofils $R_{mr}(c)$ zeigt das prozentuale Verhältnis der Summe der Materiallängen $MI(c)$ der Profilelemente in einer vorgegebenen Schnitthöhe c zur Messstrecke l_n . Die Materialanteilkurve gibt den Materialanteil als Funktion der Schnitthöhe an (vgl. Bild 6).

$$R_{mr}(c) = \frac{100}{l_n} \sum_{i=1}^n MI_i(c) = \frac{MI(c)}{l_n} [\%] \quad (3)$$

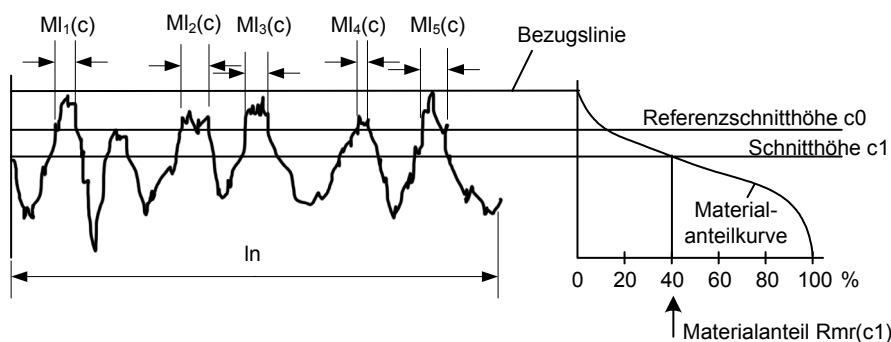


Bild 6: Materialanteil des Rauheitsprofils

Hierbei wird empfohlen, den Materialanteil in einer Schnittlinienhöhe $R_{\delta c}$ relativ zur Referenzschnitthöhe c_0 zu bestimmen. Die Referenzschnitthöhe ergibt sich durch das Verschieben der Bezugslinie ins Profil bis zu einem definierten Materialanteil.

Aus der Materialanteilkurve können entsprechend DIN EN ISO 13565 Kenngrößen abgeleitet werden (vgl. Bild 7).

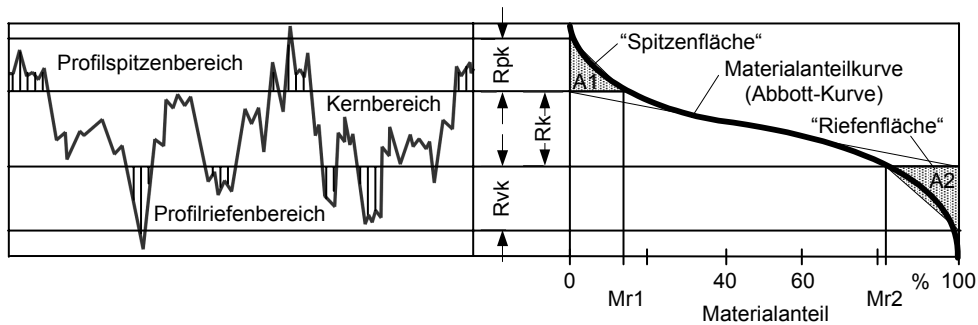


Bild 7: Kenngrößen der Materialanteilkurve nach DIN EN ISO 13565

Die aus dem gefilterten Rauheitsprofil gebildete Materialanteil-(Abbott-)kurve wird in drei Profilbereiche gegliedert, die mit Kenngrößen charakterisiert werden. Die Kernrautiefe R_k ist die Tiefe des Rauheitskernprofils. Die gemittelte Höhe der aus dem Kernbereich herausragenden Spitzen ist die reduzierte Spitzenhöhe R_{pk} . Die gemittelte Tiefe der aus dem Kernbereich in das Material hineinragenden Riefen ist die reduzierte Riefentiefe R_{vk} . Die Kenngrößen Mr_1 und Mr_2 geben den Materialanteil an den Grenzen des Rauheitskernprofils an.

2.2 Definition der Schmierfilmdicke

In der Hertz'schen Theorie wird der statische Fall behandelt, dass sich zwei feste, elastische Körper in einem Teil ihrer Oberfläche berühren und die Körper in dieser Berührfläche einen Druck aufeinander ausüben. Unter der Annahme einer elliptischen Verteilung des Druckes über der Kontaktfläche gibt Hertz [8] eine Lösung für die Abmessungen der Berührfläche in Abhängigkeit von Elastizität und Krümmungsradien der Kontaktkörper sowie der Belastung an.

Wenn sich die Oberflächen bei Vorhandensein eines Schmierstoffes bewegen, so bildet sich ein hydrodynamischer Schmierfilm und die Druckverteilung im Kontakt unterscheidet sich von der von Hertz angenommenen. Es stellt sich eine Spaltgeometrie ein, wie sie qualitativ in Bild 8 dargestellt ist: Die Kontaktfläche ist größer als nach der Hertz'schen Theorie berechnet, mit einem großen Bereich eines annähernd ebenen und parallelen Spaltes mit der Schmierfilmdicke h_0 und einer Einschnürung im Auslaufbereich mit der minimalen Schmierfilmdicke h_{\min} .

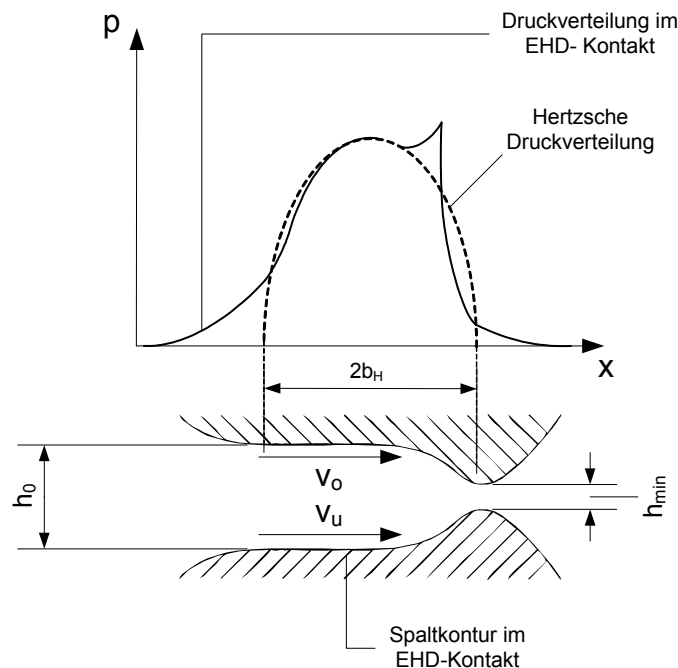


Bild 8: Schmierfilmdicke im EHD-Kontakt ideal glatter Wälzpartner

Zur Betrachtung der Schmierfilmdicke bei rauen Oberflächen muss die Definition des Begriffs der Schmierfilmdicke erweitert werden.

Wie umfangreiche Messungen von Kopatsch [37] gezeigt haben korreliert der Messwert der integralen Schmierfilmdickenmessung h_{gem} bei glatten Oberflächen sehr gut

mit der nach Ertel/Grubin [10] berechneten und nach Murch/Wilson [29] thermisch korrigierten Schmier-spalthöhe im Parallelspalt $h_{0,th}$.

Im Rahmen dieser Arbeit werden Messungen der integralen Schmierfilmdicke im rauen EHD-Kontakt vorgestellt. Die zugehörigen Messwerte werden mit $h_{gem,r}$ bezeichnet. Der Wert $h_{gem,r}$ beschreibt die gemessene integrale minimale Schmierfilmdicke unter Berücksichtigung von Rauheitserhebungen. Die Bezeichnung "integral" beinhaltet hierbei die Mittelung der Schmierfilmdicke über die Bereiche "Parallelspalt" und "Spalteinschnürung am Kontaktende". Durch Berücksichtigung der gemessenen Oberflächenstruktur in der Versuchsauswertung ist die Mittelung über Rauheitserhebungen hinweg nicht notwendig. Zur Veranschaulichung stellt Bild 9 die gemessene integrale minimale Schmierfilmdicke $h_{gem,r}$ im Bereich des Parallelspaltes schematisch dar. Eine genaue Beschreibung zur Bestimmung der Werte von $h_{gem,r}$ kann Kapitel 5.1.2 entnommen werden.

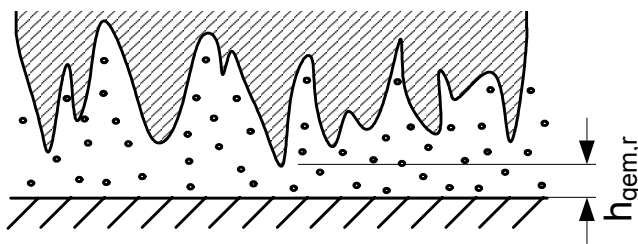


Bild 9: Schmierfilmdicke im rauen EHD-Kontakt

Aus diesen Messwerten wird ein Berechnungsmodell abgeleitet, das es erlaubt basierend auf Betriebsbedingungen und Angaben zur Oberflächenstruktur entsprechende Schmierfilmdickenwerte zu berechnen. Diese Berechnungswerte werden mit $h_{0,th,r}$ bezeichnet.

3 Testverfahren und Versuchsprogramm

3.1 Schmierfilmdickenmessungen

3.1.1 Methode zur Schmierfilmdickenmessung

Zur Messung der Schmierfilmdicke im EHD-Kontakt wird die kapazitive Methode nach Simon [7] angewandt.

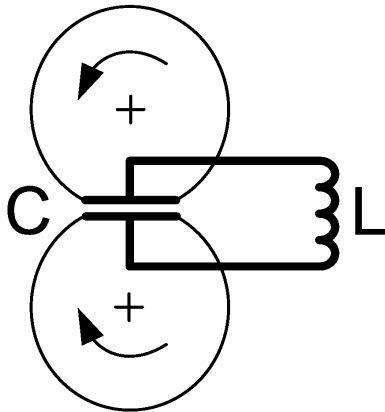


Bild 10: Grundprinzip der kapazitiven Methode

Die beiden Prüfscheiben werden unter der Last der Normalkraft elastisch verformt und bilden entsprechend den Hertz'schen Gesetzen eine nahezu ebene Kontaktfläche aus. Bei ausreichend schnell drehenden Antriebswellen und ausreichender Zufuhr von Schmierstoff baut sich zwischen den Scheiben ein tragender Schmierfilm auf. Die beiden Scheiben mit dem tren-

nenden Schmierfilm dazwischen bilden einen Plattenkondensator, dessen Kapazität nach folgender Gleichung errechnet werden kann.

$$C = \varepsilon_0 \cdot \varepsilon_{\text{Öl}} \cdot \frac{A}{h} \quad \text{mit} \quad A = 2 \cdot b_H \cdot l_{\text{eff}} \quad (4)$$

Hierbei hängt die Kapazität dieses Modell-Kondensators von der Schmierfilmdicke h , der Hertz'schen Abplattungsbreite b_H , der Scheibenbreite l_{eff} sowie der relativen Dielektrizitätszahl $\varepsilon_{\text{Öl}}$ ab. Die elektrische Feldkonstante ε_0 ist eine physikalische Konstante und kann mit $\varepsilon_0 = 8,854 \cdot 10^{-12}$ F/m angegeben werden.

Dieser Kondensator ist zusammen mit einer bekannten Induktivität L in einen LC-Schwingkreis eingebunden, dessen Frequenz f von der Kapazität C abhängt. Ausgehend von einer gemessenen Schwingkreisfrequenz kann über eine bekannte Kapazität-Frequenz-Kalibrierkurve die Kapazität des Kondensators bestimmt werden. Die Frequenz des Schwingkreises wird mit einem Frequenzzähler gemessen.

Zur Umrechnung des Kapazitätswertes C in die Schmierfilmdicke h ist neben der Kontaktgeometrie die Kenntnis der relativen Dielektrizitätszahl des Öles $\varepsilon_{\text{Öl}}$ in Abhängigkeit von Druck und Temperatur notwendig. Das Verfahren zur Messung dieser Werte wird in Kapitel 4.2 beschrieben.

Die Hertz'sche Abplattungsbreite b_H kann nach den Hertz'schen Gleichungen ermittelt werden. Durch numerische Integration kann unter Verwendung dieser Angaben die integrale, also eine über den Kontakt gemittelte Schmierfilmdicke, errechnet werden.

Das Berechnungsverfahren zur Umrechnung der Kapazität C in die Schmierfilmdicke h basiert auf der Plattenkondensatorgleichung (4). Hierzu wird der Kondensator, der durch den EHD-Spaltverlauf gekennzeichnet ist, durch einen Modellkondensator ersetzt (vgl. Bild 11).

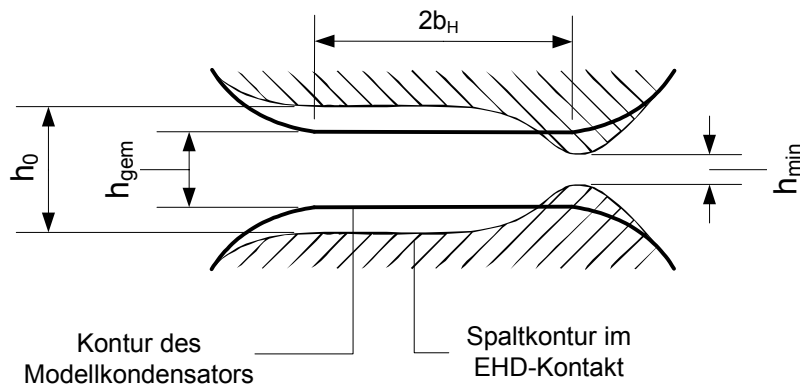


Bild 11: Modellbildung zur Schmierspaltberechnung

Der Kontaktbereich dieses Modellkondensators wird in fünf Einzelbereiche mit unterschiedlichen Anteilen an der Gesamtkapazität unterteilt. Hierdurch werden unterschiedliche Geometrien sowie Ölfüllungszustände im Einlauf- und Auslaufbereich berücksichtigt. Außerdem lässt das Berechnungsverfahren die Berücksichtigung des Einflusses einer zusätzlichen Aluminiumoxid-Isolierschicht auf der Prüfscheibe zu, die die Durchführbarkeit von Messungen im Bereich dünner Schmierfilme begünstigt. Im Rahmen dieser Arbeit wurde dieses Hilfsmittel nicht eingesetzt, da der zu untersuchende Einfluss der Oberflächenstruktur nicht ausreichend vom Einfluss der zusätzlichen Oberflächenbeschichtung getrennt werden kann.

Weitere Informationen zur kapazitiven Schmierfilmdickenmessung in ideal glatten Wälzkontakten finden sich in [4].

Ziel der Schmierfilmdickenmessungen war die Bestimmung des Einflusses der Oberflächenfeingestalt auf die Schmierfilmdicke im Schmierspalt rauher Oberflächen.

Alle Messungen wurden bei Gleichlauf der Scheiben, also ohne Geschwindigkeitsdifferenz im Kontakt, durchgeführt. Ergebnisse aus zahlreichen Messungen am Lehrstuhl haben gezeigt, dass der Einfluss des Schlupfes auf die integrale Schmierfilmdicke

cke auf seinen Temperatureinfluss reduzierbar ist. Die Messungen wurden jeweils bei Raumtemperatur begonnen. Anschließend wurde die Öleinspritztemperatur in Stufen soweit gesteigert, bis Messungen aufgrund von Spannungsdurchschlägen durch den mit steigender Temperatur dünner werdenden Schmierfilm nicht mehr möglich waren.

3.1.2 Versuchsprogramm

An 13 Prüfscheiben verschiedener Oberflächenstrukturen und Rauheiten (entspr. Kapitel 4.4) wurden bei folgenden Versuchsparametern integrale Schmierfilmdickenmessungen durchgeführt.

Parameter	Werte
nominelle Hertz'sche Pressung $p_{H,nenn}$	1000 N/mm ² , 800 N/mm ² , 600 N/mm ²
Summengeschwindigkeit v_{sum}	16 m/s, 8 m/s
Öleinspritztemperatur $\vartheta_{öl}$	22°C – 70 °C
arithmetischer Mittelwert der Profilordinaten Ra	0,02 µm – 0,83 µm
größte Höhe des Profils Rz	0,22 µm – 5,26 µm
Winkel der Rauheitsriefen zur allgemeinen Bewegungsrichtung β	0°, ca. 90°

Bild 12: Versuchsparameter zu integralen Schmierfilmdickenmessungen

Diese Versuchsparameter wurden möglichst umfassend kombiniert, sodass die Einflüsse der einzelnen Parameter bei unterschiedlichen Randbedingungen identifiziert werden konnten. Insgesamt wurden bei 436 unterschiedlichen Parameterkombinationen Messwerte zur integralen minimalen Schmierfilmdicke gewonnen (vgl. Bild 9).

3.2 Druckverlaufsmessungen

3.2.1 Methode zur Druckverlaufsmessung

Alle Druckverlaufsmessungen wurden mit Hilfe der Dünnschichtsensormesstechnik durchgeführt. Basis dieser Messtechnik bilden miniaturisierte Sensoren, die in der Lage sind den EHD-Kontakt eines Zweiseibenprüfstandes zu durchlaufen ohne den Schmierzustand negativ zu beeinflussen. Um dies sicherzustellen ist die maßgebende Höhe der Sensoren ausreichend klein im Vergleich zu den betrachteten Oberflächenrauheiten und Schmierfilmdicken.

Die Messung des Druckverlaufs im EHD-Kontakt mittels Dünnschichtsensoren beruht auf der Widerstandsänderung des Sensormaterials in Abhängigkeit des Drucks. Die Sensoren dienen als passive Widerstandselemente. Als Messgröße bei der Druckmessung dient die Widerstandsänderung des aktiven Teils des Sensors (I_1 in Bild 20). Dabei wird der Aufnehmer mit weiteren zwei Festwiderständen und einem variablen Widerstand zu einer abgeglichenen Wheatstone Brücke ergänzt (s. Bild 13). Die Änderung des Sensorwiderstandes ΔR bewirkt in der abgeglichenen Brücke eine Änderung der Diagonalspannung U_D welche verstärkt und als Messsignal aufgezeichnet wird.

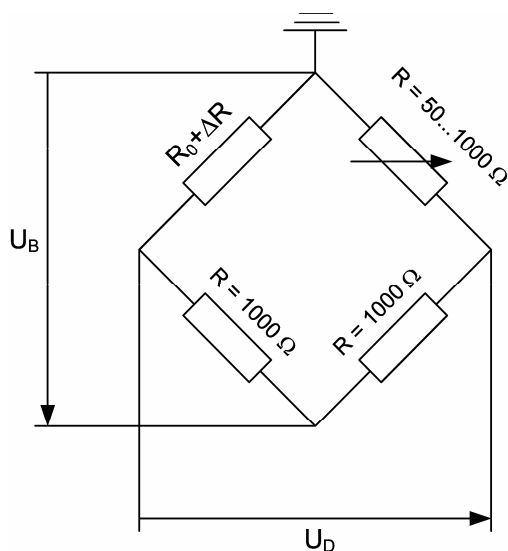


Bild 13: Wheatstone Brücke mit Drucksensor

Das Ansprechverhalten der Sensoren bei Druck- und Temperatureinwirkung wird durch den Druckkoeffizienten α_p sowie den Temperaturkoeffizienten α_T beschrieben. Der Zusammenhang zwischen Widerstandsänderung ΔR im Verhältnis zum Ausgangswiderstand R_0 des Sensors und den physikalischen Größen Druckänderung Δp und Temperaturänderung $\Delta \vartheta$ stellt sich folgendermaßen dar:

$$\frac{\Delta R}{R_0} = \alpha_p \cdot \Delta p + \alpha_T \cdot \Delta \vartheta \quad (5)$$

Im EHD-Kontakt treten Druck- und Temperatureinwirkung stets gemeinsam auf. Bei der Materialauswahl müssen deshalb stets beide Koeffizienten in Hinsicht auf die zu messende Größe beachtet werden.

Für Druckmessgeber haben Simon [7] und Kagerer [1] jeweils Manganin verwendet. Diese aus 86 % Kupfer, 12 % Mangan und 2 % Nickel bestehende Legierung ist schon seit längerer Zeit für Druckmesselemente auf Widerstandsbasis bekannt und bewährt. Die Druckempfindlichkeit ist im Vergleich zur Temperaturempfindlichkeit ausreichend groß. Die Kontaktierung der Sensoren wird durch die gute Lötbarkeit von Manganin erleichtert.

Tabelle 2 zeigt einige physikalische Kenngrößen des Sensormaterials Manganin.

<i>Eigenschaft</i>	<i>Sensormaterial Manganin</i>
Spezifischer elektrischer Widerstand bei 20 °C	0,43 $\Omega\text{mm}^2/\text{m}$
Dichte	8400 kg/m^3
Spezifische Wärme bei 20 °C	0,41 kJ/mK
Wärmeleitfähigkeit bei 20 °C	22 W/mK
Mittlere Wärmeausdehnung zwischen 20 °C und 100 °C	$1,8 \cdot 10^{-5} \text{ K}^{-1}$
Elastizitätsmodul bei 20 °C	$1,3 \cdot 10^5 \text{ N}/\text{mm}^2$
Schmelztemperatur	960 °C
Legierungsbestandteile	Cu: 86 % Mn: 12 % Ni: 2 %

Tabelle 2: Physikalische Eigenschaften von Manganin

Der Dünnschichtsensor wird im Ionenstrahl-Sputter-Verfahren auf die Messscheibe aufgebracht. Näheres zu diesem Verfahren findet sich in Kapitel 4.3, der Aufbau sowie die Herstellung der Dünnschichtsensoren wird in den Kapiteln 4.1.2.1 und 4.1.2.2 beschrieben.

Ziel der Druckverlaufsmessungen ist der Nachweis und die Quantifizierung von Überhöhungen der Pressungsmaxima im EHD-Kontakt infolge von Rauheitserhebungen auf der Oberfläche. Hierzu ist es notwendig die zu untersuchende Oberflächenstruktur mit einem Sensor über Rauheitserhebungen und Rauheitstäler hinweg abzutasten. Im Rahmen dieser Arbeit wurden hierzu zwei Wege beschritten. Zum einen wurden einige Druckverlaufsmessungen bei hohen Drehzahlunterschieden zwischen den Scheiben durchgeführt. Hierbei überstreicht der Sensor im Kontakt einen be-

grenzten Oberflächenbereich der Prüfscheibe und es können Pressungsverläufe über die Oberflächenstruktur hinweg direkt aufgezeichnet werden. Zum anderen wurde, da hohe Schlupfwerte im EHD-Kontakt zu erhöhtem Sensorverschleiß und deutlichen Temperatureinflüssen führen, der Großteil der Messungen ohne Drehzahldifferenz durchgeführt. Um durch diese Messungen Überhöhungen der Pressungsmaxima identifizieren zu können müssen sehr viele Messungen während eines Prüflaufes durchgeführt werden. Durch Betrachtung der Maximalwerte aller einzelnen Pressungsverläufe wird die maximale Pressungsüberhöhung bestimmt. Hierbei wird davon ausgegangen, dass Rauheitserhebungen und -täler in Druckerhöhungen und -minderungen resultieren. Bild 14 stellt diese Modellvorstellung dar. Trifft der Sensor auf eine Rauheitserhebung wird erwartet, dass das gemessene Pressungsmaximum höher als die nominelle Hertz'sche Pressung $p_{H,nenn}$ liegt. Für den Fall, dass der Sensor auf ein Rauheitstal trifft wird ein geringerer Wert erwartet. Die Betrachtung einer großen Anzahl von Messungen hat gezeigt, dass eine obere und eine untere Grenze der Schwankungen des Druckmaximums sowie beliebige Zwischenwerte beobachtet werden können. Das Auftreten von Zwischenwerten wird durch die integrierende Wirkung des Sensors über seine Breite erklärt.

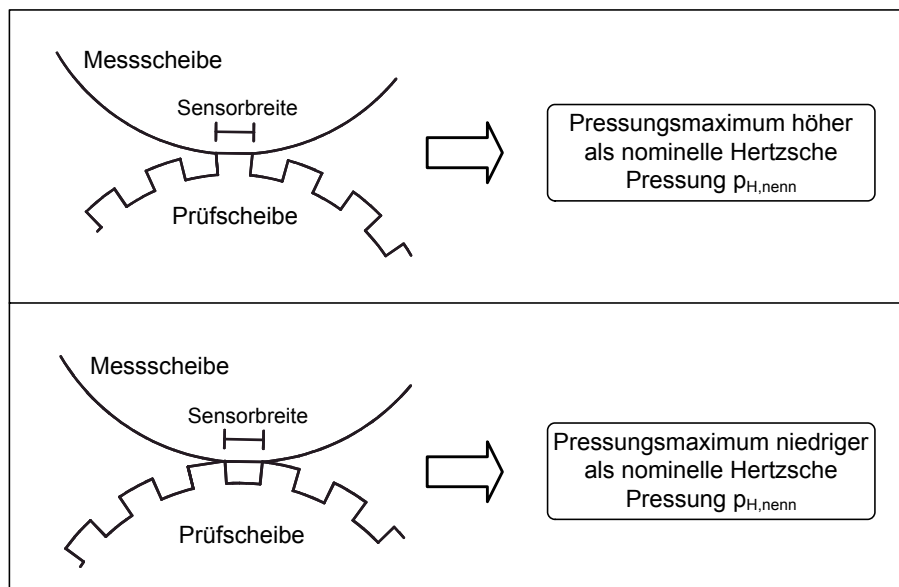


Bild 14: Modellvorstellung zur Druckverteilung

3.2.2 Versuchsprogramm

An zehn der in Kapitel 4.4 näher beschriebenen Prüfscheiben wurden bei den in Tabelle 3 zusammengefassten Versuchsparametern Druckverlaufsmessungen durchgeführt. Bei den zehn Prüfscheiben handelt es sich um diejenigen mit einer Orientierung der Oberflächenstruktur quer zur allgemeinen Bewegungsrichtung (GQ50, GQ100, TQ) sowie die Scheibe mit der polierten Oberfläche (TL-P).

Parameter	Werte
nominelle Hertz'sche Pressung p_H	1000 N/mm ² , 800 N/mm ² , 600 N/mm ²
Summengeschwindigkeit v_{sum}	16 m/s, 8 m/s
Öleinspritztemperatur $\vartheta_{\text{öl}}$	25°C
arithmetischer Mittelwert der Profilordinaten Ra	0,02 μm – 0,83 μm
größte Höhe des Profils Rz	0,22 μm – 5,26 μm
Winkel zwischen Rauheitsriefen und allgemeiner Bewegungsrichtung β	ca. 90°

Tabelle 3: Versuchsparameter zu Druckverlaufsmessungen

Die Auswertung von Druckverlaufsmessungen entsprechend den Kapiteln 3.2.1 und 5.2.2 an Oberflächen mit einer Rauheitsstruktur längs der allgemeinen Bewegungsrichtung erscheint nicht sinnvoll, da der Sensor über seine Länge zu jeder Zeit sowohl Rauheitserhebungen als auch –tälern ausgesetzt ist. Schwankungen in den gemessenen Druckwerten können somit nicht den Erhebungen bzw. Tälern der Rauheitsstruktur zugeordnet werden sondern ergeben sich auf Grund der ungleichmäßigen Pressungsverteilung über der Länge des Sensors. Dieser Einfluss ist jedoch ohne eine exakte Kenntnis der dreidimensionalen Oberflächenstruktur und der daraus abzuleitenden Traganteile nicht quantifizierbar.

Auch bei den Druckverlaufsmessungen wurden die Versuchsparameter möglichst umfassend kombiniert, sodass auch hierbei die Einflüsse der einzelnen Parameter bei unterschiedlichen Randbedingungen identifiziert werden konnten. Insgesamt wurden bei 51 unterschiedlichen Parameterkombinationen 7650 einzelne Druckverläufe aufgezeichnet und ausgewertet.

Für die Messungen bei hohen Schlupfwerten wurden die Versuchsparameter entsprechend Tabelle 4 gewählt.

Parameter	Werte
nominale Hertz'sche Pressung p_H	600 N/mm ²
Summengeschwindigkeit v_{sum}	8 m/s
Schlupf $s = (v_o - v_u) \cdot 100\% / v_o$	30 %
Öleinspritztemperatur $\vartheta_{öl}$	22°C
arithmetischer Mittelwert der Profilordinaten Ra	0,83 μm
größte Höhe des Profils Rz	3,01 μm
Winkel zwischen Rauheitsriefen und allgemeiner Bewegungsrichtung β	ca. 90°

Tabelle 4: Versuchsparameter zu Druckverlaufsmessungen mit hohem Schlupfwert

Der Schlupfwert s wurde mit 30 % so groß gewählt, dass der Drucksensor beim Durchlaufen des EHD-Kontakts etwa zwei Rauheitserhebungen und zwei Rauheitstäler überstreicht.

4 Versuchseinrichtungen

4.1 Zweischeiben-Prüfstand

Sowohl die Schmierfilmdickenmessungen als auch die Messungen des Druckverlaufs im EHD-Kontakt wurden am FZG-Zweischeibenprüfstand durchgeführt. Bild 15 zeigt schematisch den Aufbau des Prüfstandes.

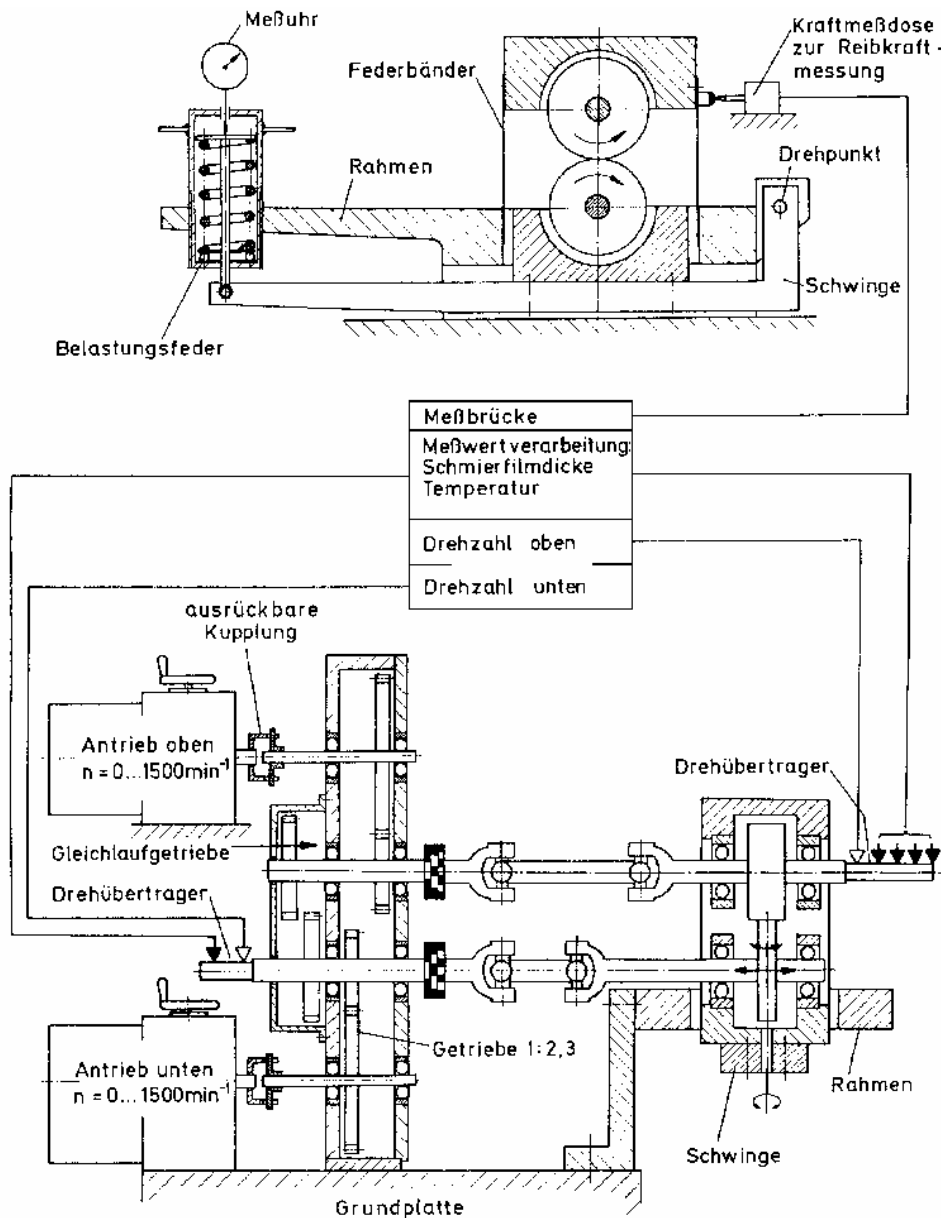


Bild 15: FZG-Zweischeibenprüfstand (schematisch)

Der Antrieb der Scheiben erfolgt durch zwei voneinander getrennte Drehstrommotoren und stufenlos verstellbare Reibradgetriebe mit nachgeschaltetem Planetengetriebe (Bauart Arter). Die Nennleistung der Antriebsmotoren beträgt 5,5 kW. Der

Drehzahlbereich wird über je eine schrägverzahnte Stirnradstufe mit einer Übersetzung von 2,3 ins Schnelle erweitert. Hierdurch wird ein nutzbarer Drehzahlbereich von 0 bis 3500 U/min erreicht. Dies entspricht einer Umfangsgeschwindigkeit von ca. 14 m/s ($v_{\text{sum}} = 28 \text{ m/s}$) an den Scheiben. Durch ein geradverzahntes Gleichlaufgetriebe können die Antriebe der Scheiben starr gekoppelt werden. Somit ist es möglich durch Variation der Scheibendurchmesser auch sehr kleine Schlupfwerte konstant einzuhalten. Die Antriebswellen, auf denen die Scheiben durch Presssitze montiert sind, sind über Kardanwellen mit der Stirnradstufe verbunden. Der Achsabstand der Antriebswellen beträgt 80 mm.

Die obere Antriebswelle ist in einem Schlitten gelagert, der über 0,5 mm dicke Federbänder derart am Rahmen befestigt ist, dass hohe vertikale Normalkräfte zwischen den Scheiben erzeugt werden können, jedoch horizontale Reibkräfte durch die Federbänder nicht aufgenommen werden. Die Reibkräfte werden als Reaktionskräfte durch eine Kraftmessdose nahezu wegfrei aufgenommen und gemessen. Aufgrund dieses Aufbaus wirken sich Rollreibungsverluste z.B. in den Lagerstellen nicht verfälschend auf die Reibkraftmessung aus.

Die untere Antriebswelle sitzt in einem Lagerbock, der auf einer Schwinge befestigt ist. Die Beweglichkeit der Schwinge erlaubt die Belastung des Scheibenpaares durch eine Normalkraft. Die Normalkraft wird durch eine kalibrierte Feder am Ende der Schwinge erzeugt und durch die Messung der Federdehnung bestimmt. Es können Normalkräfte bis 5 kN erzeugt werden.

Einstellmöglichkeiten am Prüfstand gewährleisten, dass

- die Achsen der Prüfscheiben in zwei Ebenen parallel zueinander sind (Achsschrägung und Achsneigung),
- die Achsen der Prüfscheiben vertikal übereinander stehen, damit eine aufgebrauchte Normalkraft keine Tangentialkraft (scheinbare Reibkraft) bewirkt und
- die Lastverteilung über der Berührfläche zwischen den Prüfscheiben gleichmäßig ist.

Eine gleichmäßige Lastverteilung wird durch die Überprüfung von Kontaktabdrücken in Aluminiumfolie sichergestellt.

Auf der oberen Antriebswelle werden die Messscheiben mit Keramiknabe bzw. Dünnschichtsensoren, auf der unteren Antriebswelle die Prüfscheiben mit den unterschiedlichen Oberflächenstrukturen montiert.

Alle Versuche werden mit Einspritzschmierung durchgeführt. In einem separaten Öl-aggregat wird das Versuchsol durch einen Filter mit einer nominalen Feinheit von 10 μm geleitet und anschließend mit einer Genauigkeit von ± 1 K auf die gewünschte Einspritztemperatur geregelt. Hierzu teilt ein geregeltes Drei-Wege-Stellventil den Ölstrom auf einen Kühlzweig und einen Heizzweig auf. Beide Zweige sind als Rohrschlangenwärmetauscher ausgeführt. Das Versuchsol wird mittels einer Düse unmittelbar in den Einlaufbereich des Scheibenkontaktes eingespritzt.

Standardmäßig werden am Zweiseibenprüfstand folgende Messwerte erfasst:

- Umfangsgeschwindigkeiten beider Prüfscheiben v_o, v_u in [m/s] (aus Drehzahlen)
- Massentemperaturen der Scheiben $\vartheta_{M,o}, \vartheta_{M,u}$ in [°C]
- Reibkraft F_r in [N]
- Normalkraft F_N in [N] (aus Federdehnung)
- Öleinspritztemperatur $\vartheta_{\text{Öl}}$ in [°C]

Aus diesen Messwerten werden zusätzlich folgende Betriebsparameter abgeleitet:

- Summengeschwindigkeit der Prüfscheiben $v_{\text{sum}} = v_o + v_u$ in [m/s]
- Schlupf $s = (v_o - v_u) \cdot 100 \% / v_o$ zwischen den Prüfscheiben in [%] ($v_o > v_u$)
- mittlere Massentemperatur $\vartheta_M = \frac{1}{2} \cdot (\vartheta_{M,o} + \vartheta_{M,u})$ in [°C]

Die Umfangsgeschwindigkeiten werden mittels induktiver Näherungssensoren an den Antriebswellen erfasst. Die Massentemperaturen der Prüfscheiben werden durch Pt-100 Widerstands-Temperatursensoren erfasst, die in Bohrungen 3 mm unter der Scheibenlauffläche eingebracht sind. Die Reibkraftmessung erfolgt durch eine Kraftmessdose vom Typ HBM U1. Die Öleinspritztemperatur wird mittels Thermoelement Typ K gemessen. Alle Messsignale, die direkt auf den drehenden Wellen erfasst werden, werden über Quecksilber-Drehübertrager auf den ruhenden Prüfstandsteil geleitet.

Die Messwerte werden vom Prüfstands-Messrechner erfasst, angezeigt und protokolliert. Zur Datenerfassung wird eine DAQ-Karte vom Typ PCI-6221 der Firma Nati-

onal Instruments eingesetzt, die Software zur Messdatenerfassung wurde im Rahmen dieser Arbeit in der graphischen Programmiersprache LabVIEW 7.1 erstellt.

4.1.1 Messtechnik für Schmierfilmdickenmessung

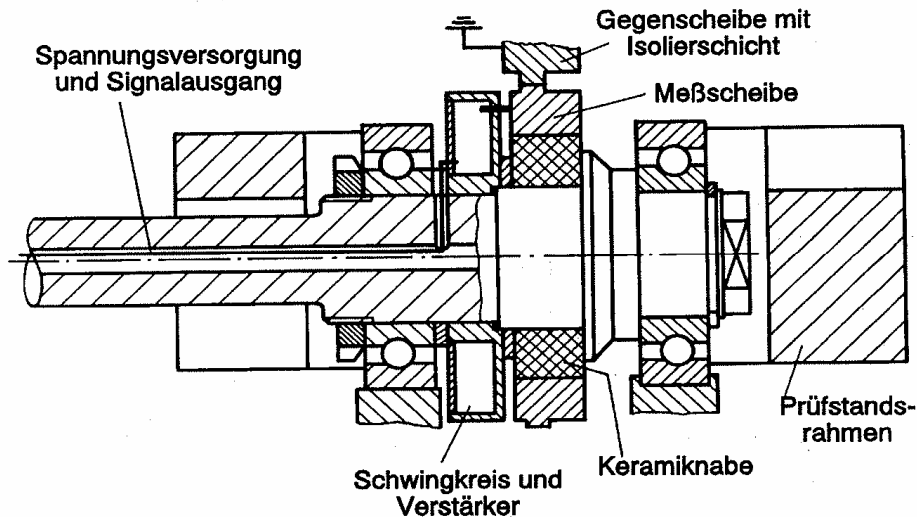


Bild 16: Messwelle für integrale Schmierfilmdickenmessung

Bild 16 zeigt den Aufbau der Messwelle für integrale Schmierfilmdickenmessungen. Das Messverfahren erfordert die elektrische Isolierung der Scheiben gegeneinander und der Messscheibe gegenüber dem Prüfstand. Die Isolierung der Scheiben gegeneinander erfolgt durch den trennenden Schmierfilm. Zur Isolierung der Messscheibe gegenüber dem restlichen Prüfstand ist diese auf einer Keramiknabe montiert. Durch die hohlgebohrte Welle ist die Messscheibe über ein hitzebeständiges Kabel mit dem LC-Schwingkreis mit nachgeschaltetem Verstärker verbunden. Schwingkreis, Verstärker und ein Pt-100 Temperaturfühler sind in einer scheibenförmigen Dose auf der Messwelle eingebettet die mitrotiert. Die Spannungsversorgung sowie die Signalübertragung zwischen drehender Welle und stehendem Prüfstand erfolgt nahezu verlustfrei über einen Quecksilber-Drehübertrager.

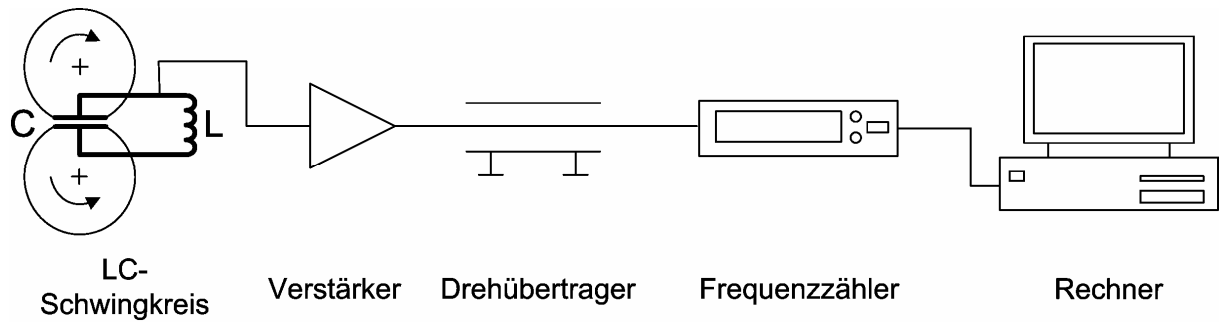


Bild 17: Messkette für Schmierfilmdickenmessungen

Das Ausgangssignal ist sinusförmig wobei die Frequenz den Messwert beschreibt. Diese Frequenz wird mit einem Frequenzzähler vom Typ HP 5326B gemessen und zusammen mit den weiteren Versuchsdaten entsprechend Kapitel 4.1 dokumentiert.

Die vollständige Messkette zur Schmierfilmdickenmessung ist in Bild 17 schematisch dargestellt.

4.1.2 Messtechnik für Druckverlaufsmessungen

Die Messkette, die zur Messung des Druckverlaufes verwandt wird, ist in Bild 18 schematisch dargestellt.

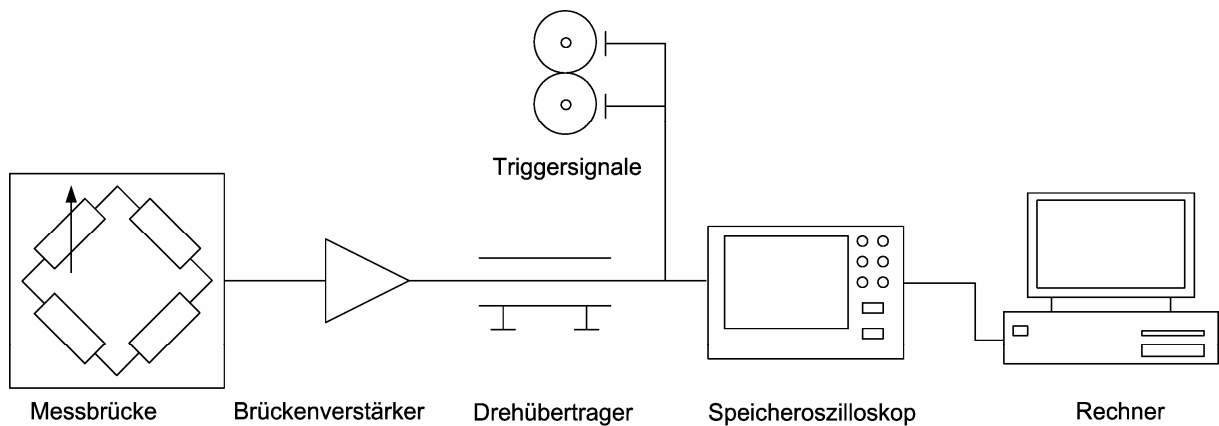


Bild 18: Messkette für Druckverlaufsmessungen

Der Dünnschichtsensor befindet sich auf der Oberfläche der Messscheibe und durchläuft bei jeder Scheibenumdrehung den EHD-Kontakt. Die Komplettierung des Sensors mit drei weiteren Widerständen zu einer vollständigen Wheatstone Messbrücke sowie die Verstärkung des Signals erfolgt auf der rotierenden Messwelle. Bild 19 zeigt den mechanischen Aufbau der Messwelle mit Aufnehmer, Scheibe, Brückenverstärker und Signalausgang sowie die Lagerung der Messwelle im Prüfstand.

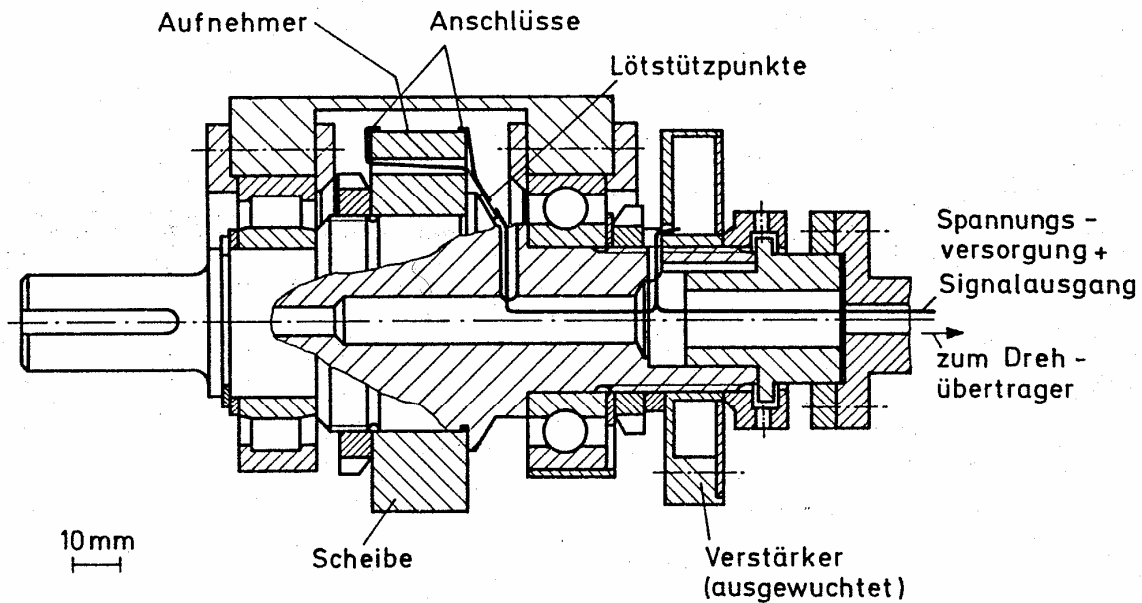


Bild 19: Messwelle für Druckverlaufsmessungen und geometrische Verhältnisse im Prüfstand

Das Spannungssignal wird über einen Quecksilber-Drehübertrager auf den ruhenden Teil des Prüfstandes übertragen und in ein Speicheroszilloskop gespeist. Beide Antriebswellen erzeugen bei jeder Umdrehung ein Triggersignal, aus dem die jeweilige Drehzahl und relative Winkelposition zueinander errechnet wird. Das Triggersignal der Messwelle dient außerdem zur Triggerung des Speicheroszilloskops auf das zu messende Drucksignal. Bei einer konstanten Scheibendrehzahl ist das zu messende Drucksignal zeitlich um einen definierten Betrag zum Triggersignal der Messwelle versetzt. Es hat sich gezeigt, dass diese Zeitbeträge bei konstanter Wellendrehzahl und ähnlicher Montageposition des Sensors auf der Messwelle nur geringen Schwankungen unterliegen und somit die notwendigen Einstellungen zur Darstellung des gewünschten Signals auf dem Speicheroszilloskop in sehr kurzer Zeit erfolgen können.

In früheren Arbeiten ([7], [1]) diente ein modifizierter Videorecorder zur Signalzweischenspeicherung. Im Folgenden sollen die Vor- und Nachteile der neuen Messkette im Vergleich zur alten aufgezeigt werden.

Durch die Verwendung des Videorecorders als Massenspeicher in der alten Messkette wurde sichergestellt, dass jedes Signal, das vom Sensor erzeugt wurde, auch aufgezeichnet wurde. Zur Signalauswertung wurde anschließend das Videoband mit Hilfe eines Speicheroszilloskops ausgelesen. Zur Signaltriggerung wurden Eigenschaften des Signals (erwartete Signalthöhe, erwartete Signallänge) benutzt. Diese Art der Signaltriggerung beinhaltet somit bereits eine Signalauswahl. Unerwartete

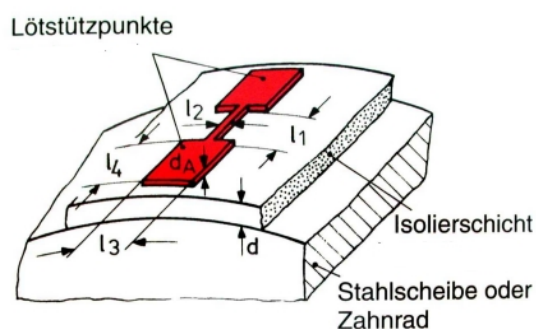
Signalformen, wie sie u.a. bei der Betrachtung rauer Oberflächen auftreten können, werden bereits bei der Auswahl der Signale auf dem Videoband vernachlässigt. Durch die Einführung und Auswertung von Triggersignalen der Messwelle ist es möglich mit dem Speicheroszilloskop schon zur Messung auf die gewünschten Signale zu triggern. Sobald die notwendige Delayzeit-Einstellung am Speicheroszilloskop erfolgt ist werden alle auftretenden Signale, unabhängig von ihrer Gestalt, aufgezeichnet. Als weiterer Vorteil ergibt sich die Möglichkeit der Signalbetrachtung während der Aufzeichnung. Dies erlaubt dem Benutzer auch sich ankündigende Schäden am Sensor zu erkennen und geeignete Gegenmaßnahmen zu ergreifen.

Im Laufe der Untersuchungen hat sich gezeigt, dass auch die Erfassung der Winkelposition der Prüfscheibe bei jeder Signalerfassung notwendig ist. Diese Winkelangabe wird aus den Triggersignalen beider Antriebswellen errechnet.

Die mit dem Speicheroszilloskop erfassten Signalverläufe sowie die zugehörigen Winkelpositionen werden an den Prüfstands-Messrechner weitergegeben und dort, zusammen mit den Betriebsparametern entsprechend Kapitel 4.1, dokumentiert.

4.1.2.1 Aufbau der Dünnschichtsensoren

Bei der Herstellung der Sensoren wurden die Ergebnisse umfangreicher Untersuchungen von Simon [7] bezüglich der Anwendung der Dünnschichtsensor-Messtechnik in EHD-Kontakten berücksichtigt.



$$\begin{aligned}
 l_1 &= 1,5 \text{ mm} & d_A &= 0,1 \text{ } \mu\text{m} \\
 l_2 &= 5 - 35 \text{ } \mu\text{m} & d &= 1 - 2 \text{ } \mu\text{m} \\
 l_3 &= 3 \text{ mm} \\
 l_4 &= 6 - 8 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Um einen Kurzschluss des Sensors zu vermeiden wird zunächst eine Schicht aus Aluminiumoxid (Al_2O_3) auf das Grundmaterial der Stahlscheibe aufgebracht. Diese Isolierschicht folgt dabei sehr exakt der Rauheit des Prüfkörpers. Auf der Isolierschicht wird anschließend der Sensor aus Manganin an der gewünschten Messstelle positioniert.

Bild 20: Aufbau Dünnschichtsensor

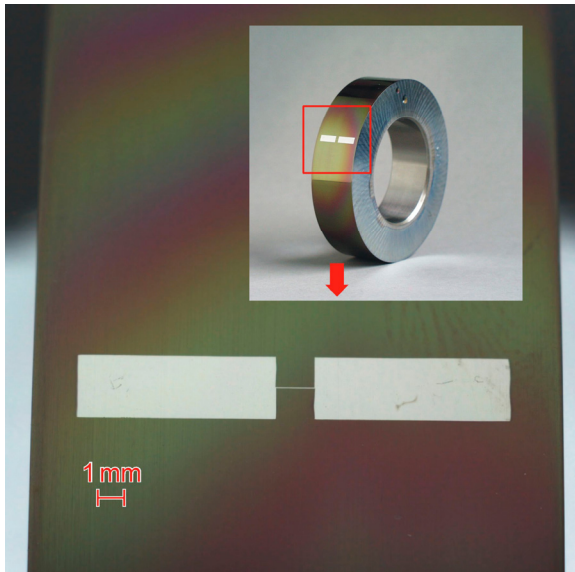


Bild 21: Sensor auf Scheibenoberfläche

Bild 20 zeigt Form, Abmessungen und Aufbau eines Dünnschichtsenors für Druckmessungen. Die Isolierschicht hat dabei eine Dicke d von 1 bis 2 μm , der Sensor selbst ist nur etwa 0,1 bis 0,15 μm hoch. Für alle Versuche im Rahmen dieser Arbeit wurde die aktive Länge des Sensors l_1 zu 1,5 mm, die Breite des Sensors l_2 zu 25 μm gewählt. Eine Fotografie einer Messscheibe mit Drucksensor zeigt Bild 21.

4.1.2.2 Herstellung der Dünnschichtsensoren

Die Sensoren befinden sich direkt auf der Oberfläche der Messscheiben und durchlaufen bei jeder Umdrehung den EHD-Kontakt. Damit sind sie hohen mechanischen und thermischen Belastungen ausgesetzt. Im Rahmen dieser Arbeit wurden Untersuchungen mit Hertz'schen Pressungen bis zu $p_H = 1000 \text{ N/mm}^2$ durchgeführt. Zur Herstellung der Sensoren wurde daher die Ionenstrahl-Sputtertechnik ausgewählt. Dieses Verfahren gewährleistet eine hohe Haftfestigkeit der Geberschicht bei gleichzeitig guter Steuerung des Schichtaufbaus. Eine detaillierte Beschreibung der Sputteranlage und des Beschichtungsprozesses findet sich in Kapitel 4.3.

Vorbereitung der Oberfläche

Zur Beschichtung der Scheibenlauffläche mit einer Al_2O_3 -Isolierschicht ist eine sehr glatte, sehr saubere Oberfläche notwendig. Eigenmagnetismus der Scheiben führt zu Induktionseffekten, die den Beschichtungsprozess negativ beeinflussen. Folgendes Vorgehen bei der Oberflächenvorbereitung sichert eine qualitativ hochwertige und feste Verbindung der Isolierschicht mit dem Grundmaterial.

- Umfang-Außen-Rundschleifen der Lauffläche, $R_a \approx 0,1 \mu\text{m}$
- Polieren mit Schleifpapier (Körnung 1600) von Hand, $R_a \approx 0,02\text{-}0,03 \mu\text{m}$
- Entmagnetisieren in allen drei Raumrichtungen
- Reinigen im Aceton-Ultraschallbad (15 min.)
- Kochen in Ethanol (15 min.)
- Abspülen unter fließendem Ethanol

Aufbringen der Isolierschicht

Die entmagnetisierte und gereinigte Scheibe wird auf einer dreh- und schwenkbaren Halterung im Vakuumrezipienten der Sputteranlage montiert (vgl. Kapitel 4.3). Durch einen Kettentrieb wird die Scheibe in Rotation versetzt, was das Beschichten der gesamten Lauffläche ermöglicht. Die Geometrie der Anlage erlaubt das gleichzeitige Beschichten von zwei 20 mm Scheiben. Im Rahmen dieser Arbeit wurden Sensoren hergestellt, die Lebensdauern im Einsatz von über zwei Stunden zeigten. Diese bedeutende Steigerung der Sensorlebensdauer, sowie die hohe Prozesssicherheit bei der Sensorherstellung wurden durch die konsequente Optimierung des Sputterprozesses erreicht. Folgende Beschichtungsparameter haben bei der Beschichtung zu guten Ergebnissen geführt:

- Vakuum vor Beginn der Arbeiten: $9 \cdot 10^{-6}$ mbar ($\approx 7 \cdot 10^{-6}$ Torr)
- Argondruck in der Ionisierungskammer: $4,3 \cdot 10^{-4}$ mbar ($\approx 3,2 \cdot 10^{-4}$ Torr)
- Anodenspannung / -strom: 21 V / 1,1 A
- Kathodenspannung / -strom: 9,5 V / 21 A
- Neutralizerspannung / -strom: $\approx 16,5$ V / 4,3 – 3,2 A
- Suppressorspannung / -strom: 200 V / 8 mA
- Magnetspulenspannung / -strom: 21,5 V / 0,68 A
- Beschleunigungsspannung / -strom: 1250 V / 70 - 95 mA

Zu Beginn des Beschichtungsprozesses werden die Scheibenoberflächen für 30 Minuten dem direkten Argonstrahl ausgesetzt. Das Ätzen im Argonstrahl bewirkt eine besonders gründliche Reinigung der Oberfläche insbesondere von störenden Oxidschichten.

Während der Beschichtung ist darauf zu achten, dass die zu beschichtende Scheibe stets ca. 15-20 mm in den Argonstrahl ragt (vgl. Bild 22).

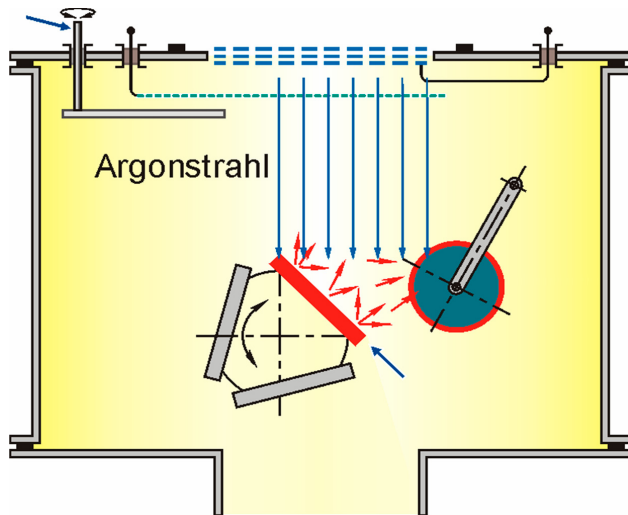


Bild 22: Position der Scheibe während des Beschichtens

Dies bewirkt, dass die rotierende Oberfläche vor jedem Einlauf in den Beschichtungs-Teilchenstrahl im Argonstrahl aktiviert wird und, dass eventuelle Fremdatomeinschlüsse durch die reinigende Wirkung wieder abgeätzt werden. Nach jeweils zwei Stunden Beschichtungszeit wird die Scheibe für fünf Minuten zum Ätzen direkt in den Argonstrahl ge-

geschwenkt um diesen Effekt weiter zu verstärken.

Es hat sich gezeigt, dass insbesondere Undichtigkeiten der Vakuumanlage zur Ausbildung sog. Pinholes, also Fehlstellen in der Isolierschicht, führen. Beim späteren Aufbringen der Sensoren führen diese Pinholes zu Kurzschlüssen zwischen Sensor und Scheibengrundmaterial, was die Sensoren unbrauchbar macht.

Untersuchungen im Rahmen dieser Arbeit haben gezeigt, dass die Schichtaufbauraten für Al_2O_3 bei den oben genannten Prozessparametern mit ca. $0,2 \mu\text{m}/\text{h}$ angegeben werden kann. Die Beschichtungszeit für die Isolierschicht beträgt acht Stunden was einer Schichtdicke von ca. $1,6 \mu\text{m}$ entspricht. Deutlich dickere Isolierschichten verfügen über eine zu geringe Elastizität was zum Abplatzen im Prüfstand führt, dünnere Isolierschichten reichen selten zur vollständigen Isolation.

Aufbringen des Sensors

Zur Strukturierung des Sensors wird eine lasergeschnittene Blechmaske mittels eines angepassten Maskenhalters auf der Scheibenauflfläche montiert. Durch die Maskierung werden im anschließenden Prozess nur die gewünschten Geometrien mit Manganin beschichtet. Hierbei entsteht die gewünschte Sensorgeometrie entsprechend Bild 20. Die Beschichtungsparameter entsprechen denen zur Isolierschichterzeugung. Der zu beschichtende Teil der Scheibe zeigt direkt in Richtung des Targets, der Bereich der Scheibenoberfläche, an der der Sensor platziert werden soll, steht normal zur Einfallsrichtung des Teilchenstrahls. Eine Rotation der Scheibe

findet nicht statt. Obwohl ein Ätzvorgang vor der Sensorbeschichtung wünschenswert wäre, ist dies aus technischen Gründen nicht möglich.

Die Beschichtungsdauer für einen Manganin-Drucksensor kann mit 9 – 12 Minuten angegeben werden. Es stellt sich hierbei eine Schichtdicke von 0,1 – 0,15 μm ein. Bei einer Sensorgeometrie entsprechend Bild 20 ergibt sich ein Sensor-Widerstand von 300 – 600 Ohm. Der Widerstandswert ist maßgeblich abhängig von der Breite (l_2 entspr. Bild 20) sowie der Dicke (d_a entspr. Bild 20) des Sensors. Geringste Verspannungen der Blechmaske bei der Montage verändern die Breite des Sensors oft erheblich. Die Messkette kann mit Sensorwiderständen von 50 – 1000 Ohm betrieben werden, so dass die normale Variationsbreite der erzeugten Widerstandswerte nur selten zu nicht verwendbaren Sensoren führt.

Zur Überprüfung des Sensors werden die ohmschen Widerstände zwischen den einzelnen Lötstützpunkten und dem Scheibengrundmaterial sowie der Sensorwiderstand selbst gemessen. Hierbei ist auf eine geringe Messspannung zu achten damit der Sensor durch den resultierenden Stromfluss nicht zerstört wird.

4.2 Hochdruckanlage

Zur Auswertung von Schmierfilmdickenmessungen muss die Dielektrizitätszahl ϵ_{0l} des eingesetzten Versuchöls in Abhängigkeit von Druck und Temperatur bekannt sein. Die Messung der Dielektrizitätszahl ϵ_{0l} wird in einer Hochdruckanlage durchgeführt [1].

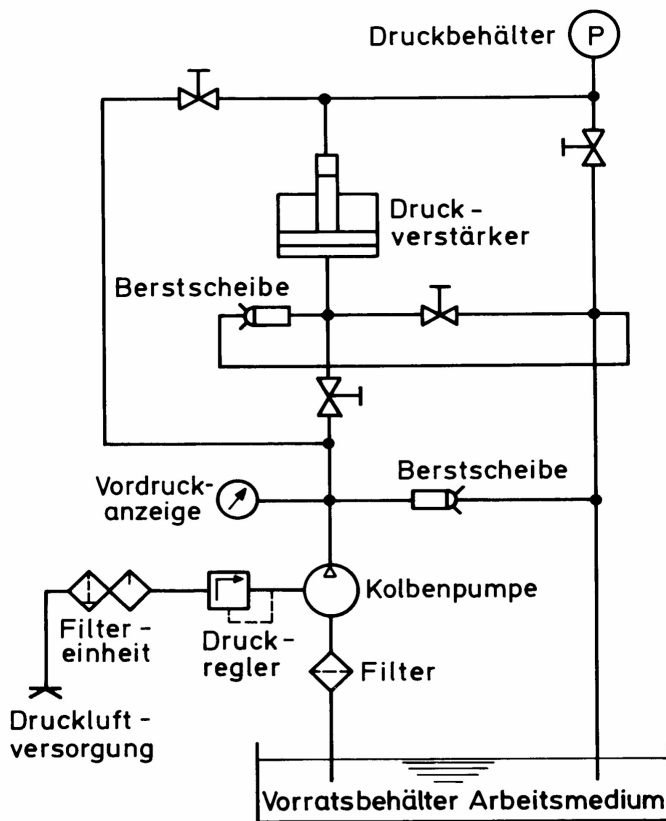


Bild 23: Aufbau der Hochdruckanlage, nach [1]

Elastizitäten von Bauteilen und den Reibungsverlusten im Druckverstärker nur Drücke bis ca. 6000 bar aufgebaut werden. Im Vordruckkreis wird das dünnflüssige Mineralöl M32 als Druckmedium verwendet, im Hochdruckkreis das jeweilige zu messende Versuchöl. Durch je zwei Steuerventile in Vor- und Hochdruckkreis ist das Befüllen sowie der Druckauf- und Druckabbau möglich. Der Druckbehälter selbst kann geöffnet werden um das Versuchöl einzufüllen. Der Vordruck kann über ein Zeigermanometer abgelesen werden. Die Messung des Hochdrucks erfolgt in einer Manganin-Hochdruckzelle. Diese Zelle beinhaltet eine Wheatstone'sche Brücke, bei der zwei Äste in Form von Manganindrahtwicklungen ausgeführt sind. Aufgrund der Materialeigenschaften des Manganins verändert sich der Ohm'sche Widerstand im Manganindraht in Abhängigkeit des Drucks. Die zweite Manganinwicklung, die nicht

Bild 23 stellt schematisch den Aufbau der Hochdruckanlage dar. Sie setzt sich aus einem Vordruck- und einem Hochdruckkreis zusammen. Im Vordruckkreis erzeugt eine pneumatisch betriebene Kolbenpumpe Drücke bis 750 bar. Dieser Vordruck wirkt auf einen Druckverstärker mit dem Verstärkungsfaktor 16. Der Ausgang des Druckverstärkers ist mit dem eigentlichen Druckbehälter P verbunden. Im Hochdruckkreis kann so rechnerisch ein maximaler Druck von über 10.000 bar erreicht werden. Praktisch können auf Grund von Leitungsverlusten,

dem Druck ausgesetzt wird, dient der Temperaturkompensation. Der Druckwert kann auf einem Digitalinstrument abgelesen werden. Zur Temperierung des Druckbehälters ist dieser mit einer Heizmanschette versehen ($\vartheta_{\max} \approx 120 \text{ }^\circ\text{C}$). Die Temperatur wird sowohl im äußeren Stahlmantel als auch nahe dem Zentrum des Druckbehälters gemessen. Somit wird sichergestellt, dass die Kapazität erst dann gemessen wird, wenn sich eine weitgehend homogene Temperaturverteilung im Druckbehälter eingestellt hat.

Die Dielektrizitätszahl $\epsilon_{\text{öl}}$ wird in einem offenen Präzisionsplattenkondensator gemessen, der im mit Versuchsöl gefüllten Druckbehälter angebracht ist. Mit Hilfe einer LCR-Präzisionsmessbrücke vom Typ HP 4275A wird die jeweilige Kapazität $C_{\text{öl}}$ des Kondensators im Inneren der Kammer abhängig von Druck und Temperatur gemessen. In einer Vergleichsmessung wird die Kapazität C_{Luft} dieses Kondensators mit Luft als Dielektrikum bestimmt. Entsprechend (6) lässt sich somit die Dielektrizitätszahl $\epsilon_{\text{öl}}$ des Öles bestimmen:

$$\epsilon_{\text{öl}} = C_{\text{öl}} \cdot \left(\frac{\epsilon_{\text{Luft}}}{C_{\text{Luft}}} \right)_{\text{const.}} \quad (6)$$

Für die Vergleichsmessung, die unter Umgebungsbedingungen durchgeführt wird, gilt nach [2]: $\epsilon_{\text{Luft}} = 1,000594$.

Die Kapazitätsmessungen erfolgen bei einer Messfrequenz von 40 kHz an der LCR-Messbrücke. Diese gerätebedingte Frequenz liegt den auftretenden Schwingkreisfrequenzen von 31 bis 36 kHz am nächsten. Kontrollmessungen bei 20 kHz zeigen vergleichbare Dielektrizitätszahlen und Verlustfaktoren zu den Messungen bei 40 kHz.

4.3 Ionenstrahl-Sputteranlage

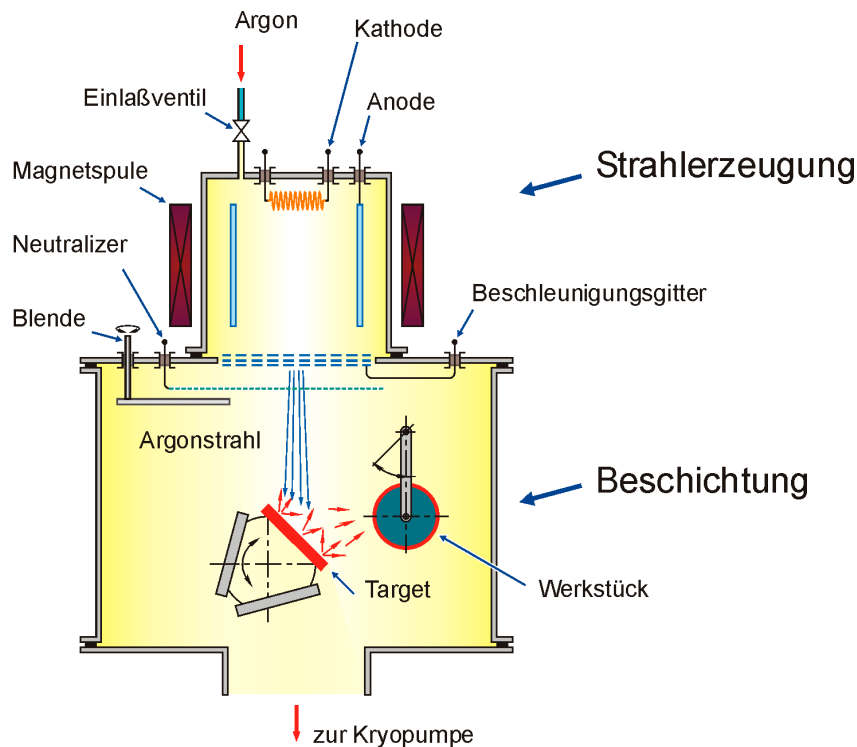


Bild 24: Ionenstrahl-Sputteranlage (schematisch)

Zur Beschichtung der Messscheiben mit einer Aluminiumoxid-Isolierschicht sowie zur Aufbringung der Dünnschichtsensoren wird eine Ionenstrahl-Sputteranlage verwendet. Bild 24 zeigt schematisch den Aufbau der Anlage. Im oberen Bereich der Anlage wird ein energiereicher Strahl (500-1000 eV) aus Argonionen erzeugt. Dieser wird in den unteren Bereich der Anlage zu einem Argonstrahl rekombiniert und auf das Target gelenkt. Das Target besteht aus dem aufzubringendem Material. Aus der Targetoberfläche werden durch den Argon-Strahl Atome und Atomgruppen herausgeschlagen, die sich dann entsprechend den Impulsgesetzen vom Target weg bewegen. Die Bewegungsrichtung dieser Teilchen ist statistisch verteilt, besitzt jedoch eine Vorzugsrichtung in der das Substrat (Werkstück) zur Beschichtung positioniert wird. Das Beschichtungsmaterial schlägt sich auf dem Werkstück nieder. Zur Aufrechterhaltung des Prozesses und zur Vermeidung von Einschlüssen findet der gesamte Vorgang im Hochvakuum statt.

Der obere Bereich der Anlage dient der Strahlerzeugung und wird als Ionisierungskammer bezeichnet. Sie dient der Erzeugung und Beschleunigung von Argon-Ionen aus einer Argon-Atmosphäre. Die Ionisierungskammer besteht aus einer beheizten Wolfram-Ringkathode, die von einer zylinderförmigen Molybdän-Anode umgeben ist.

Die Ionisierungskammer ist von der Targetkammer, in der die eigentliche Beschichtung stattfindet, durch eine Gitteranordnung abgegrenzt. Außerhalb des Hochvakuumbereichs ist die Ionisierungskammer von einer Magnetspule umgeben.

Von der beheizten Wolfram-Ringkathode werden Elektronen emittiert und im elektrischen Radialfeld in Richtung der Anode beschleunigt. Die Magnetspule, die die Ionisierungskammer umgibt, erzeugt ein Magnetfeld, das senkrecht zum elektrischen Feld verläuft und die Elektronen auf Spiralbahnen lenkt. Hierdurch wird die Häufigkeit von Kollisionen zwischen Elektronen und Argonatomen und somit die Effektivität der Ionisierung gesteigert. Das Argongas innerhalb der Kammer wird ionisiert und in den Plasmazustand überführt. Die Zuführung des Argongases erfolgt über ein Feindserventil, das einen konstanten Argondruck in der Ionisierungskammer gewährleistet. Zur Extraktion der Argonionen aus dem Plasma wird eine hohe Beschleunigungsspannung (600-1300 V) zwischen der Ionisierungskammer und der Gitteranordnung angelegt. Die Gitteranordnung bewirkt die Beschleunigung und Bündelung des Ionenstrahls in Richtung Targetkammer sowie eine Beschränkung des Gasdurchflusses durch die Anlage. Hieraus resultiert ein Druckunterschied zwischen Ionisierungskammer und Targetkammer. Der etwas höhere Druck in der Ionisierungskammer gewährleistet die Aufrechterhaltung eines stabilen Plasmas, der niedrigere Druck in der Targetkammer hält die mittlere freie Weglänge der Argonionen, der Argonatom- und der Beschichtungs-Atome und -Atomgruppen ausreichend groß und begünstigt somit einen homogenen Schichtaufbau ohne störende Fremdgaseinschlüsse.

Der untere Teil der Anlage wird als Targetkammer bezeichnet und dient der Beschichtung des Substrats mit dem Targetmaterial. Sie beinhaltet das Neutralizer-Filament, eine Blende, einen 3-fach Targetträger und die Substrat-Halterung.

Direkt unterhalb der Gitteranordnung ist ein Neutralizer-Filament montiert, das durch die Abgabe von Elektronen die positive Raumladung im Argonionenstrahl ausgleicht. Die Argonionen rekombinieren mit den Elektronen zu Argonatom- und -Atomgruppen. Eine Blende schützt in der Einregelungsphase sowie vor und nach dem Beschichtungsvorgang Target und Substrat vor dem aggressiven Ionenstrahl und erlaubt eine Messung der Ionenstrahl-Intensität. Der energiereiche Argonstrahl trifft auf das Target, das aus dem aufzubringenden Material besteht. Es können gleichzeitig drei Targets am wassergekühlten Targethalter montiert werden. Eine Drehung des Targethalters ermög-

licht den Wechsel des Beschichtungsmaterials ohne das Öffnen der Targetkammer. Vom Argonstrahl werden Atome und Atomgruppen aus der Targetoberfläche herausgeschlagen. Diese bewegen sich vom Target fort in Richtung des Substrats und schlagen sich dort nieder. Aufgrund der hohen Energie des Teilchenstrahls ist eine gute Haftung gewährleistet.

Der Substrat-Halter dient der Fixierung und Positionierung des Bauteils in der Targetkammer. Das Bauteil wird zur Beschichtung jeweils so positioniert, dass die zu beschichtende Fläche dem Target und somit dem Teilchenstrahl zugewandt ist. Um die Lauffläche von zylindrischen Scheiben beschichten zu können ermöglicht die Halterung eine kontinuierliche Drehung des Bauteils. Außerdem kann die Halterung derart geschwenkt werden, dass das Bauteil zum Target näher bzw. weiter entfernt liegt oder sich direkt im Argonstrahl befindet. Das Ätzen der Bauteiloberfläche im Argonstrahl bietet ein besonders gründliches Verfahren zur Reinigung der zu beschichtenden Oberflächen insbesondere von störenden Oxidschichten.

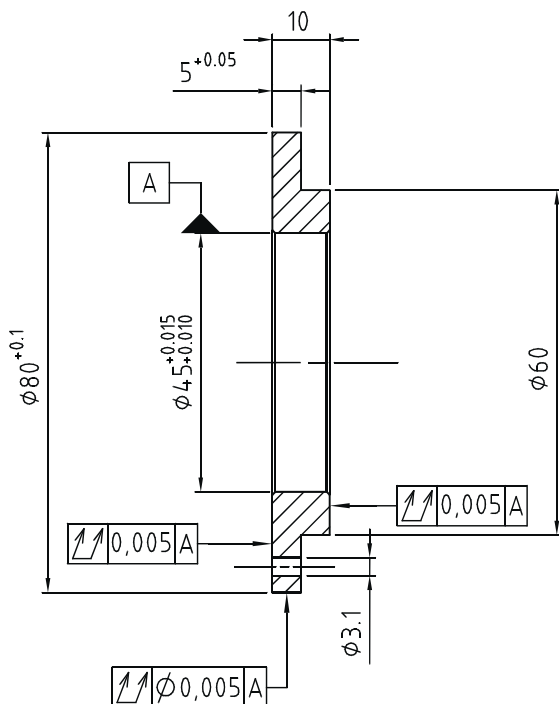
Sowohl die Ionenstrahlerzeugung als auch der Beschichtungsprozess finden im Hochvakuum statt. Zur Erzeugung des Hochvakuums wird zunächst ein Vorvakuum mit einem Druck von ca. 0,08 mbar durch eine Drehschieberpumpe erzeugt. Anschließend wird mittels einer Kryopumpe das Hochvakuum mit einem Druck von ca. $9 \cdot 10^{-6}$ mbar erzeugt. Hierzu liegt der Kaltkopf der Kryopumpe mit den Kühlfingern auf einer Absoluttemperatur von ca. 14 K. Die Gasmasse im Rezipienten lagert sich an den Kühlfingern an und wird in den festen Aggregatzustand überführt was die gewünschte Druckreduzierung bewirkt. Zur Ionisierung des Argongases wird anschließend über ein Feindosierventil eine Argonatmosphäre mit einem Druck von $4,3 \cdot 10^{-4}$ mbar ($3,2 \cdot 10^{-4}$ Torr) erzeugt. Dieser Druck wird mittels eines Automatic Pressure Controllers (Veeco APC-110) geregelt eingehalten.

4.4 Prüfscheiben

Als Prüfscheiben werden diejenigen Scheiben bezeichnet, deren Oberflächen untersucht wurden. Die Oberflächen der Prüfscheiben sind im Gegensatz zu den Messscheiben mit polierter Oberfläche mit einer Oberflächenstruktur versehen. Im Rahmen dieser Arbeit wurden zwei grundsätzliche Oberflächenarten untersucht. Zum einen wurden Scheiben mit technischer Oberfläche (längs- und quergeschliffen), zum anderen Scheiben mit geometrisch strukturierter Oberfläche (Rechteckprofil, Periodenlänge $\lambda = 50 \mu\text{m}$, $100 \mu\text{m}$) betrachtet. Die geometrische Strukturierung der Prüf-

scheibenoberflächen erfolgt durch photolithographische Maskierung mit anschließendem chemischen Ätzen. Dieses Verfahren ermöglicht die gezielte Herstellung der gewünschten Oberflächeneigenschaften. Die längs- und quergeschliffenen Oberflächen dienen der Übertragung der Ergebnisse auf technische Oberflächen.

Alle Versuche im Rahmen dieser Arbeit wurden bei Linienberührung durchgeführt. Aus diesem Grund wurden die Prüfscheiben mit einer zylindrischen Lauffläche gefertigt. Die Lauffläche hat eine Breite von $l_{\text{eff}} = 5 \text{ mm}$. Da die Messscheiben eine Breite von 20 mm aufweisen ergeben sich an den Enden der Berührbreite aufgrund der Randabstützung Spannungsüberhöhungen (Kantentragen). Um eine Durchtrennung der Anschlusslappen der Messsensoren aufgrund der Spannungsüberhöhung zu vermeiden wurden die Kanten der Prüfscheiben leicht zurückgenommen. Durch eine Abrundung der Kanten mit einem Radius von $r \approx 0,1 \text{ mm}$ wurde eine bessere Breitenlastverteilung erreicht. Als Werkstoff wurde der Einsatzstahl 16MnCr5 (58+2 HRC) gewählt. Hiermit ist sichergestellt, dass auch bei hohen Pressungswerten keine plastische Verformung auftritt und somit die geometrischen Bedingungen bei allen Versuchen vergleichbar sind. Die Makrogeometrie der Prüfscheiben zeigt Bild 25.



16MnCr5 eh

Bild 25: Prüfscheibe (16MnCr5 eh)

Alle Scheiben wurden einem Einlaufprogramm unterzogen. Die Einlaufparameter wurden so gewählt, dass während der Messversuche eine weitere Veränderung der Oberflächenfeingestalt ausgeschlossen werden konnte. Die Zustände der Oberflächen vor und nach dem Einlaufprogramm sowie nach den einzelnen Versuchsläufen wurden dokumentiert und zeigen eine geringe Minderung der Rauheitswerte nach dem Einlauf und keine weitere Änderung nach den Versuchsläufen.

Es wurden je Oberflächenart drei verschieden große Rauheiten gefertigt, die in die Klassen fein, mittel und grob eingeordnet wurden. Folgende Tabelle 5

zeigt eine Übersicht über alle verwendeten Prüfscheiben. Die angegebenen Rauheitswerte wurden jeweils senkrecht zur Rauheitsrichtung vermessen, eine Rauheitsrichtung "längs" wurde demnach in Achsrichtung, eine Rauheitsrichtung "quer" in Umfangsrichtung der Prüfscheibe abgetastet. Die Messungen erfolgten auf einem Tastschnittgerät vom Typ T8000 der Firma Hommelwerke (Messstrecke $l_t = 4,0$ mm, Grenzwellenlänge des Filters $\lambda_c = 0,8$ mm).

Bezeichnung	Typ	Richtung	Rauheitsklasse	Ra [μm]	Rz [μm]	Rq [μm]
GQ50-G	geo-strukturiert	quer	grob	0,78	2,75	0,85
GQ50-M	geo-strukturiert	quer	mittel	0,38	1,50	0,42
GQ50-F	geo-strukturiert	quer	fein	0,29	1,14	0,32
GQ100-G	geo-strukturiert	quer	grob	0,83	3,01	0,88
GQ100-M	geo-strukturiert	quer	mittel	0,51	1,79	0,52
GQ100-F	geo-strukturiert	quer	fein	0,34	1,25	0,42
TL-G	Längsschliff	längs	grob	0,60	3,89	0,75
TL-M	Längsschliff	längs	mittel	0,30	2,07	0,38
TL-F	Längsschliff	längs	fein	0,04	0,40	0,06
TL-P	Längsschliff	längs	poliert	0,02	0,22	0,03
TQ-G	Querschliff	quer	grob	0,82	5,26	1,02
TQ-M	Querschliff	quer	mittel	0,42	3,05	0,53
TQ-F	Querschliff	quer	fein	0,14	1,45	0,17

Tabelle 5: Prüfscheiben – Übersicht

Die in Tabelle 5 angegebenen Rauheitswerte Ra, Rz und Rq sind jeweils Mittelwerte über drei am Umfang verteilte Einzelmessungen. Die Messungen wurden nach dem Einlaufprogramm durchgeführt. Die vollständige Dokumentation der Oberflächenrauheiten kann dem Anhang, Kapitel 12.1, entnommen werden.

4.4.1 Geschliffene Oberfläche

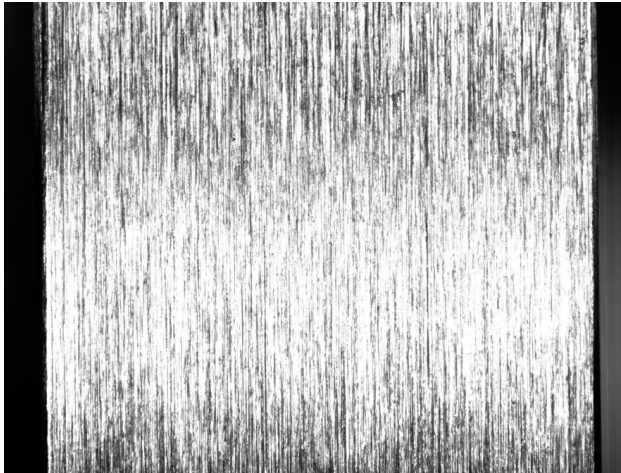


Bild 26: Prüfscheibe mit Längsschliff

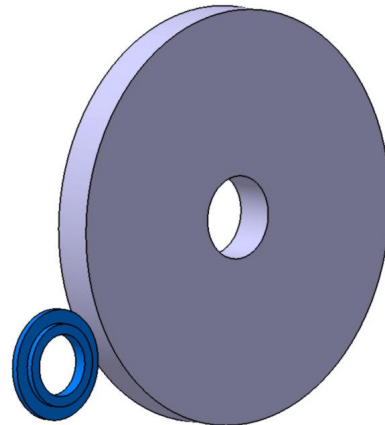


Bild 27: Umfang-Außen-Rundschleifen

Bild 26 zeigt einen Ausschnitt der Lauffläche einer Prüfscheibe mit Längsschliff. Der Schliff wurde im Umfang-Außen-Rundschleifverfahren (s. Bild 27) erzeugt. Die Rauheitsriefen verlaufen in Umfangsrichtung, im Zweiseiben-EHD-Kontakt also in der allgemeinen Bewegungsrichtung der betrachteten Oberflächen.

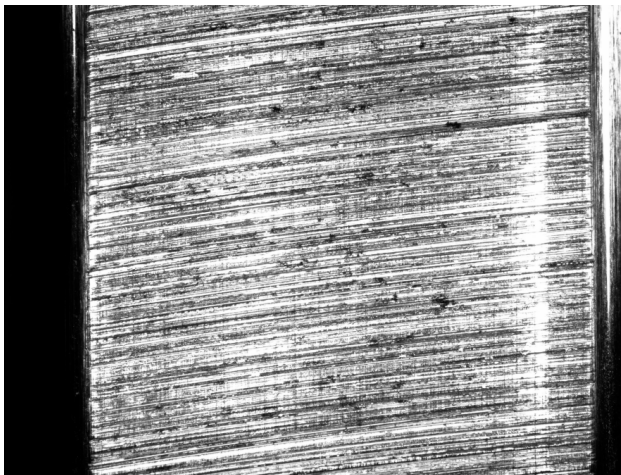


Bild 28: Prüfscheibe mit Querschliff

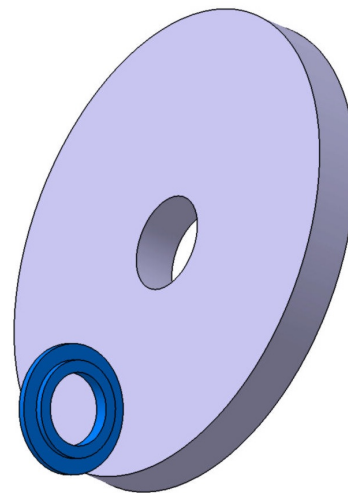


Bild 29: Seiten-Außen-Rundschleifen

Die Laufflächen der Scheiben mit Querschliff wurden im Seiten-Außen-Rundschleifverfahren erzeugt (Bild 29). Verfahrensbedingt bilden die Schleifriefen hierbei einen leichten Bogen aus (Bild 28). Die Rauheitsriefen verlaufen annähernd in Achsrichtung der Prüfscheibe, im Zweiseiben-EHD-Kontakt also annähernd senkrecht zur allgemeinen Bewegungsrichtung der betrachteten Oberflächen.

4.4.2 Geometrisch strukturierte Oberfläche

Zur Herstellung der geometrisch strukturierten Oberflächen wurde im Rahmen dieser Arbeit ein Strukturierungsverfahren entwickelt, das in Kapitel 4.4.2.1 näher beschrieben wird. Bei den Prüfscheiben mit geometrisch strukturierter Oberfläche wurden nur Strukturen mit Rauheitsriefen in Achsrichtung betrachtet.

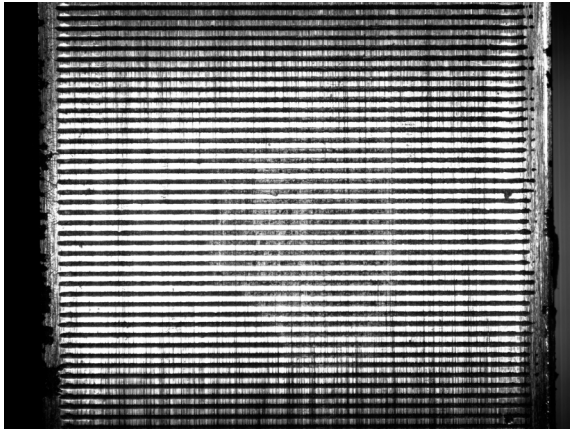


Bild 30: Prüfscheibe mit geometrischer Oberflächenstruktur (Periodenlänge $\lambda = 100 \mu\text{m}$)

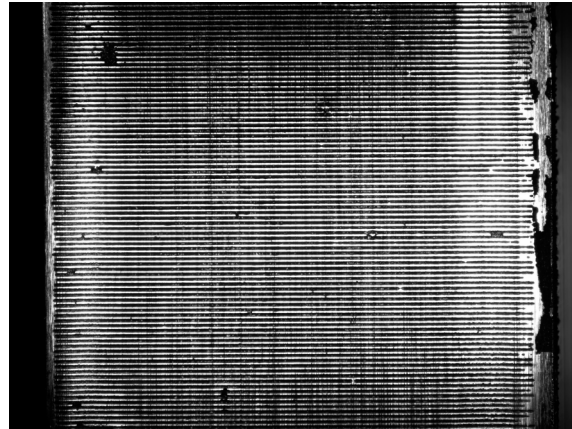


Bild 31: Prüfscheibe mit geometrischer Oberflächenstruktur (Periodenlänge $\lambda = 50 \mu\text{m}$)

Bild 30 zeigt die Oberflächenstruktur einer Prüfscheibe mit geometrisch strukturierter Oberfläche. Die Periodenlänge beträgt $\lambda = 100 \mu\text{m}$. Zum Vergleich zeigt Bild 31 eine geometrisch strukturierte Oberfläche mit Periodenlänge $\lambda = 50 \mu\text{m}$. Eine stark vergrößerte Aufnahme der Oberfläche mit Periodenlänge $\lambda = 100 \mu\text{m}$ zeigt die raster-elektronenmikroskopische Aufnahme, die in Bild 32 dargestellt ist.

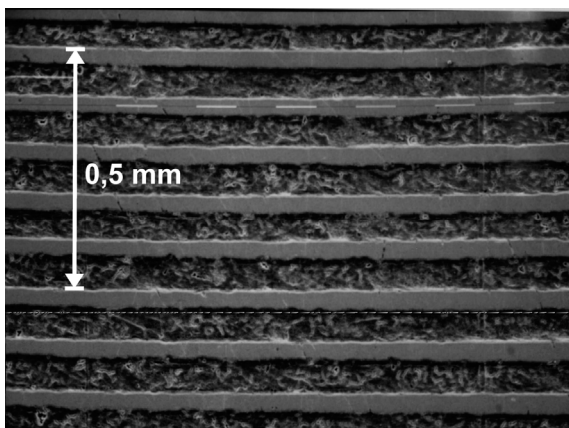


Bild 32: REM-Aufnahme einer geometrischen Oberflächenstruktur ($100 \mu\text{m}$)

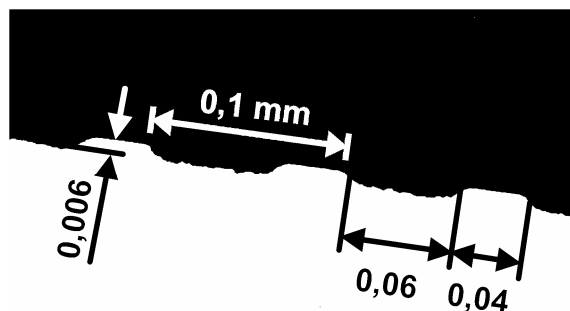


Bild 33: Schnitt senkrecht durch geometrische Oberflächenstruktur ($100 \mu\text{m}$)

Die helleren Streifen mit gleichmäßiger Färbung kennzeichnen die zuvor polierte Oberfläche, die während des Ätzvorgangs durch die photolithographische Maske geschützt war. Die dunkleren Streifen mit ungleichmäßiger Farbverteilung kennzeich-

nen die ausgeätzten Rauheitstäler. In Umfangsrichtung folgt jeweils auf eine Oberflächenerhebung mit einer Länge von ca. 40 μm ein Rauheitstal mit einer Länge von ca. 60 μm . In Bild 33, das einen Schnitt senkrecht durch diese Oberflächenstruktur zeigt, ist dies gut zu erkennen. Hierbei ist der Materialanteil hell dargestellt. Gut zu erkennen ist die glatte Oberflächenstruktur der zuvor polierten Scheibenoberfläche und die raue Oberflächenstruktur der ausgeätzten Rauheitstäler.

4.4.2.1 Herstellung strukturierter Oberflächen

Zur Herstellung der strukturierten Oberflächen wurde ein Verfahren entwickelt, das auf photolithographischer Maskierung mit anschließendem chemischen Ätzen beruht. Dieses Verfahren ermöglicht eine freie Wahl der Oberflächenstruktur wobei jedoch die Tiefe der Geometrie maßgeblich nur durch die Stärke der Ätzung bestimmt wird. Eine gezielte, ortsveränderliche Modellierung der Strukturtiefe ist nicht möglich.

Vorbereitung der Scheiben:

Bevor die Scheiben mit einer Oberflächenstruktur versehen werden, wird die Oberfläche zunächst maschinell entsprechend Bild 27 umfanggeschliffen. Hierbei werden arithmetische Mittelwerte der Profilordinaten R_a von ca. 0,15 μm erreicht. Durch anschließendes Polieren der Scheibenoberfläche von Hand mit Schleifpapier (Körnung 1600) wird der arithmetische Mittelwert der Profilordinaten auf $R_a = 0,02 - 0,03 \mu\text{m}$ gesenkt.

Photolithographische Maskierung:

Auf die polierte und mit Aceton und Alkohol gereinigte Scheibenlauffläche wird mit einem Pinsel dünn Photopositivlack (Seno Positiv 100) aufgebracht. Nach einer Trockenzeit von mindestens sechs Stunden kann die Schicht belichtet werden. Hierzu wird eine Maske, die die gewünschte Oberflächenstruktur darstellt, in Form eines Fotoplots auf die Scheibenoberfläche gespannt. Die Fotoplotfolie wird mit Klebefilm fixiert. Bei der Herstellung des Fotoplots ist darauf zu achten, dass beim Photopositiv-Verfahren belichtete Lackschichten beim Entwickeln entfernt werden. Dies bedeutet, dass Materialanteile, die bei Ätzen nicht entfernt werden sollen, schwarz abgebildet sein müssen.

Durch die Belichtung mit UV-Licht wird der Photopositivlack für den Entwickler löslich. Zur Belichtung wurden die Scheiben in eine Drehvorrichtung montiert, die eine gleichmäßige Belichtung der gesamten Lauffläche ermöglicht. Die Belichtungszeit ist

abhängig von der Schichtdicke des Photolacks. Für Lackschichtdicken von ca. 2,5 μm , wie sie im Rahmen dieser Arbeit angewandt wurden, hat sich bei Verwendung einer UV-Röhre vom Typ Philips TLD 15 W/05, einer Lichtspaltbreite von 2 cm und einem Abstand von 4 cm eine Belichtungsdauer von 4,5 Minuten bewährt.

Nach Abnehmen der Fotoplotmaske wird die Photopositivlackschicht im Entwicklungsbad (Seno 4600) entwickelt. Hierbei wird der Teil der Lackschicht entfernt, der belichtet wurde. Die Entwicklungszeit ist abhängig von der Lackschichtdicke, der Belichtungszeit und der Feinheit der Struktur. Die hier vorgestellten Strukturen konnten bei einer Entwicklungszeit von ca. 15 Sekunden scharf abgebildet werden.

Der Entwicklungsvorgang wird durch Abspülen des Entwicklers mit Wasser beendet. Auf der Scheibenlauffläche ist ein Abbild der zu erstellenden Struktur entstanden, bei der die zu ätzenden Bereiche nicht durch Photolack geschützt sind.

Chemisches Ätzen:

Zum Ätzen des Scheibenmaterials 16MnCr5 wird verdünnte Salpetersäure (2 % HNO_3 in Aqua dest.) benutzt. Um zu verhindern, dass die gesamte ungeschützte Oberfläche der Scheiben, also auch die Seitenflächen und die Bohrungsoberfläche angeätzt werden, wird die Scheibe in eine Drehvorrichtung aus säureresistentem Kunststoff montiert. Ein säuregetränkter Streifen strukturlosen Faserstoffs wird so auf die Oberfläche der drehenden Scheibe aufgelegt, dass dieser auf Grund von Adhäsion selbst haftet. Mit Hilfe einer Pipette wird weitere Säure zugegeben, so dass stets frische Säure die Oberfläche benetzt.

Die Tiefe der geätzten Strukturen ist abhängig von der Einwirkdauer. Bei diesem Verfahren konnten Äztiefen von 1,1 $\mu\text{m}/\text{min}$ beobachtet werden.

Durch Entfernen des Faserstreifens und Spülen der Scheibe in Wasser wird der Ätzvorgang beendet.

Reinigung der Scheibe:

Nach dem Ätzen wird der verbleibende Photolack mit Aceton entfernt.

4.5 Versuchsöl

Alle Versuche wurden mit dem FVA-Referenzöl FVA 3A durchgeführt.

Folgende Tabelle 6 fasst Kennzahlen dieses Schmierstoffes entsprechend [3] zusammen.

FVA 3A		
Öltyp	paraffinbasisches Solventraffinat	
Dichte	884,1	kg/m ³
kin. Viskosität bei 40 °C	90,02	mm ² /s
kin. Viskosität bei 100 °C	10,41	mm ² /s
Viskositätsindex	97	--
Additiv	4 % Anglamol 99	
Viskositäts-Druck-Koeffizient α bei 2000 bar	$2,16 \cdot 10^3$	bar ⁻¹ (bei 25 °C)
	$1,58 \cdot 10^3$	bar ⁻¹ (bei 80 °C)

Tabelle 6: Kennzahlen des Versuchsöls FVA 3A

Die Dielektrizitätszahl ϵ_{01} von FVA 3A wurde in Abhängigkeit von Druck und Temperatur in der Hochdruckanlage vermessen. Bild 34 zeigt die Abhängigkeit vom Druck bei einer Temperatur $\vartheta_{01} = 50$ °C sowie die Abhängigkeit von der Temperatur bei Umgebungsdruck. Die Messungen wurden bei Schwingkreisfrequenzen von 20 und 40 kHz durchgeführt.

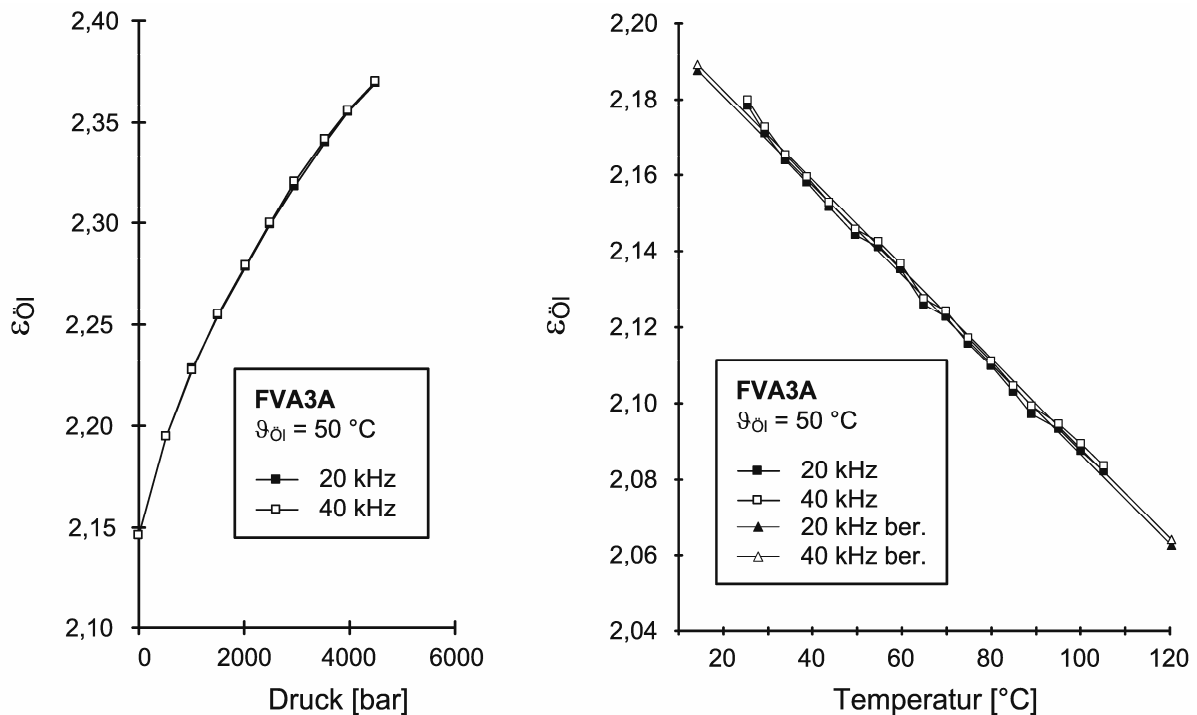


Bild 34: ϵ_{01} in Abhängigkeit von Druck und Temperatur

5 Versuchsdurchführung und Auswertung

5.1 Schmierfilmdickenmessung

5.1.1 Versuchsdurchführung

Die Messungen zur integralen Schmierfilmdicke werden bei quasistationären Bedingungen durchgeführt. Dies bedeutet, dass Messwerte erst aufgenommen werden, wenn alle betrachteten Temperaturen konstante Werte angenommen haben. Dieser Zeitpunkt gilt als erreicht sobald die Temperaturänderung über der Zeit weniger als 0,5 K/min beträgt.

5.1.2 Auswertung

Ausgangspunkt für die Signalauswertung ist der gemessene Frequenzwert sowie die zugehörigen Betriebsparameter. Da die Frequenz des Schwingkreises auch temperaturabhängig ist wird in der Auswertung die Schwingkreistemperatur ϑ_f in Form einer Temperatur-Frequenz-Kalibrierkurve berücksichtigt. Die Umrechnung vom Frequenzwert in den Schmierfilmdickenwert erfolgt durch ein umfangreiches Rechenprogramm, das von Simon [7] in Anlehnung an [5] und [6] erstellt wurde.

Zwischenergebnis dieser Auswertung ist die integrale Schmierfilmdicke h_{gem} im EHD-Kontakt in Abhängigkeit von Belastungs-, Geschwindigkeits- und Schmierstoffparametern jedoch ohne adäquate Berücksichtigung der Oberflächenstruktur der Prüfscheibe.

Berücksichtigung der Oberflächenrauheit

Der gemessene Wert der integralen Schmierfilmdicke h_{gem} lässt bei Betrachtung rauher Oberflächen keine eindeutige Aussage über den Schmierzustand zu da die theoretische Lage der Kondensatorflächen des Modellkondensators von der Gestalt der Oberflächenstruktur abhängig ist. Die im Schmierpalt rauher Oberflächen auftretende Filmdicke $h_{\text{gem,r}}$, wie sie in Kapitel 2.2 definiert wurde, erlaubt eine Beurteilung des Schmierzustandes.

Im Rahmen dieser Arbeit wurden jeweils Paarungen aus rauhen und polierten Scheiben untersucht. Die polierten Messscheiben, die einen arithmetischen Mittelwert der Profilordinaten R_a von ca. 0,02 μm aufweisen, wurden als ideal glatt betrachtet.

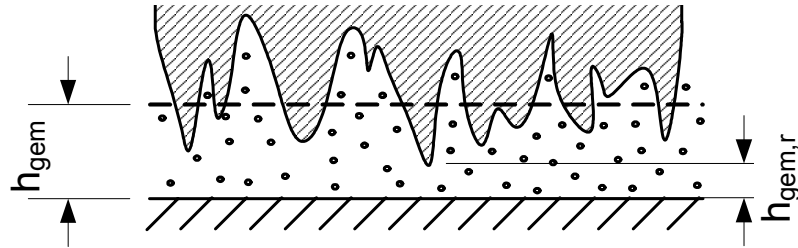


Bild 35: Kontaktgeometrie bei Paarung von glatten mit rauen Oberflächen (Parallelspace)

Bild 35 zeigt eine schematische Darstellung der Paarung einer ideal glatten mit einer rauen Oberfläche und dem dazwischen liegenden, trennenden Schmierfilm. Die Lage der Markierung für den Messwert h_{gem} ist sowohl abhängig vom Schmierungszustand als auch von der Gestalt der Oberfläche und kann nicht an Oberflächenmerkmalen verankert werden kann.

Es ist somit notwendig das Oberflächenprofil des rauen Kontaktpartners bei der Auswertung der Schmierfilmdickenmessungen zu berücksichtigen um die in Kapitel 2.2 definierte Schmierfilmdicke bei rauen Oberflächen $h_{\text{gem,r}}$ aus der gemessenen Schmierfilmdicke h_{gem} zu errechnen. Hierzu wurde das Rauheitsprofil (R-Profil nach DIN EN ISO 11562 [36]) mit Hilfe eines Tastschnittmessgerätes erfasst (Bild 36) und anschließend in Profilhöhengruppen klassiert (Bild 37).

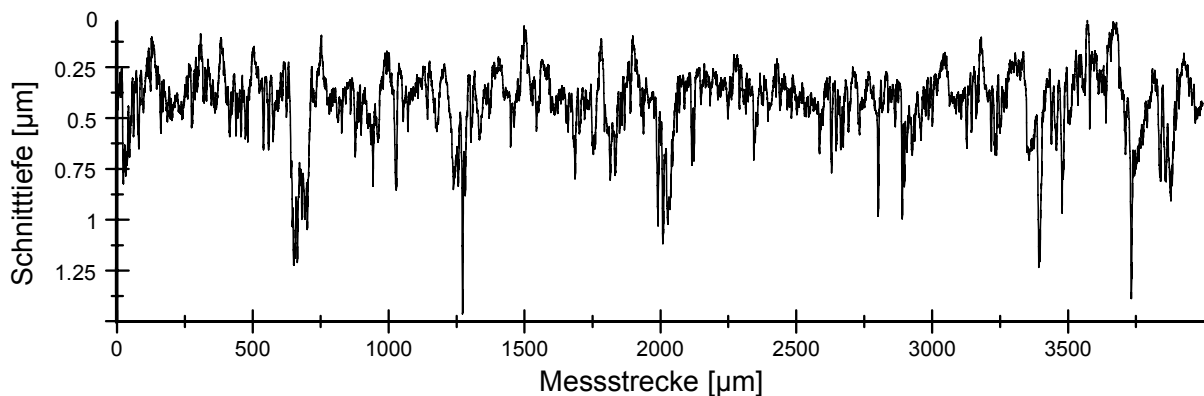


Bild 36: R-Profil vom Wälzpartner mit $R_z = 1,45 \mu\text{m}$

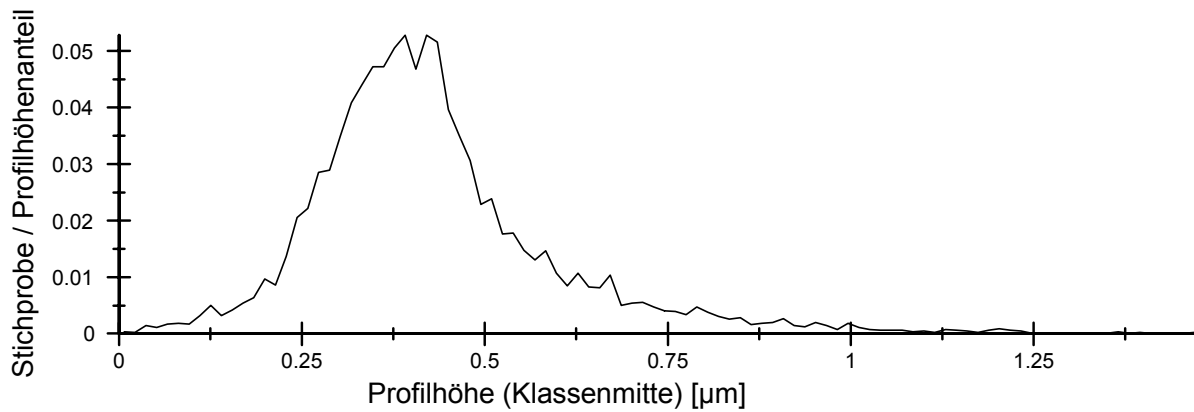


Bild 37: Profilhöhenverteilung vom Wälzpartner mit $R_z = 1,45 \mu\text{m}$

Aus dieser Profilhöhenverteilung wird ein Ersatzkondensator errechnet, dessen Kapazität der des Modellkondensators aus der integralen Filmdickenmessung entspricht. Der Aufbau des Ersatzkondensators basiert auf der Parallelschaltung vieler Einzelkondensatoren, die aus der Profilhöhenverteilung abgeleitet werden. Die gesuchte Spalthöhe $h_{\text{gem},r}$ ergibt sich hierbei als der geringste Abstand im Ersatzkondensator und kann durch folgenden Zusammenhang iterativ berechnet werden.

$$h_{\text{gem},r} = \frac{h_{\text{gem}}}{\prod_{i=2}^n p_i} \cdot \sum_{j=1}^n \left(\frac{q_j \cdot \prod_{k=2}^n p_k}{p_j} \right) \quad (7)$$

wobei gilt:

$$q_x = \frac{A_x}{A_0}; \sum q = 1$$

q_x : Flächenanteil des Einzelkondensators x mit der Fläche A_x am Gesamtkondensator mit der Fläche A_0 .

$$p_x = \frac{h_x}{h_{\text{gem},r}}$$

p_x : Höhe h_x des Einzelkondensators x bezogen auf die Spalthöhe im engsten Kondensatorspalt $h_{\text{gem},r}$.

In einem weiteren Schritt müssen elastische Verformungen der Rauheitserhebungen berücksichtigt werden. Hierzu wurde ein geringer Prozentanteil der obersten Rauheitserhebungen als eingebnet betrachtet. Es wurde eine elastische Einebnung der höchsten 5% der Profilhöhen angenommen. Dieser Wert konnte durch Vergleich der minimal messbaren Schmierfilmdicken an polierten Scheiben und an strukturierten Scheiben vom Typ GQ100 (vgl. Kapitel 4.4.2) abgeleitet werden. Hierzu wurde die

Eigenschaft genutzt, dass bei polierten Wälzpartnern ab der minimalen Schmierfilmdicke von $h_{\text{gem}} = 0,2 \mu\text{m}$ Spannungsdurchschläge durch den Schmierfilm an einem Speicheroszilloskop deutlich erkennbar sind. Bei einer angenommenen Einebnung der höchsten 5 % der Profilhöhen zeigen sich auch bei den strukturierten Oberflächen bei $h_{\text{gem,r}} = 0,2 \mu\text{m}$ entsprechende Spannungsdurchschläge. Obwohl bei dieser einfachen Betrachtung ein eventueller Pressungseinfluss vernachlässigt wurde, zeigt sich bei der Gesamtauswertung der Schmierfilmdickenmessungen kein systematischer Fehler, der auf einen Pressungseinfluss zurückgeführt werden könnte.

Folgendes Bild 38 stellt beispielhaft das Ersatzkondensatormodell für die Prüfscheibe TQ-F mit einer größten Höhe des Profils $R_z = 1,45 \mu\text{m}$ bei einer gemessenen Schmierfilmdicke $h_{\text{gem}} = 1,200 \mu\text{m}$ dar. Am linken Rand ist der eingeebnete Bereich erkennbar.

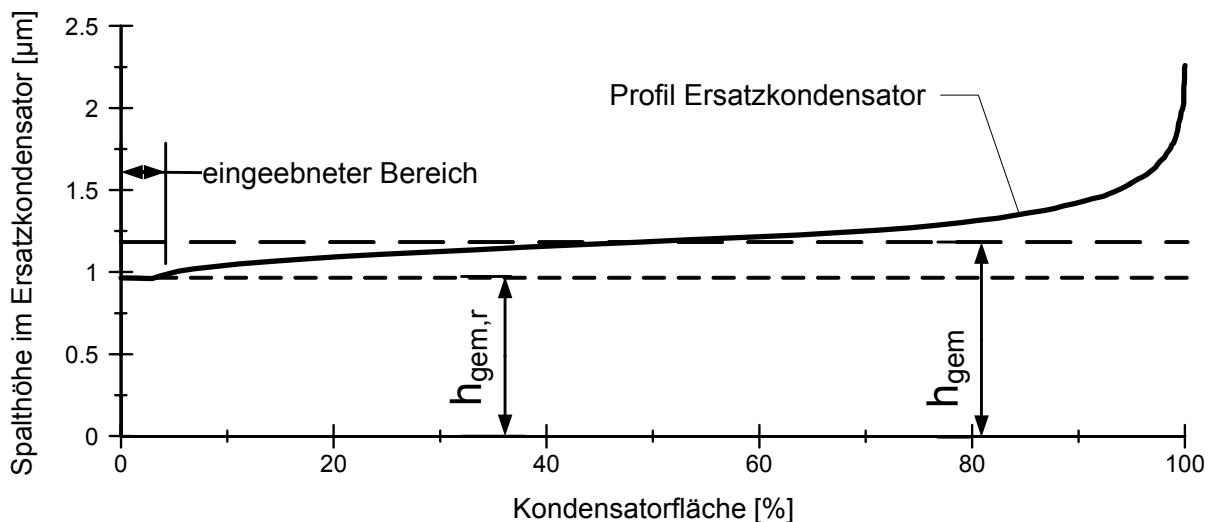


Bild 38: Ersatzkondensator für $h_{\text{gem}} = 1,2 \mu\text{m}$ ($R_z = 1,45 \mu\text{m}$)

Es ist zu erkennen, dass die gemessene Schmierfilmdicke $h_{\text{gem}} = 1,200 \mu\text{m}$ größer ist, als die für die sinnvolle Beurteilung des Schmierungszustandes maßgebliche minimale Schmierfilmdicke im Parallelspalt rauher Oberfläche $h_{\text{gem,r}} = 0,987 \mu\text{m}$. Bei einer ideal glatten Oberfläche entspricht diese Filmdicke der gemessenen Filmdicke h_{gem} .

Endergebnis der Auswertung der Schmierfilmdickenmessungen ist die minimale integrale Filmdicke rauher Oberflächen, $h_{\text{gem,r}}$.

5.2 Druckverlaufsmessung

5.2.1 Versuchsdurchführung

Da die Lebensdauer der Sensoren im Messbetrieb nur sehr kurz ist wurde vor der Messung des Druckverlaufs darauf verzichtet einen quasistationären Zustand abzuwarten. Da der Großteil der Messungen bei reinem Rollen, also ohne die Einbringung von Reibungswärme durch Geschwindigkeitsunterschiede durchgeführt wurde, war eine zu berücksichtigende merkliche Veränderung der Temperaturverhältnisse im Kontakt nicht zu befürchten. Stichprobenversuche im Rahmen dieser Arbeit konnten dies belegen. Der Einfluss der Wärmeentwicklung aus der Kompression des Schmierstoffes im Kontakt wird in Kapitel 6.2 betrachtet.

Bei den Versuchen, die bei hohem Schlupf durchgeführt wurden, wurden vor Belastung der Scheiben die jeweiligen Drehzahlen voreingestellt. Nach Belastung der Scheiben durch die Normalkraft wurden die Drehzahlen nochmals überprüft und gegebenenfalls nachgeregelt. Da bei diesen Messungen die Sensorlebensdauer auf wenige Sekunden beschränkt ist, wurde auch bei diesen Messungen darauf verzichtet einen quasistationären Zustand abzuwarten. Der eingestellte Schlupfwert von ca. 30 % stellte sicher, dass vom Sensor während der Kontaktdurchlaufzeit zwei Rauheitserhebungen und zwei Rauheitstäler überstrichen werden.

5.2.2 Auswertung

Zur Bestimmung der Drucküberhöhungen im EHD-Kontakt rauer Oberflächen wurde der Druckverlauf mit Hilfe von Dünnschichtsensoren vermessen. Bei jeder betrachteten Scheibenpaarung wurden zwischen 100 und 300 einzelne Druckverläufe aufgezeichnet. Bild 39 zeigt zusammengefasst die Druckverläufe von acht Einzelmessungen die an einer Prüfscheibe mit polierter Oberfläche durchgeführt wurden. Es ist nur eine geringe Schwankung der Druck-Maximalwerte zu erkennen. Diese Schwankung liegt in der Messungenauigkeit begründet.

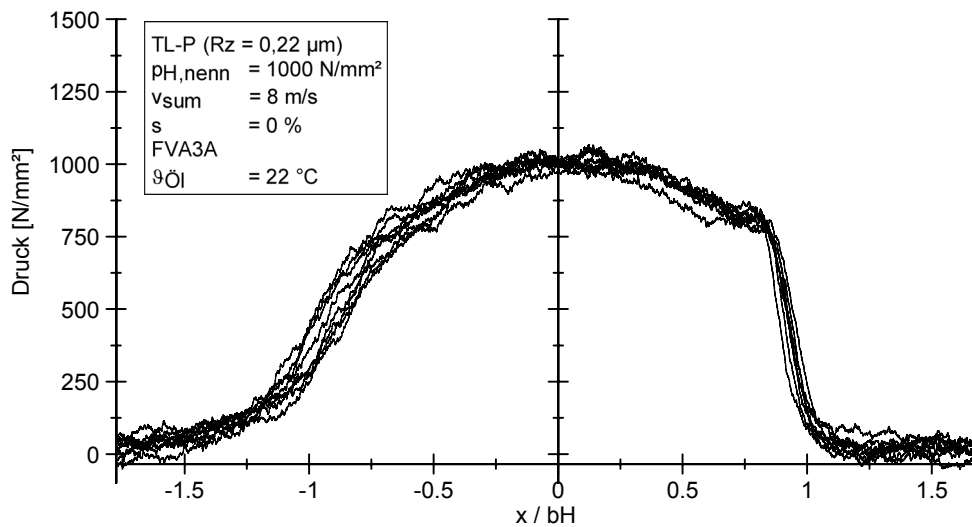


Bild 39: Mehrere Druckverläufe an polierter Oberfläche

Die Druckverläufe von acht Einzelmessungen an einer Prüfscheibe mit grob strukturierter Oberfläche (GQ100-G) sind in Bild 40 zusammengefasst. Es ist eine deutliche Streuung der Druck-Maximalwerte zu erkennen.

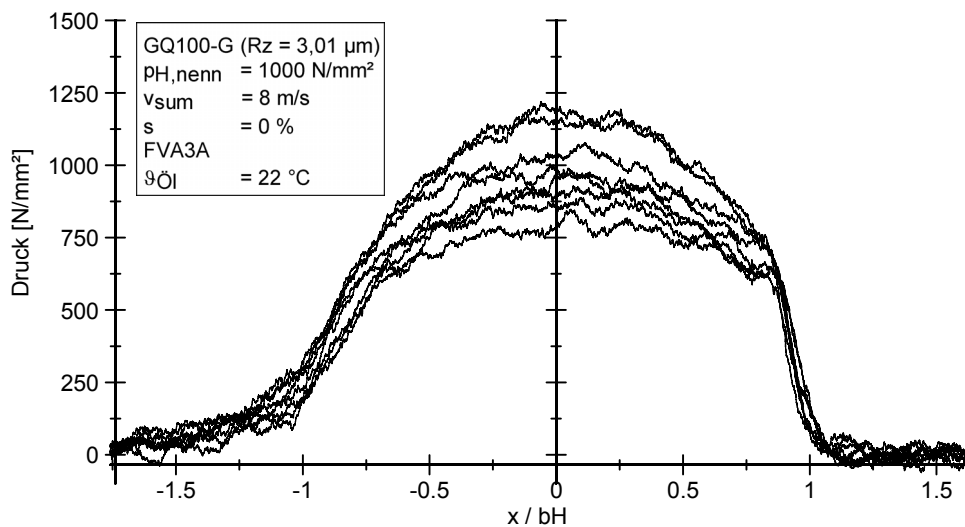


Bild 40: Mehrere Druckverläufe an rauher Oberfläche

Diese Streuung der Maximalwerte im Druckverlauf dient der Bestimmung der maximalen Pressungsüberhöhung im Kontakt. Hierzu werden die Maximalwerte der 100 bis 300 Einzelmessungen je Versuchslauf bestimmt.

Bild 41 zeigt die Maximalwerte von 200 Einzelmessungen, die an der Oberfläche vom Typ TL-P ($R_z = 0,22 \mu\text{m}$) bei einer nominellen Hertz'schen Pressung von $p_{H,nenn} = 1000 \text{ N/mm}^2$ und einer Summengeschwindigkeit von $v_{sum} = 8 \text{ m/s}$ aufgezeichnet

wurden. Die Darstellung der so ermittelten maximalen Druckwerte zeigt eine deutliche, unregelmäßige, anscheinend periodische Schwankung.

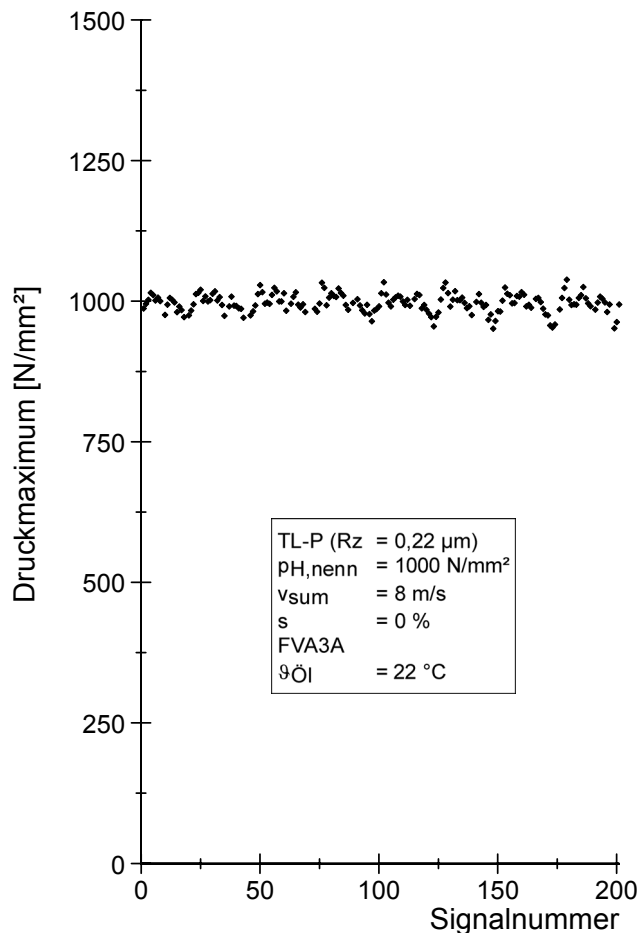


Bild 41: Maximalwerte der Drucksignale – unsortiert

in Abhängigkeit der Winkelstellung der Prüfscheibe. Hieraus kann abgeleitet werden, dass es sich um einen Einfluss der Makrogeometrie der Scheibe handelt. Messungen des Rundlauffehlers der entsprechenden Prüfscheibe auf der Messwelle konnten dies bestätigen.

Auf Grund der geringen Oberflächenrauheit kann diese Schwankung nicht anhand der Oberflächenstruktur erklärt werden.

Werden die Messwerte derart sortiert, dass jeder Messwert über der Winkelstellung der Prüfscheibe zum Zeitpunkt der Messung aufgetragen wird, so ergibt sich die Darstellung in Bild 42.

Es zeigt sich, dass die Schwankungsbreite der Druckmaxima in Bereichen ähnlicher Winkelstellung der Prüfscheibe deutlich kleiner ist, als auf Grund der Darstellung in Bild 41 vermutet. Deutlich zu erkennen ist eine Schwankung der Druckmaxima

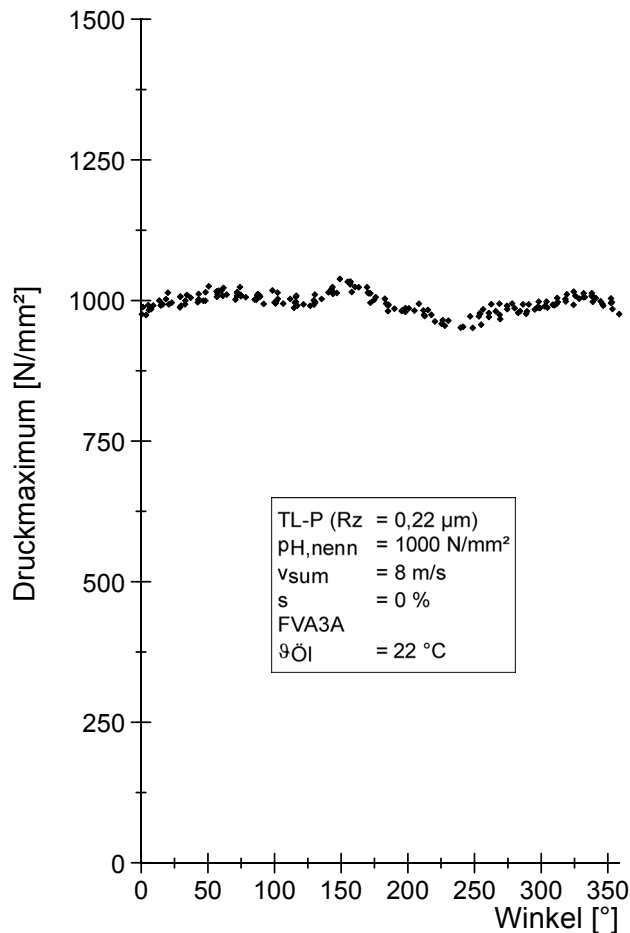


Bild 42: Maximalwerte der Drucksignale – nach Winkelposition sortiert

zeichnet und kann dem Einfluss der Oberflächenrauheit zugeordnet werden. Auf Basis dieser beiden Anteile kann die gemessene Pressungsüberhöhung $C_{gem,rK}$ wie folgt definiert werden:

$$C_{gem,rK} = \frac{p_{gem,max}}{p_{H,0}} \quad (8)$$

Abschätzungen der Pressungsschwankungen, basierend auf einem Modell zum Schwingungsverhalten des Zweiseibenprüfstandes, zeigten eine vergleichbare Größenordnung. Um den Einfluss der Oberflächenfeingestalt vom Einfluss der Makrogeometrie zu trennen werden die beobachteten langwelligen Anteile extrahiert. Dieser langwellige Verlauf beschreibt die zur betrachteten Winkelstellung der Prüfscheibe gehörige Hertz'sche Pressung $p_{H,0}$. Sie wird als Vergleichswert zur Bestimmung der Pressungsüberhöhung herangezogen. Der verbleibende höherfrequente Anteil der Pressungsschwankungen wird mit $p_{gem,max}$ be-

Wird die Pressungsüberhöhung $C_{\text{gem,rK}}$ über der Scheibenstellung aufgetragen, so ergibt sich die Darstellung in Bild 43.

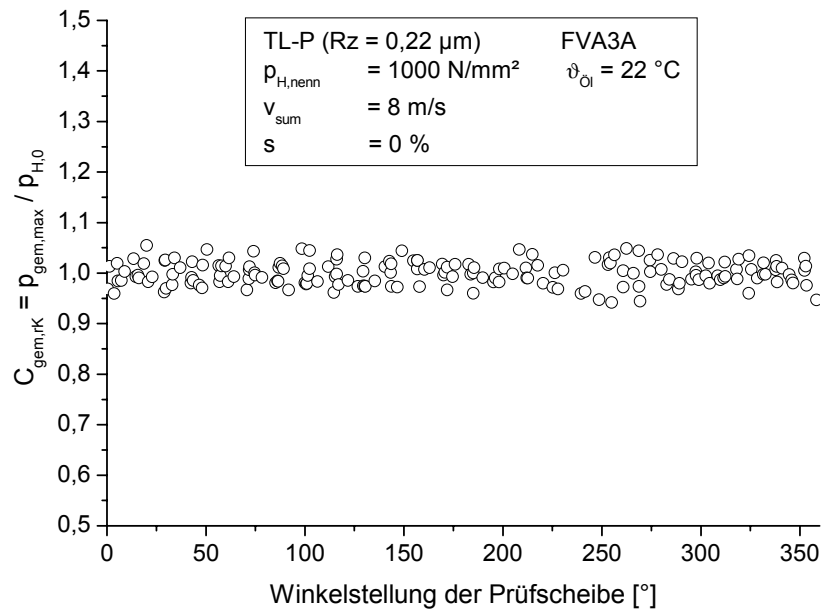


Bild 43: Drucküberhöhung an Oberfläche TL-P ($p_{H,\text{nenn}}=1000 \text{ N/mm}^2$, $v_{\text{sum}}=8 \text{ m/s}$)

Wird dasselbe Verfahren auf Messungen an einer Scheibe mit der Oberfläche vom Typ GQ100-G angewandt, so ergibt sich als Vergleich zu Bild 43 die Darstellung in Bild 44.

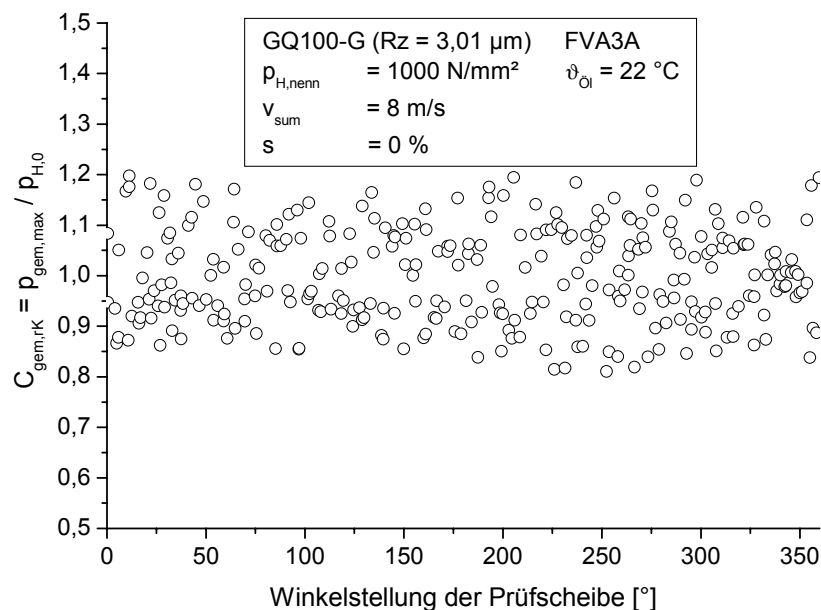


Bild 44: Drucküberhöhung an Oberfläche GQ100-G ($p_{H,\text{nenn}}=1000 \text{ N/mm}^2$, $v_{\text{sum}}=8 \text{ m/s}$)

Der Vergleich zwischen Bild 43 und Bild 44 zeigt die deutlichen Unterschiede in den Pressungsüberhöhungen an unterschiedlichen rauen Oberflächen. Die Schwankungsbreite der Pressungsüberhöhung $C_{\text{gem,rK}}$ kann für die polierte Oberfläche TL-P in diesem Betriebszustand ($p_{\text{H,nenn}}=1000 \text{ N/mm}^2$, $v_{\text{sum}}=8\text{m/s}$) entsprechend Bild 43 mit ca. $\pm 5\%$ um die Hertz'sche Pressung $p_{\text{H,0}}$ angegeben werden. Für die raue Oberfläche GQ100-G können hierfür ca. $\pm 20\%$ abgelesen werden.

Als Endergebnis der Druckverlaufmessungen wird die für die Berechnung der örtlichen Beanspruchung und somit für die Praxis relevante maximale Pressungsüberhöhung $C_{\text{gem,rK,max}}$ definiert. Dieser Wert errechnet sich als arithmetischer Mittelwert der fünf größten Werte der Pressungsüberhöhung $C_{\text{gem,rK}}$. Dieser maximale Messwert wird in Kapitel 7.2 der größten Höhe des Profils Rz, welche ebenfalls den Mittelwert der fünf größten Profilerhebungen innerhalb einer Messstrecke (In entspr. Kapitel 2.1) darstellt, gegenübergestellt.

Da es sich bei den Versuchen mit hohem Schlupfwert um Screeningversuche handelt, deren Zweck nur der Nachweis des Vorhandenseins von Pressungsüberhöhungen an rauen Oberflächen ist, wurde die Auswertung in einfacher Form durchgeführt. Das gemessene Spannungssignal wird wie oben beschrieben in ein Pressungssignal umgerechnet. Da bei Messungen mit einer Geschwindigkeitsdifferenz der Oberflächen im Kontakt eine nicht vernachlässigbare Temperaturänderung auftritt müsste zur korrekten Auswertung die Auswirkung der Temperatur auf den Sensor entsprechend Gleichung (5) berücksichtigt und rechnerisch kompensiert werden. Da jedoch der Temperaturverlauf im Kontakt rauer Oberflächen nicht bekannt ist, musste auf diesen Schritt verzichtet werden. Die dargestellten Druckverläufe sind somit nicht temperaturkorrigiert und können deutlich zu hohe Werte darstellen. Die Tendenz der Verläufe lässt jedoch Rückschlüsse auf das Vorhandensein und den grundsätzlichen Verlauf von Druckschwankungen zu.

6 Fehlerbetrachtung

Bei allen experimentellen Arbeiten sind Einstell- und Messgrößen fehlerbehaftet. Somit wird auch jedes Messergebnis fehlerbehaftet sein. Der maximale Fehler würde hierbei aus der Annahme des physikalisch ungünstigsten Falles folgen, bei dem alle Einzelfehler derart überlagert werden, dass keinerlei Kompensation der Fehler untereinander stattfindet. Bei der Kombination mehrerer Fehler ist dies jedoch sehr un-

wahrscheinlich. Es empfiehlt sich daher die Angabe eines mittleren wahrscheinlichen Fehlers entsprechend dem Gauß'schen Fehlerfortpflanzungsgesetz [51].

Eine detaillierte Betrachtung der Fehlereinflüsse bei Anwendung der Dünnschichtsensor-Messtechnik findet sich in [7].

6.1 Schmierfilmdickenmessung

Untersuchungen von Mann [50] und Kopatsch [49] bezüglich der Reproduzierbarkeit der integralen Schmierfilmdickenmessungen zeigten, dass sich die Versuchsergebnisse trotz unterschiedlicher Prüfscheiben, unterschiedlicher Experimentatoren und unterschiedlicher Isolierschichtdicken (vgl. Kapitel 3.1.1) innerhalb eines Streubereichs von maximal $\pm 10\%$ gut reproduzieren ließen.

Die Abschätzung des mittleren Fehlers bei integralen Schmierfilmdicken erfolgt in Anlehnung an Kopatsch [37] da das Messverfahren nicht grundsätzlich verändert wurde. Für die Messungen im Rahmen dieser Arbeit war die Verwendung einer zusätzlichen Isolierschicht, die Messungen bei niedrigen Schmierfilmdicken begünstigt, nicht möglich. Deshalb müssen die daraus resultierenden Fehleranteile nicht berücksichtigt werden.

Die Fehlerbetrachtung basiert auf dem vereinfachten Modell des Messprinzips mittels eines Plattenkondensators mit variablem Plattenabstand entsprechend Kapitel 3.1.1, Bild 10. Das Dielektrikum bildet der Schmierstoff, der Kondensatorplattenabstand entspricht der zu bestimmenden Schmierfilmdicke. Benennt C die Kapazität dieses Kondensators so stellt ϵ_0 die elektrische Feldkonstante, $\epsilon_{\text{Öl}}$ die relative Dielektrizitätszahl des Schmierstoffes, A die Fläche des Plattenkondensators und h den Plattenabstand dar. Nach den Gesetzen des elektrischen Feldes gilt folgende Beziehung:

$$C = \epsilon_0 \cdot \epsilon_{\text{Öl}} \cdot \frac{A}{h} \quad (9)$$

mit der Kondensatorplattenfläche $A = 2 \cdot b_H \cdot l_{\text{eff}}$ und der elektrischen Feldkonstanten $\epsilon_0 = 8,8542 \cdot 10^{-12} \text{ C/(Vm)}$. Die effektive Länge des Kontaktes entspricht der Scheibenbreite. Es gilt $l_{\text{eff}} = 5 \text{ mm}$. Die Abplattungsbreite $2 \cdot b_H$ kann nach den Hertz'schen Formeln [8] aus der Normalkraft errechnet werden. Die maßgeblichen Fehlergrößen in Gleichung (9) zur Bestimmung der Schmierfilmdicke h sind die Dielektrizitätszahl des Öles $\epsilon_{\text{Öl}}$, die Kondensatorplattenfläche A , sowie die Kapazität des Kondensators. Da

es sich bei ϵ_0 um eine Naturkonstante handelt, muss diese in der Fehlerabschätzung nicht berücksichtigt werden.

Fehlerbehaftete Größe	Fehlerquelle	Relativer Fehler	bei
Dielektrizitätszahl des Schmierstoffes $\epsilon_{\text{Öl}}$	Messbrücke, Druck- und Temperaturmessung in der Hochdruckanlage	0,2 %	$\epsilon_{\text{Öl}} = 2,2$
Kondensatorplattenfläche A	Normalkraftmessung, Scheibenbreite und Scheibendurchmesser, Elastizitätsmodul der Scheiben	1 %	$A = 3,5 \text{ mm}^2$
Kapazität C	Schwingkreis, Frequenzzähler	4 %	$C = 100 \text{ pF}$

Tabelle 7: Maßgebliche Fehlergrößen bei der Bestimmung der Schmierfilmdicke

Tabelle 7 fasst die maßgeblichen Fehlergrößen und deren Fehlerquellen zusammen. Der mittlere Fehler bei der Bestimmung der Dielektrizitätszahl des Schmierstoffes $\epsilon_{\text{Öl}}$ kann nach Mann [50] mit maximal 0,2 %, der mittlere Fehler bei der Bestimmung der Gesamtkapazität C zwischen den beiden Scheiben mit maximal 4 % angenommen werden. Der mittlere Fehler bei der Ermittlung der Kondensatorplattenfläche A wird mit 1 % abgeschätzt. Nach dem Gauß'schen Fehlerfortpflanzungsgesetz lässt sich der mittlere Fehler Δh der Schmierfilmdicke aus den Einzel-Fehlergrößen bestimmen. Es gilt:

$$\Delta h = \sqrt{\left(\frac{\partial h}{\partial \epsilon_{\text{Öl}}} \cdot \Delta \epsilon_{\text{Öl}}\right)^2 + \left(\frac{\partial h}{\partial A} \cdot \Delta A\right)^2 + \left(\frac{\partial h}{\partial C} \cdot \Delta C\right)^2} \quad (10)$$

mit

$$\text{mit} \quad \frac{\partial h}{\partial \epsilon_{\text{Öl}}} = \frac{\epsilon_0 \cdot A}{C} \quad (11)$$

$$\frac{\partial h}{\partial A} = \frac{\epsilon_{\text{Öl}} \cdot \epsilon_0}{C} \quad (12)$$

$$\frac{\partial h}{\partial C} = -\frac{\epsilon_{\text{Öl}} \cdot \epsilon_0 \cdot A}{C^2} \quad (13)$$

Durch Einsetzen erhält man für den relativen Fehler $\Delta h/h$ einen über den Messbereich konstanten Wert von maximal 4,1 %. Dieser Fehler kann als Obergrenze be-

trachtet werden, da er für die Bestimmung eines Absolutwertes gültig ist. Die Ermittlung eines Absolutwertes ist z.B. dann notwendig wenn der Messwert mit Berechnungswerten verglichen werden soll. Beim Vergleich einzelner Messungen untereinander wirken sich bestimmte Fehler bei allen Messungen gleichartig aus und verfälschen das Ergebnis im gleichen Maße. So handelt es sich z.B. beim Fehler in der Bestimmung der Dielektrizitätszahl $\epsilon_{\text{Öl}}$ um einen solchen systematischen Fehler da alle Versuche mit dem gleichen Schmierstoff durchgeführt wurden und die Auswertungen somit immer auf der gleichen $\epsilon_{\text{Öl}}$ -Messung basieren. In diesem Falle ist der relative Fehler $\Delta h/h$ kleiner als 4 % anzunehmen.

6.2 Druckverlaufsmessung

Für die Druckverlaufsmessungen können die Einzelfehler entsprechend [1] wie folgt abgeschätzt werden:

Normalkraft	$\Delta F_N / F_N$	=	1,5 %
Geschwindigkeit	$\Delta v / v$	=	1 %
Messkette Sensor (Speisung, Verstärker, Digital-Speicheroszilloskop, PC-Messdatenerfassungskarte)	$\Delta U / U$	=	4 %
Druckkoeffizient des Sensors	$\Delta \alpha_p / \alpha_p$	=	7 %

Hieraus ergibt sich für die gemessenen Druckverläufe ein relativer wahrscheinlicher Fehler von ca. 10 %. Da im Rahmen dieser Arbeit jedoch ausschließlich vergleichende Betrachtungen von Druckmessungen durchgeführt wurden kann der Fehler deutlich geringer angenommen werden. Insbesondere Fehler im Ordinatenmaßstab wirken sich im Vergleich der einzelnen Druckverläufe zueinander nicht aus.

Ein systematischer Fehler, der im Rahmen dieser Arbeit durchwegs vernachlässigt wurde liegt in der Erwärmung des Schmierstoffes durch die Kompression im Kontakt. Simon [7] gibt an, dass bei den vorherrschenden Versuchsparametern mit einer maximalen Erwärmung des Schmierstoffes um 9 K zu rechnen ist. Hieraus kann entsprechend Gleichung (5) ein entsprechender Druckfehler von maximal ca. 90 N/mm² errechnet werden. Da auch dieser Wert für jede Gruppe von Einzelsignalen ein systematischer, sich wiederholender Fehler ist wirkt auch dieser sich im Vergleich der Einzelsignale nicht nennenswert aus.

7 Versuchsergebnisse

7.1 Ergebnisse der Schmierfilmdickenmessungen

Im Rahmen dieser Arbeit wurden bei unterschiedlichen Versuchsparametern entsprechend dem Versuchsprogramm (Kap. 3.1.2) integrale Schmierfilmdickenmessungen durchgeführt. Auf Basis der Messergebnisse dieser Einzelversuche wurden Regressionskurven berechnet, die für eine Scheibenkombination, bei konstanter Hertz'scher Pressung $p_{H,nenn}$, konstantem Schlupf $s = 0\%$ und konstanter Summengeschwindigkeit v_{sum} die Abhängigkeit der gemessenen Schmierfilmdicke $h_{gem,r}$ von der Massentemperatur ϑ_M beschreiben. Die grundlegende Beziehung zur Bestimmung der Regressionslösung lautet:

$$h_{gem,r} = e^{(a+b \cdot \vartheta_M)} \quad (14)$$

Hierbei handelt es sich um eine Zahlenwertgleichung, bei der der Wert $h_{gem,r}$ in der Einheit μm zu interpretieren ist.

Die durchgezogenen Graphen in Bild 45 stellen solche Regressionslösungen beispielhaft für die Scheibe TL-P bei einer Hertz'schen Pressung $p_{H,nenn} = 1000 \text{ N/mm}^2$ für die Summengeschwindigkeiten $v_{sum} = 16 \text{ m/s}$ und 8 m/s dar. Die einzelnen Messpunkte, die als Stützstellen dienen, sind durch Symbole gekennzeichnet.

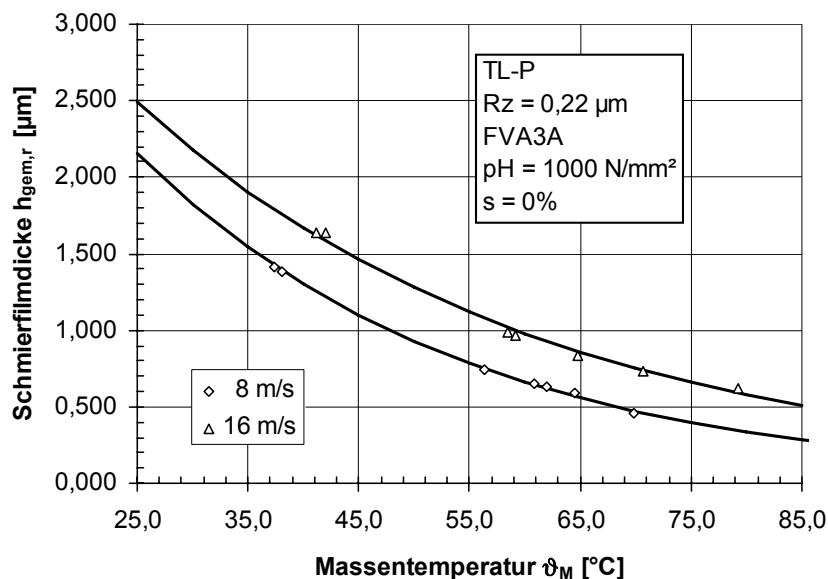


Bild 45: Schmierfilmdicke in Abhängigkeit der Massentemperatur ϑ_M (TL-P, FVA3A, $p_H=1000 \text{ N/mm}^2$, $s=0\%$)

Die vollständige Dokumentation der Schmierfilmdickenmessungen kann dem Anhang, Kapitel 12.2, entnommen werden.

Bild 46 bis Bild 51 zeigen alle gemessenen Schmierfilmdicken $h_{\text{gem},r}$ in Abhängigkeit der Massentemperatur ϑ_M für jeweils eine Kombination aus den untersuchten Hertz'schen Pressungen ($p_{H,\text{nenn}} = 1000 \text{ N/mm}^2, 800 \text{ N/mm}^2, 600 \text{ N/mm}^2$) und Summengeschwindigkeiten ($v_{\text{sum}} = 16 \text{ m/s}, 8 \text{ m/s}$).

Die Betriebsparameter zu den einzelnen Messpunkten unterscheiden sich nur in der Oberflächengestalt der Prüfscheiben. Die einzelnen Messpunkte wurden entsprechend der Rauheitsklassierung der Oberfläche - poliert (P), fein (F), mittel (M), grob (G) - durch unterschiedliche Symbole gekennzeichnet.

Als durchgezogene Linien sind jeweils die nach Ertel/Grubin [10] berechnete und nach Murch/Wilson [29] thermisch korrigierte Schmierfilmdicke $h_{0,\text{th}}$ ebenfalls in Abhängigkeit der Massentemperatur eingezeichnet.

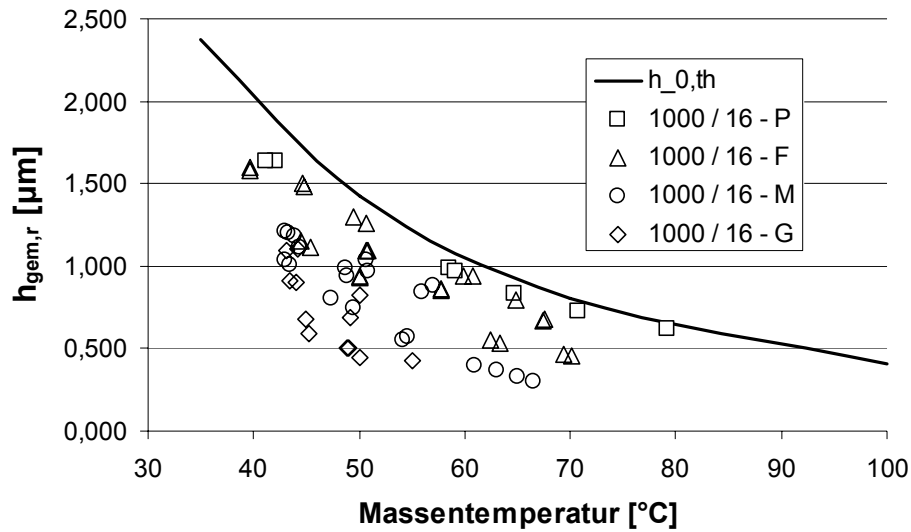


Bild 46: $h_{gem,r}$ ($p_H=1000$ N/mm², $v_{sum}=16$ m/s)

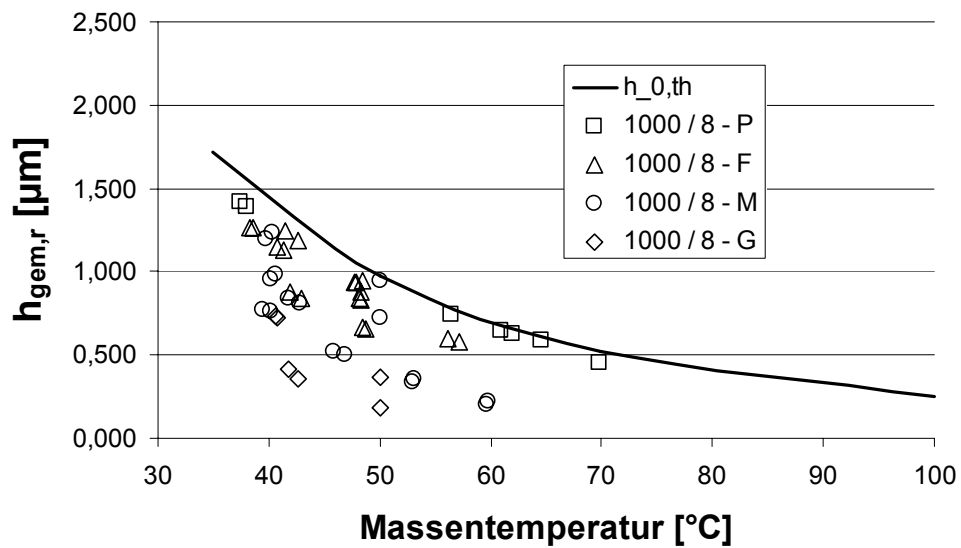
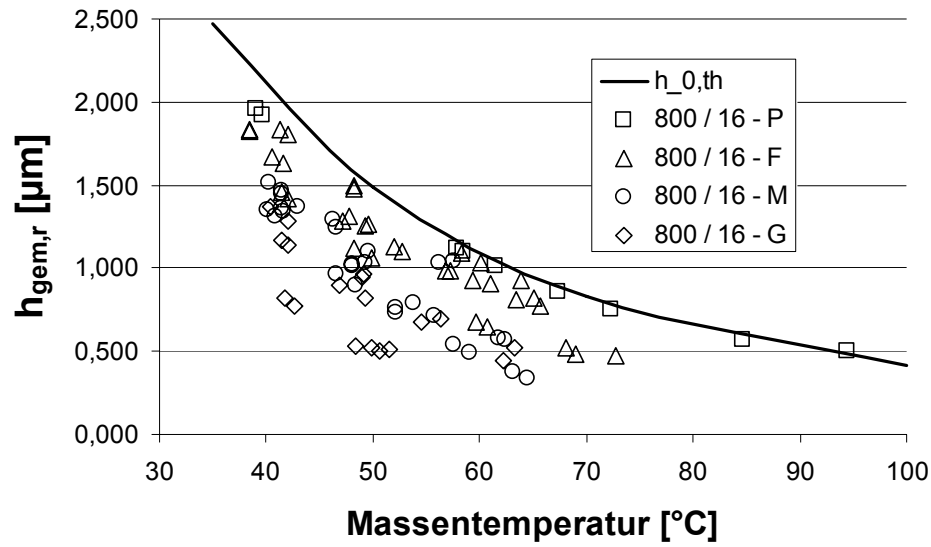
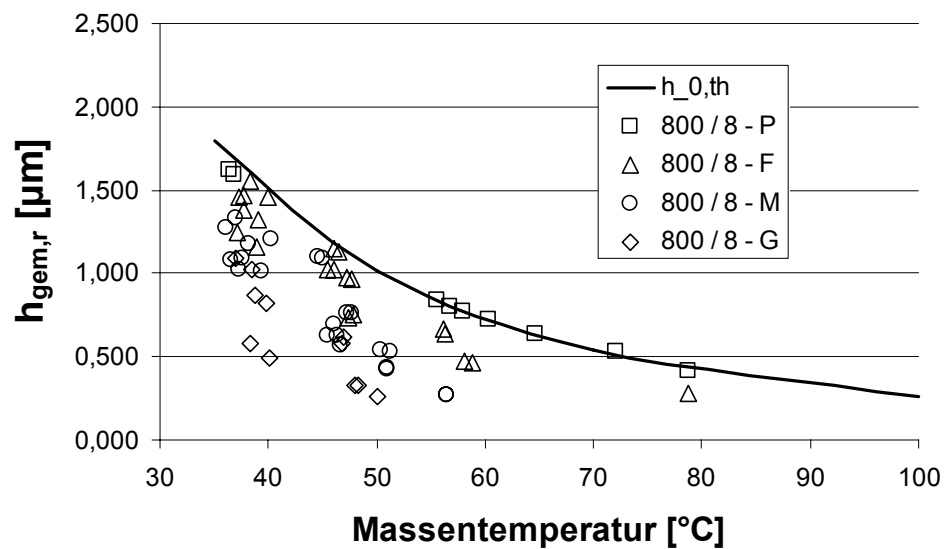


Bild 47: $h_{gem,r}$ ($p_H=1000$ N/mm², $v_{sum}=8$ m/s)

Bild 48: $h_{gem,r}$ ($\rho_H=800$ N/mm², $v_{sum}=16$ m/s)Bild 49: $h_{gem,r}$ ($\rho_H=800$ N/mm², $v_{sum}=8$ m/s)

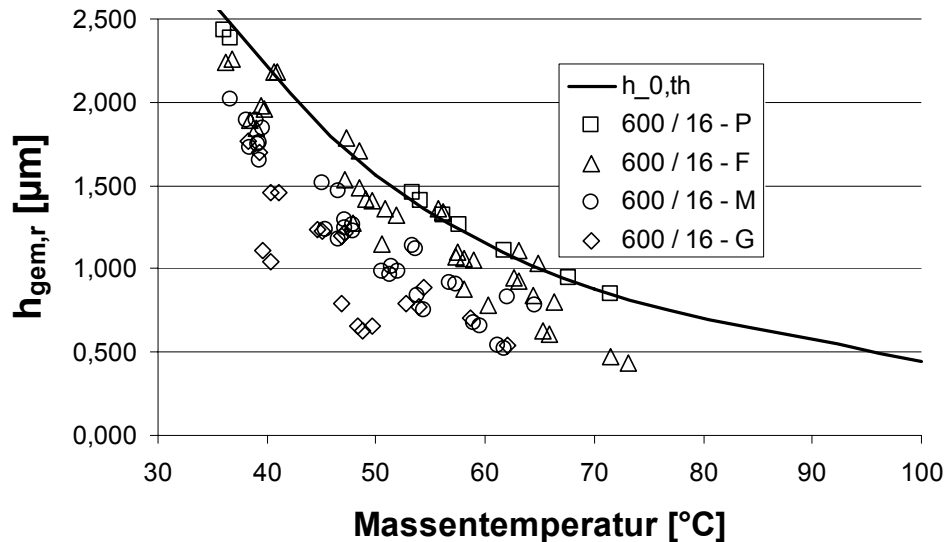


Bild 50: $h_{\text{gem},r}$ ($p_H=600 \text{ N/mm}^2$, $v_{\text{sum}}=16 \text{ m/s}$)

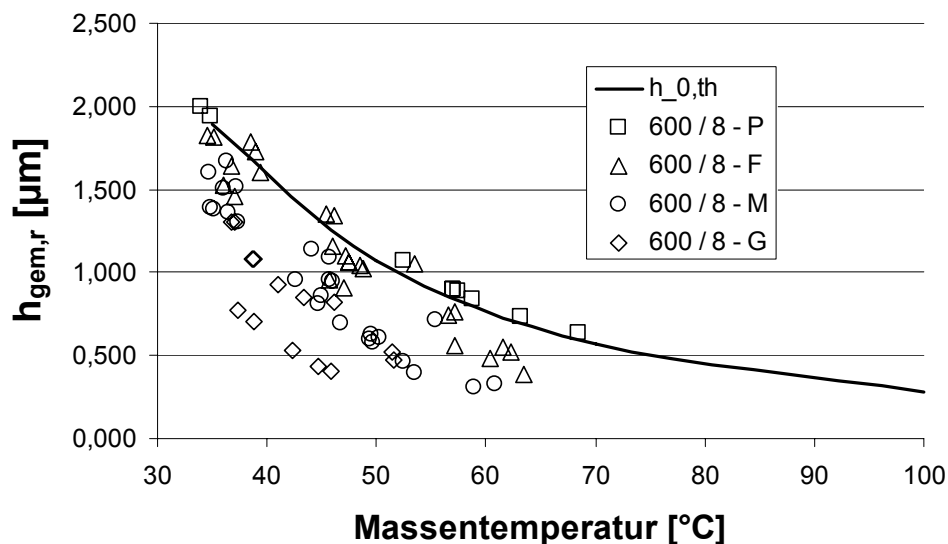


Bild 51: $h_{\text{gem},r}$ ($p_H=600 \text{ N/mm}^2$, $v_{\text{sum}}=8 \text{ m/s}$)

Es ist zu erkennen, dass für jede Massentemperatur die größten Messwerte sehr nahe dem rechnerisch bestimmten Wert $h_{0,\text{th}}$ liegen, aber auch, dass viele Messungen z.T. deutlich geringere Werte zeigen, als nach der Berechnung zu erwarten wären. Eine merkliche Überschreitung des theoretischen Rechenwertes kann nicht beobachtet werden. Dieses Verhalten kann auf den Einfluss der Oberflächenrauheit zurückgeführt werden. Messungen an Scheiben mit polierter Oberfläche oder sehr geringer Rauheit zeigen das mit den bekannten Formeln für $h_{0,\text{th}}$ berechenbare Verhalten beim Schmierfilmaufbau. Dies bestätigt die gute Übereinstimmung der gemessenen Schmierfilmdickenwerten $h_{\text{gem},r}$ mit den berechneten Werten $h_{0,\text{th}}$ bei glatten

Oberflächen (vgl. [37]). Mit steigender Oberflächenrauheit werden geringere Werte in der Schmierfilmdicke $h_{\text{gem},r}$ beobachtet.

In diesem Zusammenhang wird die Schmierfilmdickenminderung $\Delta h_{\text{gem},r}$ wie folgt definiert:

$$\Delta h_{\text{gem},r} = h_{0,\text{th}} - h_{\text{gem},r} \quad (15)$$

Wird die Schmierfilmdickenminderung $\Delta h_{\text{gem},r}$ über der größten Höhe des Profils Rz aufgetragen so ergibt sich Bild 52.

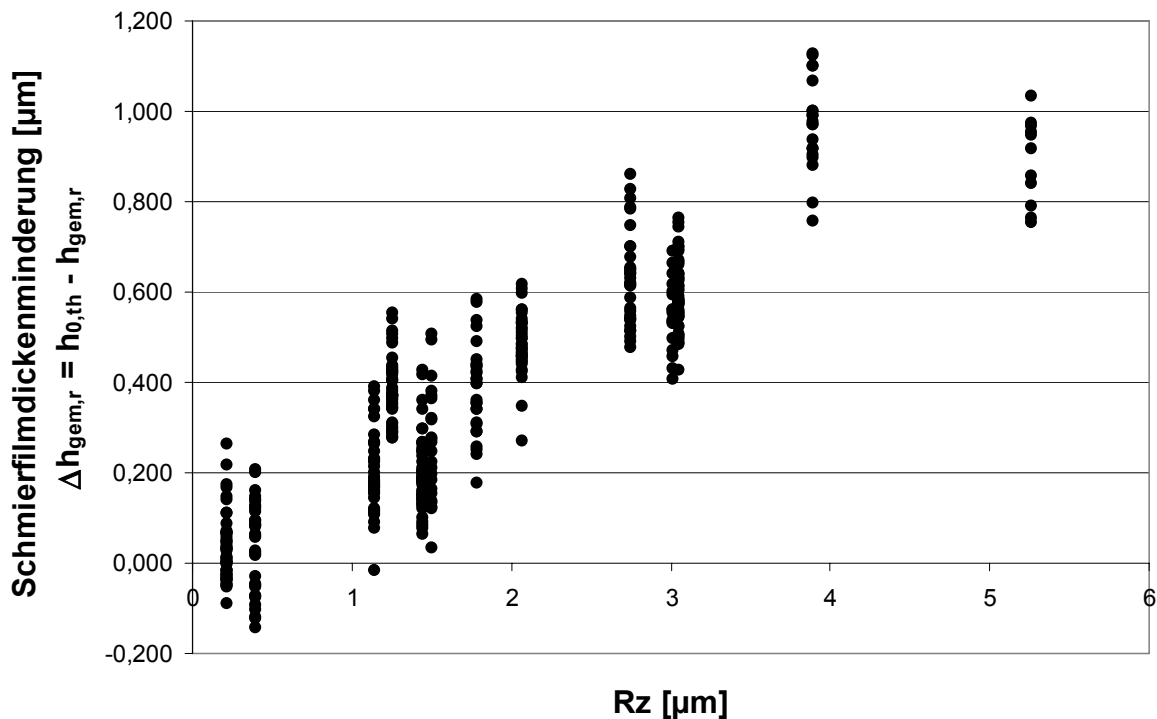


Bild 52: Einfluss von Rz auf die Schmierfilmdickenminderung $\Delta h_{\text{gem},r} = h_{0,\text{th}} - h_{\text{gem},r}$

Es zeigt sich erwartungsgemäß eine mit steigender größter Höhe des Profils Rz steigende Überschätzung der Schmierfilmdicke in der Berechnung. Eine deutliche Schwankungsbreite der Werte der Schmierfilmdickenminderung $\Delta h_{\text{gem},r}$ ist zu beobachten. Die darin erkennbaren unterschiedlichen Auswirkungen der größten Höhe des Profils Rz können unterschiedlichen Betriebsbedingungen zugeordnet werden. Es hat sich gezeigt, dass hierbei die Orientierung des Rauheitsprofils sowie die Summengeschwindigkeit v_{sum} berücksichtigt werden müssen.

Zur näheren Bestimmung der einzelnen Einflüsse werden im Folgenden auf Grund ihrer Praxisnähe nur die Versuche an Scheiben mit geschliffener Oberfläche betrachtet. Es wird beispielhaft auf die Vorgehensweise für eine Massentemperatur $\vartheta_M = 50$ °C eingegangen. Hierzu werden mit Hilfe der Schmierfilmdickendiagramme entsprechend Bild 45 interpolierte Schmierfilmdickenwerte $h_{\text{gem},r,50^\circ\text{C}}$ ($\vartheta_M = 50$ °C) herangezogen. Bei der Versuchsauswertung zur Erstellung des Berechnungsmodells wurden Massentemperaturen von $\vartheta_M = 35^\circ\text{C}$, 50°C und 70°C berücksichtigt.

Bild 53 und Bild 54 zeigen für die Scheiben der Typen TL (Längsschliff) und TQ (Querschliff) sowie für die Summengeschwindigkeiten $v_{\text{sum}} = 16$ m/s und $v_{\text{sum}} = 8$ m/s den Einfluss der größten Höhe des Profils Rz auf die Schmierfilmdickenminderung $\Delta h_{\text{gem},r}$. Es ist ein linearer Anstieg der Schmierfilmdickenminderung mit der größten Höhe des Profils zu erkennen. Dieser lineare Anstieg ist jeweils durch eine Regressionsgerade gekennzeichnet. Zur Berechnung der linearen Regression wurde vorausgesetzt, dass bei einer ideal glatten Oberfläche mit $R_z = 0$ μm keine Schmierfilmdickenminderung auftritt.

Die Steigung der Regressionsgerade ist abhängig von der Orientierung der Rauheitsstruktur und der Summengeschwindigkeit und soll als Rauheitskoeffizient m_r bezeichnet werden.

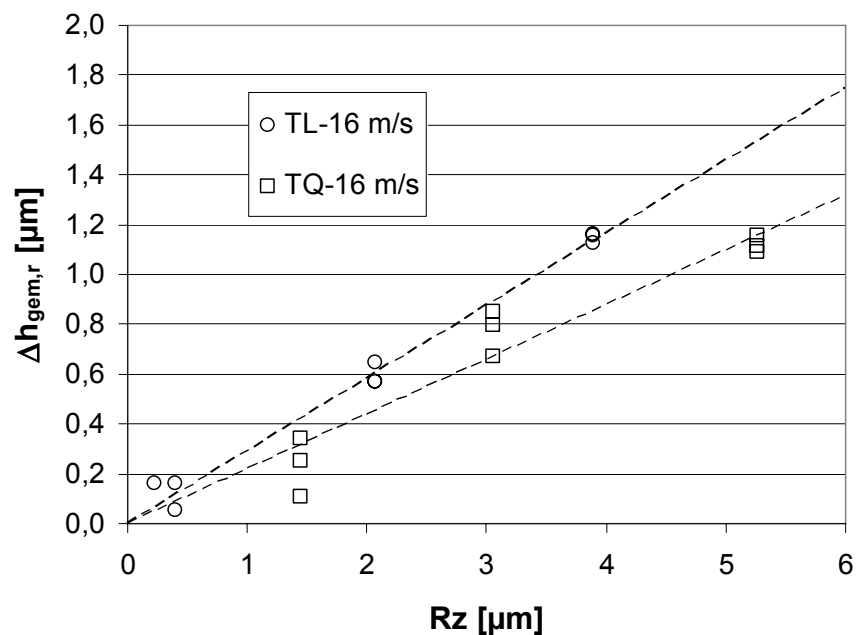


Bild 53: Einfluss von Rz auf $\Delta h_{\text{gem},r}$ – Vergleich längs- und quergeschliffene Oberfläche ($v_{\text{sum}} = 16$ m/s)

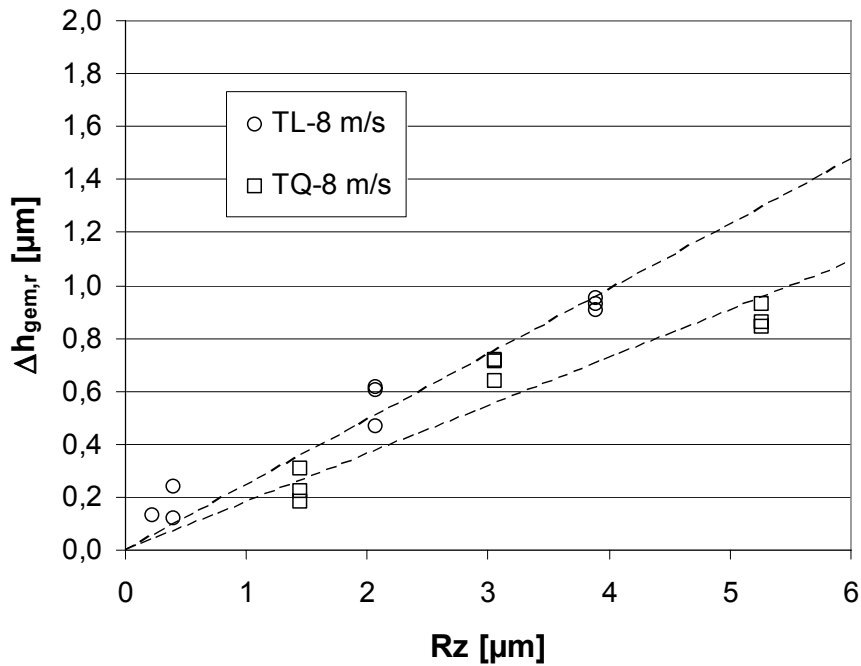


Bild 54: Einfluss von R_z auf $\Delta h_{\text{gem},r}$ – Vergleich längs- und quergeschliffene Oberfläche ($v_{\text{sum}} = 8$ m/s)

7.1.1 Einfluss der Orientierung der Oberflächenstruktur

Die Orientierung der Oberflächenstruktur „längs“ und „quer“ wird durch den Winkel der Rauheitsriefen zur allgemeinen Bewegungsrichtung β unterschieden. Hierbei ist „längs“ durch den Winkel $\beta = 0^\circ$, „quer“ durch den Winkel $\beta = 90^\circ$ gekennzeichnet. Bild 55 zeigt den Einfluss der Orientierung der Oberflächenstruktur auf den Rauheitskoeffizient m_r für die Summengeschwindigkeiten 16 und 8 m/s.

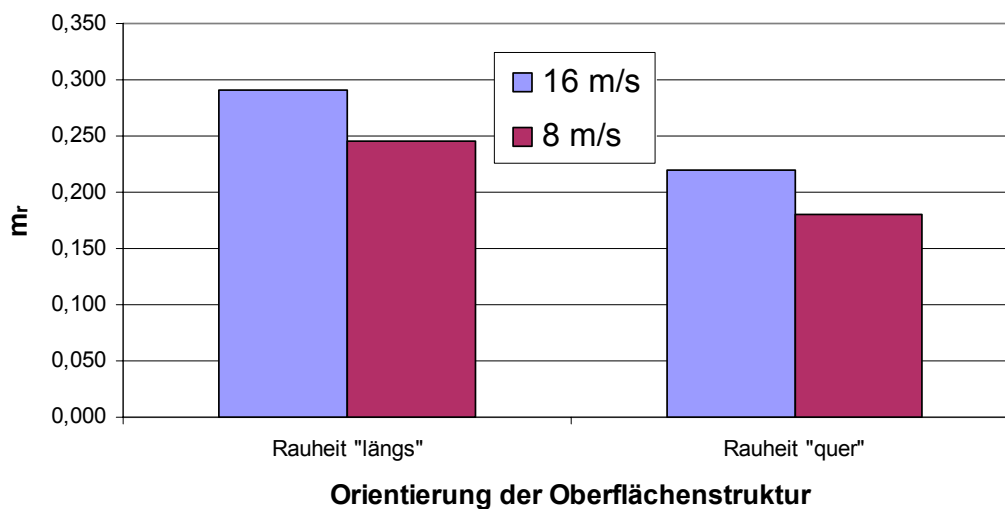


Bild 55: Einfluss der Orientierung der Oberflächenstruktur auf den Rauheitskoeffizienten m_r ,

Der Darstellung in Bild 55 kann entnommen werden, dass bei beiden Summengeschwindigkeiten der Rauheitskoeffizient m_r bei der Orientierung „längs“ größer ist als bei der Orientierung „quer“. Dies bedeutet, dass eine Oberflächenstruktur „längs“ der allgemeinen Bewegungsrichtung, wie sie z.B. durch einen Längsschliff hervorgerufen wird, bei gleichem Rz-Wert zu einer stärkeren Minderung der Schmierfilmdicke führt als eine Oberflächenstruktur „quer“ zur allgemeinen Bewegungsrichtung, beispielsweise durch einen Querschliff verursacht.

7.1.2 Einfluss der Summengeschwindigkeit v_{sum}

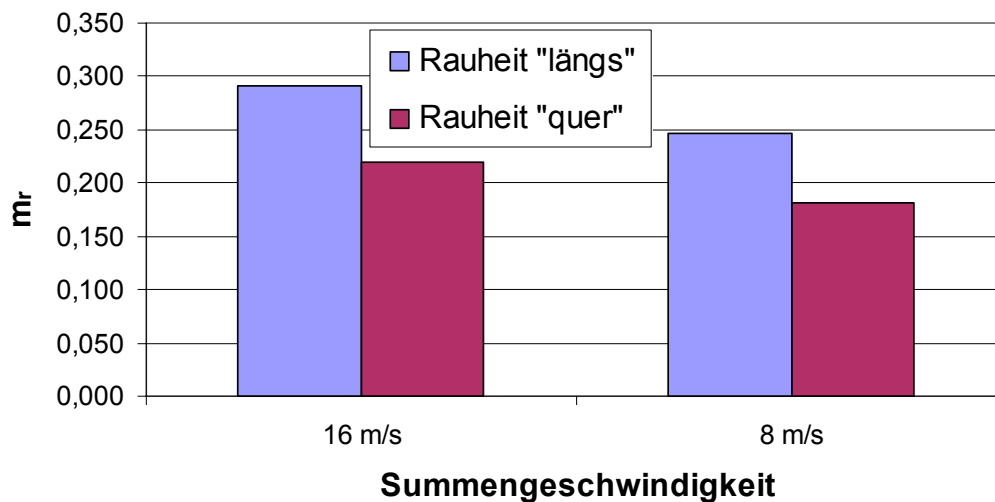


Bild 56: Einfluss der Summengeschwindigkeit auf den Rauheitskoeffizienten m_r

Bild 56 zeigt den Einfluss der Summengeschwindigkeit auf den Rauheitskoeffizienten m_r . Es ist zu erkennen, dass geringere Summengeschwindigkeiten unabhängig von der Rauheitsorientierung zu geringeren Steigungen m_r führen. Dies bedeutet, dass sich die Oberflächenrauheit bei niedrigeren Summengeschwindigkeiten geringer auf die absolute Minderung der Schmierfilmdicke auswirkt als bei höheren Summengeschwindigkeiten.

7.1.3 Zusammenfassende Beschreibung der Einflüsse

Werden die Einflüsse von Rauheitsorientierung und Summengeschwindigkeit auf den Rauheitskoeffizienten m_r in einem Diagramm zusammengefasst, so ergibt sich Bild 57.

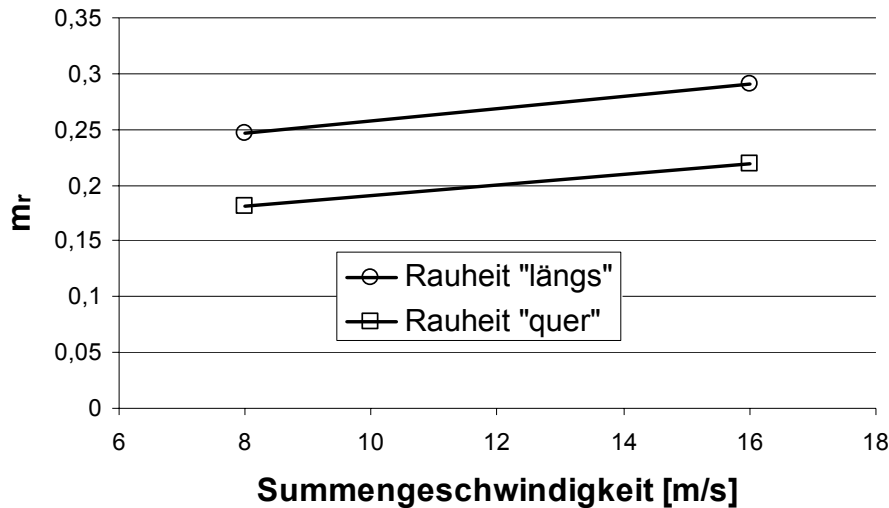


Bild 57: Steigung m_r in Abhängigkeit von Summengeschwindigkeit und Rauheitsorientierung

Deutlich erkennbar sind die nahezu parallel verlaufenden Graphen für die unterschiedlichen Rauheitsorientierungen „längs“ und „quer“.

Somit ist es möglich die beiden Einflüsse in Form einer Geradengleichung kombiniert zu charakterisieren:

$$m_r = m_{r,v} \cdot v_{\text{sum}} + t(\beta) \quad (16)$$

Hierbei stellt der Wert $m_{r,v}$ den Einfluss der Summengeschwindigkeit in Form der gemittelten Steigung der Graphen in Bild 57 dar. Er kann für den im Rahmen dieser Arbeit untersuchten Summengeschwindigkeitsbereich zwischen 8 und 16 m/s zu $m_{r,v} = 0,005266$ angegeben werden. Der Wert $t(\beta)$ charakterisiert den Einfluss der Orientierung der Oberflächenstruktur in Form des y-Achsenabschnitts bei $v_{\text{sum}}=0$ m/s. Im Rahmen dieser Arbeit wurden nur die beiden Extrema $\beta=0^\circ$ (Längsschliff) und $\beta \approx 90^\circ$ (Querschliff) untersucht. Hierzu konnten folgende Werte ermittelt werden:

$$t(0^\circ) = 0,2054$$

$$t(90^\circ) = 0,1370$$

7.2 Ergebnisse der Druckverlaufsmessungen

Entsprechend dem Versuchsprogramm in Kapitel 3.2.2 wurden bei unterschiedlichen Versuchsparametern spaltauflösende Druckverlaufsmessungen durchgeführt. Für jede Parameterkombination wurde auf Basis zahlreicher gemessener Einzeldruckverläufe jeweils die maximale Pressungsüberhöhung $C_{\text{gem,rK,max}}$ entsprechend Kapitel 5.2 bestimmt.

7.2.1 Einfluss der Hertz'schen Pressung

Zur Bestimmung dieses Einflusses wurden die bei den unterschiedlichen nominellen Hertz'schen Pressungen ($p_{\text{H,nenn}} = 1000, 800$ und 600 N/mm^2) bestimmten Pressungsüberhöhungen $C_{\text{gem,rK,max}}$ für die unterschiedlichen Oberflächentypen gegenübergestellt. Bild 58 zeigt diesen Vergleich für die Messungen bei einer Summengeschwindigkeit von $v_{\text{sum}} = 16 \text{ m/s}$, Bild 59 bei $v_{\text{sum}} = 8 \text{ m/s}$. Bei dieser Betrachtung wurden nur jeweils diejenigen Messungen berücksichtigt, für die bei mindestens zwei der drei betrachteten nominellen Hertz'schen Pressungen Werte für die maximale Pressungsüberhöhung $C_{\text{gem,rK,max}}$ bestimmt werden konnten.

Es zeigt sich, dass die beobachteten Pressungsüberhöhungen zwar z.T. deutlich mit dem Oberflächentyp variieren, jedoch eine Abhängigkeit von der nominellen Hertz'schen Pressung nicht abgelesen werden kann. Die beobachteten leichten Schwankungen von maximal 1,5 Prozentpunkten liegen im Bereich der Messungengenauigkeit und zeigen keine eindeutige Tendenz.

Da die Pressungsüberhöhung $C_{\text{gem,rK,max}}$ ein auf die vorherrschende Hertz'sche Pressung $p_{\text{H,0}}$ normierter Wert ist überrascht dieses Ergebnis nicht. Es bedeutet jedoch auch, dass die absolute Pressungserhöhung im Bereich einer Rauheitserhebung linear mit der nominellen Hertz'schen Pressung ansteigt.

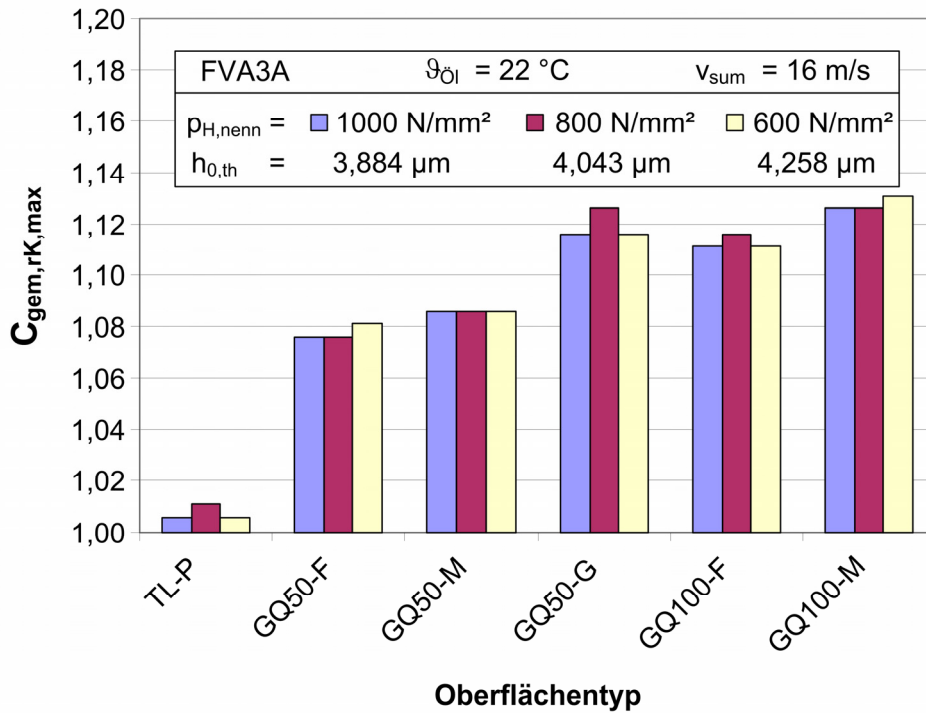


Bild 58: Einfluss der Hertz'schen Pressung auf die Pressungsüberhöhung $C_{gem,rK,max}$ ($v_{sum} = 16 \text{ m/s}$)

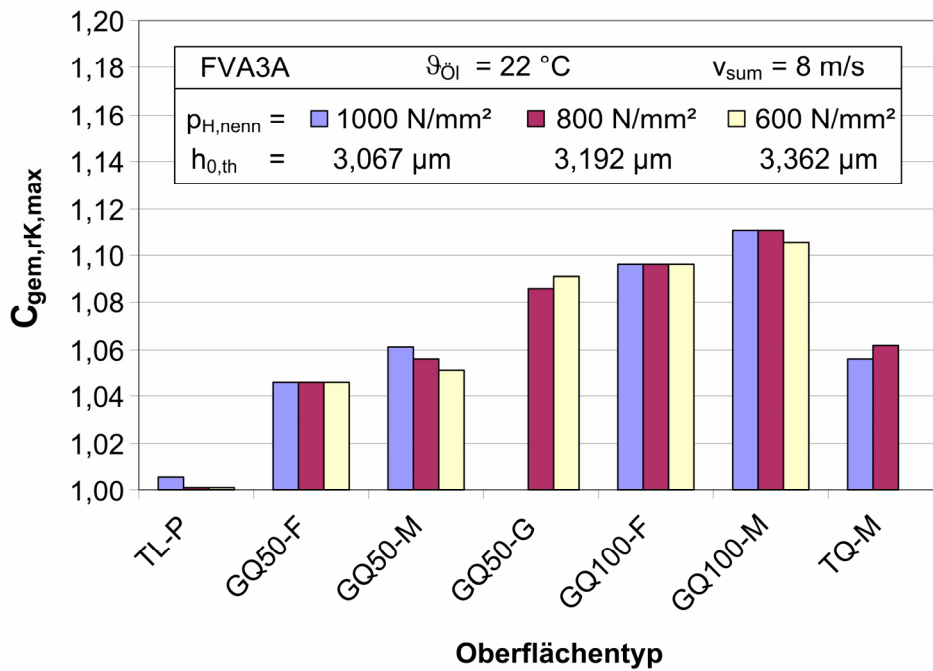


Bild 59: Einfluss der Hertz'schen Pressung auf die Pressungsüberhöhung $C_{gem,rK,max}$ ($v_{sum} = 8 \text{ m/s}$)

7.2.2 Einfluss der Summengeschwindigkeit

Zur Darstellung des Einflusses der Summengeschwindigkeit auf die Pressungsüberhöhung wird in Bild 60 die Differenz der Pressungsüberhöhungen bei $v_{\text{sum}} = 16 \text{ m/s}$ ($C_{\text{gem,rK,max,16}}$) und $v_{\text{sum}} = 8 \text{ m/s}$ ($C_{\text{gem,rK,max,8}}$) für die unterschiedlichen Oberflächentypen gegenübergestellt. Bei diesem Vergleich wurden nur diejenigen Messungen berücksichtigt, für die bei beiden betrachteten Summengeschwindigkeiten Werte für die maximale Pressungsüberhöhung $C_{\text{gem,rK,max}}$ bestimmt werden konnten.

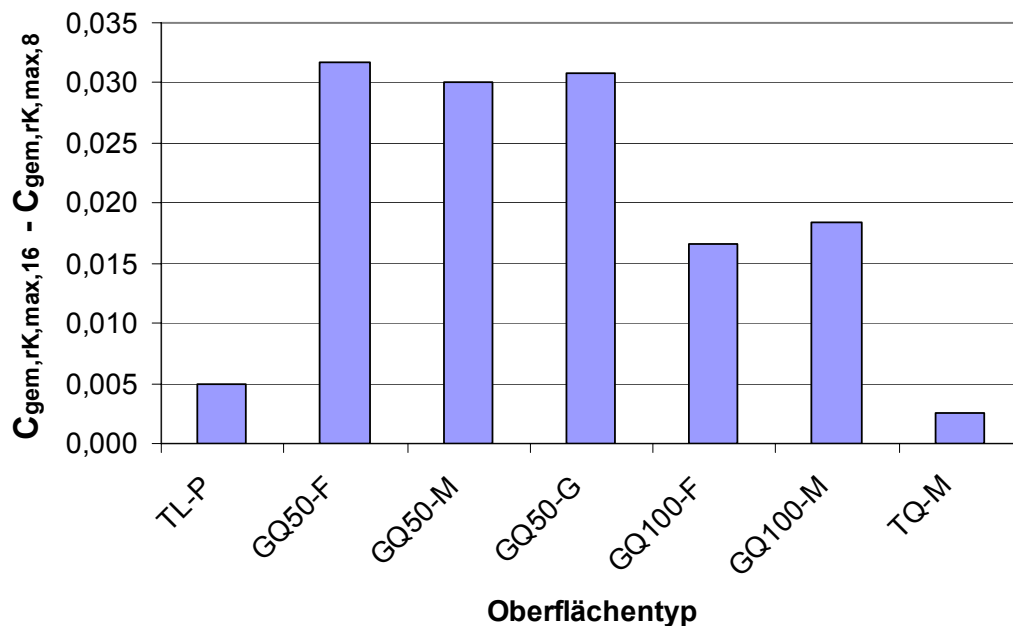


Bild 60: Änderung der Pressungsüberhöhung bei Variation der Summengeschwindigkeit

Es zeigen sich für Oberflächen eines Typs, trotz deutlich unterschiedlicher Rauheitswerte R_z , vergleichbare Werte der Differenz $C_{\text{gem,rK,max,16}} - C_{\text{gem,rK,max,8}}$. Messungen an den fein strukturierten Oberflächen vom Typ GQ50 zeigen den stärksten Einfluss der Summengeschwindigkeit, die an grob strukturierten Oberflächen vom Typ GQ100 einen etwa nur halb so starken Einfluss und die an der geschliffenen sowie der polierten Oberfläche nur noch etwa 1/6 des Einflusses der an fein strukturierten Oberflächen. Hierbei ist zu bemerken, dass die beiden geschliffenen Oberflächen, unabhängig von der Orientierung des Schliffs, vergleichbare Werte zeigen.

7.2.3 Einfluss der größten Höhe des Profils Rz

Der Einfluss der größten Höhe des Profils Rz auf die Pressungsüberhöhung $C_{gem,rK,max}$ ist für alle untersuchten Oberflächenstrukturen und Summengeschwindigkeiten in Bild 61 dargestellt.

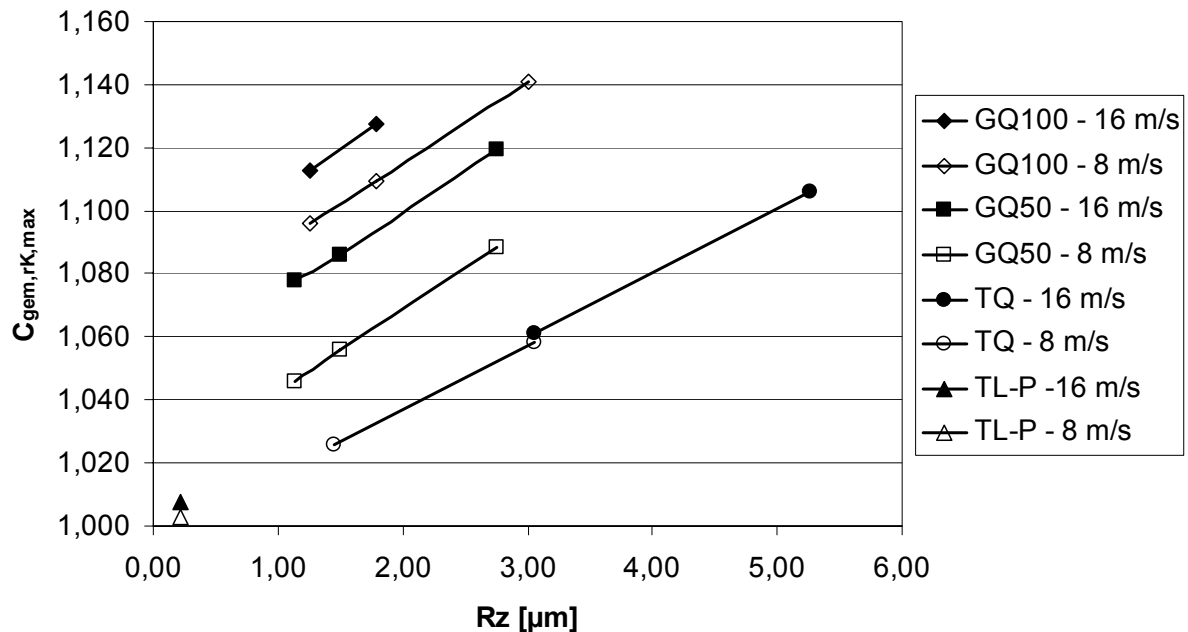


Bild 61: Einfluss der größten Höhe des Profils Rz auf die Pressungsüberhöhung Δp_{max}

Folgendes Verhalten zeigt sich:

Die größten Pressungsüberhöhungen können bei den Messungen an grob strukturierten Oberflächen vom Typ GQ100 beobachtet werden, etwas kleinere bei den Messungen an den fein strukturierten Oberflächen vom Typ GQ50. Die kleinsten Pressungsüberhöhungen weisen die Messungen an den geschliffenen Oberflächen auf. Alle Messungen zeigen eine lineare Abhängigkeit der Pressungsüberhöhung $C_{gem,rK,max}$ von der größten Höhe des Profils Rz. Hierbei sind die Steigungen dieser linearen Abhängigkeit stets vergleichbar. Der Mittelwert aller Steigungen kann mit 0,025, der für die Praxis relevante Wert, der an den geschliffenen Oberflächen ermittelt wurde, mit 0,02 angegeben werden.

7.3 Stichprobenversuche bei hohem Schlupfwert

Drei beispielhafte Ergebnisse der Druckverlaufmessungen bei hohem Schlupfwert sind in Bild 62 dargestellt. Die Messungen wurden an einer Scheibe mit einer Oberfläche vom Typ GQ100-G durchgeführt.

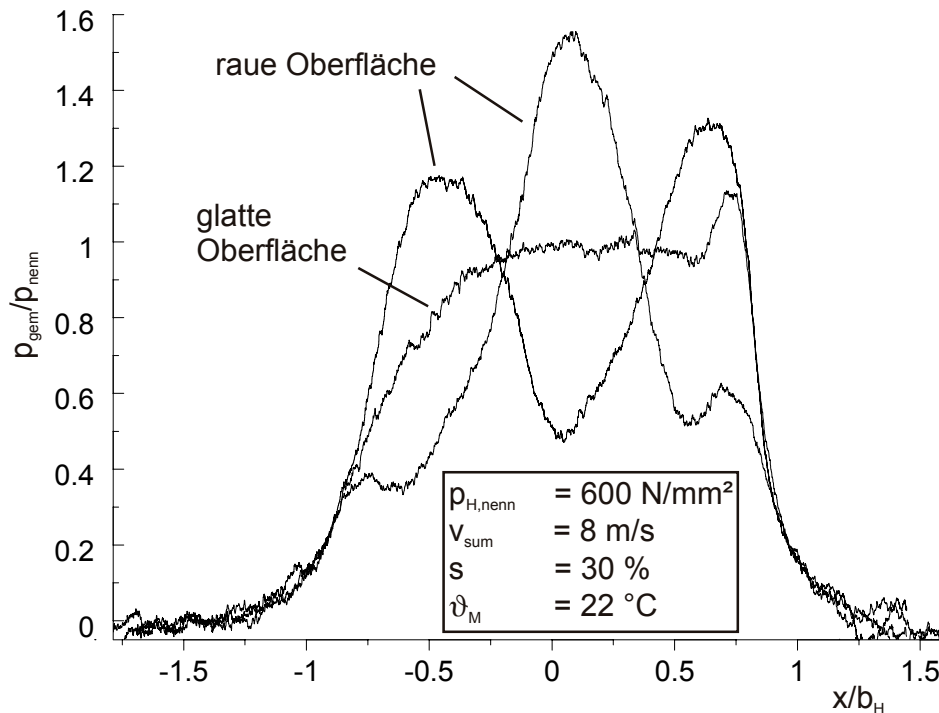


Bild 62: Druckverlaufmessungen bei hohem Schlupfwert (nicht temperaturkompensiert)

Bei den drei dargestellten Druckverläufen handelt es sich um kurz aufeinander folgende Messungen. Der Zeitabstand zwischen zwei Messungen betrug etwa eine Sekunde. Da jede Scheibe mit raue Oberfläche über eine kurze polierte Referenzfläche auf der Lauffläche verfügt konnten bei diesen Messungen Druckverläufe gemessen werden, wie sie für glatte Oberflächen typisch sind. Im Druckverlauf der Messung im Bereich glatter Oberfläche ist die Druckspitze am Ende der Kontaktzone deutlich zu erkennen. Die beiden anderen Verläufe wurden im Bereich strukturierter Oberfläche aufgezeichnet. Der eine Verlauf zeigt in den Bereichen um $x/b_H = -0,75$ und $x/b_H = 0,75$ leichte Druckerhöhungen, in der Mitte des Kontaktes bei $x/b_H = 0$ eine deutliche Druckerhöhung. Es wird davon ausgegangen, dass sich zum Zeitpunkt dieser Messung eine Rauheitserhebung in der Mitte des Kontaktes befand, die diese Drucküberhöhung verursacht. Die beiden kleinen Druckerhöhungen könnten den beiden angrenzenden Rauheitserhebungen zugeordnet werden, die sich nicht vollständig im Kontakt befinden. Die zweite Messung im Bereich raue Oberfläche zeigt einen deutlich hiervon abweichenden Verlauf. Es zeigen sich zwei vergleichbare Druckberge,

die eine deutliche Drucksenke zu beiden Seiten flankieren. In diesem Fall wird angenommen, dass sich zum Zeitpunkt dieser Messung ein Rauheitstal in der Mitte des Kontaktes befand. Die beiden Druckerhebungen werden den jeweils angrenzenden Rauheitserhebungen zugeordnet. Diese beiden Verläufe stellen Extremwerte dar, verschiedene Zwischenstufen, bei denen entweder die linke, die mittlere oder die rechte Drucküberhöhung stärker und die anderen jeweils entsprechend schwächer ausgeprägt sind, konnten aufgezeichnet werden.

Die gemessenen und in Bild 62 dargestellten Drucküberhöhungen bis zum 1,6-fachen der nominellen Pressung konnten in den umfangreichen Versuchen mit Einzelmessungen nicht nachvollzogen werden. Zum einen wird hierbei ein Einfluss der hohen Differenzgeschwindigkeit im Kontakt ($s = 30 \%$) vermutet, der im Rahmen dieser Arbeit nicht weiter untersucht wurde, zum anderen wird auf Grund der fehlenden Temperaturkompensation in der Auswertung durchaus davon ausgegangen, dass zu hohe Druckwerte errechnet werden. Die auf der fehlenden Temperaturkompensation basierende Drucküberhöhung kann auf Grund des unbekanntem Temperaturverlaufs im EHD-Kontakt rauer Oberflächen nicht quantifiziert werden.

Der Nachweis, dass sich im rauen EHD-Kontakt deutliche Unterschiede im Druckverlauf im Vergleich zum Druckverlauf im glatten Kontakt zeigen, konnte jedoch eindeutig erbracht werden. Außerdem konnten neue Informationen gewonnen werden, wie sich der Druckverlauf beim Durchlauf einer Rauheitserhebung durch den EHD-Kontakt verändert.

8 Modellvorstellung zum Schmierfilm im rauen EHD-Kontakt

Basierend auf den Versuchsergebnissen wird im Folgenden eine Modellvorstellung erläutert, die das beobachtete Verhalten zum Einfluss der Oberflächenfeingestalt auf die Schmierfilmdicke sowie auf die Ausbildung von Drucküberhöhungen zu erklären versucht.

Im elastohydrodynamischen Kontakt baut sich der Druck im Schmierstoff, der zur Trennung der Oberflächen notwendig ist, durch eine Stauung des Schmierstoffes im Bereich der Einengung des Schmierfilms am Kontaktende auf. Eine Rauheitserhebung bewirkt bereits im Bereich des Einlaufes eine Stauung bzw. Anhäufung des Schmierstoffes. Hierbei ist die Menge des zusätzlich angehäuften Schmierstoffes maßgeblich von der hydrodynamisch wirksamen Geschwindigkeit (in diesem Fall: $0,5 \cdot v_{\text{sum}}$) und der Höhe und Orientierung der Rauheitserhebung abhängig. Der in den Kontakt geförderte Schmierstoff kann so lange aus dem Kontakt abfließen, bis seine Viskosität auf Grund des äußeren Drucks soweit angestiegen ist, dass kein Abfließen mehr stattfindet. Diese Verfestigung des Schmierstoffes im Kontakt ist maßgeblich an der Höhe der beobachteten Schmierfilmdicken beteiligt. Ein frühes Berechnungsmodell zur Schmierfilmdicke nach Martin [39], welches einen isoviskosen Ansatz, also die Annahme einer konstanten Viskosität, beinhaltet, berechnete deutlich zu geringe Schmierfilmdicken. Verschiedene Autoren [40], [41], [42], [43], [44] zeigten, dass bei Annahme eines exponentiellen Druck-Viskositäts-Koeffizienten bis zu 2,3-fach höhere Schmierfilmdicken errechnet werden können.

Das Abfließen des Schmierstoffes bis zum Zeitpunkt seiner Verfestigung, die ein weiteres Abfließen weitestgehend verhindert, wird durch die Oberflächenstruktur beeinflusst.

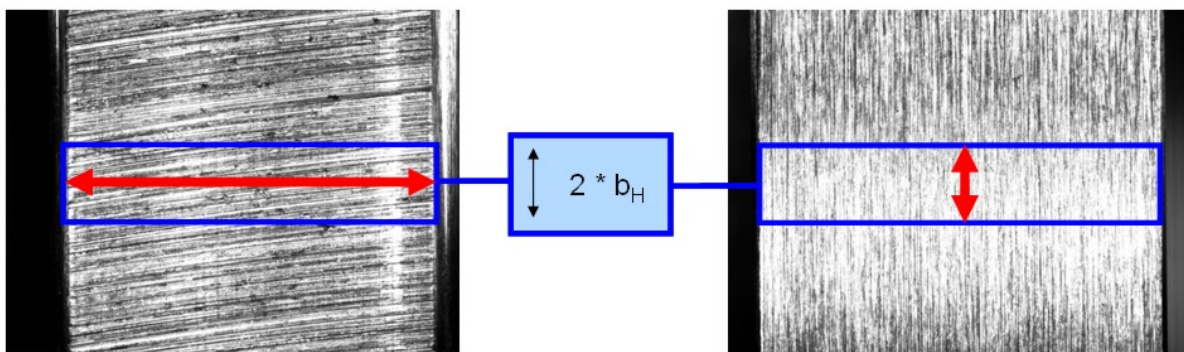


Bild 63: Abflussstrecken des Schmierstoffes durch Rauheitsriefen

Bild 63 zeigt links eine quergeschliffene, rechts eine längsgeschliffene Oberfläche. Die eingezeichneten Rahmen markieren beispielhaft den abgeplatteten Bereich der Kontaktzone. Werden die Rauheitsriefen als Drainagekanäle angesehen, durch die der Schmierstoff aus dem Kontakt abfließen kann, so ist der Weg, den der Schmierstoff zurücklegen muss im Falle des Querschliffes deutlich länger als im Falle des Längsschliffes. Im ersten Fall ist bis zur Hälfte der Scheibenbreite (2,5 mm) zurückzulegen, im zweiten Fall ist dies nur die einfache Hertz'sche Abplattungsbreite also z.B. bei einer Hertz'schen Pressung von $p_H = 1000 \text{ N/mm}^2$ nur ca. 0,35 mm. Als Folge des unterschiedlichen Abflusses von Schmierstoff bis zum Zeitpunkt der Verfestigung zeigt sich bei quergeschliffenen Oberflächen bei sonst gleichen Betriebsbedingungen eine höhere Schmierfilmdicke als bei längsgeschliffenen. Eine höhere Summengeschwindigkeit bewirkt, dass der Zeitraum, in dem der zusätzlich aufgestaute Schmierstoff abfließen kann kürzer wird, was wiederum eine geringere Menge abfließenden Schmierstoffes bedeutet. Hieraus folgt für eine höhere Summengeschwindigkeit eine Verstärkung des beschriebenen Effekts. Dieses Verhalten konnte in den beschriebenen Versuchen zur Schmierfilmdicke (s. Kapitel 7.1) beobachtet werden.

Zur Erklärung der Druck- bzw. Pressungsüberhöhungen wird eine in den Kontakt einlaufende ansteigende Rauheitsflanke betrachtet. Vor dieser Flanke wird Schmierstoff in den Kontakt bewegt, der beim Eintritt in den Einlaufbereich mit Druck beaufschlagt wird. Durch diesen Druck erhöht sich die Viskosität deutlich. Der Schmierstoff vor der Rauheitsflanke kann so lange abfließen bis die Verfestigung des Schmierstoffes auf Grund des Druckes ein weiteres Abfließen behindert. Auf diese Weise bewirkt eine Rauheitserhebung eine Pressungsüberhöhung. Die Größe dieser Überhöhung ist abhängig von der Höhe der Rauheitserhebung, der Geschwindigkeit mit der diese in den Kontakt einläuft sowie der Rauheitsstruktur. Mit steigender Höhe der Rauheitserhebung wird mehr Schmierstoff in den Kontakt gefördert. Dies resultiert in einer größeren Schmierstoffmenge die vor der Rauheitserhebung in den Einlaufbereich gefördert wird, dort verfestigt und im Kontakt eine Druckerhöhung bewirkt. Mittels dieser Modellvorstellung kann auch das unterschiedliche Verhalten an den betrachteten Oberflächen erklärt werden. Die Druckverlaufsmessungen haben gezeigt, dass an einer Oberfläche vom Typ GQ100 die größten, an einer Oberfläche vom Typ GQ50 geringere und an einer geschliffenen Oberfläche die geringsten Pressungsüberhöhungen gemessen werden konnten (vgl. Kap. 7.2.3, Bild 61). Die Oberfläche

vom Typ GQ100 weist den größten Abstand zweier benachbarter Rauheitsriefen auf, die Oberfläche vom Typ GQ50 nur einen etwa halb so großen. Bei den geschliffenen Oberflächen ist der Abstand benachbarter Rauheitsriefen am geringsten und zusätzlich statistisch verteilt. Bewirkt nun eine ansteigende Rauheitsflanke die oben erwähnte Drucküberhöhung, so kann durch die nebenliegenden Rauheitsriefen noch Schmierstoff abfließen bis die Verfestigung einsetzt. Bei der Oberfläche vom Typ GQ100 ist die nächste Rauheitsriefe ca. 50 μm entfernt wohingegen bei einer Oberfläche vom Typ GQ50 diese Entfernung nur ca. 25 μm beträgt. Bei einer geschliffenen Oberfläche ist der Wert noch deutlich geringer und variiert auf Grund der stochastischen Verteilung der Rauheitsriefen. Das Abfließen kann man sich somit bei den geschliffenen Oberflächen am einfachsten, bei den Oberflächen vom Typ GQ50 erschwert und bei den Oberflächen vom Typ GQ100 deutlich erschwert vorstellen. Bei höheren Summengeschwindigkeiten bleibt für das Abfließen in die nächsten Rauheitsriefen eine geringere Zeitspanne, es fließt also weniger Schmierstoff ab. Je weniger Schmierstoff vor der Verfestigung im Kontakt abfließt, desto höher ist die auftretende Pressungsüberhöhung. Bei den geschliffenen Oberflächen zeigt sich hierbei eine Besonderheit auf Grund der stochastischen Verteilung der Rauheitsriefen. Da die Abstände der Rauheitsriefen variieren bedeutet eine Steigerung der Summengeschwindigkeit nicht zwangsläufig einen schlechteren Abfluss. So zeigt eine geschliffene Oberfläche einen mittleren Wert zwischen einem guten und einem weniger guten Abfluss des zusätzlichen Schmierstoffes. Dieses mittlere Maß ist nur gering von der Summengeschwindigkeit abhängig was erklärt, warum bei den Messungen der Pressungsüberhöhungen an geschliffenen Oberflächen kaum eine Abhängigkeit von der Summengeschwindigkeit nachweisbar war, diese jedoch bei den strukturierten Oberflächen beobachtet werden konnte.

9 Oberflächenstruktur in der Schmierfilmberechnung

9.1 Berechnung der Schmierfilmdicke

9.1.1 Grundlagen der EHD-Schmierfilmdickenberechnung

Zur Berechnung der Schmierfilmdicke im EHD-Linienkontakt haben sich im wesentlichen zwei Berechnungsgleichungen etabliert, die allgemein anerkannt sind. Dies ist zum einen die Gleichung nach Dowson/Higginson [13], die die Berechnung der minimalen Filmdicke h_{\min} im Bereich der Einschnürung am Ende des Schmierpalts, also an der engsten Stelle, ermöglicht (Gl. (17)). Zum anderen ist dies die Formel nach Ertel [10] (erstmal veröffentlicht durch Grubin [11]) zur Berechnung der Filmdicke h_0 im Parallelspalt (Gl. (18)). Diese Filmdicke h_0 ist für den Vergleich mit Filmdickenmessungen maßgeblich.

Im Folgenden sind die grundlegenden Gleichungen zur Berechnung der Schmierfilmdicke in EHD-Kontakten zusammengefasst. Zur Erleichterung der praktischen Anwendung der Gleichungen handelt es sich um Zahlengleichungen, in die alle Größen in den üblichen, in Kapitel 0 angegebenen Einheiten eingesetzt werden können.

Schmierfilmdicke h_{\min} bzw. h_0

$$h_{\min} = 10^3 \cdot H_{\min} \cdot R = 10^3 \cdot 2,65 \cdot R \cdot G^{0,54} \cdot U^{0,7} \cdot W^{-0,13} \quad \text{in } [\mu\text{m}] \quad (17)$$

$$h_0 = 10^3 \cdot H_0 \cdot R = 10^3 \cdot 1,95 \cdot R \cdot (G \cdot U)^{0,73} \cdot W^{-0,09} \quad \text{in } [\mu\text{m}] \quad (18)$$

Hierbei gilt für beide Formeln:

Ersatzkrümmungsradius R:

$$R = \frac{r_1 \cdot r_2}{r_1 + r_2} \quad \text{in } [\text{mm}] \quad (19)$$

mit $r_{1,2}$ = Krümmungsradius von Wälzpartner 1 bzw. 2 in [mm]

Elastizitätsparameter G:

$$G = 10^6 \cdot \alpha \cdot E' \quad [\text{dimensionslos}] \quad (20)$$

- mit α = Viskositäts-Druck-Koeffizient des Schmierstoffes bei Massentemperatur ϑ_M in $[\text{m}^2/\text{N}]$
- E' = reduzierter Elastizitätsmodul in $[\text{N}/\text{mm}^2]$ nach Gl. (23)

Geschwindigkeitsparameter U:

$$U = 10^6 \cdot \frac{\eta_M \cdot v_{\text{sum}}}{2 \cdot R \cdot E'} \quad [\text{dimensionslos}] \quad (21)$$

- mit η_M = dynamische Viskosität des Schmierstoffes bei Massentemperatur ϑ_M und Umgebungsdruck in $[\text{mPas}]$
- v_{sum} = Summengeschwindigkeit beider Wälzpartner in $[\text{m/s}]$
($v_{\text{sum}} = v_1 + v_2$)

Lastparameter W:

$$W = 2 \cdot \pi \cdot \left(\frac{p_H}{E'} \right)^2 \quad [\text{dimensionslos}] \quad (22)$$

- mit p_H = Hertz'sche Pressung im Kontakt in $[\text{N}/\text{mm}^2]$

Reduzierter Elastizitätsmodul E':

$$E' = 2 \cdot \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)^{-1} \quad \text{in } [\text{N}/\text{mm}^2] \quad (23)$$

- mit $E_{1,2}$ = Elastizitätsmodul der Werkstoffe der Wälzpartner 1 bzw. 2 in $[\text{N}/\text{mm}^2]$
- $\nu_{1,2}$ = Querkontraktionszahl der Werkstoffe der Wälzpartner 1 bzw. 2 [dimensionslos]

Die vorgestellte Berechnung der Schmierfilmdicke h_0 nach Ertel/Grubin basiert auf einer isothermen Betrachtung des EHD-Kontaktes. Hierbei wird die Temperaturerhöhung durch im Einlaufbereich des Kontaktes rückströmendes überschüssiges Öl vernachlässigt. Das hierbei induzierte Geschwindigkeitsfeld, das sog. Einlaufschergefälle führt durch Reibungsverluste besonders bei hohen Geschwindigkeiten und hochviskosen Schmierstoffen zu einer nennenswerten Temperaturerhöhung des Schmierstoffvolumens im Einlauf. Die dadurch hervorgerufene Verringerung der Schmierstoffviskosität führt wiederum zu verminderten Schmierfilmdicken. Insgesamt führt die Vernachlässigung der Wirkung des Einlaufschergefälles dazu, dass die nach Ertel/Grubin (Gl. (18)) berechneten Schmierfilmdicken h_0 die tatsächlichen Filmdicken h überschätzen.

Die Vorgänge im Einlaufbereich des EHD-Kontakts wurden von Murch und Wilson in [29] analysiert. Es wird ein thermischer Korrekturfaktor C angegeben, der die Temperaturerhöhung infolge des rückströmenden Öles berücksichtigt. Durch Multiplikation der berechneten Schmierfilmdicken h_0 bzw. h_{\min} mit diesem thermischen Korrekturfaktor C erhält man die Schmierfilmdicken $h_{0,\text{th}}$ bzw. $h_{\min,\text{th}}$, die die Filmdicke im Kontakt unter Berücksichtigung der Einlauftemperaturerhöhung beschreiben.

Es gilt:

$$h_{\min,\text{th}} = h_{\min} \cdot C \quad \text{in } [\mu\text{m}] \quad (24)$$

$$h_{0,\text{th}} = h_0 \cdot C \quad \text{in } [\mu\text{m}] \quad (25)$$

Der thermische Korrekturfaktor C ist definiert als:

$$C = \frac{3,94}{3,94 + L^{0,62}} \quad \text{[dimensionslos]} \quad (26)$$

wobei für den thermischen Lastfaktor L gilt:

$$L = 10^{-3} \cdot \frac{\eta_M \cdot \alpha_t \cdot v_{\text{sum}}^2}{4 \cdot \lambda} \quad \text{[dimensionslos]} \quad (27)$$

Hierin ist α_t der Temperatur-Koeffizient der dynamischen Viskosität:

$$\alpha_t = \frac{\ln\left(\frac{\eta_1}{\eta_2}\right)}{\vartheta_2 - \vartheta_1} \quad \text{in [K}^{-1}\text{]} \quad (28)$$

- mit
- η_M = dynamische Viskosität des Schmierstoffes bei Massentemperatur ϑ_M und Umgebungsdruck in [mPas]
 - λ = Wärmeleitfähigkeit des Schmierstoffes in [W/(m·K)]
($\lambda \approx 0,133$ W/(m·K) für Mineralöle)
 - $\eta_{1,2}$ = dynamische Viskosität des Schmierstoffes bei Temperatur $\vartheta_{1,2}$ und Umgebungsdruck (z.B. $\vartheta_{1,2} = 40$ und 100 °C)

Für den thermischen Lastfaktor L und somit für den thermischen Korrekturfaktor C maßgebend sind die dynamische Viskosität bei Massentemperatur η_M , die Summengeschwindigkeit v_{sum} , die Wärmeleitfähigkeit des Schmierstoffes λ sowie der Temperatur-Koeffizient der dynamischen Viskosität α_t , der die Abnahme der dynamischen Viskosität mit steigender Temperatur beschreibt. Sind zwei dynamische Viskositäten η_1 und η_2 bei unterschiedlichen Temperaturen ϑ_1 und ϑ_2 bekannt, so kann dieser Wert entsprechend Gleichung (28) errechnet werden.

Zur Berechnung der Schmierfilmdicke bei rauen Oberflächen und zum Vergleich mit Schmierfilmdickenmessungen an FZG-Zweischeibenprüfständen wird die thermisch korrigierte Schmierfilmdicke $h_{0,\text{th}}$ herangezogen (vgl. [37]).

9.1.2 Schmierfilmdickenberechnung bei rauen Oberflächen

Wie sich bei den Schmierfilmdickenmessungen an rauen Oberflächen zeigte (s. Kapitel 7.1), wird die Schmierfilmdicke im EHD-Kontakt durch den Einfluss der Oberflächenrauheit vermindert. Das Ausmaß dieser Minderung ist maßgeblich abhängig von der größten Höhe des Profils R_z , von der Orientierung der Oberflächenstruktur β sowie von der Summengeschwindigkeit v_{sum} .

Dies bedeutet, dass Schmierfilmdickenberechnungen nach der anerkannten Gleichung nach Ertel/Grubin (Gl. (18)) die Schmierfilmdicke im Kontakt rauer Oberflächen überschätzen können, da hierbei die Oberflächenrauheit unberücksichtigt bleibt. Ist es zur Beurteilung der Schadensgefährdung von geschmierten Bauteilen von Bedeutung die Güte des Schmierungszustandes dahingehend zu beurteilen wel-

che Schmierfilmdicke im Parallelspalt des rauen EHD-Kontakts auch an Rauheitserhebungen nicht unterschritten wird, so muss die bekannte Formel nach Ertel/Grubin um den Oberflächeneinfluss erweitert werden.

Aus den Schmierfilmdickenmessungen (s. Kapitel 7.1) wurde der Wert der Schmierfilmdickenminderung $\Delta h_{\text{gem},r}$ in Abhängigkeit von der größten Höhe des Profils R_z , der Orientierung der Oberflächenstruktur β sowie der Summengeschwindigkeit v_{sum} abgeleitet. Durch Mittelung über viele Einzelmessungen wird dieser Messwert in den Berechnungswert Δh_r überführt. Dieser Minderungswert muss von der nach Ertel/Grubin (Gl. (18)) errechneten und nach Murch/Wilson (Gl. (26)) thermisch korrigierten Schmierfilmdicke $h_{0,\text{th}}$ abgezogen werden. Somit gilt als Berechnungsformel für die minimale Filmdicke im Parallelspalt rauer Oberflächen $h_{0,\text{th},r}$:

$$h_{0,\text{th},r} = h_{0,\text{th}} - \Delta h_r \quad \text{in } [\mu\text{m}] \quad (29)$$

mit $h_{0,\text{th},r}$ = minimale Filmdicke im Parallelspalt rauer Oberflächen in $[\mu\text{m}]$

$h_{0,\text{th}}$ = Schmierfilmdicke im Parallelspalt nach Ertel/Grubin, thermisch korrigiert nach Murch/Wilson in $[\mu\text{m}]$

Δh_r = rauheitsbedingte Minderung der Schmierfilmdicke in $[\mu\text{m}]$

Die rauheitsbedingte Minderung der Schmierfilmdicke errechnet sich hierbei wie folgt:

$$\Delta h_r = m_r \cdot R_z \quad \text{in } [\mu\text{m}] \quad (30)$$

mit

$$m_r = 0,3 \cdot \ln(v_{\text{sum}} + 55) + t_r(\beta) \quad \text{[dimensionslos]} \quad (31)$$

und R_z = größte Höhe des Profils in $[\mu\text{m}]$

m_r = Rauheitskoeffizient [dimensionslos]

v_{sum} = Summengeschwindigkeit in $[\text{m/s}]$

$t_r(\beta)$ = Richtungswert [dimensionslos]

$t_r(0^\circ) = -0,0992$ (Längsschliff)

$t_r(90^\circ) = -1,0600$ (Querschliff)

β = Winkel der Rauheitsriefen zur allgemeinen Bewegungsrichtung in $[\circ]$

Bei der Betrachtung der Versuchsergebnisse (Kapitel 7.1.3) wurde entsprechend Gl. (16) ein linear mit der Summengeschwindigkeit v_{sum} steigender Rauheitskoeffizient m_r festgestellt. Da im Rahmen dieser Arbeit nur der eng eingeschränkte Summengeschwindigkeitsbereich von 8 – 16 m/s untersucht wurde, wurde zur Festlegung der Berechnungsvorschrift zunächst eine Plausibilitätsprüfung für hohe Summengeschwindigkeiten durchgeführt. Es wurden die Betriebsbedingungen aktueller Turbogetriebe, in denen Summengeschwindigkeiten auch über $v_{\text{sum}} = 100$ m/s auftreten können, näher betrachtet. Ausgehend von der Beobachtung, dass in solchen Getrieben häufig auch nach vielen Betriebsjahren noch der Verzahnungsschliff gut erkennbar ist, also keine merkliche metallische Berührung der Wälzpartner stattgefunden hat, wird geschlussfolgert, dass die Schmierfilmdicke $h_{0,\text{th},r}$ im Nennbetrieb stets größer 0 μm ist. Auf Grund dieser Betrachtung erscheint die Annahme eines bis zu größten Summengeschwindigkeiten stets ansteigenden Rauheitskoeffizienten m_r , für den sich bei Anwendung des Berechnungsverfahrens auf Turbogetriebe negative Schmierfilmdicken $h_{0,\text{th},r}$, ergeben könnten, nicht sinnvoll. Es wird daher die Beziehung (31) mit leicht degressivem Verlauf gewählt. Im experimentell belegten Bereich ($v_{\text{sum}} = 8 - 16$ m/s) ist der Unterschied zum linearen Verlauf nur marginal, im Bereich hoher Summengeschwindigkeiten ergeben sich geringere Werte als nach einem linearen Ansatz. Zur Bestimmung der Gleichungsparameter wurden die Verzahnungs- und Betriebsparameter dreier aktueller Turbogetriebe betrachtet (vgl. Bild 64). Dem Nennbetriebspunkt dieser Getriebe wurde hierbei die Grenz-Schmierfilmdicke $h_{0,\text{th},r} = 0$ μm zugewiesen. In Bild 64 stellt die durchgezogene Linie die Abhängigkeit des Rauheitskoeffizienten m_r von der Summengeschwindigkeit v_{sum} entsprechend Gleichung (31) dar. Hierbei kennzeichnen die ausgefüllten Kreise die Ergebnisse der Schmierfilmdickenmessungen im Rahmen dieser Arbeit, die nicht ausgefüllten Kreise die oben beschriebenen beispielhaften Betrachtungen an drei aktuellen Turbogetrieben. Die unterbrochene Linie entspricht dem linearen Verlauf, der anhand der gemessenen Werte entsprechend Kapitel 7.1.3 berechnet wurde. Der degressive Verlauf des gewählten Berechnungsansatzes ist deutlich zu sehen und berücksichtigt somit auch die Besonderheiten von Getrieben mit sehr großen Summengeschwindigkeiten. Bei Verwendung dieses Berechnungsansatzes für den Rauheitskoeffizienten m_r ergibt sich für die Turbogetriebe A und B eine Schmierfilmdicke von $h_{0,\text{th},r} \approx 0$ μm , für das Getriebe C eine Schmierfilmdicke von $h_{0,\text{th},r} > 0$ μm . Der Wert $h_{0,\text{th},r} = 0$ μm ist hierbei als Grenzwert zu verstehen, der nicht experimentell belegt ist.

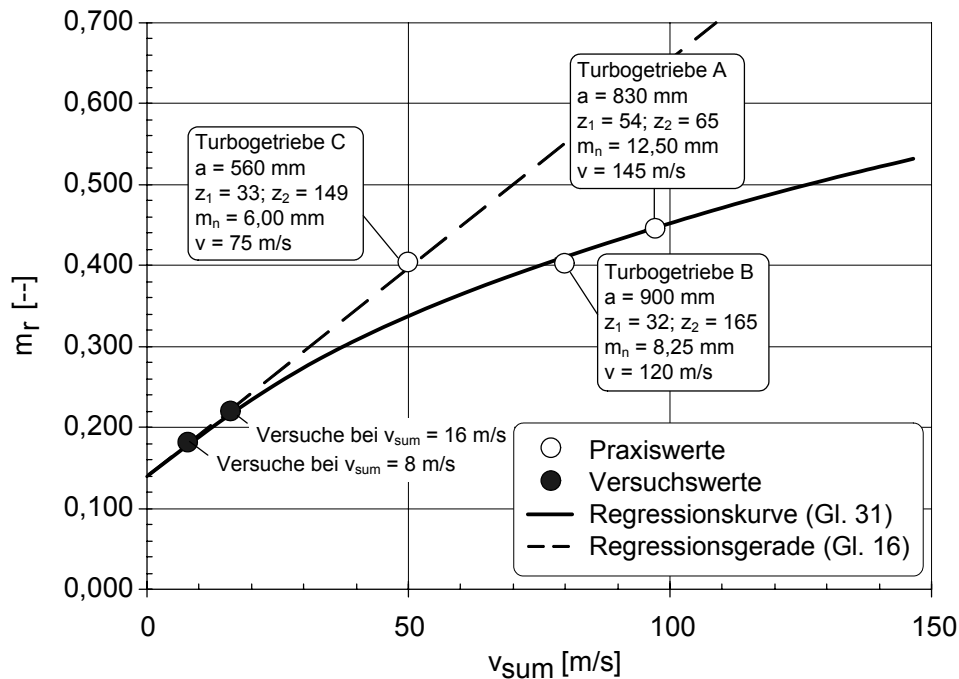


Bild 64: Rauheitskoeffizient m_r in Abhängigkeit der Summengeschwindigkeit v_{sum} für Querschleif

Eine schematische Darstellung der vorgestellten Größen zur Schmierfilmdicke im rauen EHD-Kontakt zeigt Bild 65. Hierin ist zu erkennen, dass durch den Wert $h_{0,th,r}$ die geringste im Parallelspalt des EHD-Kontakts auftretende Schmierfilmdicke beschrieben wird. Im Bereich der Spalteinschnürung am Ende des Kontaktes können noch geringere Schmierfilmdicken h_{min} bzw. $h_{min,r}$ auftreten, die jedoch verfahrensbedingt nicht mit Hilfe der integralen Schmierfilmdickenmessung erfasst werden und somit auch nicht im Berechnungsmodell berücksichtigt werden konnten.

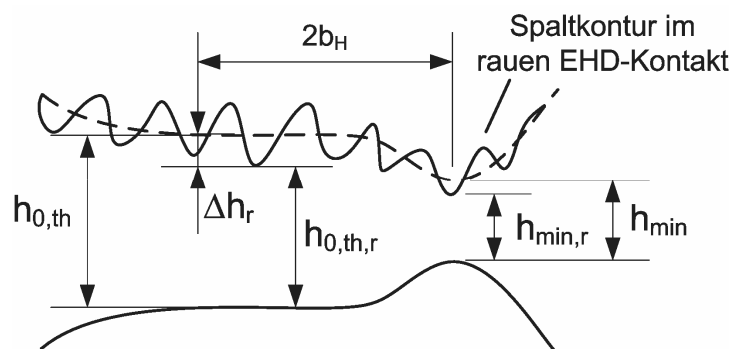


Bild 65: Größen zur Schmierfilmdicke im rauen EHD-Kontakt

Kopatsch [49] konnte im Rahmen seiner umfangreichen Untersuchungen an glatten Scheibenoberflächen feststellen, dass für alle von ihm untersuchten Betriebsbedingungen stets galt:

$$h_{\min} = 0,80 \dots 0,95 \cdot h_0 \quad (32)$$

Auch im Rahmen dieser Arbeit konnte dieser Zusammenhang für die berechneten Werte h_{\min} und h_0 bestätigt werden. Obwohl hierbei kein Oberflächeneinfluss berücksichtigt wurde, sollte dieser Zusammenhang eine Abschätzung der Filmhöhenverhältnisse auch im rauen Kontakt ermöglichen, da davon ausgegangen wird, dass die Spaltkontur durch die Oberflächenfeingestalt nicht grundsätzlich verändert wird.

Wird die Schmierfilmdickenminderung Δh_r für die zwei untersuchten Summengeschwindigkeiten 8 und 16 m/s sowie für die zwei Rauheitsorientierungen „längs“ und „quer“ bei unterschiedlichen größten Höhen des Profils Rz berechnet, so ergibt sich die Darstellung in Bild 66. Die stärkste Minderung tritt demnach bei der Kombination einer längsrauen Oberflächenstruktur mit hoher Summengeschwindigkeit auf. Die Minderung Δh_r beträgt bei einer Summengeschwindigkeit $v_{\text{sum}} = 16$ m/s und einer längsrauen Oberflächenstruktur etwa 30 % der größten Höhe des Profils Rz. Bei einer Summengeschwindigkeit von $v_{\text{sum}} = 8$ m/s und einer querrauen Oberflächenstruktur beträgt die Minderung Δh_r hingegen nur etwa 18 % der größten Höhe des Profils Rz.

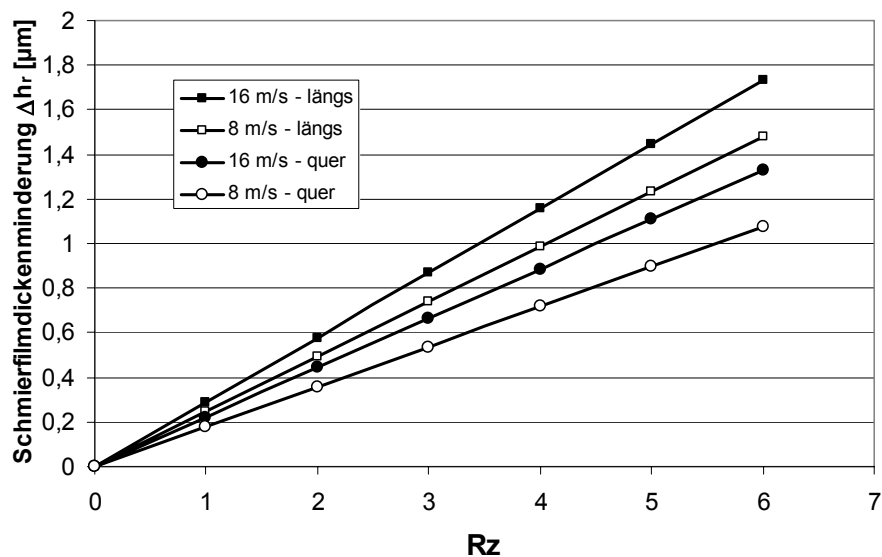


Bild 66: Schmierfilmdickenminderung Δh_r in Abhängigkeit von Summengeschwindigkeit und Orientierung der Oberflächenstruktur

9.1.3 Vergleich zwischen Messung $h_{\text{gem},r}$ und Berechnung $h_{0,\text{th},r}$

Für alle Betriebsparameter, bei denen Schmierfilmdickenversuche durchgeführt wurden, wurde die minimale Filmdicke im Parallelspalt rauher Oberflächen $h_{0,\text{th},r}$ entsprechend Kapitel 9.1.2 sowie die thermisch korrigierte Schmierfilmdicke $h_{0,\text{th}}$ nach Ertel/Grubin und Murch/Wilson berechnet.

Bei Gegenüberstellung der berechneten Werte $h_{0,\text{th}}$ mit den gemessenen Werten $h_{\text{gem},r}$ kann beobachtet werden, dass die berechneten Werte z.T. deutlich über den gemessenen liegen (vgl. Bild 67). Die Tatsache, dass vereinzelte Messpunkte geringfügig höhere Schmierfilmdicken ausweisen als berechnet werden liegt in der Messgenauigkeit begründet.

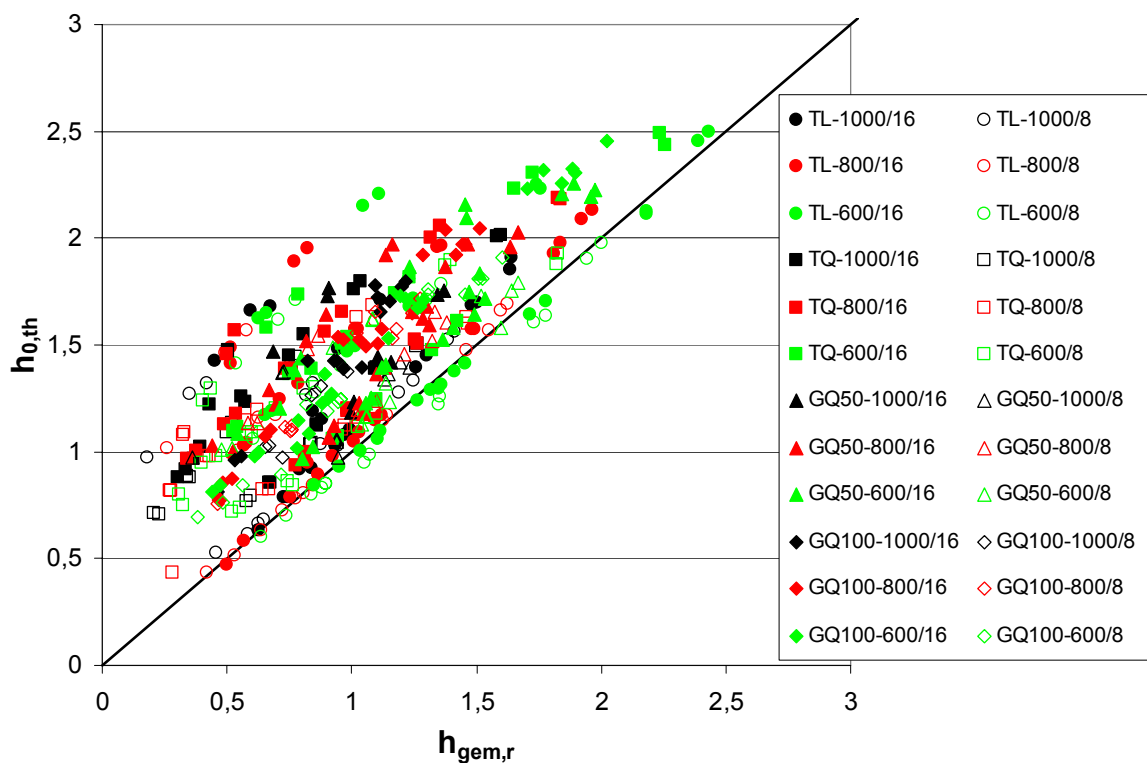


Bild 67: Vergleich von $h_{0,\text{th}}$ mit $h_{\text{gem},r}$

Werden die Berechnungsergebnisse für die minimale Filmdicke im Parallelspalt rauher Oberfläche $h_{0,\text{th},r}$ entsprechend Kapitel 9.1.2 über den entsprechenden gemessenen Werten $h_{\text{gem},r}$ aufgetragen, so ergibt sich die Darstellung in Bild 68. Eine gute Übereinstimmung der Ergebnisse des vorgestellten Berechnungsmodells mit den Messdaten kann beobachtet werden. Die Abweichung der Berechnungsdaten von den Messdaten kann allgemein mit kleiner $0,25 \mu\text{m}$ angegeben werden.

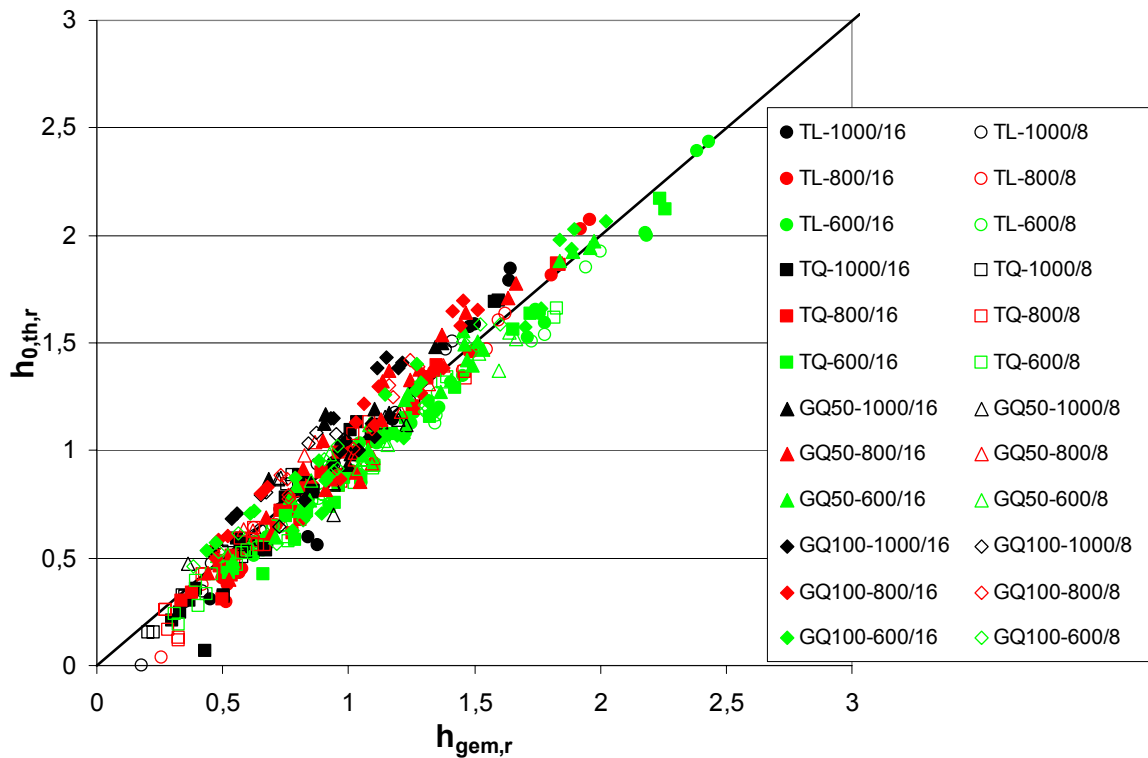


Bild 68: Vergleich von $h_{0,th,r}$ mit $h_{gem,r}$

Bei der Betrachtung des Berechnungsmodells für $h_{0,th,r}$ ist zu beachten, dass das Modell ausschließlich anhand der Messwerte an geschliffenen Oberflächen aufgebaut wurde um dem praxisnahen Einsatz Rechnung zu tragen. Die Darstellungen in Bild 67 und Bild 68 beinhalten jedoch alle untersuchten Oberflächenvarianten. Bild 68 zeigt, dass die Treffgenauigkeit des Berechnungsmodells auch für die Versuche an geometrisch strukturierten Oberflächen, deren Feingestalt sich deutlich von der geschliffener Oberflächen unterscheidet, hoch ist. Hieraus kann geschlossen werden, dass das entwickelte Modell verschiedene Oberflächenstrukturen zu berücksichtigen vermag obwohl hierbei vom Anwender ausschließlich die größte Höhe des Profils angegeben werden muss. Dies erfüllt den Wunsch nach einem einfach anwendbaren Berechnungsmodell für den praktischen Einsatz.

9.1.4 Gültigkeitsbereich

Das vorgestellte Berechnungsverfahren basiert auf der experimentellen Untersuchung der integralen Schmierfilmdicke im Zweiseiben-Prüfstand. Die Gültigkeit kann somit nur dem Betriebsparameter-Bereich gewährleistet sein, der durch Versuche abgesichert wurde. Es wird davon ausgegangen, dass eine Interpolation von Summengeschwindigkeiten im Bereich zwischen 8 und 16 m/s sinnvoll möglich ist.

Eine geringfügige Extrapolation über diesen Bereich hinaus erscheint möglich, eine deutliche wird nicht empfohlen.

Die experimentelle Untersuchung der Schmierfilmdicke erfolgte bei den beiden Orientierungen der Oberflächenrauheit „längs“ und „quer“. Für diese beiden Fälle wurden Richtungswerte $t_r(0^\circ)$ und $t_r(90^\circ)$ angegeben. Untersuchungen an Oberflächen mit dazwischen liegenden Orientierungen wurden im Rahmen dieser Arbeit nicht durchgeführt und sollten Inhalt folgender Arbeiten sein. Eine Interpolation auf Basis der bestehenden Messungen kann daher nicht empfohlen werden.

9.1.5 Vergleich mit dem Berechnungsverfahren nach Schmidt

Wie bereits in Kapitel 1.3.2 beschrieben wurden von Schmidt [9] Untersuchungen zum Einfluss der Oberflächenrauheit auf die Schmierfilmdicke durchgeführt. Aus diesen spaltauflösenden Filmdickenmessungen wurde ein Schmierfilmrauheitskorrekturfaktor C_{RS} abgeleitet, der eine sichere Auslegung des Betriebszustandes der ersten Oberflächentrennung erlauben soll. Der Korrekturfaktor C_{RS} wird aus funktionsbezogenen Rauheitswerten der Abbott'schen Materialanteilkurve ermittelt, die aufgrund der guten integralen Beschreibung der Profilform zur Auswertung herangezogen wird.

Für die Kombination einer glatten mit einer rauen Oberfläche, wie sie auch in dieser Arbeit verwandt wurde, gilt nach [9] für den Korrekturfaktor C_{RS} :

$$C_{RS} = 0,8 \cdot \left(\frac{\overline{R}_K}{\overline{R}_Z} \right)^{0,61} \left(\frac{\overline{F}_{r1} / M_{r1}}{\overline{F}_{r2} / (100 - M_{r2})} \right)^{0,25} \quad [\text{dimensionslos}] \quad (33)$$

Zur Kennzeichnung der Rauheit wurden hierin die Messgrößen F_{r1}/M_{r1} , R_K und $F_{r2}/(100-M_{r2})$ eingeführt, deren Bedeutung Bild 69 entnommen werden kann.

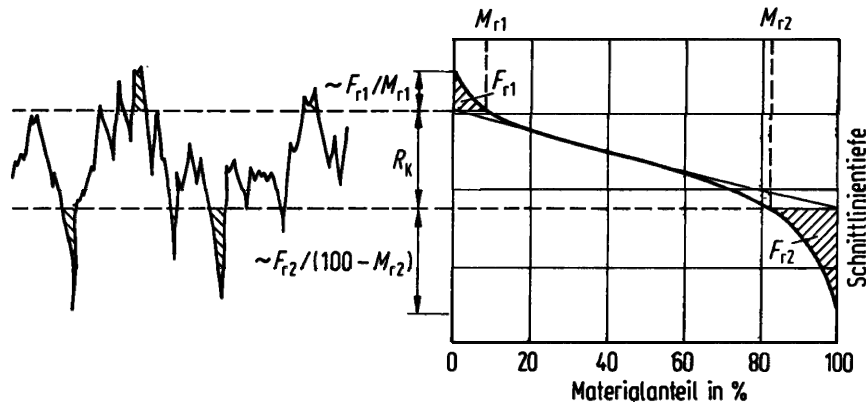


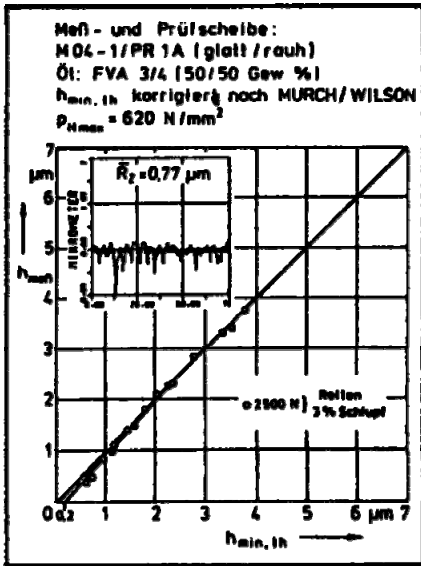
Bild 69: Bedeutung der Messgrößen zur Berechnung von C_{RS} (nach [9])

Die Bedingung für eine Trennung der Kontaktpartner lautet dann:

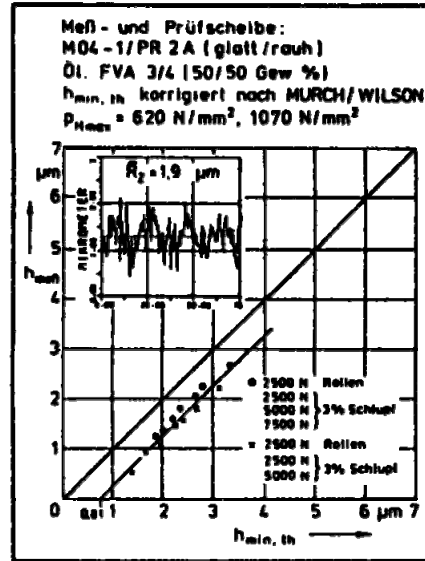
$$\frac{h_{\min,th}}{C_{RS}} > \bar{R}_z \quad (34)$$

Dabei wird \bar{R}_z als arithmetischer Mittelwert aus drei am Umfang des rauhen Kontaktpartners erhaltenen Messungen errechnet.

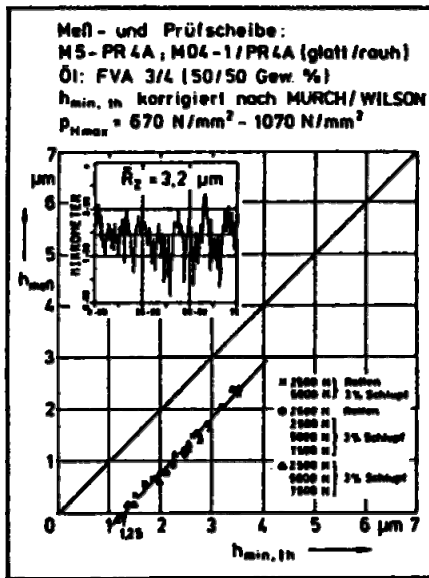
Mit Hilfe der Gleichungen (33) und (34) kann ausschließlich der Betriebszustand der gerade vorliegenden Trennung der Oberflächen bestimmt werden. Betrachtet man die Herleitung des Korrekturfaktors C_{RS} sowie die dazu verwandten Messdiagramme (Bild 70) so kann jedoch ebenso eine Schmierfilmdickenminderung auf Grund der Oberflächenrauheit abgelesen werden. Die Diagramme in Bild 70 zeigen zu Prüfscheiben unterschiedlicher Rauheit ($R_z = 0,77 - 6,37\mu\text{m}$) die gemessene Schmierfilmdicke $h_{\text{meß}}$ in Abhängigkeit der berechneten und thermisch korrigierten Schmierfilmdicke $h_{\min,th}$ im Bereich der Spalteinschnürung. Die einzelnen Darstellungen zeigen die Verläufe für unterschiedliche Rauheitswerte R_z . Der Einfluss der Rauheit zeigt sich darin, dass die gemessenen Werte bei steigendem Rauheitswert R_z geringer sind als die berechneten. Hierbei ist zu erkennen, dass die zu jeweils einem Rauheitswert R_z gehörigen Messwerte durch eine Gerade parallel zur Winkelhalbierenden angenähert werden können. Dies bedeutet, dass zur rechnerischen Bestimmung der gemessenen Schmierfilmdicke $h_{\text{meß}}$ von der theoretischen Schmierfilmdicke $h_{\min,th}$ bei konstantem Rauheitswert R_z eine konstante Minderung Δh subtrahiert werden muss.



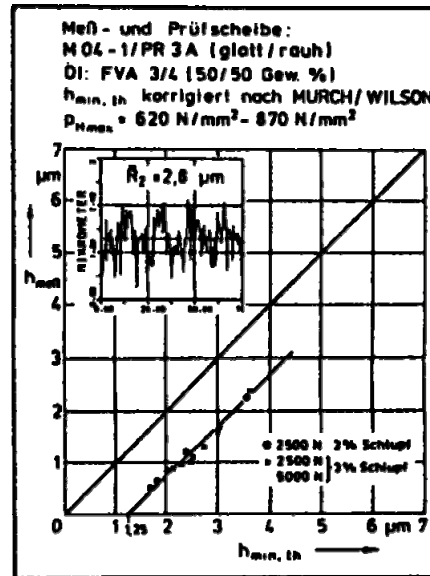
PR 1A



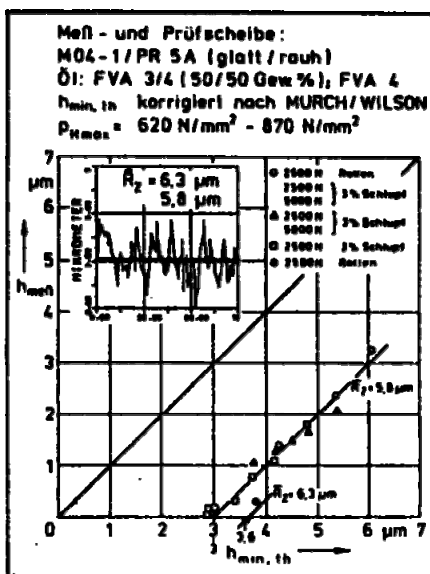
PR 2A



PR 4A



PR 3A



PR 5A

Bild 70: Einfluss der Oberflächenrauheit auf die Schmierfilmhöhe nach Schmidt.

$$h_{gem} = f(h_{min,th})$$

Somit gilt für jede Schmierfilmhöhe

$$h_{\text{meß}} = h_{\text{min,th}} - \Delta h \quad \text{wobei} \quad (35)$$

$$\Delta h = Rz \cdot C_{\text{RS}} \quad (36)$$

Der Koeffizientenvergleich von Gleichung (36) mit Gleichung (30) liefert:

$$C_{\text{RS}} = m_r \quad (37)$$

Dies zeigt, dass das Berechnungsverfahren nach Schmidt und das hier vorgestellte Berechnungsverfahren grundsätzlich die selbe Aussage beinhalten: In einem EHD-Kontakt bewirkt die Oberflächenrauheit eine mit steigender größter Höhe des Profils Rz linear steigende Minderung der Schmierfilmdicke.

Der Rauheitskoeffizient m_r ist im Gegensatz zum Korrekturfaktor C_{RS} nicht von der Profilform sondern von der Orientierung der Oberflächenstruktur sowie der Summengeschwindigkeit abhängig.

Das Diagramm in Bild 71 zeigt den Vergleich der Filmdickenminderungskoeffizienten C_{RS} nach [9] und m_r entsprechend Gleichung (31) am Beispiel der im Rahmen dieser Arbeit betrachteten Oberflächen mit Längsschliff (TL-G, TL-M, TL-F, TL-P). Da für die Versuche zur Herleitung von C_{RS} keine genauen Angaben zur betrachteten Summengeschwindigkeit gemacht wurden wird der Wert C_{RS} den beiden Extrema für m_r bei $v_{\text{sum}} = 16 \text{ m/s}$ und $v_{\text{sum}} = 8 \text{ m/s}$ gegenübergestellt. Bei den Oberflächen mit Rauheitswerten $Rz \leq 2,07 \text{ }\mu\text{m}$ (TL-M, TL-F, TL-P) zeigt sich eine gute Korrelation der Werte. Das Verhältnis C_{RS}/m_r kann hier als im Bereich 0,9 – 1,2 liegend angegeben werden. Eine größere Abweichung kann bei der stark rauen Oberflächen TL-G beobachtet werden. Hier gilt für eine angenommene Summengeschwindigkeit von 16 m/s das Verhältnis 1,28, für angenommene 8 m/s 1,50. Da das Berechnungsverfahren nach Schmidt nur für Oberflächen mit einer Orientierung der Rauheitsriefen parallel zur Bewegungsrichtung angewandt werden kann, wurden Vergleiche mit den quergeschliffenen oder strukturierten Oberflächen nicht angestellt.

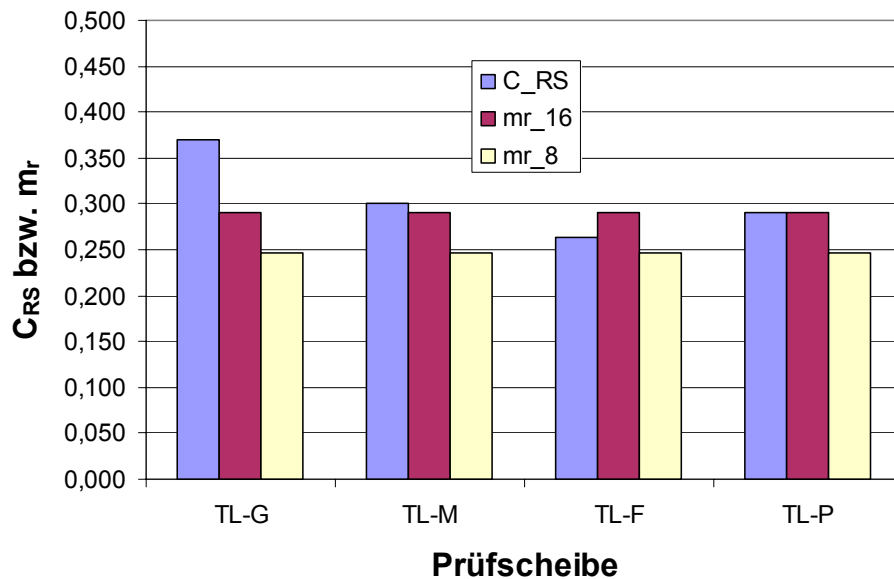


Bild 71: Vergleich der Filmdickenminderungskoeffizienten C_{RS} und m_r

Insgesamt kann festgehalten werden, dass die beiden verglichenen Berechnungsverfahren den Einfluss der Oberflächenrauheit eines Längsschliffes in ähnlicher Weise berücksichtigen. Obwohl beim Verfahren nach Schmidt neben der größten Höhe des Profils R_z die Profilform und beim hier vorgestellten Verfahren die Summengeschwindigkeit und die Orientierung der Oberflächenstruktur berücksichtigt werden, ergeben beide Berechnungsverfahren eine vergleichbare Filmdickenminderung im Kontakt rauer Oberflächen.

9.1.6 Vergleich mit dem Berechnungsmodell nach Evans

Im Rahmen einer Zusammenarbeit mit der Cardiff School of Engineering (Cardiff University, Prof. H.P. Evans) wurde ein Versuch, der an der Oberfläche vom Typ GQ100-G durchgeführt wurde, mit dem dort entwickelten Berechnungsmodell simuliert [48].

In der Simulationsumgebung wurde der Versuch mit den in Tabelle 8 dargestellten Randbedingungen modelliert.

Oberfläche:	GQ100-G
Rz:	3,01 μm
Ra:	0,83 μm
$p_{H,\text{nenn}}$:	1000 N/mm^2
v_{sum} :	8 m/s
R:	20 mm
$\vartheta_{\text{Ö}}$:	22 $^{\circ}\text{C}$
ϑ_{M} :	22 $^{\circ}\text{C}$

Tabelle 8: Simulationsrandbedingungen

Da die Reynolds-Gleichung auf Grund der hohen Viskositätswerte, verursacht durch hohe Druck-Viskositätskoeffizienten α bei niedrigen Temperaturen, singular werden kann musste zur Simulation ein geringes Maß an Schlupf angenommen werden. Alle weiteren Versuchsparameter entsprechen denen des Experiments.

Bild 72 zeigt die Ergebnisse der Simulation in Form eines Schmierfilmdickenverlaufes. Der zur Simulation minimal notwendige Schlupfwert beträgt hierbei $s = 3,9\%$.

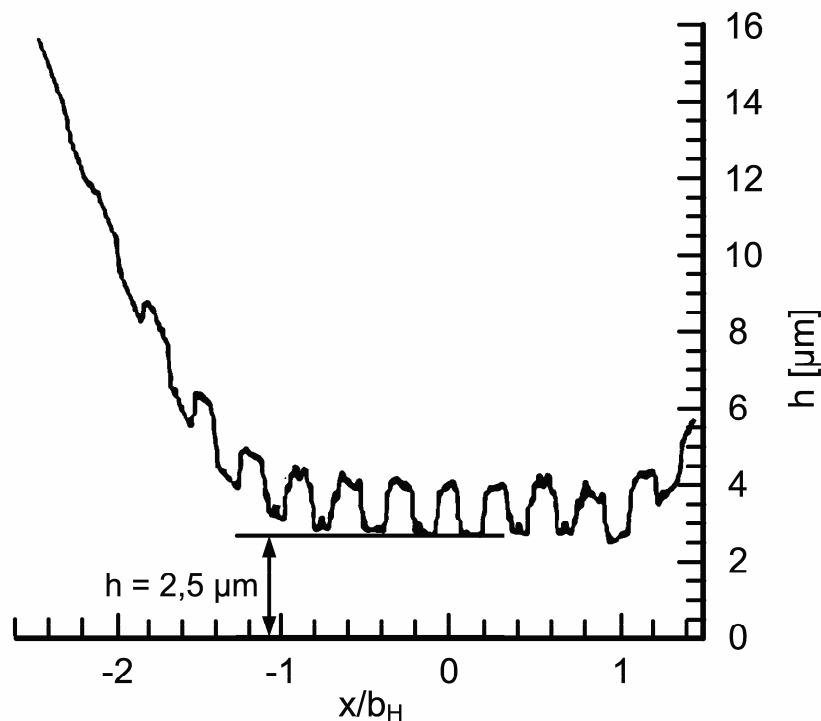


Bild 72: Schmierfilmdickenverlauf (simuliert), $s = 3,9\%$

Im Vergleich zur rechnerischen Schmierfilmdicke $h_{0,\text{th}} = 3,07\ \mu\text{m}$ kann im Diagramm eine im Kontakt auftretende Schmierfilmdicke von $2,5\ \mu\text{m}$ abgelesen werden.

Nach dem in dieser Arbeit (Kapitel 9.1.2) vorgestellten Berechnungsverfahren errechnet sich für die minimale im Kontakt auftretende Schmierfilmdicke ein Wert von $h_{0,th,r} = 2,53 \mu\text{m}$.

Die Ergebnisse des vorgestellten, auf Experimenten basierenden Berechnungsverfahrens zeigen somit eine gute Übereinstimmung mit denen des numerischen Simulationsverfahrens nach Evans [58].

9.2 Berechnung des Druckverlaufs

9.2.1 Grundlagen der Berechnung des Druckverlaufes im EHD-Kontakt

Die geometrische Form des EHD-Kontaktes sowie die darin herrschende Druckverteilung ergibt sich aus dem Zusammenspiel verschiedener Einflussgrößen. Zum einen bewirken die hohen auf die Kontaktzone einwirkenden Kräfte eine elastische Verformung der Wälzpartner, zum anderen gehorcht der trennende Schmierfilm den Gesetzen der Hydrodynamik. Einen dritten Einfluss bildet die Rheologie des Schmierstoffes. So bewirken die hohen Drücke im Kontaktbereich eine Zunahme der Viskosität um mehrere Größenordnungen. Zur Berechnung des Druckverlaufes im EHD-Kontakt müssen diese Einflüsse und deren Zusammenspiel beachtet werden. Die mathematische Erfassung der Vorgänge im Schmierpalt erfordert somit die gleichzeitige Lösung der hydrodynamischen Gleichung (Reynolds-Gleichung), die den Druckaufbau beschreibt, der Verformungsgleichung, die die elastische Verformung der Wälzpartner beschreibt sowie der Schmierstoffgleichungen, die das Verhalten des Schmierstoffes unter der Einwirkung des Druckes bzw. der Temperatur beschreiben. Hierbei fließt insbesondere das Druck-Viskositäts-Verhalten in die Berechnung mit ein. Im Kontakt wird der Schmierstoff durch Kompression bzw. Reibung erwärmt wodurch die Viskosität wieder abfällt. Diese Wärme wird z.T. über die Wälzkörper wieder abgeführt. Sollen diese thermischen Vorgänge ebenfalls berücksichtigt werden, soll also nichtisotherm gerechnet werden, so ist zusätzlich noch die Energiegleichung zu lösen (vgl. [38]).

Das allgemein anerkannte Berechnungsmodell nach Ertel [10] zeigt auch, dass die auftretende Pressung im Zentralbereich des EHD-Kontakts sehr gut durch den elliptischen Pressungsverlauf, der nach den Hertz'schen Gleichungen errechnet werden kann, beschrieben wird. Messungen von Simon [7] und Baumann [38] bestätigten dies auch experimentell. So wird zur Quantifizierung der maximal im EHD-Kontakt auftretenden Pressung meist die Hertz'sche Pressung herangezogen.

Die Hertz'sche Pressung im Kontakt zweier Wälzpartner berechnet sich entsprechend [8] wie folgt:

$$p_H = \sqrt{\frac{F_N \cdot E'}{2 \cdot \pi \cdot R \cdot l_{\text{eff}}}} \quad \text{in [N/mm}^2\text{]} \quad (38)$$

mit

F_N	=	auf den Kontakt wirkende Normalkraft in [N]
E'	=	reduzierter Elastizitätsmodul in [N/mm ²] (vgl. Kap.9.1.1)
R	=	Ersatzkrümmungsradius in [mm] (vgl. Kap.9.1.1)
l_{eff}	=	effektive Länge des Kontakts in [mm]

(in diesem Fall: Breite der Prüfscheibe; $l_{\text{eff}} = 5 \text{ mm}$)

9.2.2 Berechnung der Drucküberhöhung an Rauheitserhebungen

Wie die Versuchsergebnisse in Kapitel 7.2 gezeigt haben bewirken raue Oberflächen eine Erhöhung der maximalen Pressung im EHD-Kontakt. Um dieses Verhalten auch in der Berechnung des Druckverlaufes zur berücksichtigen wird der Rauheitskorrekturfaktor C_{rK} aus den gemessenen Werten $C_{\text{gem},rK,\text{max}}$ abgeleitet.

Wie bereits in Kapitel 7.2.3 beschrieben und Bild 61 entnommen werden kann besteht eine lineare Abhängigkeit der Pressungsüberhöhung $C_{\text{gem},rK,\text{max}}$ von der größten Höhe des Profils Rz. Wird diese Abhängigkeit als Geradengleichung beschrieben, so kann jeder nicht geschliffenen Oberflächenstruktur (GQ50, GQ100) bei jeder betrachteten Summengeschwindigkeit ein anderer y-Achsenabschnitt zugeschrieben werden. Die geschliffenen Oberflächenstrukturen (TQ und TL-P) weisen im Rahmen der Messgenauigkeit einen gemeinsamen Wert für den y-Achsenabschnitt auf. Die Werte für die Steigungen der beschreibenden Geraden können alle als vergleichbar betrachtet werden. Somit können die Messergebnisse für die praxisrelevanten geschliffenen Oberflächenstrukturen in nur einer Geradengleichung zusammengefasst werden. Wird weiterhin beachtet, dass bei einer ideal glatten Oberfläche ($R_z = 0 \mu\text{m}$) keine Pressungsüberhöhung zu erwarten ist, so muss hierbei der y-Achsenabschnitt zu 1,0 gesetzt werden. In Kombination mit der Angabe der Steigung ist die Abhängigkeit der Pressungsüberhöhung von der größten Höhe des Profils Rz hinreichend beschrieben. Die Steigung kann entsprechend Kapitel 7.2.3 mit $0,02 \mu\text{m}^{-1}$ angegeben werden. Die Berechnung der Pressungsüberhöhung im EHD-Kontakt einer rauhen mit

einer glatten Oberfläche kann somit durch Multiplikation der Hertz'schen Pressung p_H mit einem Rauheitskorrekturfaktor C_{rK} erfolgen. Somit gilt:

$$p_{H,r} = C_{rK} \cdot p_H \quad (39)$$

$$\text{mit } C_{rK} = 1 + 0,02 \cdot Rz \quad (40)$$

wobei $p_{H,r}$ = im rauhen EHD-Kontakt auftretende maximale Hertz'sche Pressung in $[N/mm^2]$

C_{rK} = Rauheitskorrekturfaktor [dimensionslos]

p_H = Hertz'sche Pressung in $[(N/mm^2)]$

Rz = größte Höhe des Profils in $[\mu m]$

Obiger Zusammenhang kann wie folgt beschrieben werden:

Jede Erhöhung der größten Höhe des Profils Rz um einen Mikrometer bewirkt eine Steigerung der Pressungsüberhöhung um zwei Prozentpunkte. Bild 73 zeigt diese Steigerung für die drei nominellen Hertz'schen Pressungen $p_{H,nenn} = 600, 800$ und $1000 N/mm^2$ in Abhängigkeit von Rz .

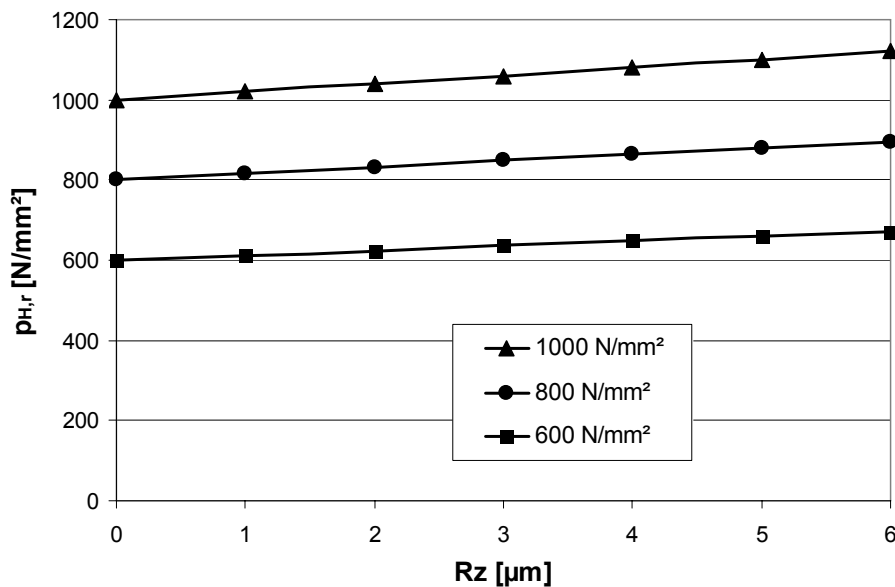


Bild 73: Einfluss von Rz auf die maximale Hertz'sche Pressung

Für eine nominelle Hertz'sche Pressung von $p_{H,nenn} = 1000 N/mm^2$ zeigt sich somit beispielsweise für einen Rz -Wert von $5 \mu m$ eine Pressungsüberhöhung von 10 %. Die maximale im rauhen Kontakt auftretende Hertz'sche Pressung kann somit mit $p_{H,r} = 1100 N/mm^2$ angegeben werden.

9.2.3 Gültigkeitsbereich

Die Gültigkeit dieses Berechnungsansatzes muss auf den durch die Messungen abgesicherten Bereich großer Schmierfilmdicken ($\Lambda > 3$) beschränkt werden, da für den Bereich dünner Schmierfilme, der mit dem derzeitigen Stand der Sensortechnologie messtechnisch nicht untersucht werden konnte, zahlreiche Verfasser ([52], [53], [54], [55], [56], [57], [58]) deutlich höhere Pressungsüberhöhungen prognostizieren. Dies konnte messtechnisch für den Bereich dünner Schmierfilme ($\Lambda \leq 3$) nicht überprüft werden.

9.2.4 Vergleich mit dem Berechnungsmodell nach Hertter

Mit dem Ziel der Ableitung einer im wesentlichen auf werkstoff-physikalischen Zusammenhängen basierenden Festigkeitshypothese zur Beurteilung der Werkstoffermüdung von Stirnrädern erstellte Hertter [31] basierend auf den Arbeiten von Elstorpff [63] ein Berechnungsmodell zur Abschätzung des Einflusses rauer Oberflächen auf die statische und dynamische Werkstoffbeanspruchung. Dieses Berechnungsmodell beinhaltet ein einfaches Kontaktmodell mit Berücksichtigung von Schmierstofftraganteilen (s. Bild 74).

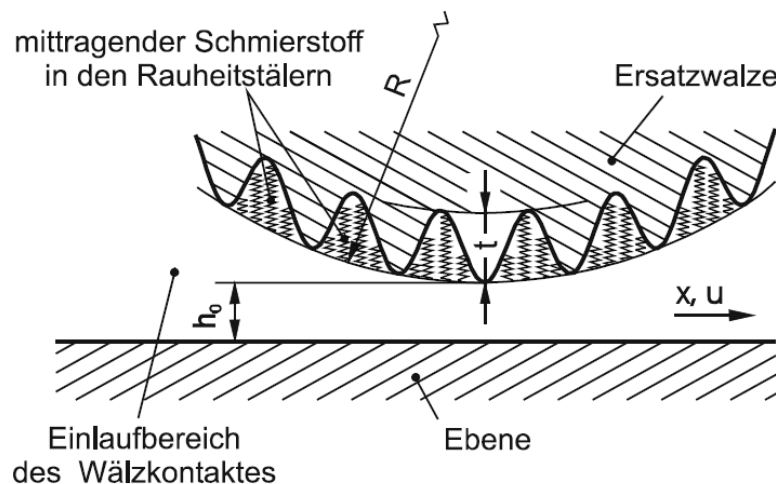


Bild 74: Kontaktmodell nach Hertter [31]

Ausgehend vom mechanischen Ersatzmodell gemäß der Hertz'schen Theorie überlagert Hertter zur Simulation des Kontaktes technisch rauer Oberflächen der Ersatzwalze eine sinusförmige Kontur mit der Doppelamplitude t und der Wellenlänge l . Die Doppelamplitude t ergibt sich nach [45] aus der Summe der Abweichungen von der Idealkontur beider Wälzkörper. Gemäß der Vorstellung von Prexler [46] sind die Rauheitsriefen der Oberfläche mit Schmierstoff gefüllt und übertragen einen Teil der

Normalkraft. Die Federn im Bild 74 symbolisieren die Federsteifigkeit des Schmierstoffs in den Rauheitstälern. Demnach berücksichtigt das Modell die Rauheit nicht durch die Überlagerung einer geometrischen Oberflächenkontur, sondern in Form eines weiteren (vom Druck abhängigen) Verformungsanteils.

Dieser Berechnungsansatz wurde in das Teilprogramm EHDORHR [30], [31] des Programmsystems ROSLCORHR [30], [47] implementiert. Das Programm EHDORHR erlaubt die Berechnung der Schmierfilmdicke und Druckverteilung in EHD-Kontakten.

Mit dem Programm EHDORHR wurden Vergleichsberechnungen durchgeführt. Bild 75 bis Bild 77 zeigt jeweils die Berechnungsergebnisse zu den folgenden drei Parametersätzen:

Oberfläche:	TQ-F	TQ-M	TQ-G	
Rz:	1,45	3,05	5,26	µm
Ra:	0,14	0,42	0,82	µm
$p_{H,nenn}$:	1000	1000	1000	N/mm ²
v_{sum} :	8	8	8	m/s
R:	20	20	20	mm
$\vartheta_{\text{Ö}}$:	22	22	22	°C
Doppelamplitude I nach [31] entspricht jeweils Ra.				

Tabelle 9: Versuchparameter zur Berechnung nach Hertter

Die Oberflächen vom Typ TQ wurde gewählt, da das Oberflächenmodell von Hertter eine geschliffene Oberfläche durch die Überlagerung der idealglatten Kontur mit einer sinusförmigen Kontur annähert. Hierbei entspricht die Amplitude des Sinusanteils dem Wert Ra. Es existieren zahlreiche Veröffentlichungen, die diesen Weg der Beschreibung technischer Oberflächenstrukturen beschreiben, z.B. [55], [45], [61] und [62]. Die Beschreibung der rechteckförmigen Oberflächenstruktur der geometrisch strukturierten Oberflächen vom Typ GQ durch eine sinusförmige Kontur erscheint nicht sinnvoll.

In Bild 75 bis Bild 77 ist jeweils der dimensionslose Druckverlauf (bezogen auf den Nenndruck p_{nenn}) dargestellt. Hierbei stellt die wellige Line den Druckverlauf unter Einwirkung der rauen Oberfläche dar.

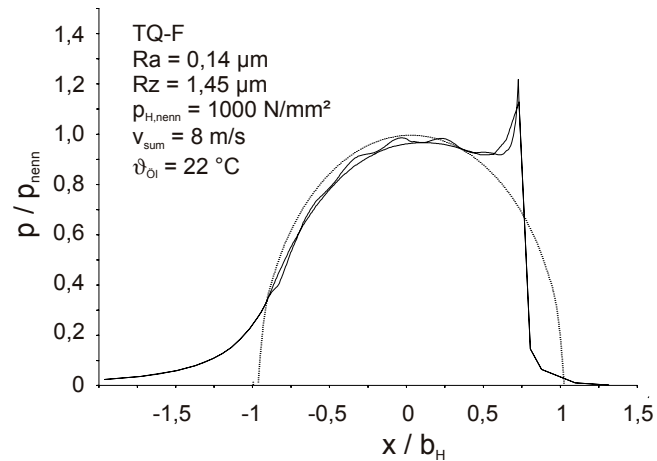


Bild 75: Dimensionsloser Druckverlauf über der Kontaktbreite nach Hertter ($p_{H,nenn} = 1000 \text{ N/mm}^2$, $s = 0 \%$, $v_{sum} = 8 \text{ m/s}$, TQ-F, $R_z = 1,45 \mu\text{m}$, $R_a = 0,14 \mu\text{m}$)

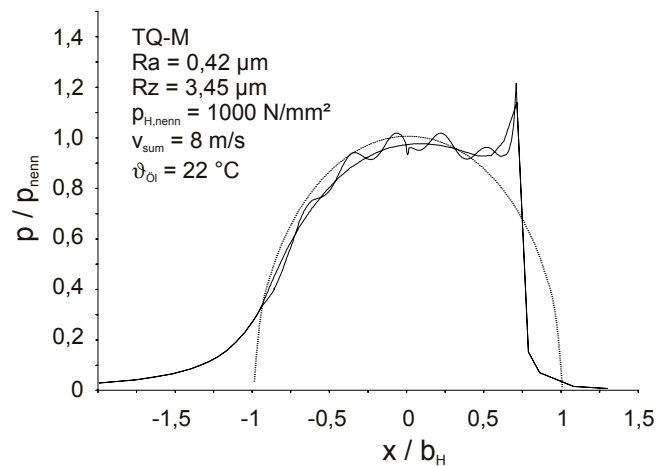


Bild 76: Dimensionsloser Druckverlauf über der Kontaktbreite nach Hertter ($p_{H,nenn} = 1000 \text{ N/mm}^2$, $s = 0 \%$, $v_{sum} = 8 \text{ m/s}$, TQ-M, $R_z = 3,45 \mu\text{m}$, $R_a = 0,42 \mu\text{m}$)

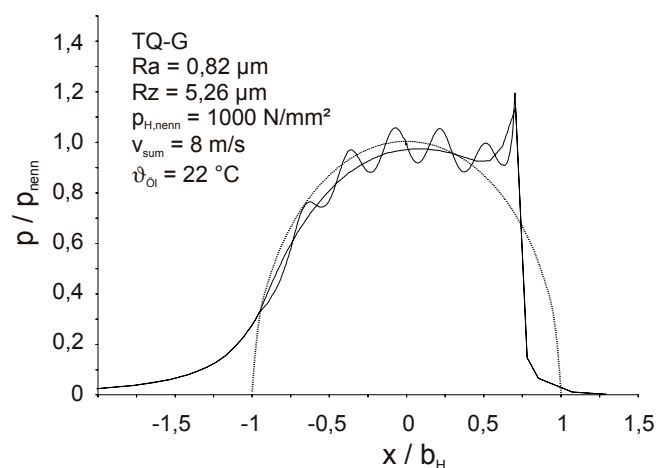


Bild 77: Dimensionsloser Druckverlauf über der Kontaktbreite nach Hertter ($p_{H,nenn} = 1000 \text{ N/mm}^2$, $s = 0 \%$, $v_{sum} = 8 \text{ m/s}$, TQ-G, $R_z = 5,26 \mu\text{m}$, $R_a = 0,82 \mu\text{m}$)

Der Vergleich der einzelnen Darstellung zeigt, dass bei größeren Rauheitswerten auch stärkere Drucküberhöhungen errechnet werden.

Wird aus den Druckverläufen in Bild 75 bis Bild 77 nur der Anteil extrahiert, der dem Einfluss der Oberflächenrauheit zugewiesen werden kann, so ergeben sich die Darstellungen in Bild 78 bis Bild 80.

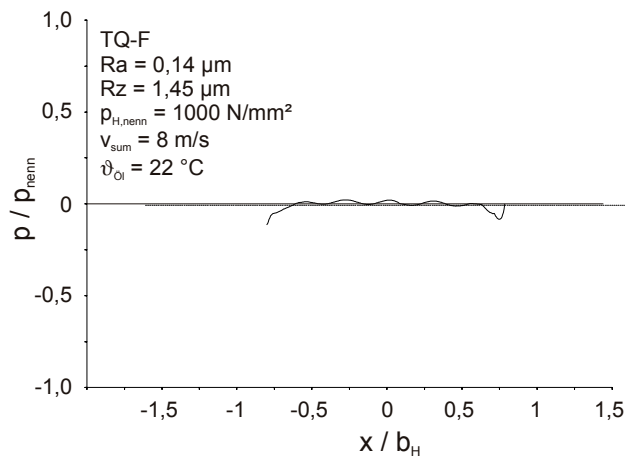


Bild 78: Anteil des dimensionslosen Druckverlaufs infolge der Oberflächenrauheit über der Kontaktbreite nach Hertter ($p_{H,nenn} = 1000 \text{ N/mm}^2$, $s = 0 \%$, $v_{sum} = 8 \text{ m/s}$, TQ-F, $Rz = 1,45 \mu\text{m}$, $Ra = 0,14 \mu\text{m}$)

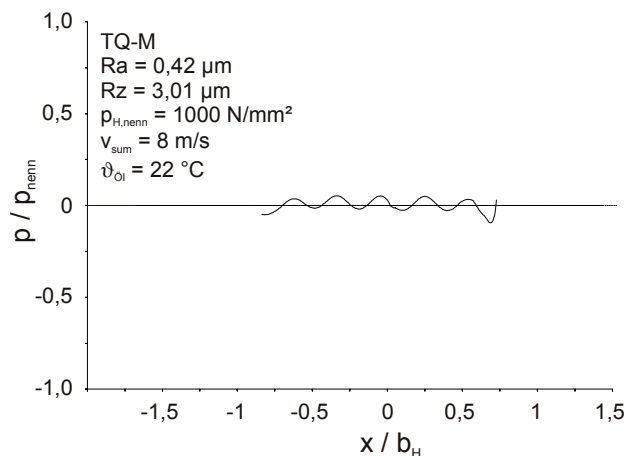


Bild 79: Anteil des dimensionslosen Druckverlaufs infolge der Oberflächenrauheit über der Kontaktbreite nach Hertter ($p_{H,nenn} = 1000 \text{ N/mm}^2$, $s = 0 \%$, $v_{sum} = 8 \text{ m/s}$, TQ-M, $Rz = 3,01 \mu\text{m}$, $Ra = 0,42 \mu\text{m}$)

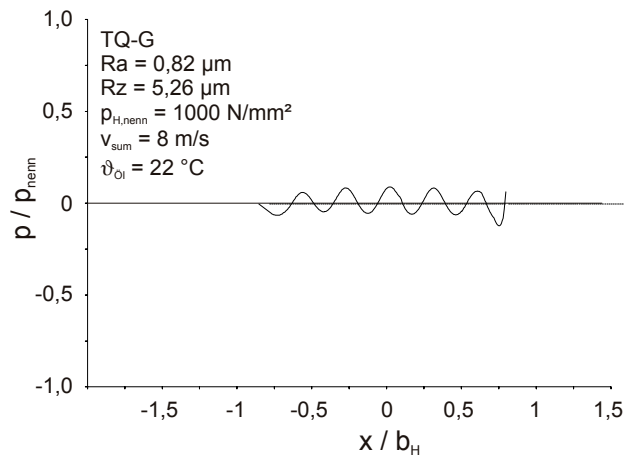


Bild 80: Anteil des dimensionslosen Druckverlaufs infolge der Oberflächenrauheit über der Kontaktbreite nach Hertter ($p_{H,nenn} = 1000 \text{ N/mm}^2$, $s = 0 \%$, $v_{sum} = 8 \text{ m/s}$, TQ-G, $R_z = 5,26 \mu\text{m}$, $R_a = 0,82 \mu\text{m}$)

Aus den in Bild 78 bis Bild 80 dargestellten Druckschwankungsverläufen können maximale Pressungsüberhöhungen abgelesen werden. Diese werden in

Tabelle 10 den entsprechenden Ergebnissen des im Rahmen dieser Arbeit vorgestellten Berechnungsverfahrens gegenübergestellt.

	Ra	Rz	Pressungsüberhöhung “Simulationsrechnung nach Hertter“	Pressungsüberhöhung “Berechnung nach Kapitel 9.2.2“
TQ-F	0,14	1,45	3 %	2,9 %
TQ-M	0,42	3,01	6 %	6,0 %
TQ-G	0,82	5,26	10 %	10,5 %

Tabelle 10: Vergleich der Pressungsüberhöhungen

Der Vergleich der beiden Berechnungsverfahren zeigt eine gute Übereinstimmung der Ergebnisse. Vergleichsrechnungen bei einer Schmierstofftemperatur von $\vartheta_{\text{Öl}} = 40 \text{ °C}$ bzw. bei einer nominellen Hertz'schen Pressung von $p_{H,nenn} = 600 \text{ N/mm}^2$ bestätigen dieses Ergebnis.

9.2.5 Vergleich mit dem Berechnungsmodell nach Evans

In Zusammenarbeit mit der Cardiff School of Engineering (Cardiff University, Prof. H.P. Evans) wurden auch für die Druckverlaufsmessungen Simulationen eines Versuchs, der an der Oberfläche vom Typ GQ100-G durchgeführt wurde, mit dem dort verfügbaren Berechnungsmodell durchgeführt [48]. Vgl. Kapitel 9.1.6.

In der Simulationsumgebung wurde der Versuch wiederum mit den bereits in Kapitel 9.1.6 beschriebenen Randbedingungen modelliert:

Oberfläche:	GQ100-G
Rz:	3,01 μm
Ra:	0,83 μm
$p_{H,\text{nenn}}$:	1000 N/mm^2
v_{sum} :	8 m/s
R:	20 mm
$\vartheta_{\text{öl}}$:	22 $^{\circ}\text{C}$
ϑ_{M} :	22 $^{\circ}\text{C}$

Tabelle 11: Simulationsbedingungen

Bild 81 bis Bild 83 zeigen die Ergebnisse der Simulation in Form von Druckverläufen. Die drei Darstellungen unterscheiden sich im hinzugefügten Schlupfwert, der zur Simulation notwendig war. Bild 81 zeigt die Ergebnisse für $s = 9,5\%$, Bild 82 für $s = 7,2\%$ und Bild 83 für $s = 3,9\%$.

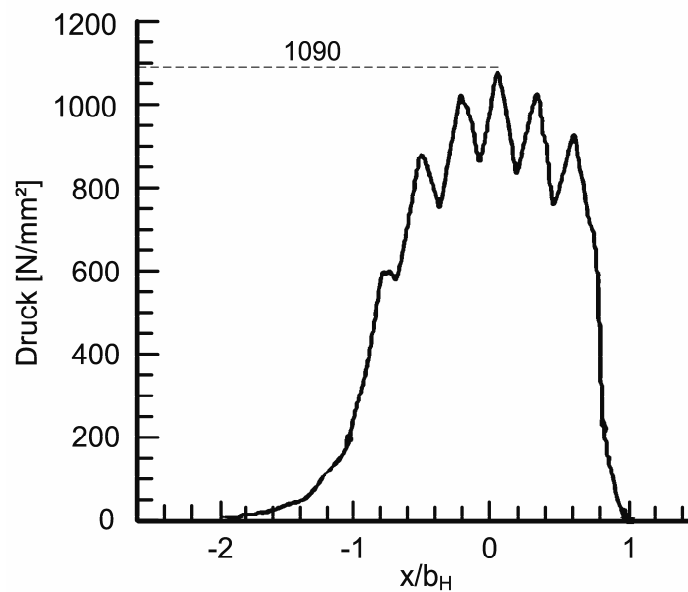


Bild 81: Druckverlauf (simuliert), $s = 9,5\%$

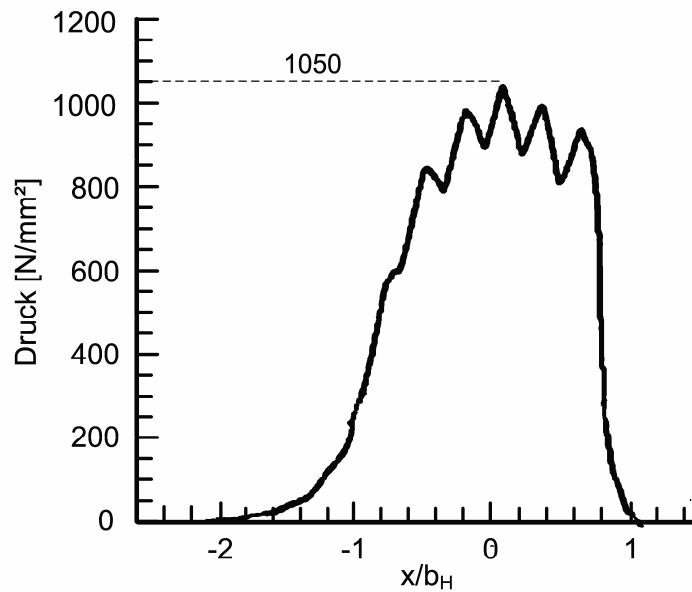


Bild 82: Druckverlauf (simuliert), $s = 7,2\%$

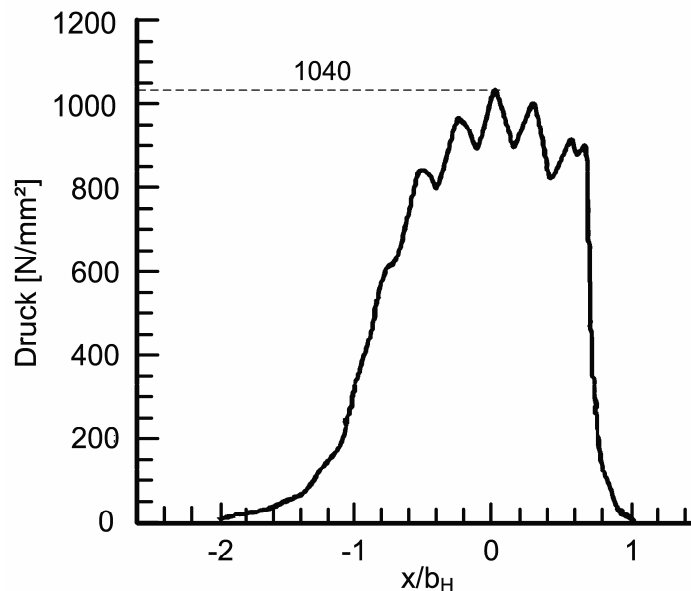


Bild 83: Druckverlauf (simuliert), $s = 3,9\%$

Im Vergleich zur Versuchsbedingung $p_{H,nenn} = 1000 \text{ N/mm}^2$ können folgende maximale Pressungen abgelesen werden: Bei $s = 9,5\%$ beträgt die maximal auftretende und durch die Oberflächenrauheit bedingte Pressung ca. 1090 N/mm^2 , bei $s = 7,2\%$ ca. 1050 N/mm^2 und bei $s = 3,9\%$ ca. 1040 N/mm^2 . Simulationsrechnungen bei einem kleineren Schlupfwert konnten nicht durchgeführt werden. Vergleichsrechnungen mit Parametervariationen zeigten, dass der verstärkende Einfluss des Schlupfes, der bei dieser Berechnungsreihe abgelesen werden kann, nicht generell auftritt. Im Allgemeinen wird bei den vorliegenden Simulationsparametern von einem nur geringen Einfluss des Schlupfes ausgegangen.

Nach dem in dieser Arbeit (Kapitel 9.2.2) vorgestellten Berechnungsverfahren errechnet sich für die maximal im Kontakt auftretende Hertz'sche Pressung ein Wert von $p_{H,r} = 1060 \text{ N/mm}^2$.

Somit zeigen die Ergebnisse des vorgestellten Berechnungsverfahrens im Bereich größerer Schmierfilmdicken auch bei den Druckverlaufsberechnungen eine gute Übereinstimmung mit denen des numerischen Simulationsverfahrens nach Evans [58].

Im Bereich dünner Schmierfilme zeigt das Simulationsmodell nach Evans [58] deutlich stärkere Pressungsüberhöhungen (vgl. Bild 84). Da die gleichzeitige Simulation der Schmierfilmdicke mit dem Druckverlauf keine Berührung der Oberflächen zeigt kann die Pressungsüberhöhung nicht auf einen Materialkontakt der Wälzpartner zurückgeführt werden. Das im Rahmen dieser Arbeit vorgestellte Berechnungsverfahren konnte nur im Bereich von Schmierfilmdicken $h_{0,th} > 2,6 \text{ } \mu\text{m}$ ($\Lambda > 3$) versuchs-technisch abgesichert werden. Die Anwendung des Berechnungsverfahrens bei kleineren Schmierfilmdicken ist nicht durch Versuchsergebnisse abgesichert und kann daher nicht empfohlen werden.

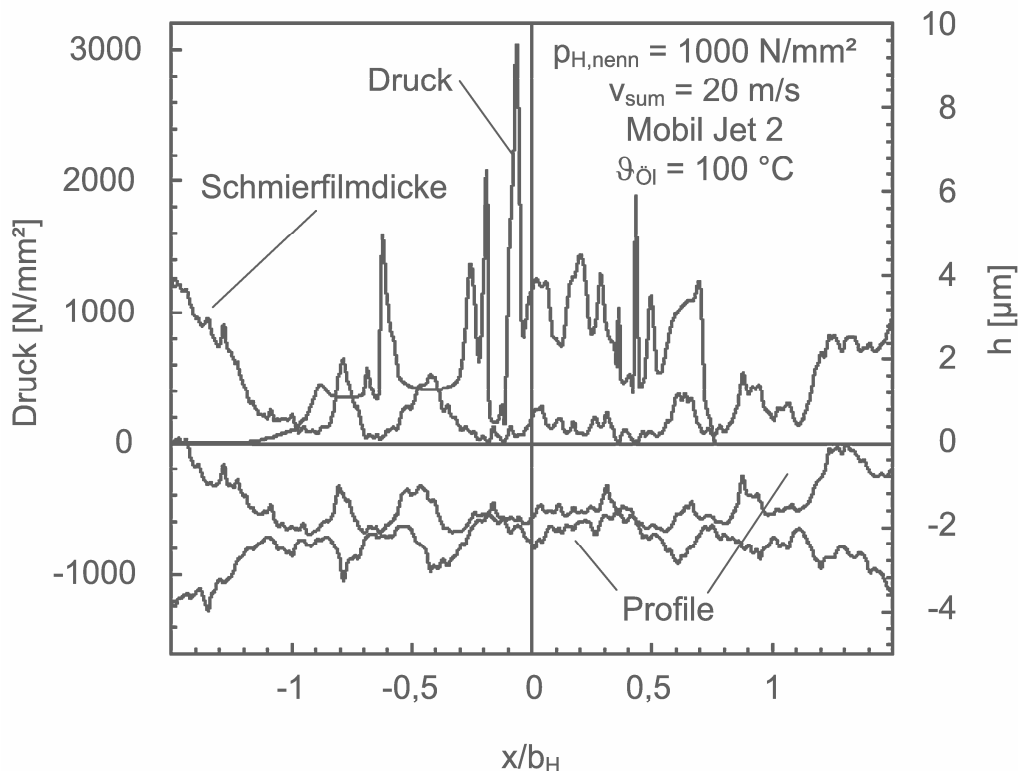


Bild 84: Druck- und Schmierfilmdickenverlauf im Kontakt rauher Scheiben nach Evans [58].

10 Zusammenfassung und Ausblick

10.1 Zusammenfassung

Die Schmierfilmdicke und die Druckverteilung im elastohydrodynamischen (EHD-) Kontakt beeinflussen maßgeblich das Schadensverhalten von Maschinenelementen mit Wälzkontakt. Zur Identifikation und Beurteilung der Einflüsse der Oberflächenstruktur auf die Schmierfilmdicke und die Druckverteilung wurden umfangreiche experimentelle Untersuchungen am Zweiseibenprüfstand durchgeführt. Hierzu wurden im Kontakt zwischen 13 Prüfscheiben unterschiedlicher Oberflächenstruktur und jeweils glatten Gegenscheiben integrale Schmierfilmdickenmessungen nach der kapazitiven Methode und Druckverlaufsmessungen mit Hilfe von Dünnschichtsensoren durchgeführt. Insgesamt wurden bei 436 unterschiedlichen Parameterkombinationen Messwerte zur integralen Schmierfilmdicke gewonnen und 7650 einzelne Druckverläufe aufgezeichnet und ausgewertet.

Zur Auswertung der Schmierfilmdickenmessungen wurde ein Verfahren entwickelt, das unter Berücksichtigung der gemessenen Rauheitsprofilform die Umrechnung der Messwerte in die minimale integrale Schmierfilmdicke im rauen Kontakt erlaubt.

Die Messungen zeigen einen deutlichen Einfluss der Oberflächenfeingestalt auf die Schmierfilmdicke. Mit steigender größter Höhe des Profils R_z kann eine steigende Schmierfilmdickenminderung beobachtet werden. Der Wert dieser Minderung ist sowohl abhängig von der Orientierung der Oberflächenstruktur zur allgemeinen Bewegungsrichtung im Kontakt als auch von der im Kontakt vorliegenden Summengeschwindigkeit. Hierbei führen Oberflächen mit Rauheitsriefen quer zur allgemeinen Bewegungsrichtung zu höheren Schmierfilmdicken als Oberflächen mit vergleichbaren Rauheitsriefen parallel zur allgemeinen Bewegungsrichtung. Des Weiteren zeigte sich, dass dieser Effekt, unabhängig von der Orientierung der Oberflächenstruktur, mit zunehmender Summengeschwindigkeit stärker auftritt. Unterschiedliche Herstellverfahren der Oberflächenstruktur (schleifen oder strukturieren durch chemisches Ätzen) zeigten bei Verwendung des vorgestellten Mess- und Auswertungsverfahrens keinen nennenswerten Einfluss auf die Schmierfilmdicke.

Im Rahmen dieser Arbeit wurde das an der Forschungsstelle eingesetzte und bewährte Messverfahren zur Druckverlaufsmessung umfassend erweitert. So konnte durch die Optimierung des Sputterverfahrens die Lebensdauer der Dünnschichtsen-

soren und durch Verwendung moderner Rechneranbindung die Erfassungsrate und zeitliche Auflösung für Signale deutlich gesteigert werden. Zur Bestimmung des Einflusses der Oberflächenstruktur auf den Druckverlauf wurden an jeder Oberfläche 100 – 300 Einzelmessungen ohne Geschwindigkeitsdifferenz der Oberflächen im Kontakt durchgeführt. Nach Bestimmung der jeweils größten gemessenen Pressungen in den Einzeldruckverläufen konnte aus deren Maximal- und Minimalwerten auf die Pressungsüberhöhung im Gesamtkontakt geschlossen werden.

Als Ergebnis der Messungen wurde die Pressungsüberhöhung C_{rK} als Verhältnis der im rauen Kontakt auftretenden maximalen Pressung und der im entsprechenden glatten Kontakt auftretenden Hertz'schen Pressung definiert. Die Messergebnisse zeigen, dass diese Pressungsüberhöhung sowohl mit steigender Summengeschwindigkeit als auch mit steigender größter Höhe des Profils R_z steigende Werte annimmt. Eine Abhängigkeit des Verhältnisses C_{rK} von der nominellen Hertz'schen Pressung im Kontakt wurde nicht festgestellt, was bedeutet, dass die absolute Pressungsüberhöhung im Bereich einer Rauheitserhebung linear mit der nominellen Hertz'schen Pressung ansteigt.

Der Einfluss der Summengeschwindigkeit ist stark abhängig von der betrachteten Oberflächenstruktur. Der stärkste Einfluss war bei Oberflächen mit einer geometrischen Struktur großer Wellenlänge zu beobachten. Bei Oberflächen, die durch Schleifen hergestellt wurden konnte nahezu kein Einfluss der Summengeschwindigkeit beobachtet werden. Der Einfluss der größten Höhe des Profils R_z auf die Pressungsüberhöhung C_{rK} wurde für alle betrachteten Oberflächen als linear ansteigend beobachtet. Die Steigungen dieser linearen Abhängigkeit sind hierbei vergleichbar. Die höchsten Werte der Pressungsüberhöhung konnten bei strukturierten Oberflächen langer Wellenlänge, etwas kleinere bei strukturierten Oberflächen kürzerer Wellenlänge, die kleinsten an geschliffenen Oberflächen gemessen werden. Durch Stichprobenversuche bei hohem Schlupfwert, bei denen der Dünnschichtsensor während des Durchlaufes durch den Kontakt über Rauheitserhebungen und -täler hinweg streicht, konnte der Nachweis erbracht werden, dass sich der Druckverlauf im rauen EHD-Kontakt deutlich von dem im glatten Kontakt unterscheidet. Hierdurch konnten auch neue Informationen gewonnen werden, wie sich der Druckverlauf bei Durchlauf einer Rauheitserhebung durch einen EHD-Kontakt verändert.

Aus den experimentellen Untersuchungen wurde eine Modellvorstellung entwickelt, die die beobachteten Einflüsse der Oberflächenfeingestalt auf Schmierfilmdicke und Druckverteilung im EHD-Kontakt zu erklären vermag. Diese Modellvorstellung basiert auf dem Einfluss der Oberflächenstruktur auf das Abfließverhalten des Schmierstoffes aus dem Kontakt.

Basierend auf den durchgeführten Messungen wurden zwei praxisgerechte Berechnungsmodelle zur Schmierfilmdicke und zum Druckverlauf im rauen EHD-Kontakt entwickelt. Vergleiche dieser auf Experimenten basierenden Berechnungsmodelle mit bestehenden numerischen Berechnungsmodellen zeigten eine gute Übereinstimmung.

10.2 Ausblick

Die vorliegenden Untersuchungen zeigen den Einfluss der Oberflächenrauheit auf Schmierfilmdicke und Druckverlauf ausschließlich im Bereich großer Schmierfilmdicken. Numerische Untersuchungen anderer Forschungsinstitutionen, die deutlich größere Drucküberhöhungen an Rauheitserhebungen prognostizieren, betrachten das Verhalten bei erheblich kleineren Filmdicken. Da diese Berechnungsverfahren das in der vorliegenden Arbeit gemessene Verhalten bei großen Filmdicken gut widerspiegeln wäre als Inhalt zukünftiger Forschungsvorhaben die Messung der Druckverteilung bei geringen Filmdicken wünschenswert. Hierzu ist die Weiterentwicklung der Dünnschichtsensortechnik hin zu extrem robusten Sensoren nötig.

Um die Vorgänge des Schmierfilmaufbaus im rauen EHD-Kontakt umfassend verstehen zu können und dadurch ein realitätsnahes Modell aufbauen zu können sollte die spaltauflösende Messung der Temperaturverteilung und der Schmierfilmdicke Ziel zukünftiger Arbeiten sein. Hierbei sollte auch der Einfluss von schräg zur allgemeinen Bewegungsrichtung geschliffenen Oberflächen hinterfragt werden.

11 Literatur

- [1] Kagerer, E.: Messung von elastohydrodynamischen Parametern im hochbelasteten Scheiben- und Zahnkontakt. Diss. TU München, 1991.
- [2] Bair, S.; Winer, W.O.: Some Observations in High Pressure Theology of Lubricants, *Tras. ASME, J. Lubr. Techn.*, July 1982, Vol. 101, pp. 357-364.
- [3] FVA-Geschäftsstelle, Datensammlung "Referenzöle", Heft 660 der FVA, 2003.
- [4] Mann, U.: Schmierfilmbildung in elastohydrodynamischen Kontakten. Einfluss verschiedener Grundöle und Viskositäts-Index-Verbesserer. Diss. TU München, 1995.
- [5] Dyson, A.; Naylor, H.; Wilson, A.R.: The measurement of oilfilm thickness with relation to viscosity and speed, *Phil. Trans. Roy. Soc., Series A* (1961) 254, 223.
- [6] Brüser, P.: Untersuchungen über die elastohydrodynamische Schmierfilmdicke bei elliptischen Kontaktflächen. Diss. TU Braunschweig 1972.
- [7] Simon, M.: Messung von elasto-hydrodynamischen Parametern und ihre Auswirkung auf die Grübchentragefähigkeit vergüteter Scheiben und Zahnräder. Diss. TU München, 1984.
- [8] Hertz, H.: Über die Berührung fester elastischer Körper, *Journal für die reine und angewandte Mathematik* 92, 156-171, 1881.
- [9] Schmidt, U.: Der Einfluss der Oberflächenrauheit auf die Schmierfilmbildung in realen EHD-Wälzkontakten, *VDI Berichte* 549, Gleit- und Wälzlagerungen, Gestaltung, Berechnung, Einsatz, Tagung Neu-Ulm, 14./15.03.1985.
- [10] Mohrenstein-Ertel, A.: Die Berechnung der hydrodynamischen Schmierung gekrümmter Oberflächen unter hoher Belastung und Relativbewegung. Bearbeitet von Lang, O.R.; Oster, P.; Fortschrittsbericht VDI-Z Reihe 1, Nr. 115, VDI-Verlag-GmbH, Düsseldorf, 1984.
- [11] Grubin, A.N.; Vinogradova, J.E.: Investigation of the Contact Machine Components. *Cent. Sci. Res. Inst. Tech. Mech. Eng. Moscow*, Book No. 30, 1949.
- [12] Dowson, D.; Higginson, G.R.: *Elastohydrodynamic Lubrication*. Oxford: Pergamon Press, 1966.
- [13] Dowson, D.: *Elastohydrodynamics*. *Proc. Inst. Mech. Engrs.*, Vol. 1982, Pt. 3A, pp. 151 – 167, 1967.
- [14] Cheng, H.S.; Sternlicht, B.: A Numerical Solution for the Pressure Temperature and Filmthickness Between two Infinitely Long Lubricated Rolling and Sliding Cylinders Under Heavy Loads. *Trans. ASME, J. Basic Eng.* 1965, H. 3, pp. 695 – 705.
- [15] Eller, G.: Ein Beitrag zur Berechnung des stationären, nichtisothermen elastohydrodynamischen Schmierfilms. Diss. Uni Karlsruhe 1987.
- [16] Wang, D.-S.; Lin, J.-F.: Effect of surface roughness on elastohydrodynamic lubrication of line contacts. *Tribology International*, Vol. 24, 1991, pp. 51 – 62.
- [17] Sadeghi, F.; Sui, Ping C.: Compressible elastohydrodynamic lubrication of rough surfaces; *ASME Transactions*, Vol. 111, 1989, pp. 56 – 62.

- [18] Greenwood, J.A.; Johnson, K.L.: The behaviour of transverse roughness in sliding elastohydrodynamically lubricated contacts; *Wear – International Journal on the Science and Technology of Friction, Lubrication and Wear*, Bd. 153, Vol. 1, 1992, pp. 107 – 117.
- [19] Kweh, C.C.; Patching, M.J.; Evans, H.P.; Snidle, R.W.: Use of profile data in simulation of lubrication of real surfaces; *International journal of machine tools and manufacturing*, Bd. 32, Vol. 1/2, 1992, pp. 75 – 81.
- [20] Chang, L.; Jackson, A.; Webster, M.N.: Effects of 3-D Surface Topography on the EHL Film Thickness and Film Breakdown. *Tribology Transactions*, Vol. 37,3, 1994. pp. 435 – 444.
- [21] Kannel, J.W.; Bell, J.C.; Allen, C.M.: Methods for Determining Pressure Distributions Between Lubricated Rolling Contacts. *ASLE Trans.* Vol. 8, 1965, pp. 250 – 270.
- [22] Dow, T.A.; Kannel, J.W.: Evaluation of rolling/sliding EHD temperatures, *Proc. of the 6. Leeds Lyon Symposium on Tribology*, 1979.
- [23] Schouten, M.J.W.: Elastohydrodynamische Schmierung. Dissertation TU Eindhoven/NL, 1973.
- [24] Baumann, H.: Druck- und Temperaturmessungen mittels aufgedampfter Dünnschichtaufnehmer in einem elastohydrodynamischen Linienkontakt. Diss. Uni Karlsruhe (TH) 1985.
- [25] Kirschner, J.: Tribologische und kinematische Untersuchungen an einem Nocken-Rollenstößel-Trieb. Diss. Univ. Karlsruhe, 1988.
- [26] Tychsen, M.: Zur Messung der Schmierpaltweite in Verzahnungen mittels Dünnschichtsensoren. Diss. TU Clausthal, 1992.
- [27] Kühl, S.: Gemeinsame kontaktauflösende Messung von Druck und Temperatur im elastohydrodynamischen Linienkontakt kraftübertragender Evolventenzahnräder. Diss. TU Clausthal, 1996.
- [28] Peeken, H.; Ayanoglu, P.; Knoll, G.; Welsch, G.: Measurement of lubricating film thickness, temperature and pressure in gear contacts with surface topography as a parameter; *Lubrication science*, Bd. 3, Vol. 1, 1990, pp. 33-42.
- [29] Murch, L.E.; Wilson, W.R.D.: A Thermal Elastohydrodynamic Inlet Zone Analysis. *Trans. ASME F, J. Lubr. Tech.* 97, 2, 1975, pp. 212 – 216.
- [30] Oster, P.: Beanspruchung der Zahnflanken unter Bedingungen der Elastohydrodynamik. Diss. TU München, 1982.
- [31] Hertter, T.: Rechnerischer Festigkeitsnachweis der Ermüdungstragfähigkeit vergüteter und einsetzgehärteter Stirnräder. Diss. TU München, 2003.
- [32] DIN EN ISO 4288: Geometrische Produktspezifikationen (GPS) - Oberflächenbeschaffenheit: Tastschnittverfahren, Regeln und Verfahren für die Beurteilung der Oberflächenbeschaffenheit, April 1998.
- [33] DIN EN ISO 3274: Geometrische Produktspezifikationen (GPS) - Oberflächenbeschaffenheit: Tastschnittverfahren, Nenneigenschaften von Tastschnittgeräten, April 1998.

-
- [34] DIN EN ISO 13565: Geometrische Produktspezifikationen (GPS) – Oberflächenbeschaffenheit: Tastschnittverfahren, Oberflächen mit plateauartigen funktionsrelevanten Eigenschaften, Teil 1-2: April 1998, Teil 3, August 2000.
- [35] DIN EN ISO 4287: Geometrische Produktspezifikationen (GPS) - Oberflächenbeschaffenheit: Tastschnittverfahren, Benennungen, Definitionen und Kenngrößen der Oberflächenbeschaffenheit, Oktober 1998.
- [36] DIN EN ISO 11562: Geometrische Produktspezifikationen (GPS) - Oberflächenbeschaffenheit: Tastschnittverfahren - Meßtechnische Eigenschaften von phasenkorrekten Filtern (ISO 11562:1996); Deutsche Fassung EN ISO 11562:1997
- [37] Kopatsch, F.: Wirksamkeit von Viskositätsindex-Verbesserern im EHD-Zahnradkontakt, Diss. TU München, 2000.
- [38] Baumann, H.: Druck- und Temperaturmessungen mittels aufgedampfter Dünnschichtaufnehmer n einem elastohydrodynamischen Kontakt, Diss. Universität Karlsruhe, 1985.
- [39] Martin, H.M.: The lubrication of gear teeth. Engineering 102, 3, pp. 119 – 121, 1916.
- [40] Gatcombe, E.K.: Lubrication characteristics of involute spur gears. Trans. ASME 67, pp. 177 – 188, 1945.
- [41] Hersey, M.D.; Lowdenslager, D.B.: Film thickness between gear teeth. Trans. ASME 72, pp. 1035 – 1042, 1950.
- [42] Cameron, A.: Hydrodynamic theory in gear lubrication. J. Instn. Petrol. 38, pp. 614 – 622, 1952.
- [43] McEwen, E.: the effect of variation of viscosity with pressure on the load-carrying capacity of the oil film between gear-teeth. J. Instn. Petrol 38, pp. 646 – 650, 1952.
- [44] Blok, H.: Diskussionsbeitrag, Gear Lubrication Symposium, Part 1: The lubrication of gears. J. Instn. Petrol 38, pp. 673 – 683, 1952.
- [45] Gnilke, W.; Moeser, H.: Erweiterung der Hertzschen Theorie für Linienberührung auf wellige Oberflächen. Schmierungstechnik 19, Nr. 3, S. 68 – 73, 1988.
- [46] Prexler, F.: Einfluß der Wälzflächenrauheit auf die Grübchenbildung vergüteter Scheiben im EHD-Kontakt. Dissertation TU München, 1988.
- [47] Höhn, B.-R.; Oster, P.: Der Flankenkontakt - ein elastohydrodynamischer Wälzkontakt. VDI-Berichte 1207, S. 93 – 106, 1995.
- [48] Clarke, A.; Evans, H.P.: Modelling of pressure and film thickness in rough surface EHL line contacts for the case of a smooth surface in contact with a rough surface having a square wave profile, Cardiff School of Engineering, Cardiff University, August 2005.
- [49] Kopatsch, F.: Systematische Untersuchungen zum Einfluss von polymeren Zusätzen auf die EHD-Schmierfilmdicke, DGMK-Forschungsbericht Nr. 466-01, 1998.

- [50] Mann, U.: Messung von Schmierfilmdicken im EHD-Kontakt. Einfluss verschiedener Grundöle und Viskositäts-Index-Verbesserer. DGMK-Forschungsbericht 466, 1995.
- [51] Kuchling, H.: Taschenbuch der Physik, 14. Auflage, Fachbuchverlag Leipzig-Köln, S. 599, 1994.
- [52] Venner, C.H.; Lubrecht, A.A.: Numerical Analysis of the Influence of Waviness on the Film Thickness of a Circular EHL Contact, *Journal of Tribology*, Vol. 118, pp. 153 – 161, January 1996.
- [53] Greenwood, J.A.; Johnson, K.L.: The behaviour of transverse roughness in sliding elastohydrodynamically lubricated contacts, *Wear*, 153, pp. 107 – 117, 1992.
- [54] Chang, L.; Jackson, A.; Webster, M.N.: A Study of Asperity Interactions in EHL Line Contacts, *Tribology Transactions*, Volume 36, 4, pp. 679 – 685, 1993.
- [55] Chang, L.; Jackson, A.; Webster, M.N.: Effects of 3-D Surface Topography on the EHL Film Thickness and Film Breakdown, *Tribology Transactions*, Volume 37, 3, pp. 435 – 444, 1994.
- [56] Kweh, C.C.; Patching, M.J.; Evans, H.P., Snidle, R.W.: Use of profile data in simulation of lubrication of real surfaces, *Int. J. Mach. Tools Manufact.* Vol. 32, No. 1/2, pp. 75 – 81, 1992.
- [57] Kweh, C.C.; Patching, M.J.; Evans, H.P., Snidle, R.W.: Simulation of Elastohydrodynamic Contacts Between Rough Surfaces, *Transactions of the ASME, Journal of Tribology*, Vol. 114, pp. 412 – 419, July 1992.
- [58] Tao, J.; Hughes, T.G.; Evans, H.P.; Snidle, R.W.: Elastohydrodynamic Response of Transverse Ground Gear Teeth, WTC 2001, Wien, 03.-07.09.2001.
- [59] Bayada, G.; Martin, S.; Vázquez, C.: Micro-roughness effects in (elasto)hydrodynamic lubrication including a mass-flow preserving cavitation model, *Tribology International*, 39, pp. 1707 – 1718, 2006.
- [60] Höhn, B.-R.; Michaelis, K.; Kreil, O.: Influence of surface roughness on pressure distribution and film thickness in EHL-contacts, *Tribology International*, 39, pp. 1719 – 1725, 2006.
- [61] Kweh, C.C.; Evans, H.P.; Snidle, R.W.: Micro-Elastohydrodynamic lubrication of an elliptical contact with transverse and three-dimensional sinusoidal roughness, *Trans. ASME, Journal of Tribology* 111, S. 577 – 584, 1989.
- [62] Michau, B.; Berthe, D.; Godet, M.: Influence of pressure modulation in a linear Hertzian contact on the internal stress field. *Wear* 28, pp. 187 – 195, 1974.
- [63] Elstorpff M.-G.: Einflüsse auf die Grübchentragfähigkeit einsatzgehärteter Zahnräder bis in das höchste Zeitfestigkeitsgebiet, TU München, 1993.

12 Anhang

12.1 Prüfscheiben - Rauheitsmessschriebe

12.1.1 Oberfläche TL-P

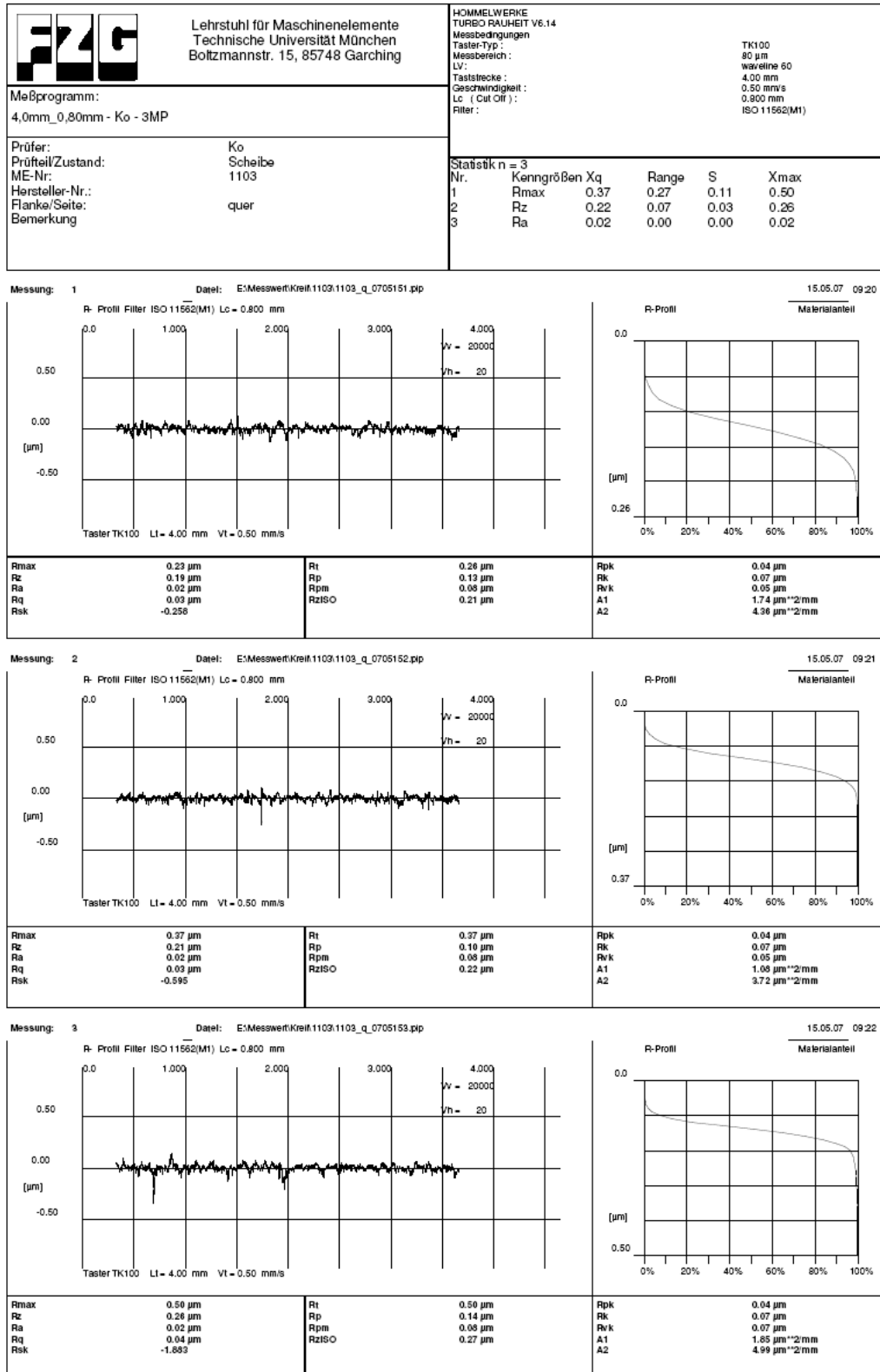


Bild 85: Rauheitsmessschriebe zu Oberfläche TL-P

12.1.2 Oberfläche TL-F

 Lehrstuhl für Maschinenelemente Technische Universität München Boltzmannstr. 15, 85748 Garching		HOMMELWERKE TURBO RAUHEIT V6.11 Messbedingungen Taster-Typ : Messbereich : LV : Taststrecke : Geschwindigkeit : Lc (Cut Off) : Filter :		TK100 80 µm waveline 60 4.00 mm 0.50 mm/s 0.800 mm ISO 11562(M1)																			
Meßprogramm: 4,0mm_0,80mm - ISO - 3MP.rpg		Statistik n = 3																					
Prüfer: Kreil Prüfteil/Zustand: Scheibe ME-Nr: 6005 Hersteller-Nr.: Flanke/Seite: quer Bemerkung: nach 0013.msw	<table border="1"> <thead> <tr> <th>Nr.</th> <th>Kenngroßen</th> <th>Xq</th> <th>Range</th> <th>S</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>1</td> <td>Rmax</td> <td>0.56</td> <td>0.05</td> <td>0.02</td> </tr> <tr> <td>2</td> <td>Rz</td> <td>0.40</td> <td>0.04</td> <td>0.02</td> </tr> <tr> <td>3</td> <td>Ra</td> <td>0.04</td> <td>0.01</td> <td>0.00</td> </tr> </tbody> </table>	Nr.	Kenngroßen	Xq	Range	S	1	Rmax	0.56	0.05	0.02	2	Rz	0.40	0.04	0.02	3	Ra	0.04	0.01	0.00		
Nr.	Kenngroßen	Xq	Range	S																			
1	Rmax	0.56	0.05	0.02																			
2	Rz	0.40	0.04	0.02																			
3	Ra	0.04	0.01	0.00																			

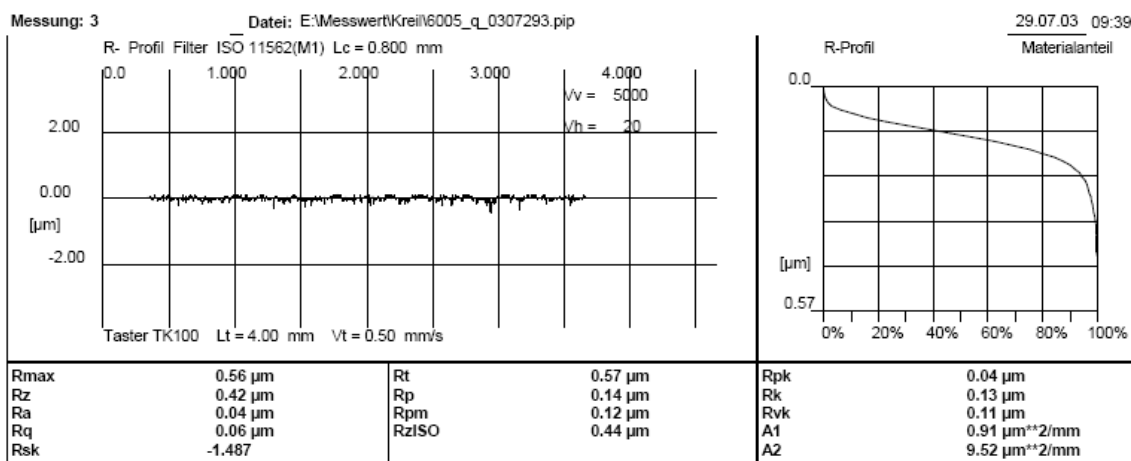
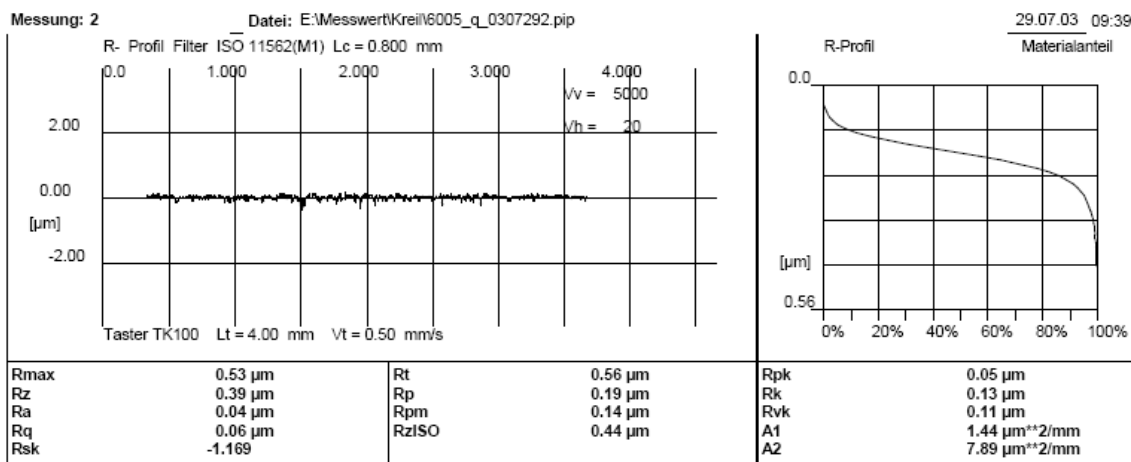
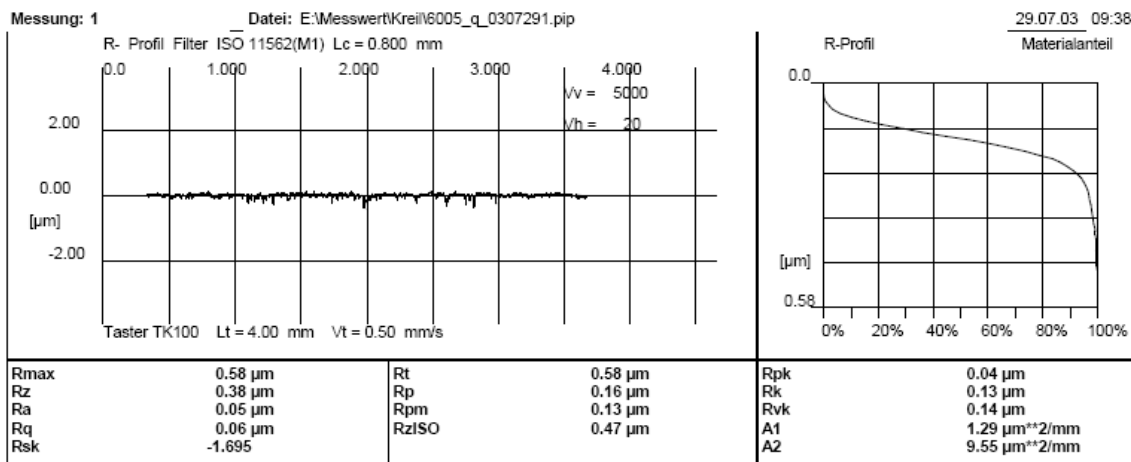


Bild 86: Rauheitsmessschrieb zu Oberfläche TL-F

12.1.3 Oberfläche TL-M

 Lehrstuhl für Maschinenelemente Technische Universität München Boltzmannstr. 15, 85748 Garching	HOMMELWERKE TURBO RAUHEIT V6.11 Messbedingungen Taster-Typ : TK100 Messbereich : 80 µm LV : waveline 60 Taststrecke : 4.00 mm Geschwindigkeit : 0.50 mm/s Lc (Cut Off) : 0.800 mm Filter : ISO 11562(M1)																
	Statistik n = 3 <table border="1"> <thead> <tr> <th>Nr.</th> <th>Kenngößen Xq</th> <th>Range</th> <th>S</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>1</td> <td>Rmax</td> <td>2.36</td> <td>0.30</td> </tr> <tr> <td>2</td> <td>Rz</td> <td>2.07</td> <td>0.11</td> </tr> <tr> <td>3</td> <td>Ra</td> <td>0.30</td> <td>0.01</td> </tr> </tbody> </table>		Nr.	Kenngößen Xq	Range	S	1	Rmax	2.36	0.30	2	Rz	2.07	0.11	3	Ra	0.30
Nr.	Kenngößen Xq	Range	S														
1	Rmax	2.36	0.30														
2	Rz	2.07	0.11														
3	Ra	0.30	0.01														
Meßprogramm: 4,0mm_0,80mm - ISO - 3MP.rpg																	
Prüfer: Kreil Prüfteil/Zustand: Scheibe ME-Nr: 6002 Hersteller-Nr.: Flanke/Seite: quer Bemerkung: nach 0014.msw																	

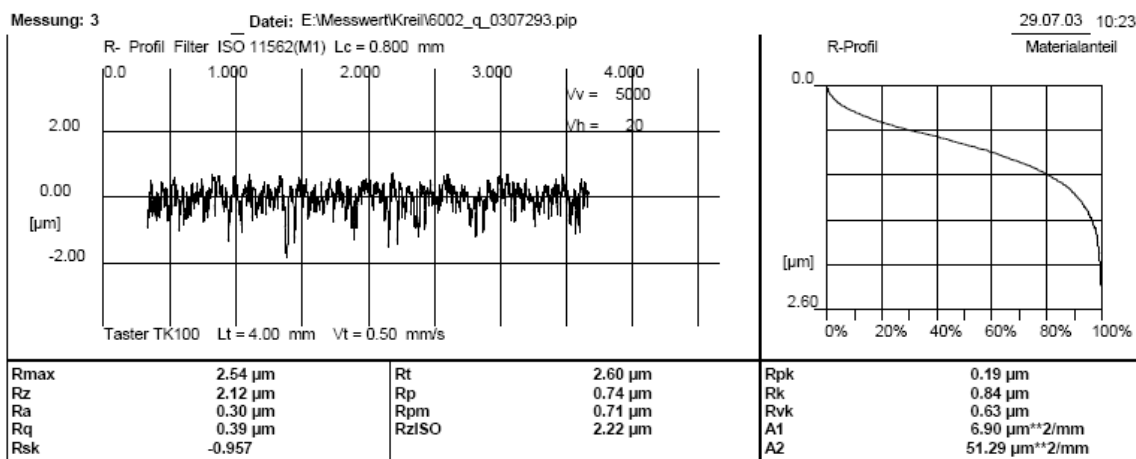
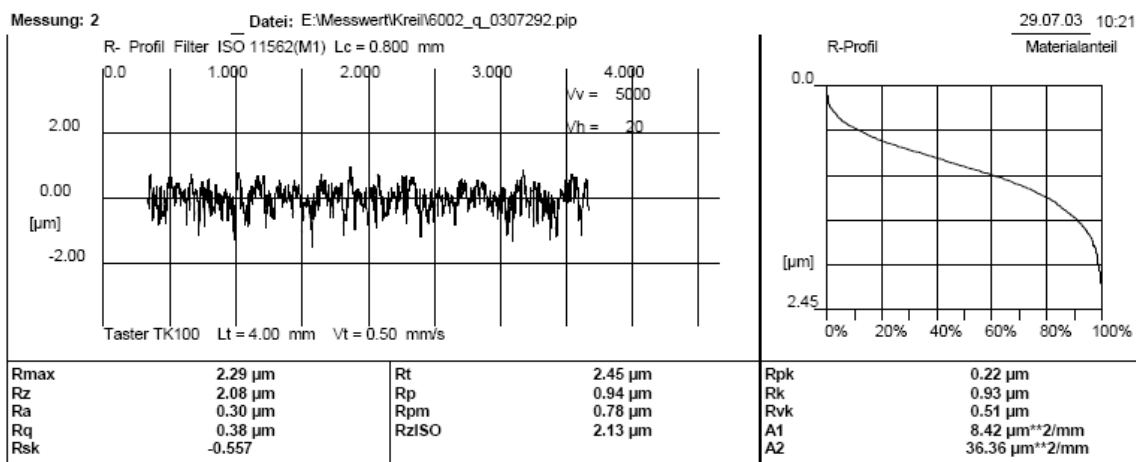
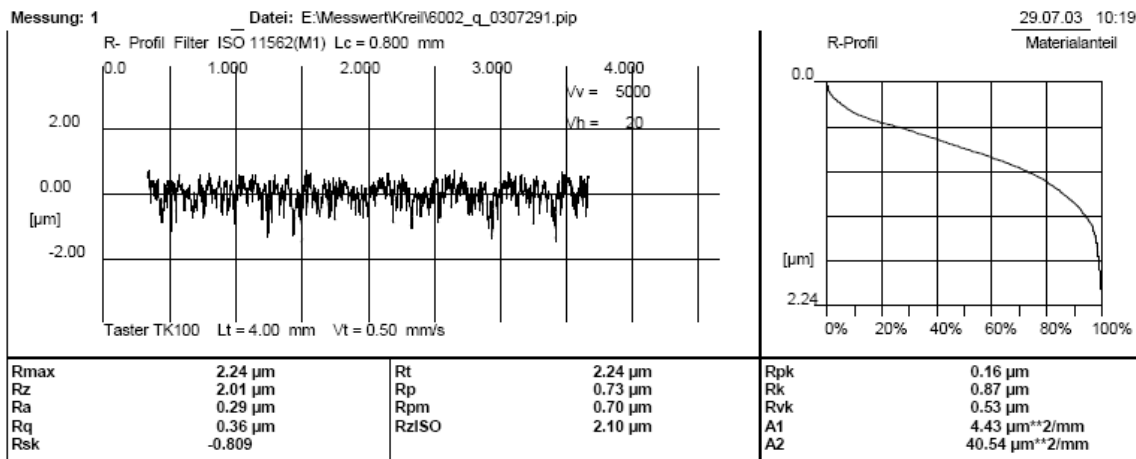


Bild 87: Rauheitsmessschrieb zu Oberfläche TL-M

12.1.4 Oberfläche TL-G

 Lehrstuhl für Maschinenelemente Technische Universität München Boltzmannstr. 15, 85748 Garching		HOMMELWERKE TURBO RAUHEIT V6.11 Messbedingungen Taster-Typ: TK100 Messbereich: 80 µm LV: waveline 60 Taststrecke: 4,00 mm Geschwindigkeit: 0,50 mm/s Lc (Cut Off): 0,800 mm Filter: ISO 11562(M1)																					
Meßprogramm: 4,0mm_0,80mm - ISO - 3MP.rpg		Statistik n = 3																					
Prüfer: Kreil Prüfteil/Zustand: Scheibe ME-Nr: 6003 Hersteller-Nr.: Flanke/Seite: quer Bemerkung: nach 0015.msw		<table border="1"> <thead> <tr> <th>Nr.</th> <th>Kenngößen</th> <th>Xq</th> <th>Range</th> <th>S</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>1</td> <td>Rmax</td> <td>4.45</td> <td>0.67</td> <td>0.28</td> </tr> <tr> <td>2</td> <td>Rz</td> <td>3.89</td> <td>0.65</td> <td>0.29</td> </tr> <tr> <td>3</td> <td>Ra</td> <td>0.60</td> <td>0.05</td> <td>0.02</td> </tr> </tbody> </table>		Nr.	Kenngößen	Xq	Range	S	1	Rmax	4.45	0.67	0.28	2	Rz	3.89	0.65	0.29	3	Ra	0.60	0.05	0.02
Nr.	Kenngößen	Xq	Range	S																			
1	Rmax	4.45	0.67	0.28																			
2	Rz	3.89	0.65	0.29																			
3	Ra	0.60	0.05	0.02																			

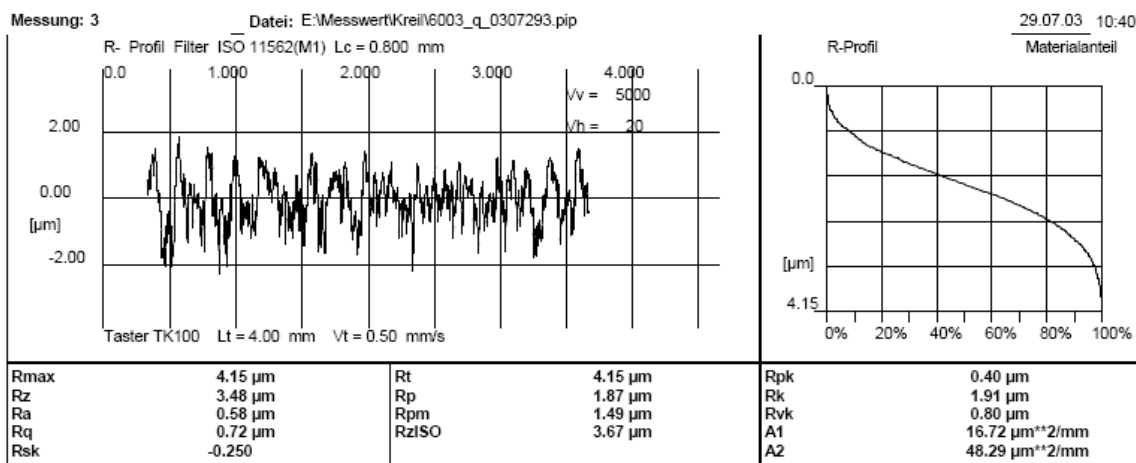
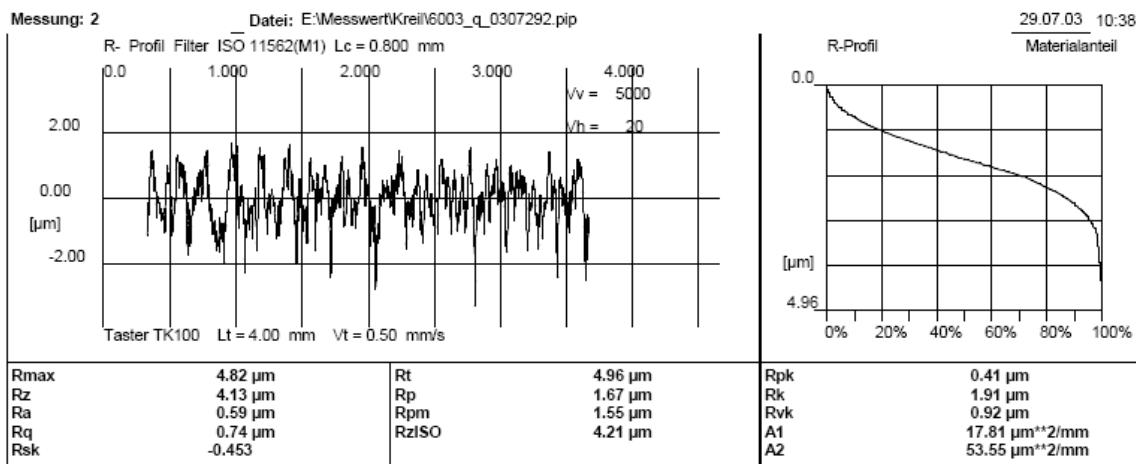
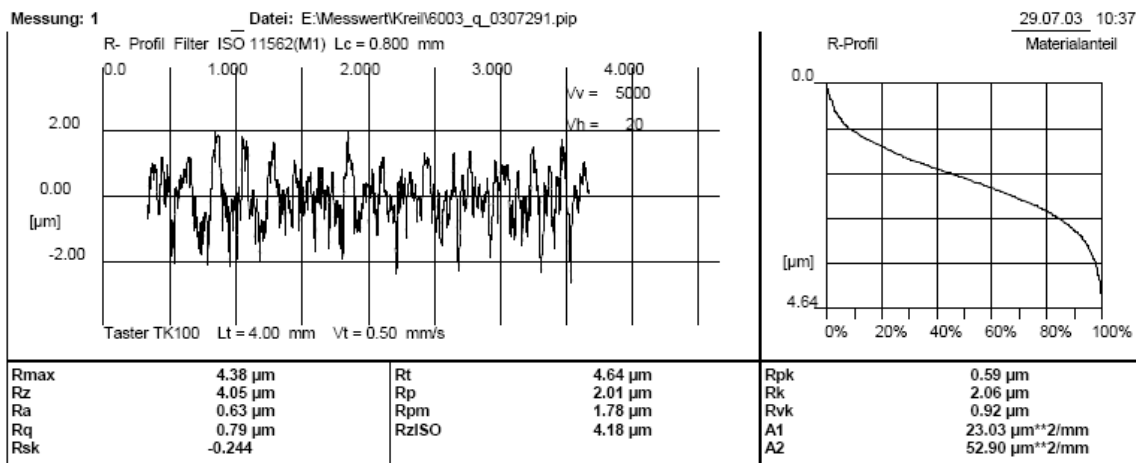



Bild 88: Rauheitsmessschrieb zu Oberfläche TL-G

12.1.5 Oberfläche TQ-F

 Lehrstuhl für Maschinenelemente Technische Universität München Boltzmannstr. 15, 85748 Garching	HOMMELWERKE TURBO RAUHEIT V6.11 Messbedingungen Taster-Typ : Messbereich : LV: Taststrecke : Geschwindigkeit : Lc (Cut Off) : Filter :		TK100 80 µm waveline 60 4.00 mm 0.50 mm/s 0.800 mm ISO 11562(M1)
	Meßprogramm: 4,0mm_0,80mm - ISO - 3MP.rpg	Statistik n = 3	
Prüfer: Prüfteil/Zustand: ME-Nr.: Hersteller-Nr.: Flanke/Seite: Bemerkung	Kreil Scheibe 6024 längs eingelaufen	Nr. 1 2 3	Kenngrößen Xq Rmax Rz Ra Range 2.15 1.43 0.95 0.08 S 0.62 0.41 0.04

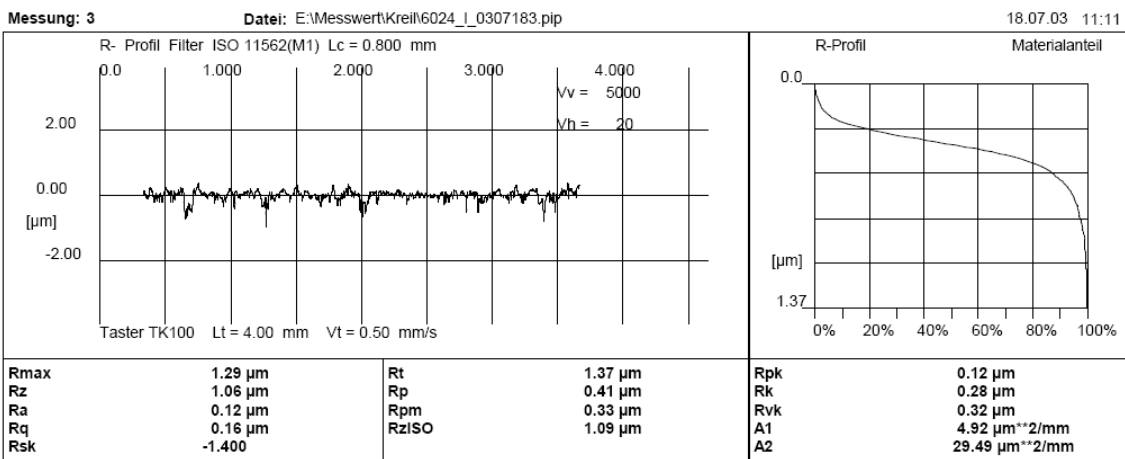
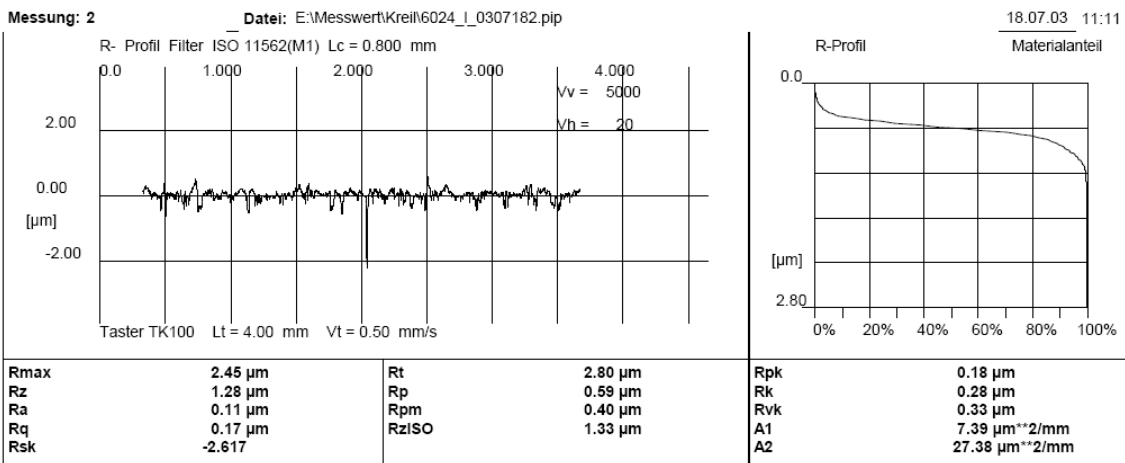
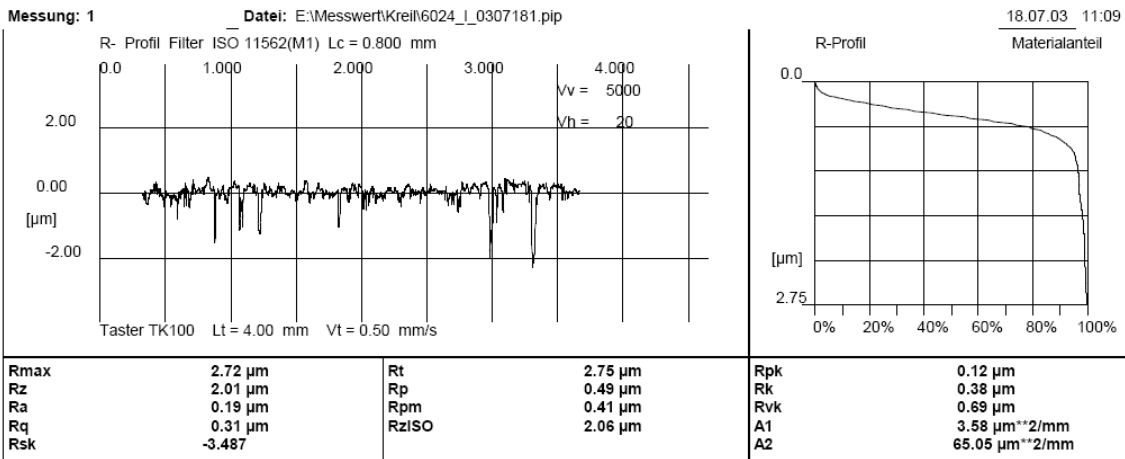


Bild 89: Rauheitsmessschrieb zu Oberfläche TQ-F

12.1.6 Oberfläche TQ-M

 Lehrstuhl für Maschinenelemente Technische Universität München Boltzmannstr. 15, 85748 Garching	HOMMELWERKE TURBO RAUHEIT V6.11 Messbedingungen Taster-Typ : TK100 Messbereich : 80 µm waveline 60 4.00 mm 0.50 mm/s 0.800 mm Filter : ISO 11562(M1)																
	Meßprogramm: 4,0mm_0,80mm - ISO - 3MP.rpg																
Prüfer: Kreil Prüfteil/Zustand: Scheibe ME-Nr: 6001 Hersteller-Nr.: Flanke/Seite: längs Bemerkung: eingelaufen	Statistik n = 3 <table border="1"> <thead> <tr> <th>Nr.</th> <th>Kenngroßen Xq</th> <th>Range</th> <th>S</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>1</td> <td>Rmax</td> <td>3.39</td> <td>0.81</td> </tr> <tr> <td>2</td> <td>Rz</td> <td>3.05</td> <td>0.44</td> </tr> <tr> <td>3</td> <td>Ra</td> <td>0.42</td> <td>0.03</td> </tr> </tbody> </table>	Nr.	Kenngroßen Xq	Range	S	1	Rmax	3.39	0.81	2	Rz	3.05	0.44	3	Ra	0.42	0.03
Nr.	Kenngroßen Xq	Range	S														
1	Rmax	3.39	0.81														
2	Rz	3.05	0.44														
3	Ra	0.42	0.03														

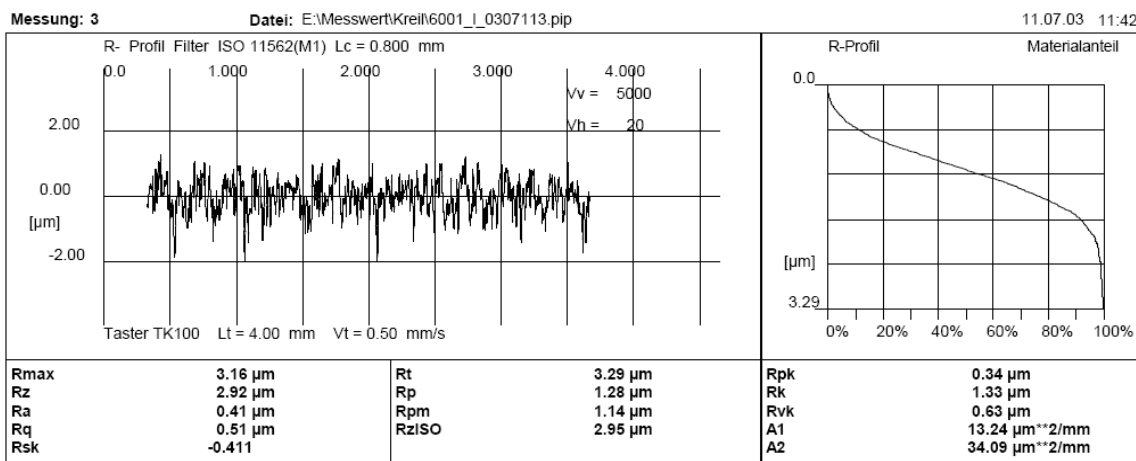
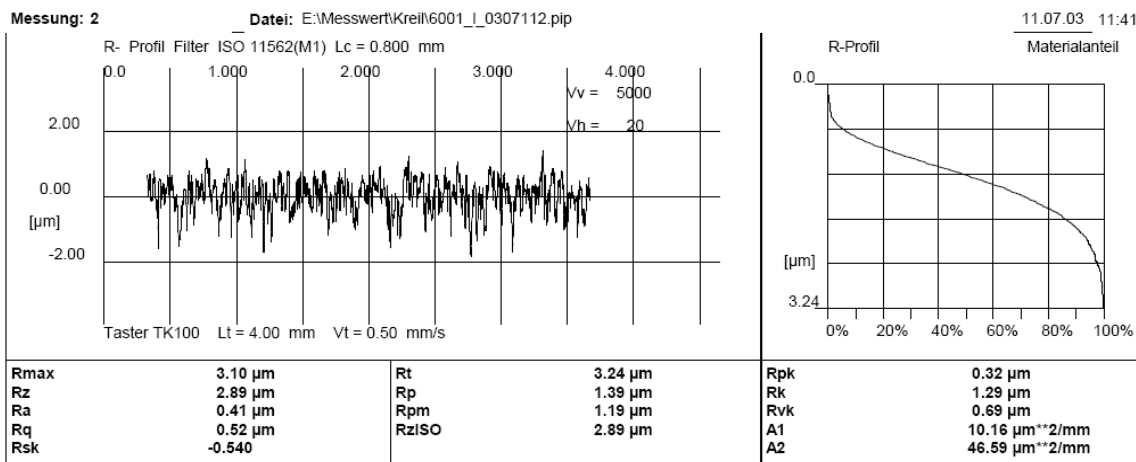
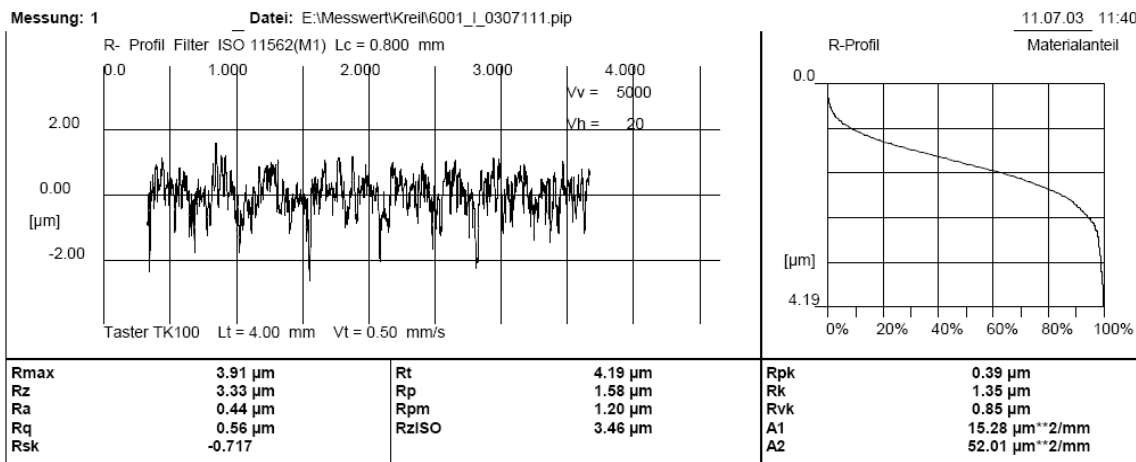


Bild 90: Rauheitsmessschrieb zu Oberfläche TQ-M

12.1.7 Oberfläche TQ-G

 Lehrstuhl für Maschinenelemente Technische Universität München Boltzmannstr. 15, 85748 Garching	HOMMELWERKE TURBO RAUHEIT V6.11 Messbedingungen Taster-Typ : TK100 Messbereich : 80 µm LV: waveline 60 Tasterstrecke : 4.00 mm Geschwindigkeit : 0.50 mm/s Lc (Cut Off) : 0.800 mm Filter : ISO 11562(M1)																	
	Meßprogramm: 4,0mm_0,80mm - ISO - 2MP.rpg																	
Prüfer: Ko Prüfteil/Zustand: Scheibe ME-Nr: 6021 Hersteller-Nr.: Flanke/Seite: längs Bemerkung: eingelaufen	Statistik n = 2 <table border="1"> <thead> <tr> <th>Nr.</th> <th>Kenngößen Xq</th> <th>Range</th> <th>S</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>1</td> <td>Rmax</td> <td>6.05</td> <td>1.47</td> </tr> <tr> <td>2</td> <td>Rz</td> <td>5.26</td> <td>0.85</td> </tr> <tr> <td>3</td> <td>Ra</td> <td>0.82</td> <td>0.04</td> </tr> </tbody> </table>		Nr.	Kenngößen Xq	Range	S	1	Rmax	6.05	1.47	2	Rz	5.26	0.85	3	Ra	0.82	0.04
Nr.	Kenngößen Xq	Range	S															
1	Rmax	6.05	1.47															
2	Rz	5.26	0.85															
3	Ra	0.82	0.04															

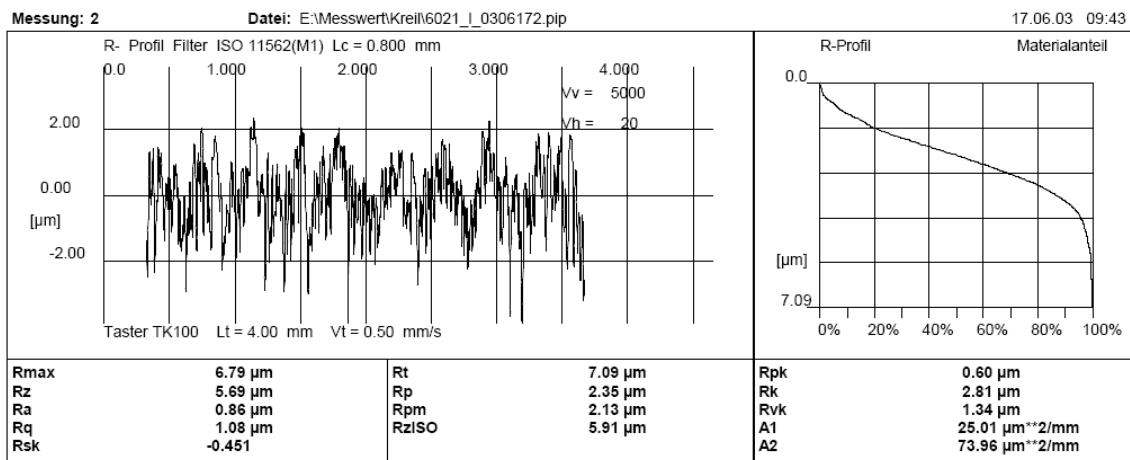
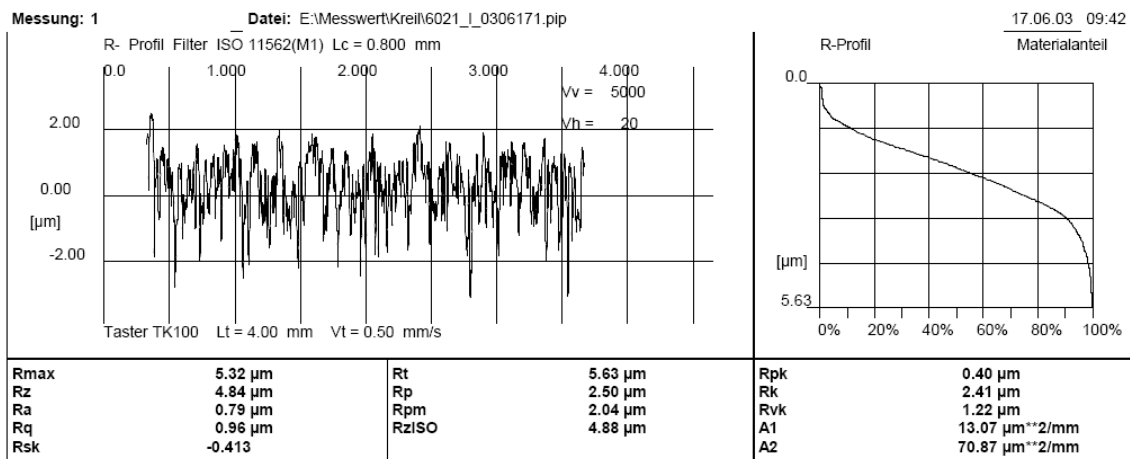


Bild 91: Rauheitsmessschrieb zu Oberfläche TQ-G

12.1.8 Oberfläche GQ50-F

 Lehrstuhl für Maschinenelemente Technische Universität München Boltzmannstr. 15, 85748 Garching	HOMMELWERKE TURBO RAUHEIT V6.11 Messbedingungen Taster-Typ : TK100 Messbereich : 80 µm LV: waveline 60 Taststrecke : 4.00 mm Geschwindigkeit : 0.50 mm/s Lc (Cut Off) : 0.800 mm Filter : ISO 11562(M1)																	
	Meßprogramm: 4,0mm_0,80mm - ISO - 3MP.rpg																	
Prüfer: Kreil Prüfteil/Zustand: Scheibe ME-Nr: 6006 Hersteller-Nr.: Flanke/Seite: längs Bemerkung: 30 sec geätzt	Statistik n = 3 <table border="1"> <thead> <tr> <th>Nr.</th> <th>Kenngößen Xq</th> <th>Range</th> <th>S</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>1</td> <td>Rmax</td> <td>1.39</td> <td>0.36</td> </tr> <tr> <td>2</td> <td>Rz</td> <td>1.14</td> <td>0.07</td> </tr> <tr> <td>3</td> <td>Ra</td> <td>0.29</td> <td>0.07</td> </tr> </tbody> </table>		Nr.	Kenngößen Xq	Range	S	1	Rmax	1.39	0.36	2	Rz	1.14	0.07	3	Ra	0.29	0.07
Nr.	Kenngößen Xq	Range	S															
1	Rmax	1.39	0.36															
2	Rz	1.14	0.07															
3	Ra	0.29	0.07															

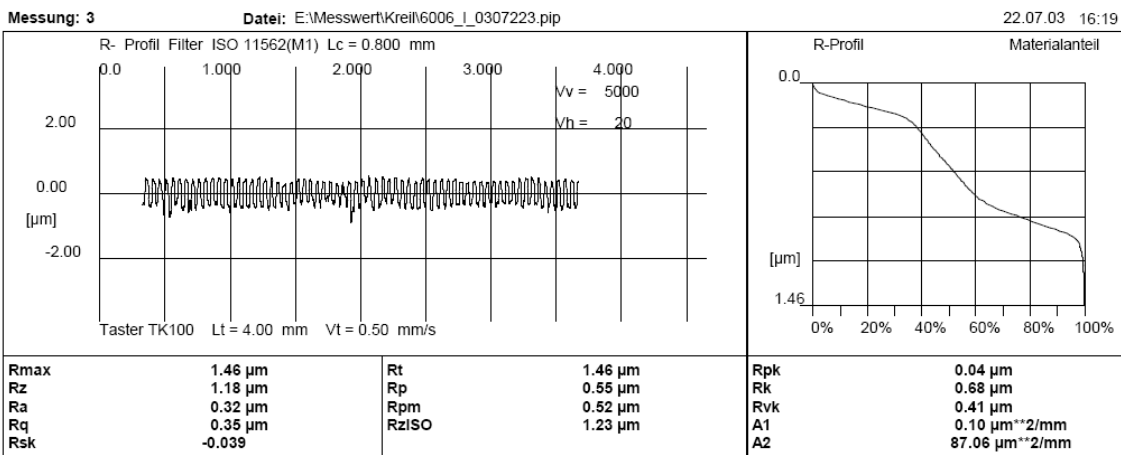
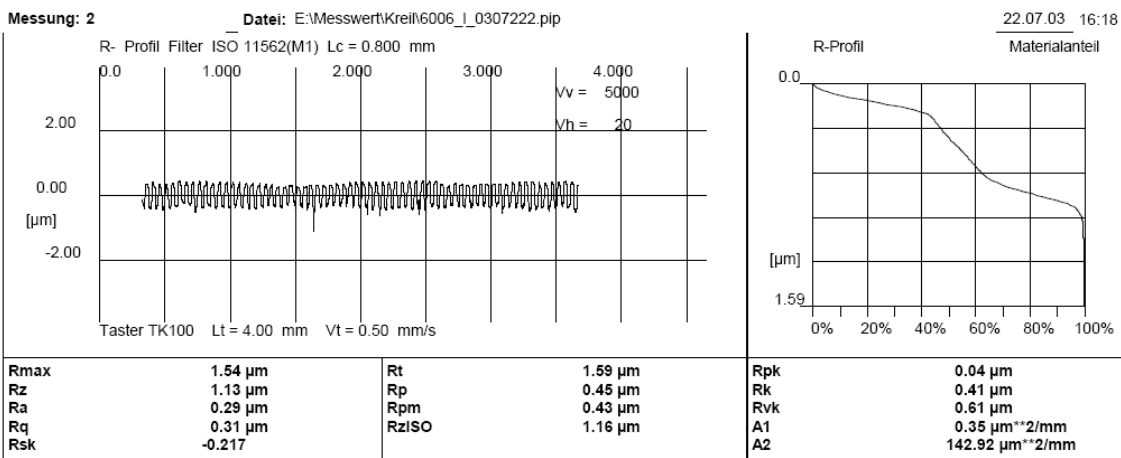
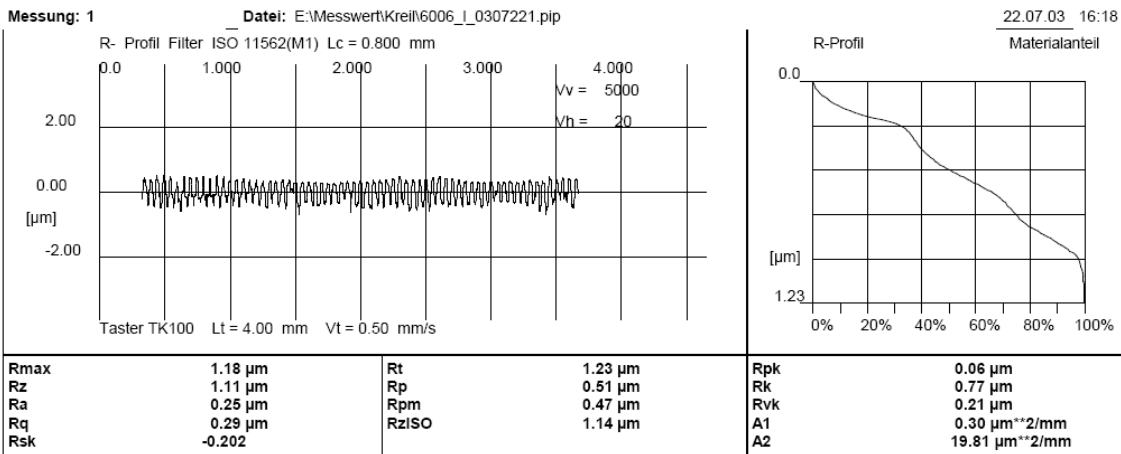



Bild 92: Rauheitsmessschrieb zu Oberfläche GQ50-F

12.1.9 Oberfläche GQ50-M

 Lehrstuhl für Maschinenelemente Technische Universität München Boltzmannstr. 15, 85748 Garching	HOMMELWERKE TURBO RAUHEIT V6.11 Messbedingungen Taster-Typ : TK100 Messbereich : 80 µm LV: waveline 60 Taststrecke : 4.00 mm Geschwindigkeit : 0.50 mm/s Lc (Cut Off) : 0.800 mm Filter : ISO 11562(M1)																	
	Meßprogramm: 4,0mm_0,80mm - ISO - 3MP.rpg																	
Prüfer: Kreil Prüfteil/Zustand: Scheibe ME-Nr: 6014 Hersteller-Nr.: Flanke/Seite: längs Bemerkung: 1 Min. geätzt	Statistik n = 3 <table border="1"> <thead> <tr> <th>Nr.</th> <th>Kenngößen Xq</th> <th>Range</th> <th>S</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>1</td> <td>Rmax 2.04</td> <td>1.19</td> <td>0.55</td> </tr> <tr> <td>2</td> <td>Rz 1.50</td> <td>0.12</td> <td>0.05</td> </tr> <tr> <td>3</td> <td>Ra 0.38</td> <td>0.09</td> <td>0.04</td> </tr> </tbody> </table>		Nr.	Kenngößen Xq	Range	S	1	Rmax 2.04	1.19	0.55	2	Rz 1.50	0.12	0.05	3	Ra 0.38	0.09	0.04
Nr.	Kenngößen Xq	Range	S															
1	Rmax 2.04	1.19	0.55															
2	Rz 1.50	0.12	0.05															
3	Ra 0.38	0.09	0.04															

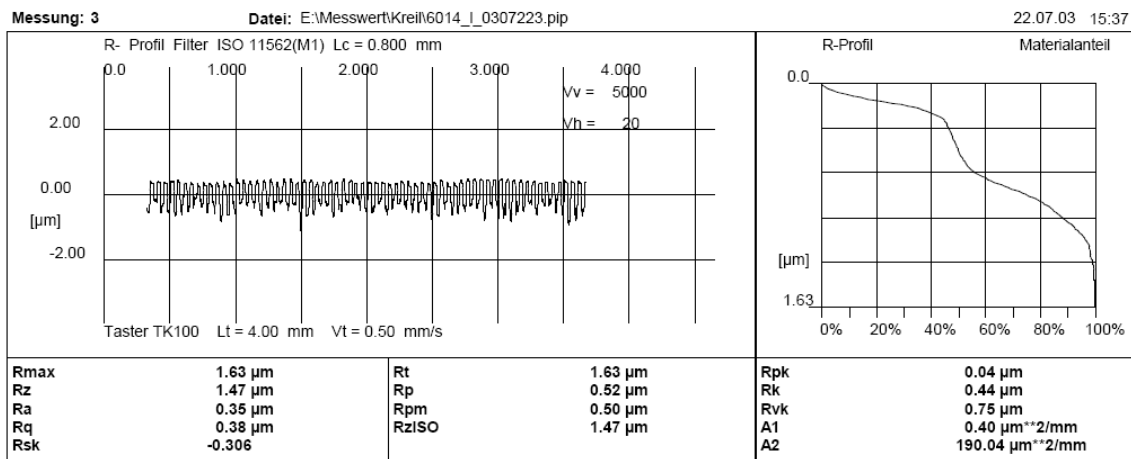
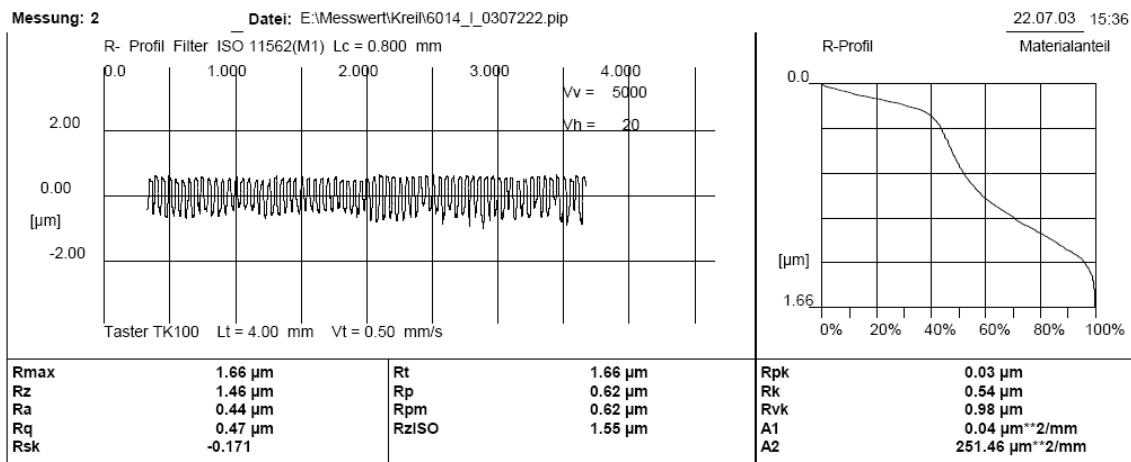
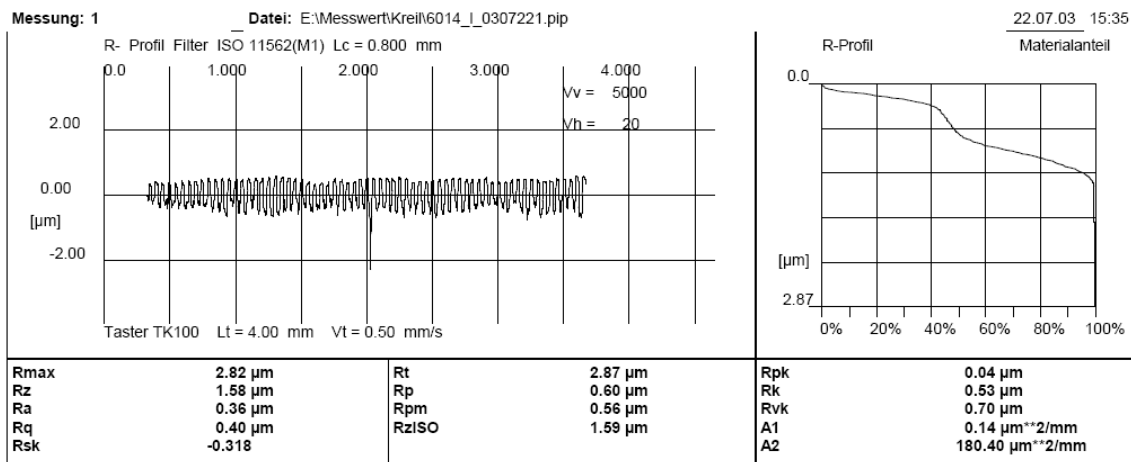


Bild 93: Rauheitsmessschrieb zu Oberfläche GQ50-M

12.1.10 Oberfläche GQ50-G

 Lehrstuhl für Maschinenelemente Technische Universität München Boltzmannstr. 15, 85748 Garching	HOMMELWERKE TURBO RAUHEIT V6.11 Messbedingungen Taster-Typ : TK100 Messbereich : 80 µm LV: waveline 60 Taststrecke : 4.00 mm Geschwindigkeit : 0.50 mm/s Lc (Cut Off) : 0.800 mm Filter : ISO 11562(M1)																	
	Meßprogramm: 4,0mm_0,80mm - ISO - 2MP.rpg																	
Prüfer: Kreil Prüfteil/Zustand: Scheibe ME-Nr: 6008 Hersteller-Nr.: Flanke/Seite: längs Bemerkung: 3 min geätzt	Statistik n = 2 <table border="1"> <thead> <tr> <th>Nr.</th> <th>Kenngößen Xq</th> <th>Range</th> <th>S</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>1</td> <td>Rmax</td> <td>3.11</td> <td>0.00</td> </tr> <tr> <td>2</td> <td>Rz</td> <td>2.75</td> <td>0.10</td> </tr> <tr> <td>3</td> <td>Ra</td> <td>0.78</td> <td>0.02</td> </tr> </tbody> </table>		Nr.	Kenngößen Xq	Range	S	1	Rmax	3.11	0.00	2	Rz	2.75	0.10	3	Ra	0.78	0.02
Nr.	Kenngößen Xq	Range	S															
1	Rmax	3.11	0.00															
2	Rz	2.75	0.10															
3	Ra	0.78	0.02															

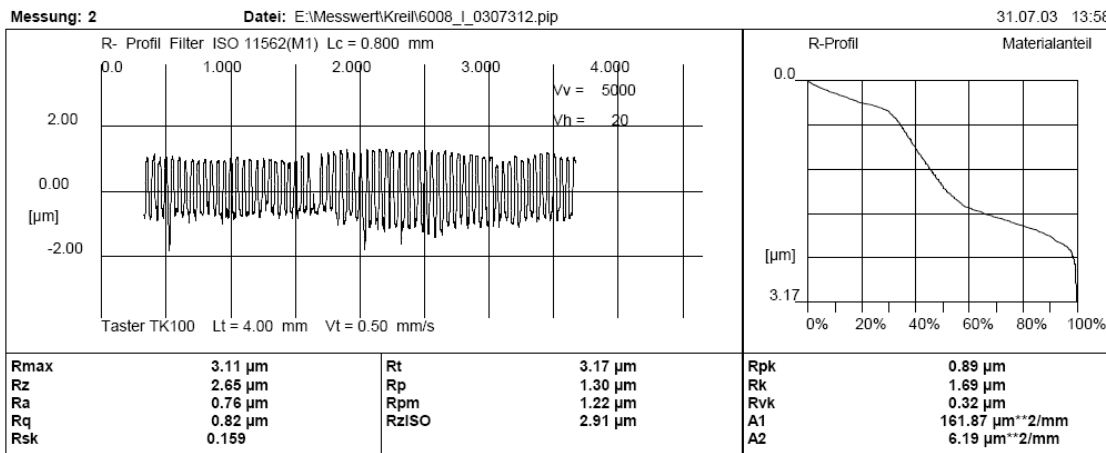
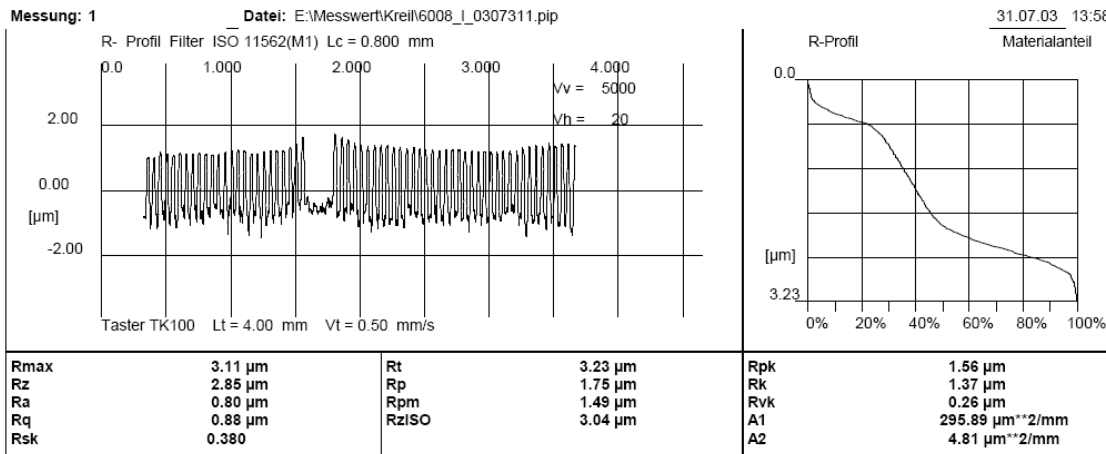



Bild 94: Rauheitsmessschrieb zu Oberfläche GQ50-G

12.1.11 Oberfläche GQ100-F

 Lehrstuhl für Maschinenelemente Technische Universität München Boltzmannstr. 15, 85748 Garching	HOMMELWERKE TURBO RAUHEIT V6.11 Messbedingungen Taster-Typ : TK100 Messbereich : 80 µm LV: waveline 60 Taststrecke : 4.00 mm Geschwindigkeit : 0.50 mm/s Lc (Cut Off) : 0.800 mm Filter : ISO 11562(M1)																		
	Meßprogramm: 4,0mm_0,80mm - ISO - 3MP.rpg																		
Prüfer: Kreil Prüfteil/Zustand: Scheibe ME-Nr: 6012 Hersteller-Nr.: Flanke/Seite: längs Bemerkung: nach länger schleifen	Statistik n = 3 <table border="1"> <thead> <tr> <th>Nr.</th> <th>Kenngößen Xq</th> <th>Range</th> <th>S</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>1</td> <td>Rmax</td> <td>2.02</td> <td>1.08</td> </tr> <tr> <td>2</td> <td>Rz</td> <td>1.25</td> <td>0.24</td> </tr> <tr> <td>3</td> <td>Ra</td> <td>0.34</td> <td>0.00</td> </tr> </tbody> </table>			Nr.	Kenngößen Xq	Range	S	1	Rmax	2.02	1.08	2	Rz	1.25	0.24	3	Ra	0.34	0.00
Nr.	Kenngößen Xq	Range	S																
1	Rmax	2.02	1.08																
2	Rz	1.25	0.24																
3	Ra	0.34	0.00																

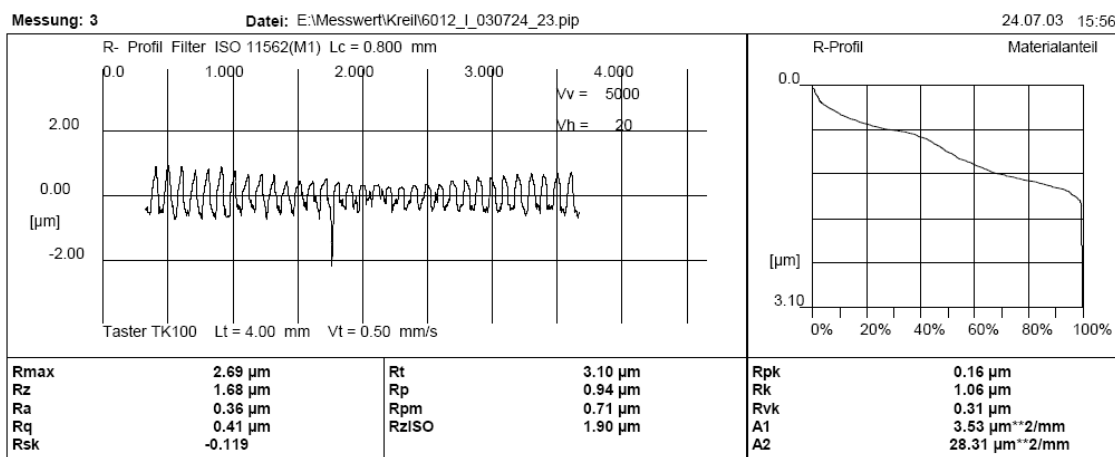
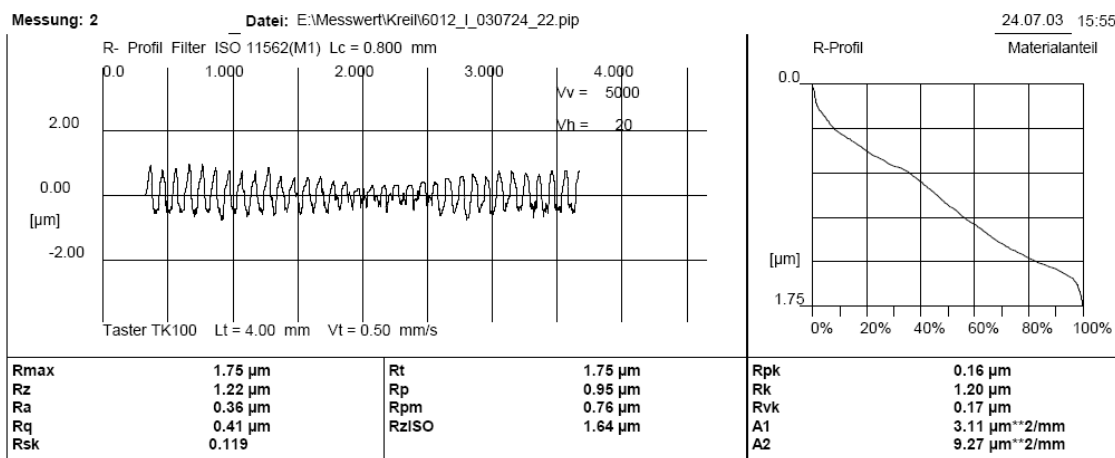
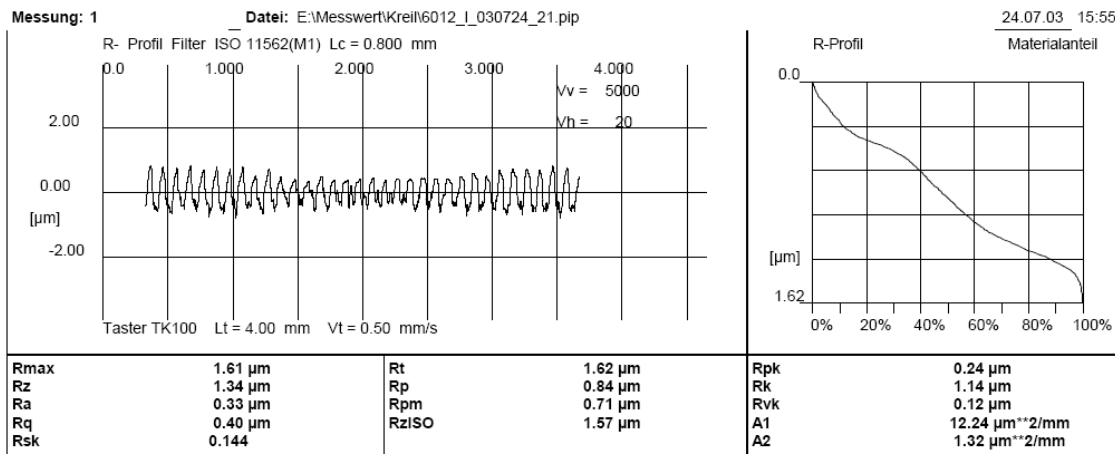



Bild 95: Rauheitsmessschrieb zu Oberfläche GQ100-F

12.1.12 Oberfläche GQ100-M

 Lehrstuhl für Maschinenelemente Technische Universität München Boltzmannstr. 15, 85748 Garching	HOMMELWERKE TURBO RAUHEIT V6.11 Messbedingungen Taster-Typ : TK100 Messbereich : 80 µm LV: waveline 60 Taststrecke : 4.00 mm Geschwindigkeit : 0.50 mm/s Lc (Cut Off) : 0.800 mm Filter : ISO 11562(M1)																	
	Meßprogramm: 4,0mm_0,80mm - ISO - 3MP.rpg																	
Prüfer: Kreil Prüfteil/Zustand: Scheibe ME-Nr: 6010 Hersteller-Nr.: Flanke/Seite: längs Bemerkung nach 0016.msw	Statistik n = 3 <table border="1"> <thead> <tr> <th>Nr.</th> <th>Kenngößen Xq</th> <th>Range</th> <th>S</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>1</td> <td>Rmax</td> <td>2.19</td> <td>0.37</td> </tr> <tr> <td>2</td> <td>Rz</td> <td>1.79</td> <td>0.18</td> </tr> <tr> <td>3</td> <td>Ra</td> <td>0.51</td> <td>0.07</td> </tr> </tbody> </table>		Nr.	Kenngößen Xq	Range	S	1	Rmax	2.19	0.37	2	Rz	1.79	0.18	3	Ra	0.51	0.07
Nr.	Kenngößen Xq	Range	S															
1	Rmax	2.19	0.37															
2	Rz	1.79	0.18															
3	Ra	0.51	0.07															

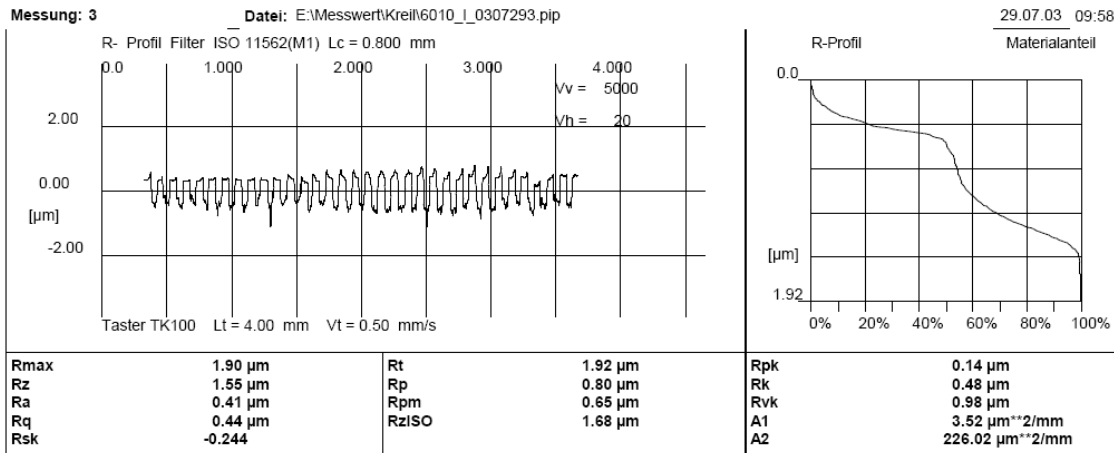
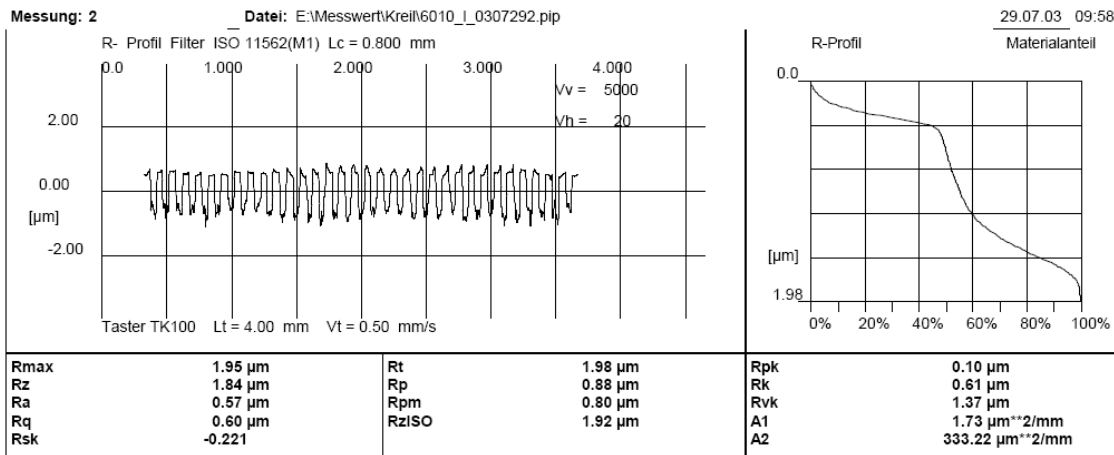



Bild 96: Rauheitsmessschrieb zu Oberfläche GQ100-M

12.1.13 Oberfläche GQ100-G

 Lehrstuhl für Maschinenelemente Technische Universität München Boltzmannstr. 15, 85748 Garching	HOMMELWERKE TURBO RAUHEIT V6.11 Messbedingungen Taster-Typ : TK100 Messbereich : 80 µm LV: waveline 60 Taststrecke : 4.00 mm Geschwindigkeit : 0.50 mm/s Lc (Cut Off) : 0.800 mm Filter : ISO 11562(M1)																			
	Statistik n = 3 <table border="1"> <thead> <tr> <th>Nr.</th> <th>Kenngößen Xq</th> <th>Range</th> <th>S</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>1</td> <td>Rmax</td> <td>3.72</td> <td>1.35</td> <td>0.59</td> </tr> <tr> <td>2</td> <td>Rz</td> <td>3.01</td> <td>1.09</td> <td>0.45</td> </tr> <tr> <td>3</td> <td>Ra</td> <td>0.83</td> <td>0.24</td> <td>0.10</td> </tr> </tbody> </table>		Nr.	Kenngößen Xq	Range	S	1	Rmax	3.72	1.35	0.59	2	Rz	3.01	1.09	0.45	3	Ra	0.83	0.24
Nr.	Kenngößen Xq	Range	S																	
1	Rmax	3.72	1.35	0.59																
2	Rz	3.01	1.09	0.45																
3	Ra	0.83	0.24	0.10																
Meßprogramm: 4,0mm_0,80mm - ISO - 3MP.rpg																				
Prüfer: Kreil Prüfteil/Zustand: Scheibe ME-Nr: 6011 Hersteller-Nr.: Flanke/Seite: längs Bemerkung: eingelaufen																				

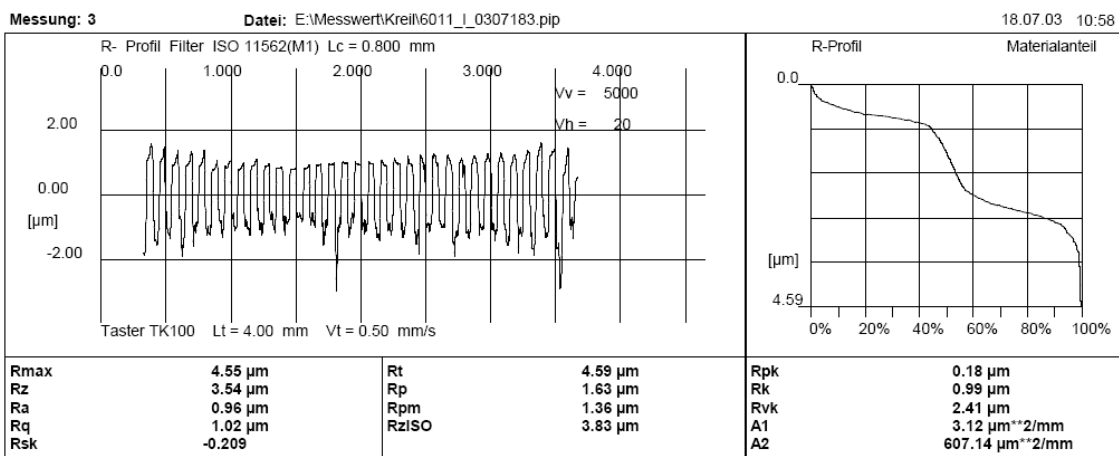
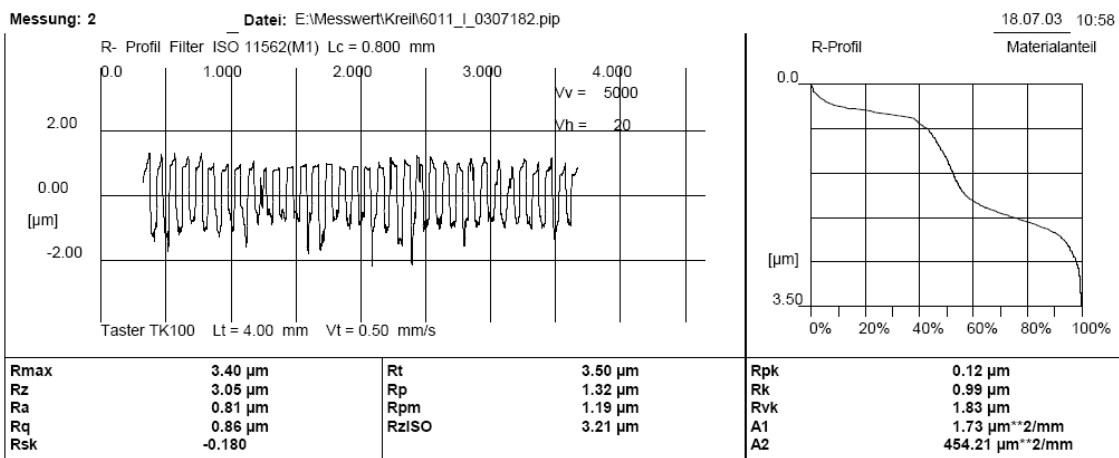
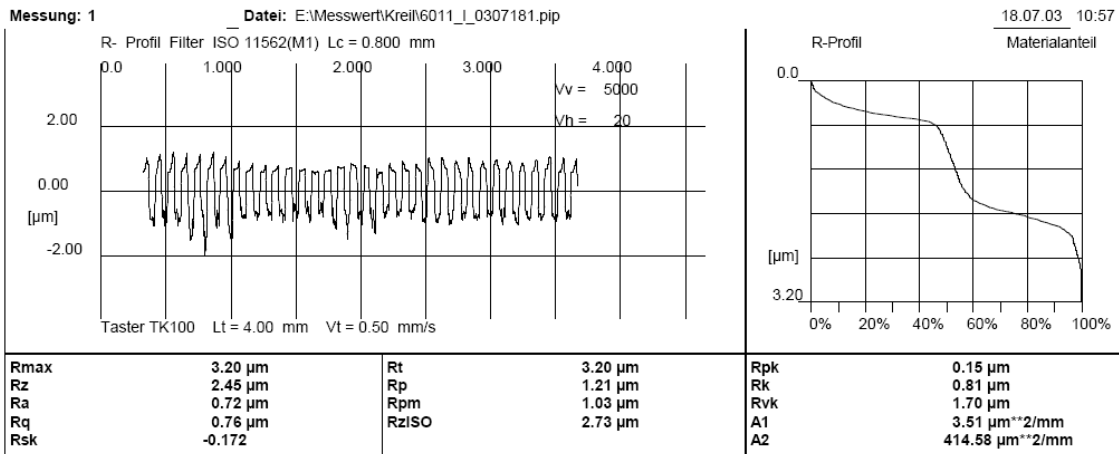


Bild 97: Rauheitsmessschrieb zu Oberfläche GQ100-G

12.2 Messergebnisse - Schmierfilmdickenmessungen

12.2.1 Oberfläche TL-P

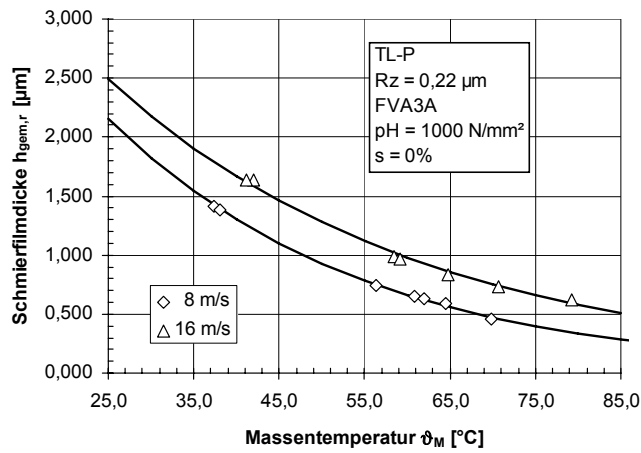


Bild 98: Schmierfilmdickenmessung (TL-P, Rz = 0,22 μm , FVA3A, $p_H = 1000 \text{ N/mm}^2$, $s = 0 \%$)

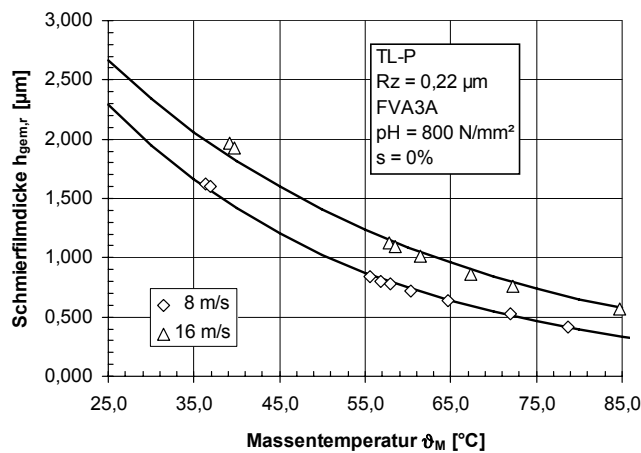


Bild 99: Schmierfilmdickenmessung (TL-P, Rz = 0,22 μm , FVA3A, $p_H = 800 \text{ N/mm}^2$, $s = 0 \%$)

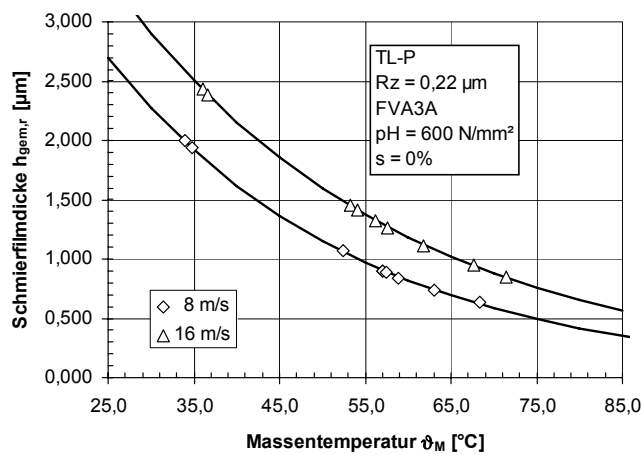
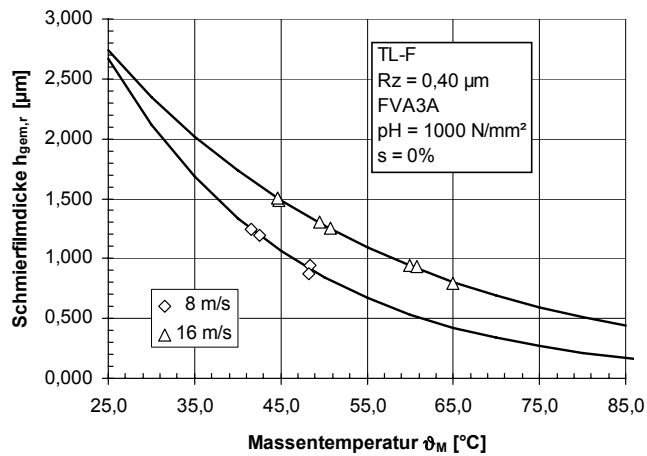
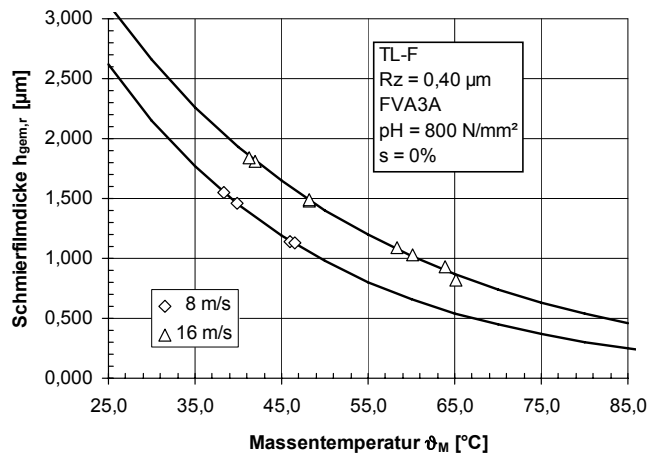
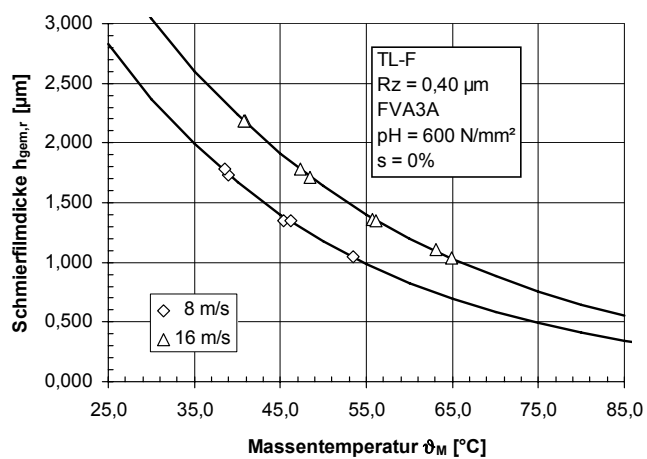
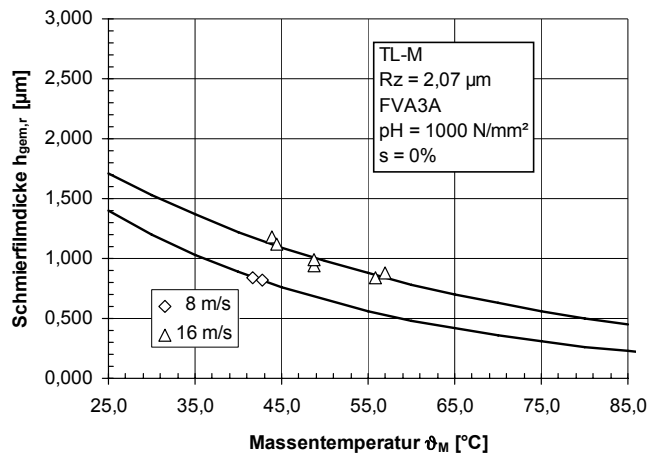
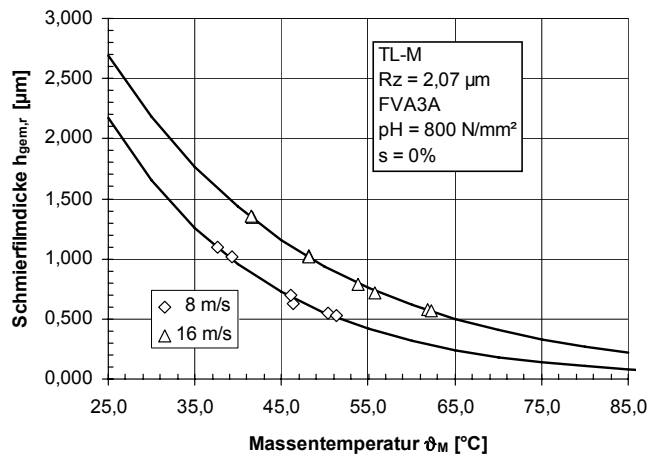
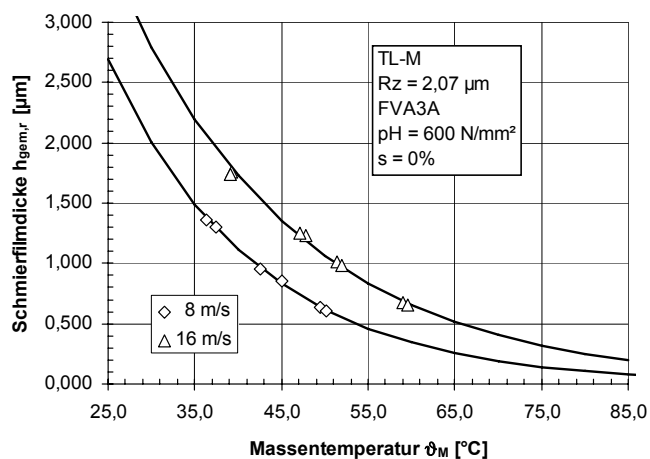


Bild 100: Schmierfilmdickenmessung (TL-P, Rz = 0,22 μm , FVA3A, $p_H = 600 \text{ N/mm}^2$, $s = 0 \%$)

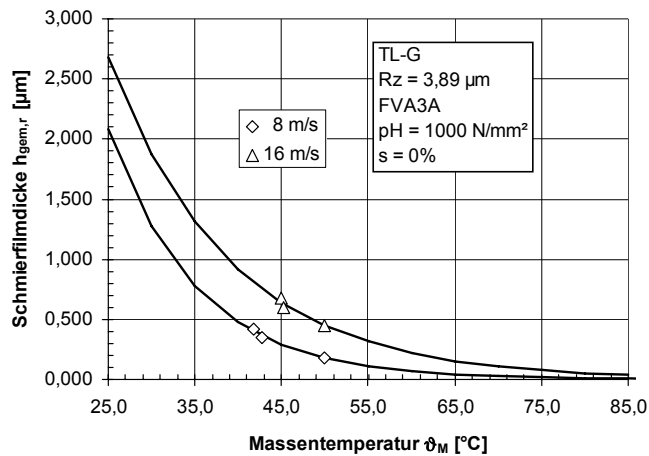
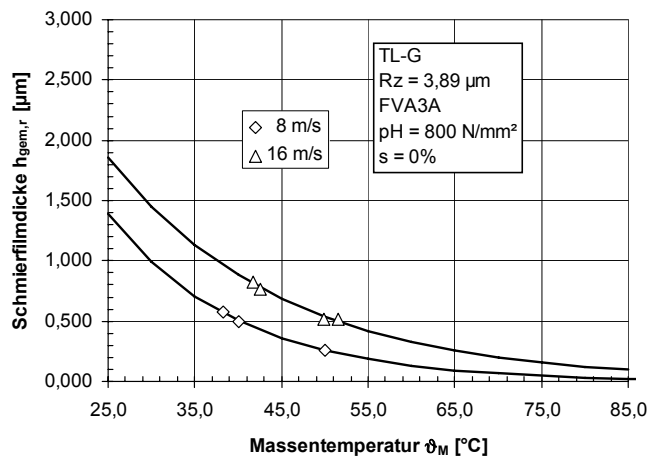
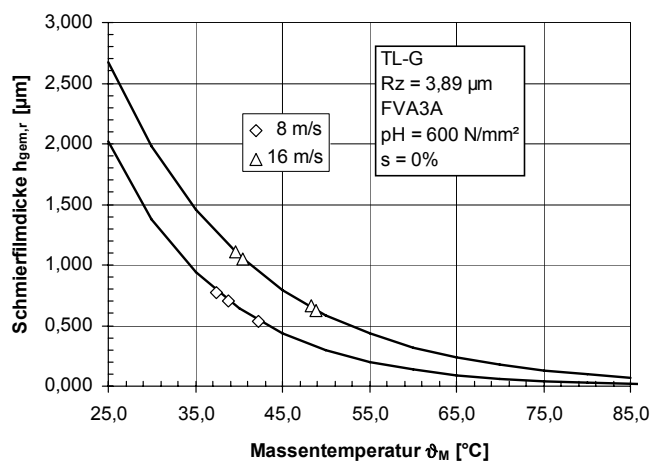
12.2.2 Oberfläche TL-F

Bild 101: Schmierfilmdickenmessung (TL-F, Rz = 0,40 µm, FVA3A, p_H = 1000 N/mm², s = 0 %)Bild 102: Schmierfilmdickenmessung (TL-F, Rz = 0,40 µm, FVA3A, p_H = 800 N/mm², s = 0 %)Bild 103: Schmierfilmdickenmessung (TL-F, Rz = 0,40 µm, FVA3A, p_H = 600 N/mm², s = 0 %)

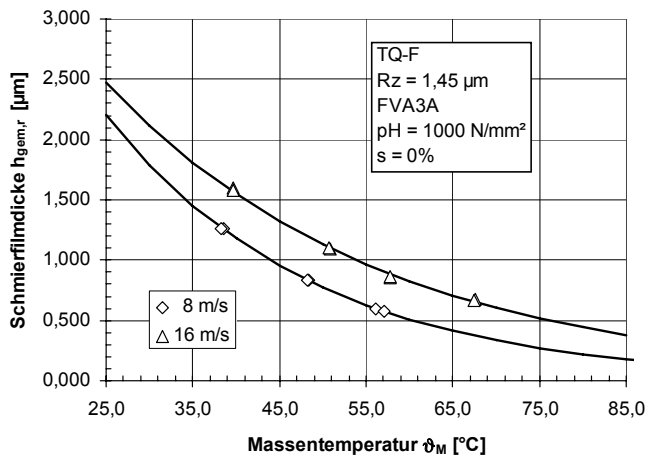
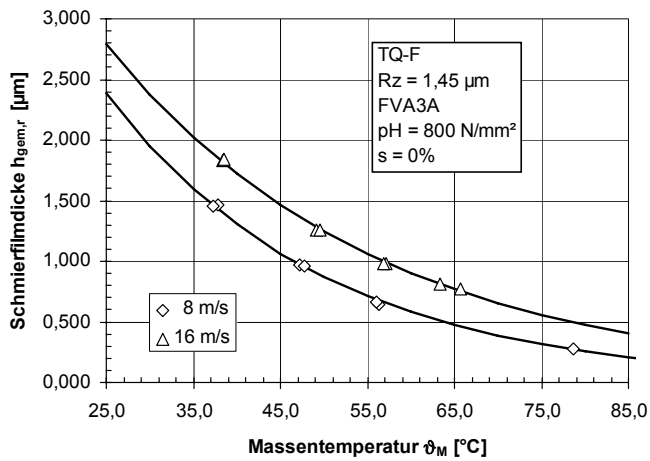
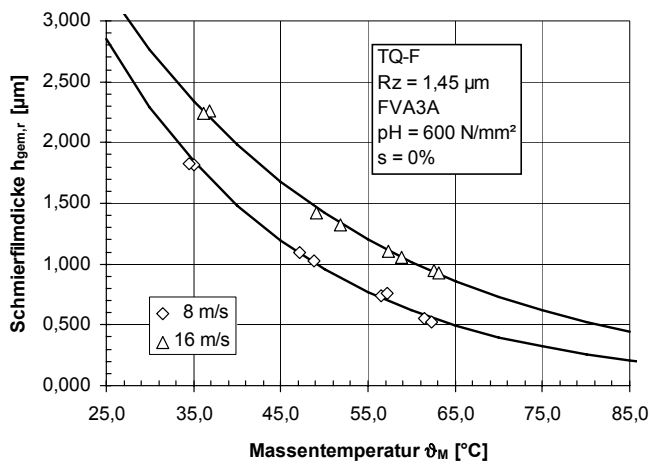
12.2.3 Oberfläche TL-M

Bild 104: Schmierfilmdickenmessung (TL-M, Rz = 2,07 µm, FVA3A, p_H = 1000 N/mm², s = 0 %)Bild 105: Schmierfilmdickenmessung (TL-M, Rz = 2,07 µm, FVA3A, p_H = 800 N/mm², s = 0 %)Bild 106: Schmierfilmdickenmessung (TL-M, Rz = 2,07 µm, FVA3A, p_H = 600 N/mm², s = 0 %)

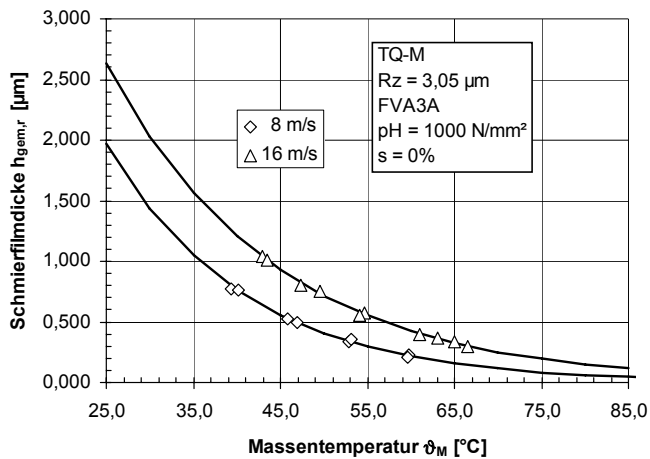
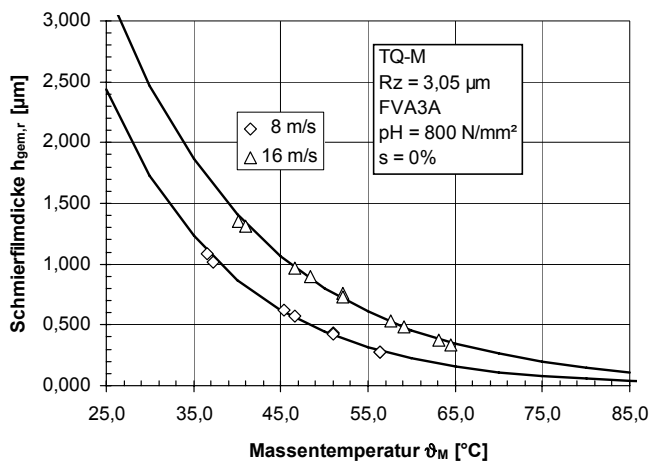
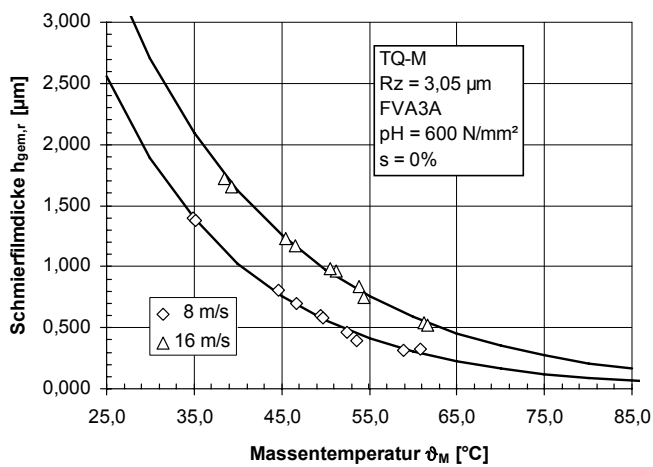
12.2.4 Oberfläche TL-G

Bild 107: Schmierfilmdickenmessung (TL-G, Rz = 3,89 µm, FVA3A, p_H = 1000 N/mm², s = 0 %)Bild 108: Schmierfilmdickenmessung (TL-G, Rz = 3,89 µm, FVA3A, p_H = 800 N/mm², s = 0 %)Bild 109: Schmierfilmdickenmessung (TL-G, Rz = 3,89 µm, FVA3A, p_H = 600 N/mm², s = 0 %)

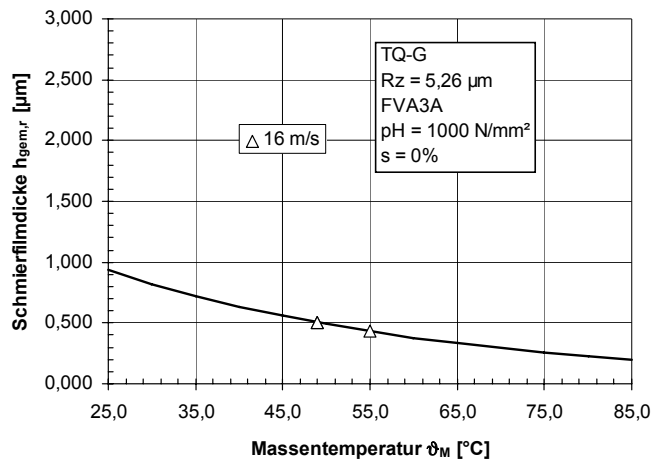
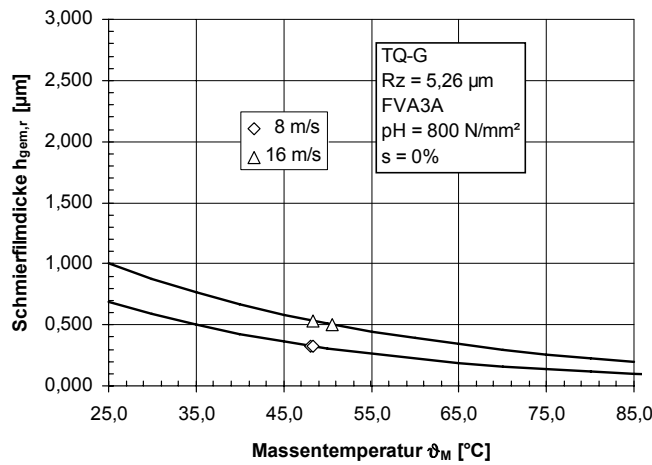
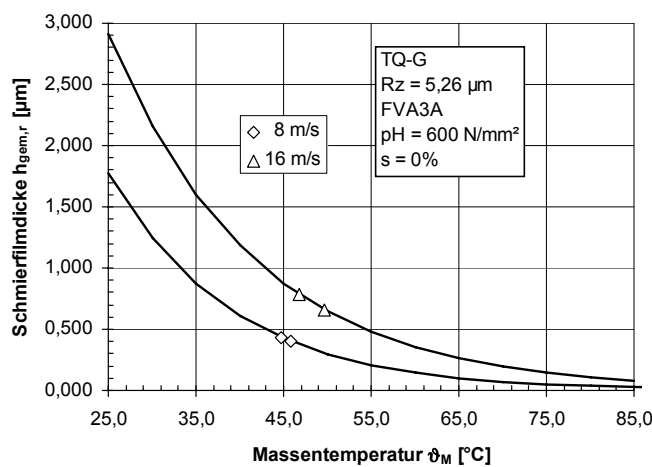
12.2.5 Oberfläche TQ-F

Bild 110: Schmierfilmdickenmessung (TQ-F, Rz = 1,45 µm, FVA3A, p_H = 1000 N/mm², s = 0 %)Bild 111: Schmierfilmdickenmessung (TQ-F, Rz = 1,45 µm, FVA3A, p_H = 800 N/mm², s = 0 %)Bild 112: Schmierfilmdickenmessung (TQ-F, Rz = 1,45 µm, FVA3A, p_H = 600 N/mm², s = 0 %)

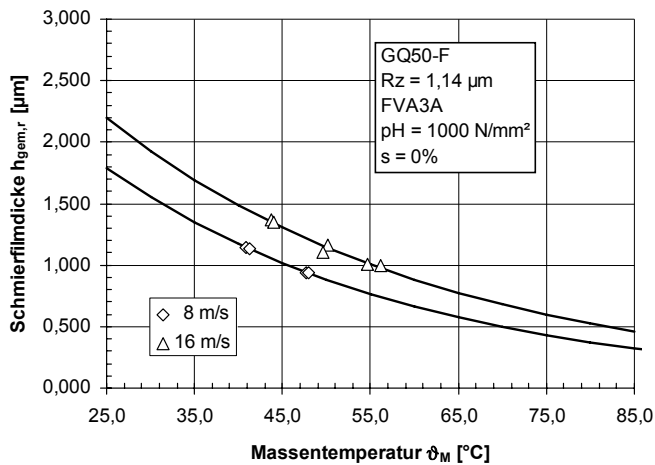
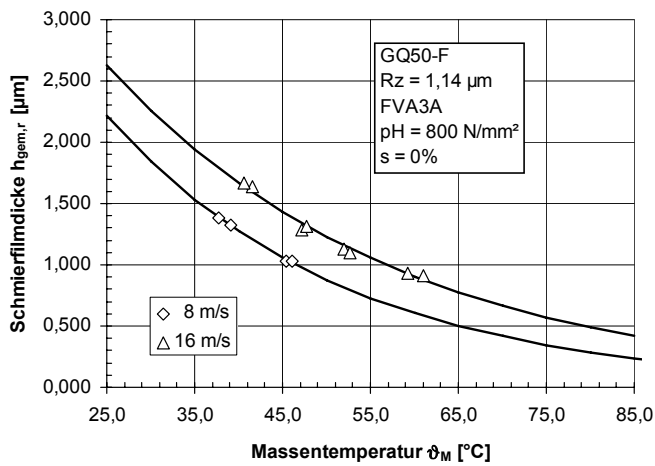
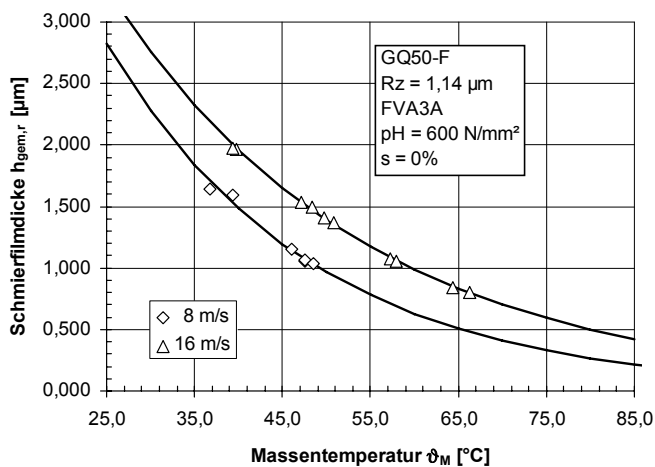
12.2.6 Oberfläche TQ-M

Bild 113: Schmierfilmdickenmessung (TQ-M, Rz = 3,05 µm, FVA3A, $p_H = 1000 \text{ N/mm}^2$, s = 0 %)Bild 114: Schmierfilmdickenmessung (TQ-M, Rz = 3,05 µm, FVA3A, $p_H = 800 \text{ N/mm}^2$, s = 0 %)Bild 115: Schmierfilmdickenmessung (TQ-M, Rz = 3,05 µm, FVA3A, $p_H = 600 \text{ N/mm}^2$, s = 0 %)

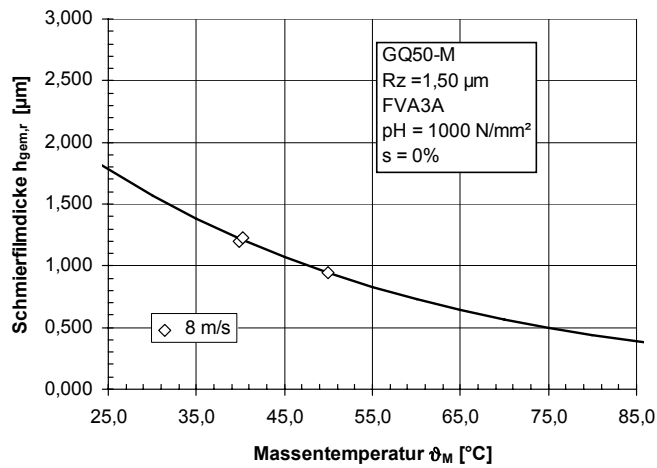
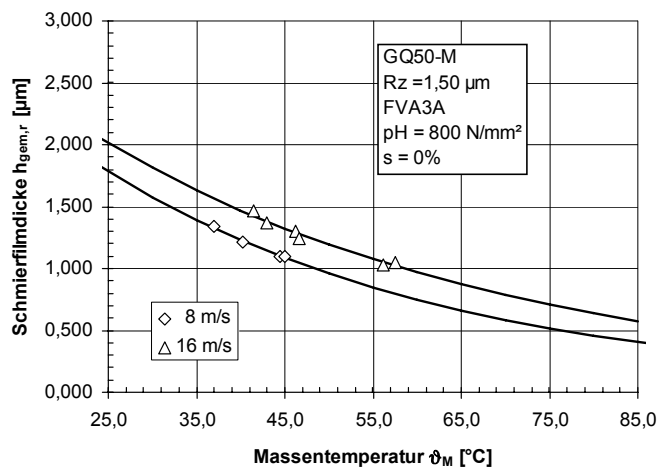
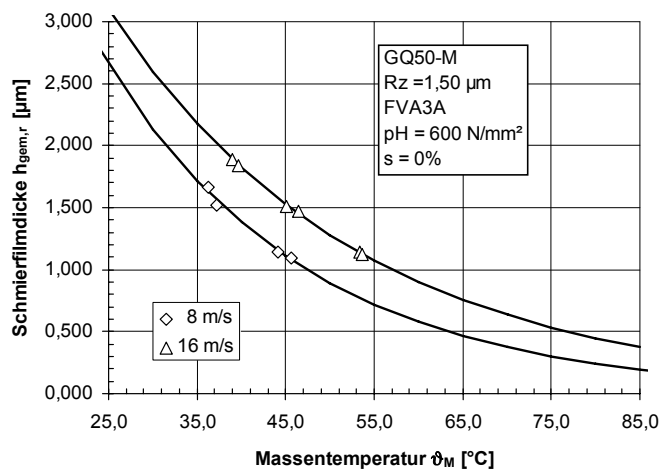
12.2.7 Oberfläche TQ-G

Bild 116: Schmierfilmdickenmessung (TQ-G, Rz = 5,26 μm, FVA3A, $p_H = 1000 \text{ N/mm}^2$, $s = 0\%$)Bild 117: Schmierfilmdickenmessung (TQ-G, Rz = 5,26 μm, FVA3A, $p_H = 800 \text{ N/mm}^2$, $s = 0\%$)Bild 118: Schmierfilmdickenmessung (TQ-G, Rz = 5,26 μm, FVA3A, $p_H = 600 \text{ N/mm}^2$, $s = 0\%$)

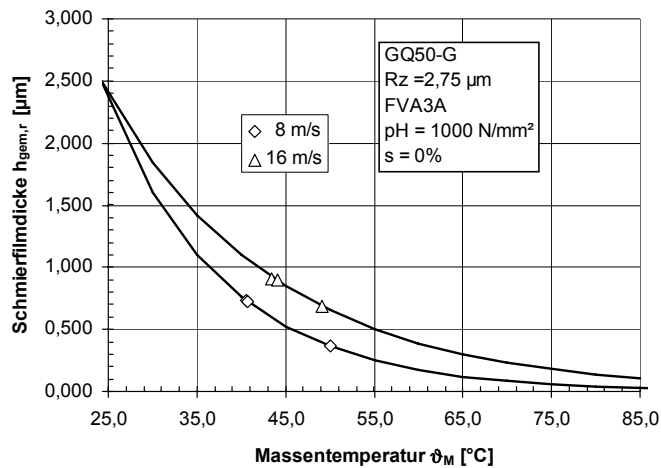
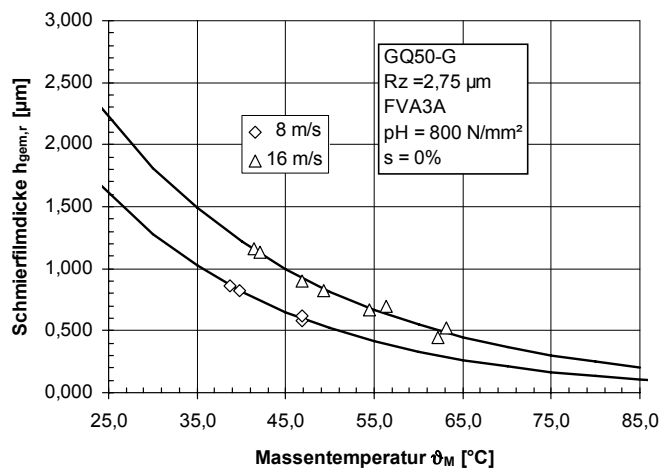
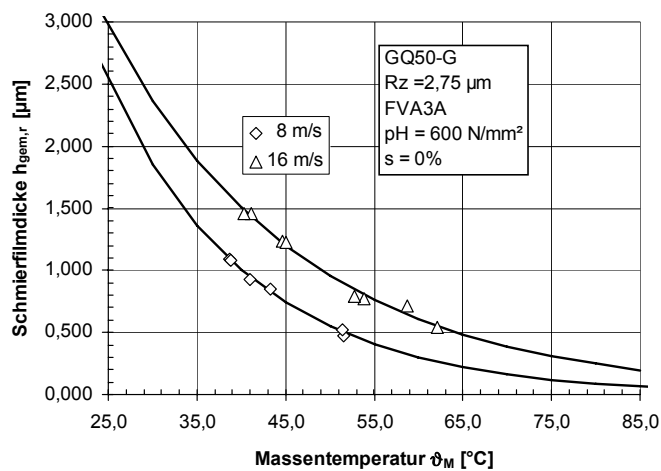
12.2.8 Oberfläche GQ50-F

Bild 119: Schmierfilmdickenmessung (GQ50-F, Rz = 1,14 µm, FVA3A, p_H = 1000 N/mm², s = 0 %)Bild 120: Schmierfilmdickenmessung (GQ50-F, Rz = 1,14 µm, FVA3A, p_H = 800 N/mm², s = 0 %)Bild 121: Schmierfilmdickenmessung (GQ50-F, Rz = 1,14 µm, FVA3A, p_H = 600 N/mm², s = 0 %)

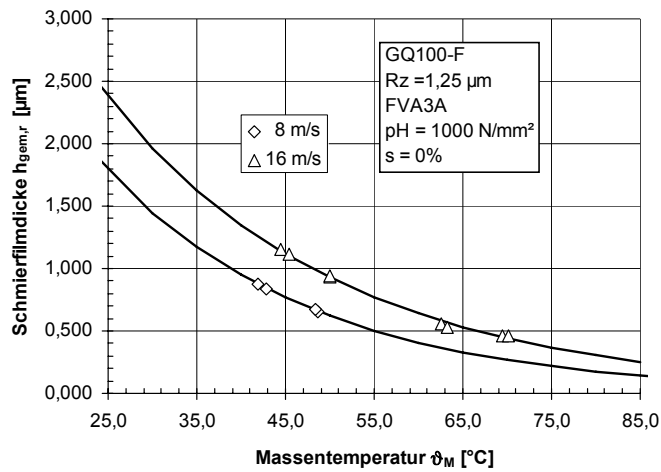
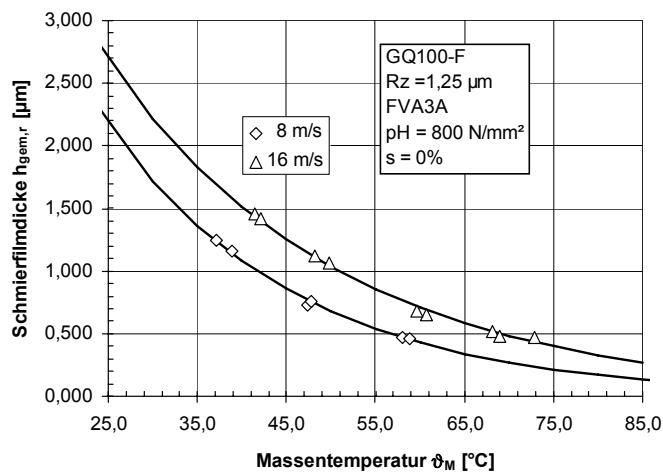
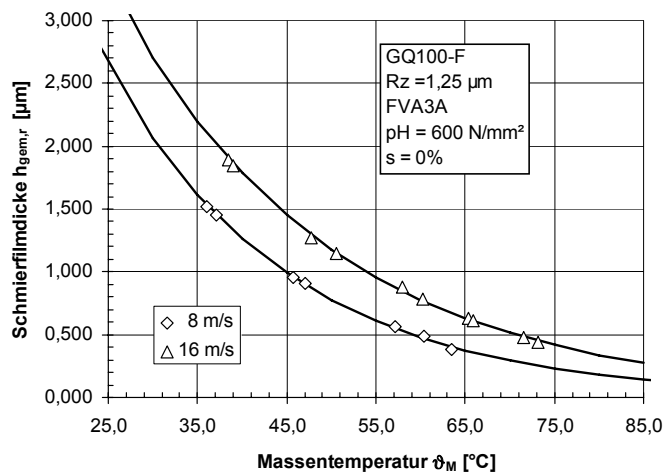
12.2.9 Oberfläche GQ50-M

Bild 122: Schmierfilmdickenmessung (GQ50-M, $R_z = 1,50 \mu\text{m}$, FVA3A, $p_H = 1000 \text{ N/mm}^2$, $s = 0 \%$)Bild 123: Schmierfilmdickenmessung (GQ50-M, $R_z = 1,50 \mu\text{m}$, FVA3A, $p_H = 800 \text{ N/mm}^2$, $s = 0 \%$)Bild 124: Schmierfilmdickenmessung (GQ50-M, $R_z = 1,50 \mu\text{m}$, FVA3A, $p_H = 600 \text{ N/mm}^2$, $s = 0 \%$)

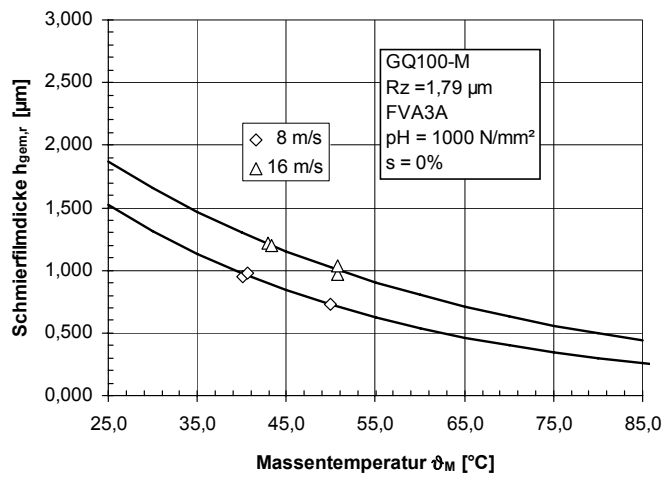
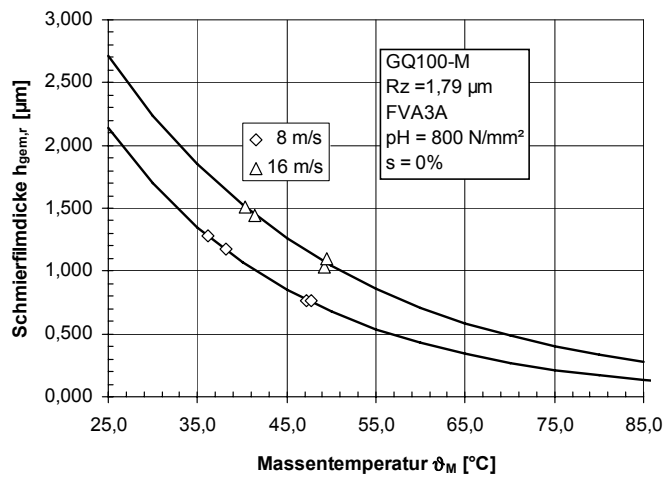
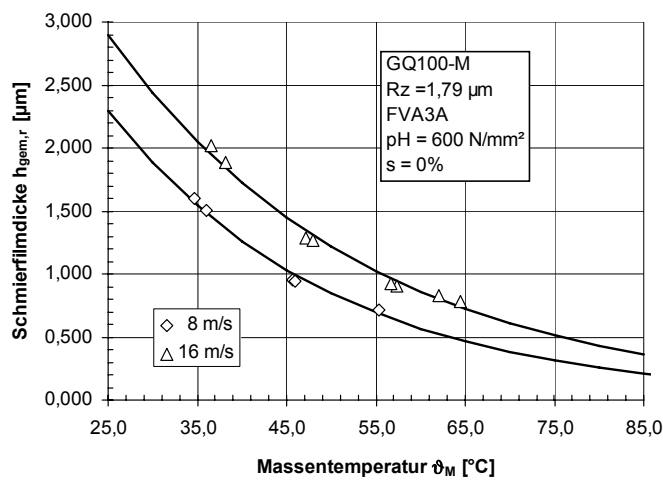
12.2.10 Oberfläche GQ50-G

Bild 125: Schmierfilmdickenmessung (GQ50-G, $Rz = 2,75 \mu\text{m}$, FVA3A, $p_H = 1000 \text{ N/mm}^2$, $s = 0\%$)Bild 126: Schmierfilmdickenmessung (GQ50-G, $Rz = 2,75 \mu\text{m}$, FVA3A, $p_H = 800 \text{ N/mm}^2$, $s = 0\%$)Bild 127: Schmierfilmdickenmessung (GQ50-G, $Rz = 2,75 \mu\text{m}$, FVA3A, $p_H = 600 \text{ N/mm}^2$, $s = 0\%$)

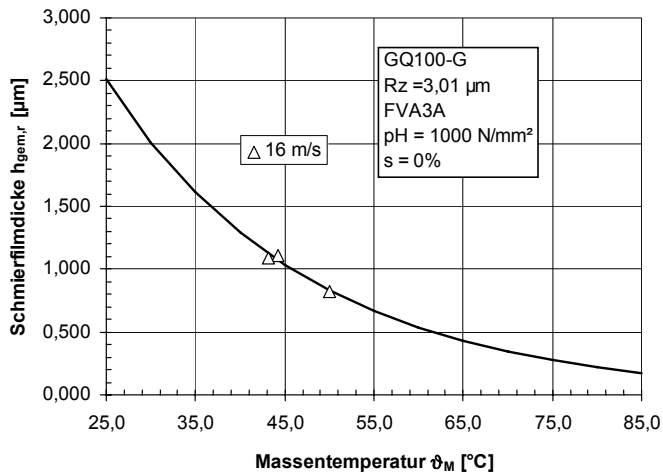
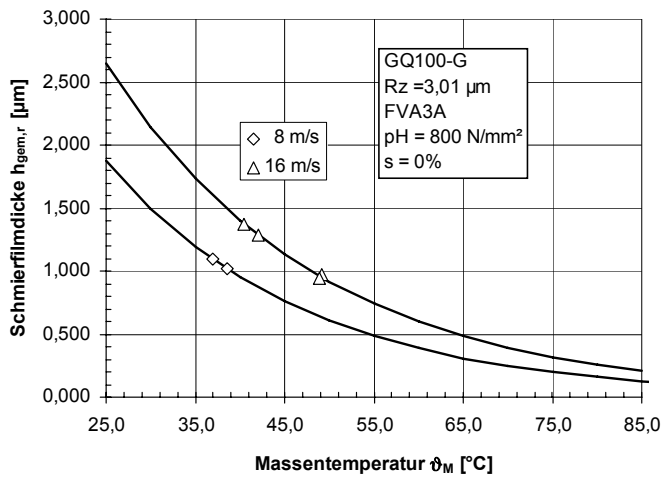
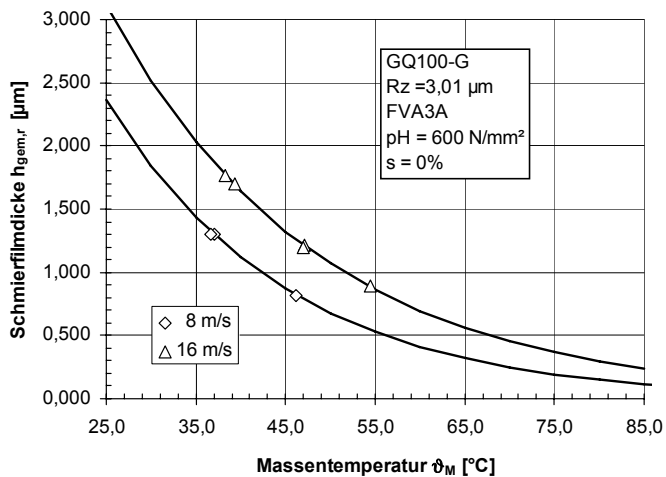
12.2.11 Oberfläche GQ100-F

Bild 128: Schmierfilmdickenmessung (GQ100-F, Rz = 1,25 μm , FVA3A, p_H = 1000 N/mm², s=0%)Bild 129: Schmierfilmdickenmessung (GQ100-F, Rz = 1,25 μm , FVA3A, p_H = 800 N/mm², s=0%)Bild 130: Schmierfilmdickenmessung (GQ100-F, Rz = 1,25 μm , FVA3A, p_H = 600 N/mm², s=0%)

12.2.12 Oberfläche GQ100-M

Bild 131: Schmierfilmdickenmessung (GQ100-M, Rz = 1,79 μm , FVA3A, p_H = 1000 N/mm², s=0%)Bild 132: Schmierfilmdickenmessung (GQ100-M, Rz = 1,79 μm , FVA3A, p_H = 800 N/mm², s=0%)Bild 133: Schmierfilmdickenmessung (GQ100-M, Rz = 1,79 μm , FVA3A, p_H = 600 N/mm², s=0%)

12.2.13 Oberfläche GQ100-G

Bild 134: Schmierfilmdickenmessung (GQ100-G, Rz = 3,01 µm, FVA3A, p_H = 1000 N/mm², s=0%)Bild 135: Schmierfilmdickenmessung (GQ100-G, Rz = 3,01 µm, FVA3A, p_H = 800 N/mm², s=0%)Bild 136: Schmierfilmdickenmessung (GQ100-G, Rz = 3,01 µm, FVA3A, p_H = 600 N/mm², s=0%)

Lebenslauf

Persönliche Daten

Name: Kreil
Vorname: Oliver Alexander
Geburtsdatum: 04.02.1973
Geburtsort: Wolfratshausen
Familienstand: verheiratet – ein Kind



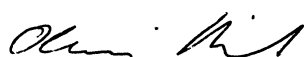
Schulbildung

1979 – 1985 Grund- und Hauptschule in Wolfratshausen – Waldram
1985 – 1989 Realschule Geretsried, Mittlere Reife 1989
1989 – 1991 Wechsel aufs Gymnasium, 10. und 11. Klasse am Rupprecht-Gymnasium in München
1991 – 1993 Gymnasium Geretsried, Abitur 1993
1993 – 1994 Grundwehrdienst
1994 – 1995 Studium Fachrichtung Physik an der TU-München
1995 – 2001 Studium Fachrichtung Maschinenwesen an der TU-München
Abschluss als Diplomingenieur für Maschinenwesen (Fachrichtung Produktionstechnik)

Berufserfahrung / Praktika

03.-04.1996 Praktikum Metallbearbeitung bei der BMW AG
03.-04.1997 Praktikum Werkzeugmaschinen bei der Linde AG
08.-09.1997 Werkstudententätigkeit bei der Siemens AG
06.-07.1998 Praktikum Montage bei der Gämmerler AG
08.2000 – 02.2001 Werkstudententätigkeit bei der BMW AG
1997 – 2001 Studentische Hilfskraft am Lehrstuhl für Maschinenelemente (FZG)
2001 - 2008 Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Maschinenelemente (FZG)

Garching, im April 2008



Dissertationen der FZG

- 1 PERRET H.: Übertragung konstanter Leistung durch stufenlos mechanische Regeltriebe, TH Braunschweig, 1935
- 2 BELLMANN H.: Beiträge zur Prüfung von Bremsbelägen, TH Braunschweig, 1939
- 3 HIERSIG H. M.: Der Zusammenhang von Gestaltung und Beanspruchung bei Schneckengetrieben mit Evolventenverzahnung, TH Braunschweig, 1943
- 4 HELBIG F.: Walzenfestigkeit und Grübchenbildung von Zahnrad- und Wälzlagerwerkstoffen, TH Braunschweig, 1943
- 5 ARF D.: Pendelrollenlager mit symmetrischen und unsymmetrischen Rollen, TH Braunschweig, 1944
- 6 OESMANN W.: Entwicklung einer Stahlsand-Schalt- und Regelkupplung, TH Braunschweig, 1945
- 7 RUBO E.: Ermittlung der Achsfehler-Empfindlichkeit verschiedener Zylinder-Schneckengetriebe mit Hilfe des Einlauf-Abschliffvolumens, TH Braunschweig, 1948
- 8 GLAUBNITZ H.: Drehmomentmessungen zum Wendevorgang bei Raupenfahrwerken, TH Braunschweig, 1948
- 9 TALKE H.: Beiträge zur hydrodynamischen Schmiertheorie des ebenen Gleit-schuhes auf ebener Fläche, TH Braunschweig, 1948
- 10 CRAMER H.: Über die Reibung und Schmierung feinmechanischer Geräte, TH Braunschweig, 1949
- 11 THOMAS W.: Reibscheiben-Regelgetriebe mit Linienberührung, TH Braunschweig, 1949
- 12 MAUSHAKE W.: Theoretische Untersuchung von Schneckengetrieben mit Globoidschnecke und Stirnrad, TH Braunschweig, 1950
- 13 KRAUPNER K. W.: Das plastische Verhalten umlaufender Stahlrollen bei Punktberührung, TH Braunschweig, 1951
- 14 BANASCHEK K.: Die Gleitreibung geschmierter Flächen kleiner Schmiegun. Einfluss von Werkstoffpaarung, Krümmung, Oberfläche und Schmierstoff, TH Braunschweig, 1951
- 15 HEYER E.: Versuche mit Zylinderschneckenrieben. Einfluss von Zahnform, Modul, Durchmesser und Schmierstoff auf Verlustleistung und Tragfähigkeit, TH München, 1952
- 16 HENTSCHEL G.: Der Hochleistungswälztrieb. Entwicklungsstand und Entwicklungsmöglichkeiten, TH München, 1952
- 17 WINTER H.: Tragfähigste Evolventengeradverzahnung, TH München, 1954
- 18 ROY A. K.: Spannungsoptische Untersuchung eines schrägverzahnten Stirnrades, TH München, 1957

- 19 RETTIG H.: Dynamische Zahnkraft, TH München, 1957
- 20 OHLENDORF H.: Verlustleistung und Erwärmung von Stirnrädern, TH München, 1958
- 21 UNTERBERGER M.: Geräuschuntersuchungen an geradverzahnten Zahn-
rädern, TH München, 1958
- 22 LOOMAN J.: Das Abrichten von profilierten Schleifscheiben zum Schleifen von
schrägverzahnten Stirnrädern, TH München, 1959
- 23 JARCHOW F.: Versuche an Stirnrad-Globoidschneckenrieben, TH München,
1960
- 24 POPOVIC L.: Einfluss von Zahnform und Bearbeitung auf die Zahnfußfestig-
keit, TH München, 1960
- 25 EHRENSPIEL K.: Die Festkörperreibung von geschmierten und unge-
schmierten Metallpaarungen mit Linienberührung, TH München, 1962
- 26 PITTROFF H.: Riffelbildung infolge Stillstandserschütterungen bei Wälzlagern,
TH München, 1962
- 27 SCHREIBER H.: Zur Auswertung von Lebensdaueruntersuchungen an Wälzlagern,
TH München, 1962
- 28 ROTH K.: Untersuchungen über die Eignung der Evolventenzahnform für eine
allgemein verwendbare feinwerktechnische Normverzahnung, TH München,
1963
- 29 NARUSE C.: Verschleiß, Tragfähigkeit und Verlustleistung bei Schraubenrad-
getrieben, TH München, 1964
- 30 GARTNER F.: Die Mischreibung bei Linienberührung, TH München, 1964
- 31 ASSMANN H.: Vergleichende Untersuchung von Getriebeölen im FZG-Stirn-
rad- und Esso-Hypoidprüfstand, TH München, 1965
- 32 REISTER D.: Einseitiges Breiten tragen bei Stirnrädern, TH München, 1965
- 33 KORRENN H.: Gleitreibung in den Kontaktstellen zwischen den Wälzkörpern
und den Laufbahnen der Ringe von Wälzlagern, TH München, 1965
- 34 HÖSEL T.: Geräuschuntersuchungen an schrägverzahnten Stirnrädern mit E-
volventenverzahnung, TH München, 1965
- 35 LANGENBECK K.: Die Verschleiß- und Fressgrenzlast der Hypoidgetriebe, TH
München, 1966
- 36 MEMMEL M.: Untersuchungen über die Tragfähigkeit und Gebrauchsdauer von
Gelenklagern, TH München, 1966
- 37 BÖTSCH H.: Der Einfluss der Oberflächenbearbeitung und -behandlung auf die
Flankenfestigkeit von Stirnrädern aus Vergütungsstahl, TH München, 1966
- 38 LECHNER G.: Die Fresslastgrenze bei Stirnrädern aus Stahl, TH München,
1966

- 39 LANGE S.: Untersuchungen von Helicon- und Spiroidgetrieben mit abwickelbaren Schneckenflanken nach der hydrodynamischen und nach der Hertz'schen Theorie, TH München, 1967
- 40 SCHWÄGERL D.: Untersuchung von Helicon- und Spiroidgetrieben mit trapezförmigem Schneckenprofil nach der Hertz'schen und nach der hydrodynamischen Theorie, TH München, 1967
- 41 MICHELS K.: Schneckengetriebe mit Werkstoffpaarung Stahl / Grauguss, TH München, 1968
- 42 GACKSTETTER G.: Verlustarme Verzahnung, TH München, 1968
- 43 GEUPEL H.: Flüssigkeitsreibung bei Punktberührung, TH München, 1969
- 44 GREKOUSSIS R.: Vergleichende Untersuchungen zur Fresstragfähigkeit von Hypoid- und Stirnrädern, TH München, 1969
- 45 BAETHGE J.: Zahnfederhärte, Drehwegfehler und Geräusch bei Stirnrädern, TH München, 1969
- 46 SCHULZ H. D.: Untersuchung über Tragfähigkeiten und Verlustleistung von Schneckengetrieben mit trapezförmigem Schneckenprofil und kegeliger Schnecke, TH München, 1969
- 47 STÖLZLE K.: Leistungsübertragung in Planetengetrieben bei statischem und dynamischem Betrieb. Berechnung, Optimierung und Versuchsergebnisse, TH München, 1970
- 48 SEITZINGER K.: Die Erwärmung einsatzgehärteter Zahnräder als Kennwert für ihre Fresstragfähigkeit, TU München, 1971
- 49 STÖSSEL K.: Reibungszahlen unter elasto-hydrodynamischen Bedingungen, TU München, 1971
- 50 SCHMIDT G.: Berechnung der Wälzpressung schrägverzahnter Stirnräder unter Berücksichtigung der Lastverteilung, TU München, 1972
- 51 HIRT M.: Einfluss der Zahnfußausrundung auf Spannung und Festigkeit von Geradstirnrädern, TU München, 1974
- 52 WILKESMANN H.: Berechnung von Schneckengetrieben mit unterschiedlichen Zahnprofilformen (Tragfähigkeits- und Verlustleistung für Hohlkreis-, Evolventen- und Geradlinienprofil), TU München, 1974
- 53 RICHTER M.: Der Verzahnungswirkungsgrad und die Fresstragfähigkeit von Hypoid- und Schraubenradgetrieben – Versuchsergebnisse und Berechnungsmethoden, TU München, 1976
- 54 RÖSCH H.: Untersuchungen zur Wälzfestigkeit von Rollen – Einfluss von Werkstoff, Wärmebehandlung und Schlupf, TU München, 1976
- 55 GAGGERMEIER H.: Untersuchungen zur Reibkraftübertragung in Regel-Reibradgetrieben im Bereich elasto-hydrodynamischer Schmierung, TU München, 1977

- 56 KÄSER W.: Beitrag zur Grübchenbildung an gehärteten Zahnrädern. Einfluss von Härtetiefe und Schmierstoff auf die Flankentragfähigkeit, TU München, 1977
- 57 KNABEL W.: Geräusche und Schwingungen an Stirnradgetrieben. Untersuchungen geometrischer Einflüsse bei hohen Drehzahlen und Belastungen, TU München, 1977
- 58 WIRTH X.: Über den Einfluss von Schleifkerben auf die Zahnfußtragfähigkeit und das Schädigungsverhalten oberflächengehärteter Zahnräder, TU München, 1977
- 59 HUBER G.: Zylinderschneckengetriebe, ein Beitrag zur Berechnung von Grübchen- und Gleitverschleiß und Angaben zum Wirkungsgradverhalten aus Versuchen, TU München, 1978
- 60 BROSSMANN U.: Über den Einfluss der Zahnfußausrundung und des Schrägungswinkels auf Beanspruchung und Festigkeit schrägverzahnter Stirnräder, TU München, 1979
- 61 PLEWE H.-J.: Untersuchungen über den Abriebverschleiß von geschmierten, langsam laufenden Zahnrädern, TU München, 1980
- 62 FRESEN G.: Untersuchungen über die Tragfähigkeit von Hypoid- und Kegelaradgetrieben (Grübchen, Ridging, Rippling, Graufleckigkeit und Zahnbruch), TU München, 1981
- 63 OSTER P.: Beanspruchung der Zahnflanken unter Bedingungen der Elasto-hydrodynamik, TU München, 1982
- 64 HORNING K.: Zahnräder aus Bainitischem Gusseisen mit Kugelgraphit, TU München, 1983
- 65 WEISS T.: Zum Festigkeits- und Verzugverhalten von randschichtgehärteten Zahnrädern, TU München, 1983
- 66 VOJACEK H.: Das Reibungsverhalten von Fluiden unter elastohydrodynamischen Bedingungen. Einfluss der chem. Struktur des Fluides, der Werkstoffe und der Makro- und Mikrogeometrie der Gleit / Wälzkörper, TU München, 1984
- 67 SCHÖNNENBECK G.: Einfluss der Schmierstoffe auf die Zahnflankenermüdung (Graufleckigkeit und Grübchenbildung) hauptsächlich im Umfangsgeschwindigkeitsbereich 1...9 m/s, TU München, 1984
- 68 WIENER H.: Untersuchung der Rollenkinematik im Axial-Pendelrollenlager, TU München, 1984
- 69 MATHIAK D.: Untersuchungen über Flankentragfähigkeit, Zahnfußtragfähigkeit und Wirkungsgrad von Zylinderschneckengetrieben, TU München, 1984
- 70 STRASSER H.: Einflüsse von Verzahnungsgeometrie, Werkstoff und Wärmebehandlung auf die Zahnfußtragfähigkeit, TU München, 1984

- 71 JOACHIM F.-J.: Untersuchungen zur Grübchenbildung an vergüteten und normalisierten Zahnrädern (Einfluss von Werkstoffpaarung, Oberflächen- und Eigenspannungszustand), TU München, 1984
- 72 GERBER H.: Innere dynamische Zusatzkräfte bei Stirnradgetrieben – Modellbildung, innere Anregung und Dämpfung, TU München, 1984
- 73 SIMON M.: Messung von elasto-hydrodynamischen Parametern und ihre Auswirkung auf die Grübchentragfähigkeit vergüteter Scheiben und Zahnräder, TU München, 1984
- 74 SCHMIDT W.: Untersuchungen zur Grübchen- und zur Zahnfußtragfähigkeit geradverzahnter evolventischer Innenstirnräder, TU München, 1984
- 75 FUNCK G.: Wärmeabführung bei Getrieben unter quasistationären Betriebsbedingungen, TU München, 1985
- 76 PAUL M.: Einfluss von Balligkeit und Lageabweichungen auf die Zahnfußbeanspruchung spiralverzahnter Kegelräder, TU München, 1986
- 77 HOPPE F.: Das Abschalt- und Betriebsverhalten von mechanischen Sicherheitskupplungen, TU München, 1986
- 78 MICHAELIS K.: Die Integraltemperatur zur Beurteilung der Fresstragfähigkeit von Stirnradgetrieben, TU München, 1987
- 79 WECH L.: Untersuchungen zum Wirkungsgrad von Kegelrad- und Hypoidgetrieben, TU München, 1987
- 80 KNAUER G.: Zur Grübchentragfähigkeit einsatzgehärteter Zahnräder – Einfluss von Werkstoff, Schmierstoff und Betriebstemperatur, TU München, 1988
- 81 PLACZEK T.: Lastverteilung und Flankenkorrektur in gerad- und schrägverzahnten Stirnradstufen, TU München, 1988
- 82 PFLAUM H.: Das Reibungsverhalten ölgeschmierter Kegelreibkupplungen in Synchronisationseinrichtungen von Kraftfahrzeug-Schaltgetrieben, TU München, 1988
- 83 BRINCK P.: Zahnfußtragfähigkeit oberflächengehärteter Stirnräder bei Lastrichtungsumkehr, TU München, 1989
- 84 entfallen
- 85 NEUPERT K.: Verschleißtragfähigkeit und Wirkungsgrad von Zylinder-Schneckengetrieben, TU München, 1990
- 86 PREXLER F.: Einfluss der Wälzflächenrauheit auf die Grübchenbildung vergüteter Scheiben im EHD-Kontakt, TU München, 1990
- 87 SCHALLER K.-V.: Betriebsfestigkeitsuntersuchungen zur Grübchenbildung an einsatzgehärteten Stirnradflanken, TU München, 1990
- 88 COLLENBERG H.-F.: Untersuchungen zur Fresstragfähigkeit schnelllaufender Stirnradgetriebe, TU München, 1991
- 89 MÜLLER R.: Schwingungs- und Geräuschanregung bei Stirnradgetrieben, TU München, 1991

- 90 ANZINGER M.: Werkstoff- und Fertigungseinflüsse auf die Zahnfußtragfähigkeit, insbesondere im hohen Zeitfestigkeitsgebiet, TU München, 1991
- 91 KAGERER E.: Messung von elastohydrodynamischen Parametern im hochbelasteten Scheiben- und Zahnkontakt, TU München, 1991
- 92 HASLINGER K.: Untersuchungen zur Grübchentragfähigkeit profilkorrigierter Zahnräder, TU München, 1991
- 93 VOLLHÜTER F.: Einfluss der Achsversetzung auf die Grübchen- und Zahnfußtragfähigkeit von spiralverzahnten Kegelrädern, TU München, 1992
- 94 PINNEKAMP B.: Das Schaltverhalten von PKW-Getriebesynchronisierungen, TU München, 1992
- 95 SCHUBERT M.: Einfluss der Befestigungsart und Radkranzdicke auf die Zahntragfähigkeit von Innenstirnrädern, TU München, 1993
- 96 STEINGRÖVER K.: Untersuchung zu Verschleiß, Verlustgrad und Fressen bei Zylinder-Schneckengetrieben, TU München, 1993
- 97 ELSTORPFF M.-G.: Einflüsse auf die Grübchentragfähigkeit einsatzgehärteter Zahnräder bis in das höchste Zeitfestigkeitsgebiet, TU München, 1993
- 98 EMMERT S.: Untersuchungen zur Zahnflankenermüdung (Graufleckigkeit, Grübchenbildung) schnelllaufender Stirnradgetriebe, TU München, 1994
- 99 SUCHANDT T.: Betriebsfestigkeitsuntersuchungen zur Zahnfußtragfähigkeit einsatzgehärteter Zahnräder und zur Bruchfestigkeit vergüteter Laschenkettens, TU München, 1994
- 100 HÄMMERL B.: Lebensdauer- und Temperaturverhalten ölgekühlter Lamellenkupplungen bei Lastkollektivbeanspruchung, TU München, 1994
- 101 WEISS R.: Einfluss der Ölalterung auf die Zahnflankentragfähigkeit, TU München, 1994
- 102 SCHLENK L.: Untersuchungen zur Fresstragfähigkeit von Großzahnradern, TU München, 1995
- 103 MANN U.: Schmierfilmbildung in elastohydrodynamischen Kontakten, Einfluss verschiedener Grundöle und Viskositäts-Index-Verbesserer, TU München, 1995
- 104 RUDZEWSKI S.: Systemtechnische Verknüpfung eingeführter Getriebeberechnungsprogramme, TU München, 1995
- 105 RANK R.: Untersuchungen zur Lebensdauerprüfung von Synchronisierungen, TU München, 1995
- 106 EBERSPÄCHER C.: Reihenfolgeeffekte bei der Grübchen-Betriebsfestigkeit einsatzgehärteter Zahnräder, TU München, 1995
- 107 RANK B.: Untersuchungen zur Grübchenbildung bei Zylinder-Schneckengetrieben, TU München, 1996
- 108 SATTELBERGER K.: Schwingungs- und Geräuschanregung bei ein- und mehrstufigen Stirnradgetrieben, TU München, 1997

- 109 HIRSCHMANN V.: Tragfähigkeitsuntersuchungen an stufenlosen Umschlingungsgetrieben, TU München, 1997
- 110 THOMAS J.: Flankentragfähigkeit und Laufverhalten von hartfeinbearbeiteten Kegelrädern, TU München, 1998
- 111 WIKIDAL F.: Berechnung der Flankenpressung gerad- und schrägverzahnter Stirnräder für last- und fertigungsbedingte Abweichungen, TU München, 1998
- 112 PERPONCHER V. C.: Einflüsse von Reibflächentopographie und Beanspruchungen auf das Reibungs- und Verschleißverhalten von Synchronisierungen, TU München, 1998
- 113 SCHEDL U.: Einfluss des Schmierstoffs auf die Grübchenlebensdauer einsatzgehärteter Zahnräder, TU München, 1998
- 114 VOLLMER T.: Methodik zur Entwicklung einer Fahrstrategie für Fahrzeuge, ausgeführt am Beispiel des Autarken Hybrids, TU München, 1998
- 115 HEITMANN A.: Entwicklung des i²-Getriebes für den Autarken Hybrid-Antriebsstrang, TU München, 1998
- 116 PFLEGER F.: Schalt- und Lebensdauerverhalten von Lamellenkupplungen, TU München, 1998
- 117 KERSCHL S.: Der Autarke Hybrid – Optimierung des Antriebsstrangs hinsichtlich Energieverbrauch und Bestimmung des Einsparpotenzials, TU München, 1998
- 118 DÖBEREINER R.: Tragfähigkeit von Hochverzahnungen geringer Schwingungsanregung, TU München, 1998
- 119 WEIGAND U.: Werkstoff- und Wärmebehandlungseinflüsse auf die Zahnfußtragfähigkeit, TU München, 1999
- 120 SCHRADER U.: Einfluss von Verzahnungsgeometrie und Betriebsbedingungen auf die Graufleckentragfähigkeit von Zahnradgetrieben, TU München, 2000
- 121 KÖLL J.: Konstruktion des Getriebes für ein Pkw-Hybridantriebssystem, TU München, 2000
- 122 FÖRSTER W.: Der Lastschaltvorgang beim stufenlosen i²-Getriebe des Autarken Hybrid-Antriebsstrangs, TU München, 2000
- 123 LANGE N.: Hoch fresstragfähige Schneckengetriebe mit Rädern aus Sphaeroguss, TU München, 2000
- 124 LUTZ M.: Methoden zur rechnerischen Ermittlung und Optimierung von Tragbildern an Schneckengetrieben, TU München, 2000
- 125 KOPATSCH F.: Wirksamkeit von Viskositätsindex-Verbesserern im EHD-Zahnradkontakt, TU München, 2000
- 126 BAYERDÖRFER I.: Einfluss von betriebsbedingten Schmierstoffveränderungen auf die Flankentragfähigkeit einsatzgehärteter Stirnräder, TU München, 2000
- 127 TOBIE T.: Zur Grübchen- und Zahnfußtragfähigkeit einsatzgehärteter Zahnräder, TU München, 2001

- 128 STAHL K.: Grübchentragfähigkeit einsatzgehärteter Gerad- und Schrägverzahnungen unter besonderer Berücksichtigung der Pressungsverteilung, TU München, 2001
- 129 NEUMÜLLER M.: Einfluss der Ölalterung auf Reibungs- und Verschleißverhalten von Synchronisierungen, TU München, 2001
- 130 MOSBACH C.: Das Reibungs- und Reibschwing-Verhalten nasslaufender Lammellenkupplungen, TU München, 2002
- 131 DYLA A.: Modell einer durchgängig rechnerbasierten Produktentwicklung, TU München, 2002
- 132 GRASWALD C.: Reibung im elastohydrodynamischen Kontakt von Reibradgetrieben, TU München, 2002
- 133 GEISER H.: Grundlagen zur Beurteilung des Schwingungsverhaltens von Stirnrädern, TU München, 2002
- 134 SCHINAGL S.: Zahnfußtragfähigkeit schrägverzahnter Stirnräder unter Berücksichtigung der Lastverteilung, TU München, 2002
- 135 DOLESCHEL A.: Wirkungsgradberechnung von Zahnradgetrieben in Abhängigkeit vom Schmierstoff, TU München, 2003
- 136 ANNAST R.: Kegelrad-Flankenbruch, TU München, 2003
- 137 SÜSSMUTH J.-F.: Eignungsbeurteilung von Schmierstoffen für stufenlose Umschlingungsgetriebe, TU München, 2003
- 138 MATTEN D.: Methode zur Entwicklung ingenieurwissenschaftlicher Berechnungsprogramme, TU München, 2003
- 139 GEIER N.: Untersuchung des Reibungs- und Verschleißverhaltens nasslaufender Kupplungen in Abhängigkeit ihrer Reibflächentopographie, TU München, 2003
- 140 HERTTER T.: Rechnerischer Festigkeitsnachweis der Ermüdungstragfähigkeit vergüteter und einsatzgehärteter Stirnräder, TU München, 2003
- 141 KRIEGER H.: Alterung von Schmierstoffen im Zahnradprüfstand und in Praxisgetrieben, TU München, 2004
- 142 STEUTZGER M.: Einfluss der Baugröße auf die Zahnfußtragfähigkeit einsatzgehärteter Stirnräder, TU München, 2004
- 143 SCHMIDBAUER T.: Aufbau und Erprobung des Autarken Hybrid-Antriebsstrangs im Versuchsfahrzeug, TU München, 2004
- 144 LIU W.: Einfluss verschiedener Fertigungsverfahren auf die Graufleckentragfähigkeit von Zahnradgetrieben, TU München, 2004
- 145 FEHLING R.: Höhere Tragfähigkeit bei Zahnradflanken durch eine nicht-evolventische Profilmodifikation, TU München, 2004
- 146 GUTTENBERG P.: Der autarke Hybrid am Prüfstand – Funktion, Kraftstoffverbrauch und energetische Analyse, TU München, 2004

- 147 WIMMER T.: Einflüsse auf das Lastübernahmeverhalten von nasslaufenden Lamellenkupplungen, TU München, 2004
- 148 RADEV T.: Einfluss des Schmierstoffes auf die Grübchentragfähigkeit einsatzgehärteter Zahnräder – Entwicklung des Praxisnahen Pittingtests, TU München, 2005
- 149 KRASTEVI I.: Optimierung des Lastschaltvorgangs im i^2 -Getriebe, TU München, 2005
- 150 HEILEMANN J.: Tragfähigkeit und Wirkungsgrad bei unterschiedlichen Schnecken-Zahnflankenformen unter Berücksichtigung der Oberflächenhärte und Härtetiefe, TU München, 2005
- 151 HEIZENRÖTHER M.: Das Stirnradradialdifferential mit Innenverzahnung im Vergleich zum Kegelradradialdifferential inklusive einer Sperrwertanalyse, TU München, 2005
- 152 WIMMER A.: Lastverluste von Stirnradverzahnungen – Konstruktive Einflüsse, Wirkungsgradmaximierung, Tribologie, TU München, 2006
- 153 BRUCKMEIER S.: Flankenbruch bei Stirnradgetrieben, TU München, 2006
- 154 HAUSER C.: Einfluss der Ölalterung auf Reibcharakteristik und Reibschwingverhalten von Lamellenkupplungen, TU München, 2007
- 155 GROSSL A.: Einfluss von PVD-Beschichtungen auf die Flanken- und Fußtragfähigkeit einsatzgehärteter Stirnräder, TU München, 2007
- 156 STEINBERGER G.: Optimale Grübchentragfähigkeit von Schrägverzahnungen, TU München, 2007
- 157 JAROS M.: Integration des STEP-Produktmodells in den Getriebeentwicklungsprozess, TU München, 2007
- 158 RADEV S.: Einfluss von PVD-Beschichtungen auf die Flanken- und Fußtragfähigkeit einsatzgehärteter Stirnräder, TU München, 2007
- 159 BRAYKOFF C.: Tragfähigkeit kleinmoduliger Zahnräder, TU München, 2007
- 160 STANGL M.: Methodik zur kinematischen und kinetischen Berechnung mehrwelligiger Planeten-Koppelgetriebe, TU München, 2007
- 161 STENICO A.: Werkstoffmechanische Untersuchung zur Zahnfußtragfähigkeit einsatzgehärteter Zahnräder, TU München, 2007
- 162 SCHWIENBACHER S.: Einfluss von Schleifbrand auf die Flankentragfähigkeit einsatzgehärteter Zahnräder, TU München, 2008
- 163 WINKLER J.: Tribologischer Schichtaufbau bei Synchronisierungen und sein Einfluss auf Reibung und Verschleiß. TU München 2008
- 164 WIRTH, C.: Zur Tragfähigkeit von Kegelrad- und Hypoidgetrieben. TU München 2008