

Wälzkontaktermüdung bei Mischreibung

Dissertation

zur Erlangung des akademischen Grades

Doktoringenieur
(Dr.-Ing.)

von Dipl.-Ing. (FH) Michael Gleß
geb. am 05.08.1972 in Schwäbisch Hall

genehmigt durch die Fakultät für Maschinenbau
der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg

Gutachter:

Univ.-Prof. Dr.-Ing. L. Deters
Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg
Lehrstuhl für Maschinenelemente und Tribologie

Univ.-Prof. Dr.-Ing. P. W. Gold
RWTH-Aachen
Institut für Maschinenelemente und Maschinengestaltung

Promotionskolloquium: 09.03.2009

Danksagung

Diese Arbeit entstand bei der Robert Bosch GmbH in der Abteilung Struktur- und Kontaktdynamik im Zentralbereich Forschung und Vorausbildung am Standort Schillerhöhe.

Der Abteilung Struktur- und Kontaktdynamik möchte ich für die Bereitstellung der Messgeräte, der Arbeitsmaterialien und insbesondere für die Unterstützung bei der Entwicklung und beim Aufbau des erforderlichen Forschungsprüfstands danken. Mein Dank richtet sich an Herrn Dr. Keiper, Abteilungsleiter der Abteilung Struktur- und Kontaktdynamik, für das fördernde Interesse und die Unterstützung und an Herrn Schorr, der durch seine langjährige Erfahrung in der Tribologie wertvolle Unterstützung bei der Konzeption und Gestaltung, Konstruktion und Aufbau des Prüfstands geben konnte.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Dr. G. Repphun für die Anregung hinsichtlich der Aufgabenstellung, für die vorbildliche Betreuung und stellvertretend für die Bereitstellung der finanziellen Mittel durch die Robert Bosch GmbH, Stuttgart sowie Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. L. Deters und Herrn Dr. D. Bartel von der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Lehrstuhl für Maschinenelemente und Tribologie, für die sehr gute Betreuung der Arbeit. Ihre langjährige Erfahrung und unerschöpflichen Fachkenntnisse, die konstruktiven Gespräche und Hilfestellungen waren maßgebend für den Erfolg dieser Arbeit.

Univ.-Prof. Dr.-Ing. P. W. Gold von der RWTH-Aachen, Institut für Maschinenelemente und Maschinengestaltung danke ich für die Übernahme des Koreferates.

Unterstützt wurde die Arbeit von Herrn Vasileios Fafoutis, der während seines Praktikums und seiner Diplomarbeit die FEM-Simulationen der Kontakte durchführte, sowie von der Praktikantin Frau Katharina Schmid und dem Praktikanten Herrn Philip Häberle.

Dank gilt auch Martin Hiller für die konstruktiven Diskussionen und die Unterstützung, Herrn Joachim Schmid und den Mitarbeitern des Musterbaus, die mich bei experimentellen Versuchsdurchführungen und der Fertigung und Montage aller erforderlichen Bauteile unterstützt haben.

Weiterhin bedanke ich mich bei allen Mitarbeitern der Abteilung Struktur- und Kontaktdynamik sowie den beteiligten Mitarbeitern im Hause Bosch, die zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben.

Kurzfassung

Für die Vorhersage der Ermüdungslebensdauer wird das Weibull-basierte Schadensakkumulationsmodell für Wälzlager nach Ioannides und Harris vorgestellt. Vergleiche zwischen experimentell ermittelten Ermüdungslebensdauern und den mit Hilfe der FEM-Simulation und des Ioannides und Harris-Modells (ISO 281) vorausgesagten Lebensdauern zeigen eine gute Übereinstimmung bei Betrachtung der Rissinitiierungszeit.

Wegen der geringen Reibkräfte werden kontraforme, konzentrierte Wälzkontakte z.B. eingesetzt, in Rad-Schienen-Systemen, Zahnradgetrieben, Wälzlagern und Nocken-Rollen-Triebwerken von Hochdruckpumpen, denen diese Arbeit Aufmerksamkeit widmet. Außer den hohen technologischen Anforderungen und der hohen geforderten Zuverlässigkeit unter hoher Beanspruchung stellen Schmierstoffe mit niedriger Viskosität, z.B. Dieselkraftstoffe, eine große Herausforderung dar. Bei Schmierung mit Dieselkraftstoffen wird nur eine unzureichende Schmierfilmhöhe im Kontakt erreicht. Obwohl Oberflächen mit geringer Rauheit verwendet werden, ist eine vollständige Trennung der kontaktierenden Körper durch den Schmierstoff nicht möglich. Während des Betriebs unter Mischreibung entstehen an den Mikrokontakten zwischen Rauheiten der kontaktierenden Oberflächen hohe lokale Beanspruchungen und Reibungskräfte. Folglich wird eine Reduzierung der Lebensdauer erwartet.

In hochbelasteten Wälzkontakten ist Oberflächenermüdung ein unvermeidbarer lebensdauerbegrenzender Versagensmechanismus. Für die Lebensdauerberechnung werden verschiedene Ansätze in der Literatur gefunden. Diese reichen von Vergleichen der Beanspruchungen mit der Werkstoff-Beanspruchbarkeit und von lokalen (örtlichen) bis zu integralen Ansätzen, die das gesamte beanspruchte Volumen berücksichtigen. Die Bruchmechanik konzentriert sich auf Fehlstellen im Gefüge, darauf

wie diese sich entwickeln und die Festigkeit reduzieren. Fretting-Fatigue-Modelle sind mehr auf Reibung und tribologische Effekte und deren Wirkungen auf die Lebensdauer fokussiert. Diese Arbeit untersucht die Anwendbarkeit des Weibull-basierten Wälzlager- Ermüdungslebensdauermodells nach Ioannides und Harris für die Voraussage der Lebensdauer von Wälzkontakten bei Mischreibung.

Der im Rahmen dieser Arbeit entwickelte Zwei-Scheiben-Prüfstand ermöglicht die tribologische Untersuchung von hochbelasteten Wälzsystemen bei Mischreibung. Untersucht wurden Einflüsse, wie Werkstoff und Wärmebehandlung, mechanisch eingebrachte Druckeigenstressungen, Relativgeschwindigkeiten und Oberflächentopographien. Die Anrisse entstanden an verschiedenen Orten und zeigten damit einen Wettbewerb verschiedener Ermüdungsvorgänge.

Der Vergleich zwischen Experiment und Simulation bestätigte die Anwendbarkeit des Modells, um den Einfluss von Belastung, Eigenstressungen und Rauheitsprofilen auf die Anrisslebensdauer hochbeanspruchter Wälzkontakte bei Mischreibung zu beschreiben.

Abstract

For the prediction of fatigue life a Weibull-statistics based damage accumulation model for rolling bearings according to Ioannides and Harris is introduced. Comparisons between experimentally obtained fatigue life and those predicted by FEM simulations, using Ioannides and Harris model (ISO 281) indicate its ability to calculate crack initiation time.

Due to low frictional losses rolling contacts are often used in various applications e.g. in bearings, gears, rail wheel contacts and in cam-roller contacts of high pressure pumps, which is especially looked at in this thesis. Beside the technological demand of high reliability under high loads, the lubrication with low viscosity lubricants, e.g. Diesel fuels, is a great challenge. Under such lubrication, only the creation of a marginal insufficient film thickness is achieved. Therefore, despite good surface finishing, a complete separation of the contacting bodies is not possible. During operating under mixed lubrication micro contacts between asperities of the contacting surfaces are responsible for high local stresses and friction forces. Consequently, a reduction of the overall lifetime is expected. Interactions between lubricant and material under complex loading condition open a wide research field.

In highly loaded rolling contacts, surface fatigue is an unavoidable lifetime-limiting failure mechanism. For lifetime calculations many approaches are found in literature. Comparing stresses with material strength, local concepts and integral concepts that consider the whole stressed volume are available. Fracture mechanics examines defects, on how these develop and reduce the material strength. Fretting-fatigue-models are usually more focused on friction and tribological effects. This work investigates the adaptability of the Weibull-statistics based rolling bearing fatigue life model according to Ioannides and Harris for the lifetime prediction of rolling contacts under mixed lubrication.

Fatigue endurance tests performed in a newly created two disks test rig showed the most important influences e.g. materials, the positive influences of mechanically introduced residual stresses, low sliding velocities and smoother surfaces. Furthermore these experimental investigations in highly loaded rolling contacts with rough surfaces and low film thicknesses under boundary or mixed lubrication conditions showed various crack origin locations and competitive modes of contact fatigue damage. Comparisons between experiment and simulation show the ability of the model to describe the influence of load, residual stresses and roughness profiles to the overall lifetime of highly loaded rolling contacts.

Inhalt

1	Einleitung.....	3
1.1	Problemstellung.....	3
1.2	Stand der Forschung.....	5
1.2.1	Werkstoffermüdung	5
1.2.2	Ermüdungslebensdauermodelle	6
1.3	Zielsetzung und Lösungsweg	6
2	Beanspruchung im Wälzkontakt	10
2.1	Pressung und Reibung	10
2.1.1	Einfluss der Schmierfilmhöhe auf die Pressung und Reibung	10
2.1.2	Reibungsverhalten.....	11
2.2	Werkstoffbeanspruchung	15
2.3	Verschleiß- und Versagensmechanismen bei Mischreibung....	22
2.3.1	Einlauf- oder Shakedown-Phase	22
2.3.2	Ermüdung, Zerrüttung.....	23
3	Zuverlässigkeit und Lebensdauermodelle	26
3.1	Weibulls Fehlstellenmodell und Entwicklung der Wälzlager- Lebensdauermodelle.....	30
3.1.1	Fehlstellenmodell (weakest link model) nach Weibull.....	30
3.1.2	Lebensdauermodell nach Lundberg und Palmgren	34
3.1.3	Erweitertes Lebensdauermodell nach Ioannides und Harris.....	36
3.1.4	Lebensdauermodell nach Zaretsky.....	41
3.1.5	Lebensdauermodell nach Yu und Harris.....	41
3.1.6	Übersicht der vorgestellten Modelle.....	42
4	Berechnung von Pressungen, Spannungen und Spannungsintegralen.....	44
4.1	Analytische Berechnung von Pressungen und Spannungen im Kontakt.....	44
4.2	FEM-Simulation.....	45
4.2.1	3D-FEM-Modell.....	47

4.2.2	2D-FEM-Modell.....	48
4.3	Anwendung des Modells nach Ioannides und Harris	51
5	Versuchsbeschreibung und experimentelle Ermittlung der Lebensdauer	53
5.1	Beschreibung des Prüfstands.....	53
5.2	Messdatenerfassung	55
5.3	Probekörper.....	56
5.4	Schmierstoffe	58
5.5	Versagenskriterium	59
5.6	Versuchsbedingungen	59
6	Experimentelle Ergebnisse.....	61
6.1	Kontaktbedingungen und Arbeitsgebiete	61
6.2	Veränderung der Topografie und damit der Beanspruchung während des Betriebs	66
6.2.1	Rauheitswerte.....	66
6.2.2	Verschleiß.....	66
6.3	Veränderung der Beanspruchbarkeit (Werkstoff-Festigkeit) während des Betriebs	68
6.4	Einfluss der Belastung.....	68
6.5	Einfluss der Werkstoffe und Wärmebehandlungen	70
6.6	Einfluss des Schmierstoffs.....	72
6.7	Einfluss des Schlupfes und der Reibungskraft.....	74
6.8	Einfluss der Schmierfilmdicke und der Oberflächenrauheit	79
6.9	Einfluss der Eigenspannungen	82
7	Diskussion	88
7.1	Experimentelle Untersuchungen der Wälzermüdung unter dieselkraftstoff-geschmierten Mischreibungsbedingungen	88
7.2	Simulation und Anwendung des Lebensdauermodells nach Ioannides und Harris	92
	Zusammenfassung und Ausblick	97

Symbole und Formelzeichen

A	Proportionalkonstante
$Amp = R_q^{0,5}$	Amplitude der Rauheit [μm], kann mit Hilfe des quadratischen Mittelwert der Profilabweichungen R_q berechnet werden
a_1	Lebensdauerfaktor für die Zuverlässigkeit bei 90% Erlebenswahrscheinlichkeit $a_1 = 1$
a_{xyz}	Lebensdauerfaktor auf Grundlage einer Systembetrachtung der Lebensdauerberechnung oder auch Spannungs-Lebensdauerfaktor genannt
c	Exponent für Spannungskriterium
C	dynamische Tragzahl aus Lagerkatalogen oder [kN]
e	Weibull-Exponent
E'	Reduzierter E-Modul der Kontaktpartner [MPa]
F_N	Normalkraft-Belastung des Kontaktes [N]
$F_N^{\text{hydrodynamisch}}$	hydrodynamisch durch hydrodynamisch erzeugten Schmierfilm getragener Normalkraftanteil des rauen Kontaktes [N]
$F_N^{\text{Grenzreibung}}$	Grenzreibung von Rauheitskontakten getragener Normalkraftanteil [N]
η	Wert für den Verschmutzungsgrad
h	Tiefenexponent
h_0	Schmierfilmdicke nach Hamrock and Dowson [μm]
Λ	Schmierfilmparameter, für $\Lambda > 3$ bei normalverteilten Rauheitsprofilen wird eine vollständige Trennung der Oberflächen erreicht
λ	Wellenlänge aus Topographie-Vermessung [μm]
L_{10}	nominelle Lagerlebensdauer bei 90% Erlebenswahrscheinlichkeit in [Millionen Lagerumdrehungen]
ν	tatsächliche kinematische Viskosität des Schmierstoffs bei Betriebstemperatur [mm^2/s]
N	Anzahl an Lastzyklen [Millionen Lastzyklen]
$n(\sigma)$	Material-Charakteristik

$n(\tau)$	= $\tau^c N^e$, die von Weibull empfohlene Material-Charakteristik
v_1	für die komplette Trennung der Oberflächen erforderliche kinematische Viskosität des Schmierstoffs bei Betriebstemperatur in Abhängigkeit von der Drehzahl und dem mittleren Lagerdurchmesser [mm ² /s]
P	äquivalente dynamische Lagerbelastung [kN]
p	Exponent für die Lebensdauergleichung; für Kugellager p = 3, für Rollenlager p = 10/3
p_{Hertz}	makroskopische Hertzsche Pressung [MPa]
p_{rau}	maximale Pressung [MPa]
$R_{q1,2}$	Quadratischer Mittelwert der Profilabweichungen (root mean square RMS) [DIN EN ISO 4287 vom Okt. 1998] der kontaktierenden Oberflächen 1 bzw. 2 der Kontaktpartner [μm]
σ	Wert des spannungsbezogenen Ermüdungskriteriums z.B. Vergleichsspannung nach Mises (Oktaeder Spannung) [MPa]
S	Schlupf
S	Erlebenswahrscheinlichkeit
σ_u	Wert für die Ermüdungsgrenze, Ermüdungsgrenzspannung [MPa]
τ	lokales spannungsbezogenes Ermüdungskriterium, z.B. Schubspannungsamplitude oder das multiaxiale Ermüdungskriterium von Dang Van (Gl. 5.1) [MPa]
τ	Schubspannung [MPa]
τ_0	Orthogonal-Schubspannung [MPa]
τ_u	lokaler Wert für die Ermüdungsgrenze, Ermüdungsgrenzspannung [MPa]
u_1, u_2	Wälzkörper-Umfangsgeschwindigkeiten [m/s]
V	beanspruchtes Volumen [mm ³]
z'	Spannungsgewichtete Tiefe (Unterschied zu z_0 wird unten genauer betrachtet) [mm]
z_0	Tiefe der maximalen Orthogonal-Schubspannung des Hertzschen Kontakts [mm]

1 Einleitung

1.1 Problemstellung

Wälzkontakte haben sich zur Übertragung hoher Lasten bei hoher Leistungsdichte und geringen Verlustleistungen bewährt. Diese kontraformen, konzentrierten Kontakte werden hauptsächlich wegen der geringen Reibkräfte eingesetzt, z.B. in Rad-Schienen-Systemen, in Zahnradgetrieben, in Wälzlagern und in Nocken-Rollen-Triebwerken von Hochdruckpumpen. So breit wie das Anwendungsgebiet sind auch die Betriebsbedingungen. In dieser Arbeit wird der im Herzstück einer Dieseldieselfkraftstoff-Hochdruckpumpe eingesetzte und damit dieseldieselfkraftstoffgeschmierte Rollen-Nocken-Paarung untersucht. Außer den Anforderungen wie hohe Beanspruchung, Lebensdauererwartung, Produktzuverlässigkeit, niedrigen Kosten, steigende Drehzahlen und Einspritzdrücke, kürzere Entwicklungs- und Erprobungszeiten stellt die Mediumschmierung mit Kraftstoff bei diesen dynamisch hochbelasteten Kontakten eine besondere Herausforderung dar.

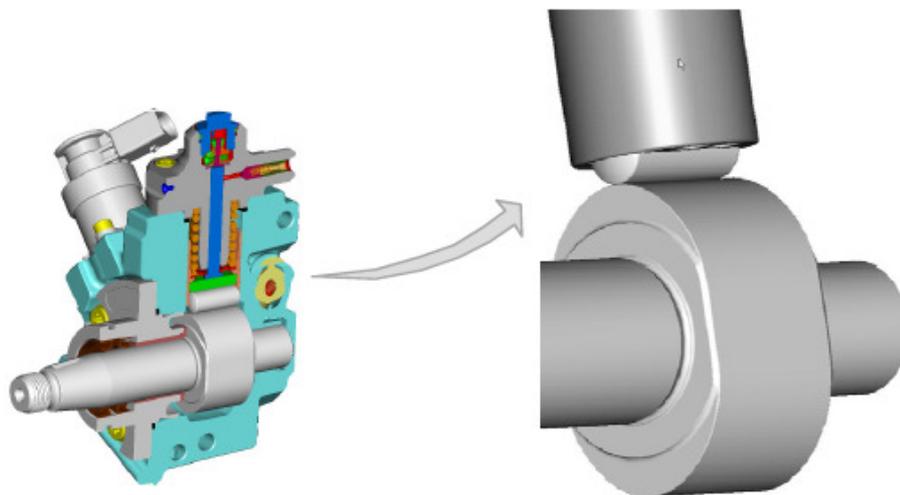


Abb. 1.1: Bosch Common Rail Pumpe der vierten Generation (CP4) mit Nocken-Rollen-Triebwerk

Nach Aussagen von Wälzlagerherstellern [70], [49] und [18] ist die häufigste Ausfallursache bei Wälzlagern nicht mehr die Ermüdung, ausgehend von Einschlüssen im Material, sondern Oberflächenermüdung und Verschleiß auf Grund von unzureichender Schmierung und/oder Verschmutzung. 80% der Wälzlager fallen wegen unzureichender Schmierung aus [49]. Eine ausreichende Schmierung ist eine entscheidende Voraussetzung, um Frühausfälle zu vermeiden. Durch die Schmierung mit Dieselkraftstoff kann diese Voraussetzung nicht erfüllt werden. Der Einfluss auf die Lebensdauer ist bisher unbekannt.

In Diesel-Hochdruckpumpen wird Dieselkraftstoff als Schmierstoff verwendet. Der Dieselkraftstoff dient zwar primär als Energielieferant für die Verbrennung, wird jedoch zuvor in der Pumpe als Schmierstoff verwendet. Sehr ungünstig sind dabei die wesentlich schlechteren Schmiereigenschaften der Dieselkraftstoffe, verglichen mit den üblicherweise eingesetzten höher-viskosen und durch Additive optimierten Schmierstoffen in Wälzkontakten. Wälzlagerhersteller empfehlen eine den Betriebsbedingungen angepasste Schmierstoffviskosität, um die gewünschte Lebensdauer sicher zu stellen. Durch die geringe Viskosität des Dieselkraftstoffes können nur sehr geringe Filmhöhen erreicht werden. Trotz guter Oberflächenbearbeitung reichen die Schmierfilmhöhen nicht aus, um die Oberflächen vollständig zu trennen und die Kontakte müssen bei starker Mischreibung betrieben werden. Die dadurch verursachten Rauheitskontakte führen lokal zu hohen Spannungen und zu hoher Reibung. Diese hohen zyklischen Werkstoffbeanspruchungen liegen auch bei geringer Kontaktbelastung im Zeitfestigkeitsbereich. Deshalb begrenzt die Werkstoffermüdung die Lebensdauer des Kontaktes bzw. des Produktes und verdient besondere Aufmerksamkeit. Durch das gleichzeitige Auftreten hoher Belastungen an verschiedenen Orten wird im Betrieb unter Mischreibungsbedingungen eine Reduzierung der Lebensdauer erwartet, die durch zahlreiche Einflussgrößen beeinflusst wird. Eine weitere Problematik stellt die Wechselwirkung zwischen Werkstoff und Schmierstoff unter den komplexen Beanspruchungskollektiven bei Mischreibung dar.

Die Lebensdauerermittlung kann bei Serienteilen auf experimentellem Weg erfolgen. Zeit- und Kostengründe machen es jedoch erstrebenswert, bereits in der Konstruktionsphase durch vereinfachte, zeitgeraffte Versuche und Simulationsmodelle die Lebensdauer vorhersagen zu können. In einem frühen Entwicklungsstadium sollten daher Lebensdauer, Einflussgrößen und Wechselwirkungen berechnet und optimiert werden können.

1.2 Stand der Forschung

1.2.1 Werkstoffermüdung

In hochbeanspruchten, im Zeitfestigkeitsbereich betriebenen Wälzkontakten ist die Werkstoffermüdung ein Schadenmechanismus, der unvermeidbar ist und somit die Produktlebensdauer begrenzt.

Bei Werkstoffermüdung handelt es sich um einen im Werkstoff kontinuierlich fortschreitenden (Schädigungs-) Prozess bei dynamischer Beanspruchung. Unter dynamischer Beanspruchung laufen mikroplastische Vorgänge und strukturelle Änderungen ab, die sich mit der Zeit akkumulieren. Diese zunächst noch anriss-freie Phase geht dann kontinuierlich in eine Mikro-Rissbildungsphase über. Aus den initiierten Mikrorissen kann sich ein stabil wachsender Makroriss entwickeln. Die Rissfortschrittsphase endet schließlich mit einem Versagen durch (Aus-) Bruch.

Zur Abschätzung der Bauteiltragfähigkeit hinsichtlich Werkstoffermüdung existieren in der Literatur zahlreiche Ansätze. Die spannungsbasierten Ansätze reichen von Modellen, die auf dem Vergleich von Bauteilbeanspruchungen (Nennspannungen) mit Bauteilfestigkeiten basieren, über Verfahren, die zur Beurteilung der Werkstoffermüdung örtliche Beanspruchungen mit örtlichen Festigkeitskennwerten in Beziehung setzen bis hin zu integralen Verfahren die das gesamte Spannungsfeld berücksichtigen. Andere Ansätze, wie z.B. die bruchmechanischen Ansätze, fokussieren sich auf die Verteilung von Fehlstellen, wie diese zur Schadensentwicklung beitragen, wie sie sich weiter entwickeln und wie stark sie die Beanspruchbarkeit reduzieren. Nachfolgend (Kap. 3) wird der Stand

des Wissens bezüglich der Verwendung von Ermüdungsmodellen und die wichtigsten Festigkeitshypothesen zur Beurteilung der Werkstoffbeanspruchung in Wälzkontakten beschrieben.

1.2.2 Ermüdungslebensdauermodelle

Die in dieser Arbeit vorgestellten Ermüdungslebensdauermodelle basieren auf Forschungsarbeiten von Weibull [1]. Er beschrieb bereits 1939, dass die zwei-parametrische Lebensdauerverteilung für die meisten Ermüdungsvorgänge, einschließlich der Wälzermüdung, repräsentativ ist.

Auf Grundlage dieser Überlegungen wurden von Lundberg und Palmgren [2] und [3] weitere grundlegende Untersuchungen zur Ermüdung von Wälzkontakten durchgeführt und darauf aufbauend die inzwischen erweiterte, jedoch im Wesentlichen noch heute bestehende Theorie zur Berechnung der Lebensdauer von Wälzlagern entwickelt.

Es folgten zahlreiche Verbesserungen und Weiterentwicklungen dieses Modells, z.B. durch Tallian oder Ioannides und Harris [5], um die tatsächlich erreichte Lebensdauer durch die Modelle genauer vorherzusagen und weitere Einflussfaktoren zu berücksichtigen. Die Beschreibung von Oberflächeneinflüssen auf die Lebensdauer von Wälzkontakten wurde von Ioannides et al. [7] und [10] vorgestellt. Hierbei werden zusätzlich die Mikrokontakte durch Rauheitsspitzen oder Partikel bei unzureichender Filmdicke (Mischreibung) betrachtet, die den Ermüdungsprozess erheblich beeinflussen. Die analytisch formulierte Tragzahl- und Lebensdauerberechnung wurde in DIN ISO 281 [13] genormt.

1.3 Zielsetzung und Lösungsweg

Ziel dieser Arbeit ist die Erweiterung des Verständnisses der Ermüdungsvorgänge von Wälzkontakten unter dieseldieselkraftstoff-geschmierten Mischreibungs- bzw. Grenzreibungsbedingungen und die Ermittlung des Einflusses dieser ungünstigen Schmierbedingungen auf die Lebens-

dauer. Die Untersuchungen gliedern sich in einen experimentellen und einen theoretischen Teil:

Ziele der experimentellen Untersuchungen der Wälzermüdung unter dieselkraftstoff-geschmierten Mischreibungsbedingungen sind:

- Ermittlung der Versagensentwicklung und der lebensdauerbegrenzenden Verschleiß- und Versagensmechanismen
- Bestimmung der Einflüsse von aus der Literatur bekannten Einflussgrößen, wie Belastung, Oberflächengestaltung und Eigenspannungen auf die Lebensdauer, durch zeitgeraffte Lebensdauerversuche.

Im theoretischen Teil soll die Anwendbarkeit des bewährten Wälzkontaktmodells nach Ioannides und Harris unter dieselkraftstoff-geschmierten Mischreibungs- bzw. Grenzreibungsbedingungen geprüft werden. Der Nachweis der Anwendbarkeit soll durch Vergleiche mit experimentell ermittelten Ergebnissen erbracht werden. Das Modell wird angewandt zur:

- Berechnung von relativen Lebensdauerunterschieden hervorgerufen durch die unterschiedlichen untersuchten Einflussgrößen wie Belastung, Oberflächengestaltung und mechanisch eingebrachte Druckeigenspannungen
- Übertragung der zeitgerafften Versuchsergebnisse auf die Originalbauteil-Lebensdauer

Im theoretischen Teil der Arbeit werden, basierend auf Literaturrecherchen, die Beanspruchungen im Kontakt (Kap. 2) und die Entwicklung des zu prüfenden Wälzlagermodells nach Ioannides und Harris beschrieben (Kap. 3). Mit Hilfe der FEM-Simulation (Kap. 4) sollen möglichst realitätsnahe Kontaktbeanspruchungen berechnet werden. Die berechneten Spannungsintegrale sind für die Anwendung des Lebensdauermodells erforderlich.

Der Schwerpunkt der Arbeit liegt jedoch auf experimentellen Untersuchungen. Der Aufbau des entwickelten Prüfstands und die Versuchsdurchführungen werden im Kap. 5 beschrieben. Die Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen der Wälzermüdung werden in Kap. 6 vorgestellt. Die experimentellen Ergebnisse werden mit den Ergebnissen der Simulation und des Lebensdauermodells verglichen. In Kap. 7 erfolgt dann eine ausführliche Diskussion der erzielten Resultate.

Abb. 1.2 zeigt eine Übersicht zum Inhalt dieser Arbeit. In den nachfolgenden Kapiteln werden zunächst Wege zur Ermittlung der Lebensdauer beschrieben. In der Praxis bewährt hat sich die Ermittlung von Lebensdauer und Zuverlässigkeit an den realen Systemen durch Dauerlauf und Felderprobung. Für die Produktabsicherung hat diese Möglichkeit ihre Berechtigung. Für Konzeption und Produktentwicklung, für Untersuchungen spezieller Einflussgrößen und für die Optimierung ist diese Lebensdauer-Ermittlung am Original-System jedoch üblicherweise zu zeitaufwändig und zu teuer. Deshalb werden dann zur Ermittlung der verschiedenen untersuchten Einflussgrößen auf die Lebensdauer zeitgeraffte Tribometer-Versuche durchgeführt. Schließlich wird geprüft, ob durch Modellbildung und Simulation die Lebensdauer realitätsnah vorhergesagt werden kann.

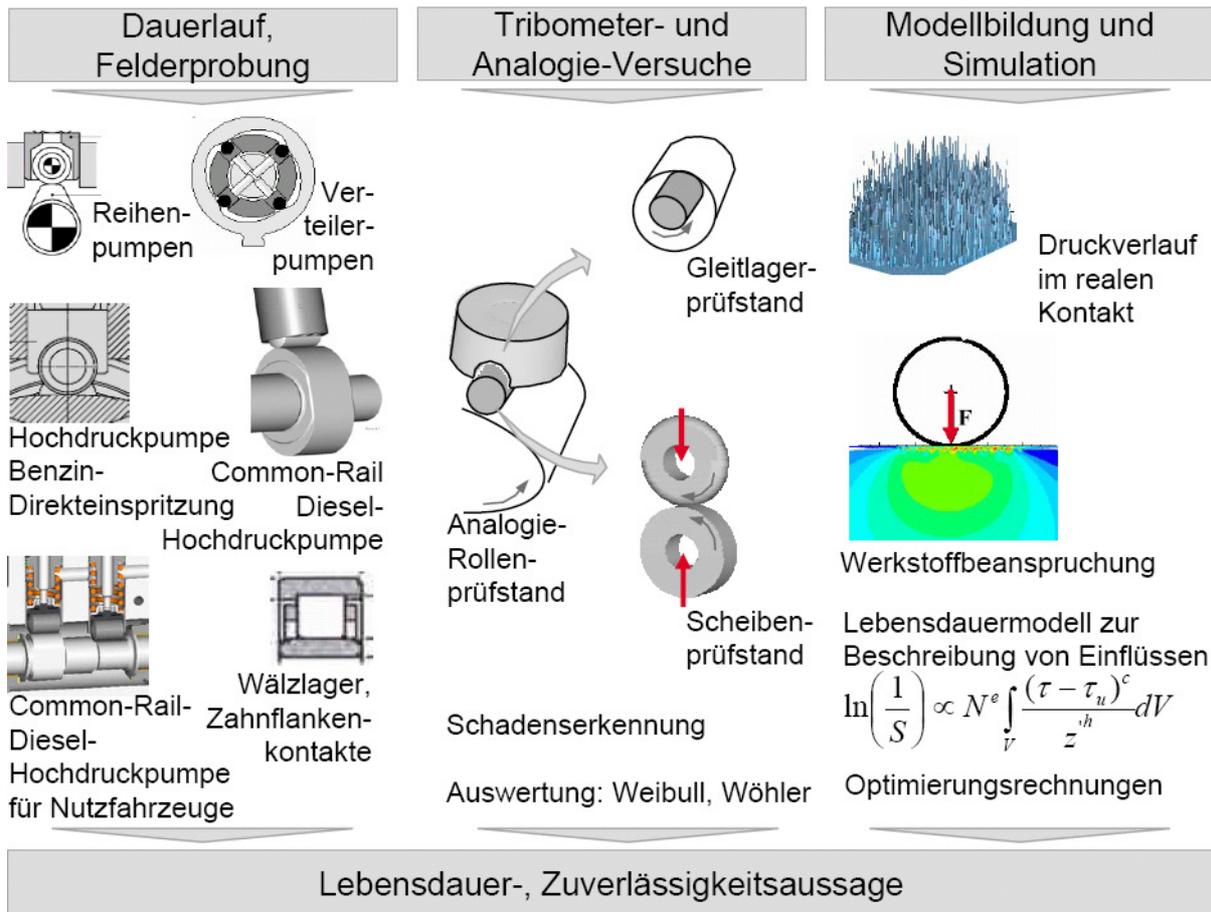


Abb. 1.2: Wege zur Ermittlung der Lebensdauer

- a) Reale Wälz-Systeme in Dauerläufen und Felderprobungen
- b) Zeitgeraffte vereinfachte Tribometer- und Analogie-Versuche
- c) Modellbildung und Simulation

2 Beanspruchung im Wälzkontakt

2.1 Pressung und Reibung

2.1.1 Einfluss der Schmierfilmhöhe auf die Pressung und Reibung

Wälzkontakte haben in einem sehr breiten Gebiet Anwendung gefunden. Je nach Einsatzgebiet werden diese Kontakte sehr unterschiedlich beansprucht, unterschiedlich gut mit Schmierstoffen versorgt und damit in verschiedenen Reibzuständen betrieben:

- Flüssigkeitsreibung: Anzustreben sind Kontakte, bei denen die hydrodynamisch erzeugte Schmierfilmhöhe ausreicht, um Rauheitskontakte zu vermeiden. Wenn es möglich ist, sollten die Betriebsbedingungen und Schmierstoffviskosität entsprechend gewählt werden, um diesen Zustand zu erreichen.
- Mischreibung: Auf Grund ungünstiger Betriebsbedingungen, wie z.B. geringer Summenumfangsgeschwindigkeiten, großer Last und hoher Temperaturen werden ausreichende Schmierfilmhöhen oft nicht erreicht. Es resultieren Zustände mit gemischter Reibung aus Flüssigkeitsreibung und Grenzreibung, die Mischreibung genannt werden. Die Schmierfilmhöhe reicht nicht aus, um die rauen Oberflächen zu trennen.
- Grenzreibung: Schließlich gibt es Systeme, die bei Grenzreibung betrieben werden, wie z.B. Rad-Schiene-Systeme. Mögliche Ursachen dafür können sein: unzureichende Schmierstoffmenge, -viskosität und/oder ungünstige Betriebsbedingungen. Die Oberflächen der Wälzpartner sind durch Grenzschichtbildung mit dünnen molekularen Filmen bedeckt.

In Abhängigkeit von der erreichten Schmierfilmhöhe ändert sich die Pressungsverteilung und der Reibwert und damit, wie in nachfolgenden Kapiteln genauer betrachtet, auch die Spannungsverteilung. Für jeden Reibungszustand gibt es spezifische verschiedene Versagensarten und unterschiedliche Ausfallbilder (Abb. 2.3).

Bei Flüssigkeitsreibung werden annähernd ähnliche Pressungsverteilungen auf den Oberflächen und Spannungsverteilungen unterhalb den Oberflächen erreicht wie bei einem glatten trockenen Kontakt nach Hertz. Durch die Abhängigkeit der Schmierstoffeigenschaften vom Kontaktdruck und die elastischen Werkstoffeigenschaften kann eine leichte Pressungserhöhung am Kontaktauslauf beobachtet werden. Dieser Effekt wird durch die Elasto-Hydrodynamik (EHD) beschrieben. Mit abnehmender Filmhöhe kommen erste Rauheiten in Kontakt, es herrschen Mikro-EHD-Bedingungen. Bei noch geringerer Filmhöhe entstehen zahlreiche Mikro-Kontakte mit Pressungen in Höhe des plastischen Grenzdrucks des Materials, die Kontaktfläche vergrößert sich. Die bei glatten trockenen Hertzischen Kontakten typische Spannungsverteilung unter der Oberfläche wird durch die geänderte Kräfteinleitung beeinflusst. Die maximalen Spannungen treten an den Rauheitskontakten und damit oberflächennah auf.

2.1.2 Reibungsverhalten

Rollbewegungen sind von besonderer Bedeutung, da die Rollreibungskraft erheblich kleiner als die Gleitreibungskraft ist. Dies ist im Wesentlichen dadurch begründet, dass bei Rollvorgängen die kontaktierenden Bereiche der beiden Kontaktpartner sich normal zur Kontaktfläche annähern und wieder entfernen. Die geringen Relativgeschwindigkeiten im Kontakt verursachen nur eine geringe Reibung auf Grund von viskoser Scherung des Schmierstoffs.

Wälzen ist Rollen, dem eine **Gleitkomponente** überlagert ist. Ein Maß für den makroskopischen Gleitanteil ist der Schlupf.

$$S = 2 \cdot \frac{u_1 - u_2}{u_1 + u_2} \quad (\text{Gl. 2.1})$$

S Schlupf

u_1, u_2 Wälzkörper-Umfangsgeschwindigkeiten [m/s]

Der Schlupf kann geometrische Ursachen haben und/oder in den elastischen Eigenschaften der Kontaktkörper begründet sein. Außerdem ist im drehmomentbelasteten Wälzkontakt der Schlupf von der Höhe des übertragenen Drehmoments abhängig (Abb. 6.1).

Die **Stribeck-Kurve** zeigt die Abhängigkeit der Reibwerte von der mittleren Fördergeschwindigkeit des Schmierstoffs in den engsten Schmier-spalt, der Schmiermittel-Viskosität und der Kontaktbelastung. Abb. 2.1 stellt die Stribeck-Kurve schematisch für konstante Schmiermittel-Viskosität und konstante Kontaktbelastung dar:

- Im Bereich hoher Reibwerte liegt Grenzreibung vor. Die hydrodynamisch erzeugten Schmierfilmhöhen sind zu gering, um die Oberflächen zu trennen. Die Rauheitsspitzen sind nur durch dünne molekulare Filme getrennt.
- Mit zunehmender Fördergeschwindigkeit des Schmierstoffs in den engsten Schmier-spalt und dadurch wachsender Filmhöhe wird schließlich Flüssigkeitsreibung und damit eine vollständige Trennung der Oberflächen erreicht. Es herrschen hydrodynamische Bedingungen. Wenn möglich sollten die Betriebsbedingungen und die Schmierstoffviskosität so gewählt werden, dass dieser Zustand zuverlässig erreicht wird.
- In der Mischreibung, dem Übergangsbereich zwischen diesen Bereichen, liegen gleichzeitig beide Reibungszustände nebeneinander vor. In diesem Bereich fallen die Reibwerte bei zunehmenden Fördergeschwindigkeiten durch die Zunahme der Schmierfilmhöhe bzw. der hydrodynamischen Schmierung.

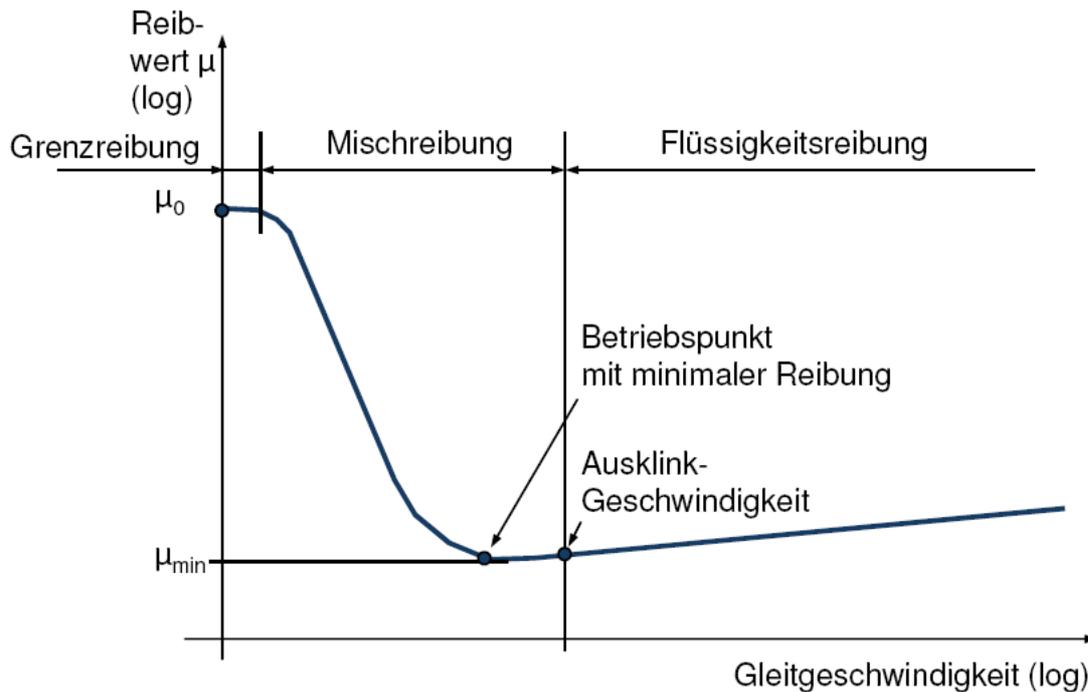


Abb. 2.1: Schematische Stribeck-Kurve durch hydrodynamisch erzeugten Schmierfilm (bei konstanter Schmiermittel-Viskosität und konstanter Kontaktbelastung)

Die Wälzreibung setzt sich je nach Reibungszustand zusammen aus der

- Adhäsionskomponente der Gleit- und Rollreibung
- Deformationskomponente der Gleit- und Rollreibung
- Furchungskomponente der Gleitreibung
- Hysterese-Komponente der Rollreibung
- Flüssigkeitsreibung durch viskose Scherung des Schmierstoffs auf Grund unterschiedlicher Geschwindigkeit von beiden Kontaktpartnern

Adhäsion entsteht durch molekulare Wechselwirkungen. Neben der Belastung und den mechanischen Eigenschaften der Werkstoffe wird sie durch die Kontaktzeit und durch die Schichtbildung auf den Oberflächen bestimmt. Für die Schichtbildung ist die Temperatur des Kontaktes wesentlich, die einerseits für die Reaktionsgeschwindigkeit und anderer-

seits für die Art der Reaktionsschicht verantwortlich ist. Dieser Reibungsanteil hat einen bedeutenden Einfluss auf das Oberflächenversagen und kann durch Schmierstoff-Additive beeinflusst werden. Der Spontanausfall durch Adhäsion, auch Fressen genannt, setzt eine Zerstörung der schützenden Oberflächenschichten durch Deformation oder hohe Beanspruchungen und Wärmeentwicklung voraus.

Unter Mischreibungsbedingungen tragen wenige Rauheiten und der Schmierfilm die gesamte Last. In den Mikrokontaktflächen der Rauheitsspitzen werden hohe Pressungen bereits bei geringer äußerer Belastung erreicht. Vor allem in der Einlaufphase können die Pressungen den plastischen Grenzdruck des Werkstoffs überschreiten. Durch plastische **Deformation** und Anpassungsprozesse verändert sich sowohl die Beanspruchung als auch die Werkstoff-Beanspruchbarkeit (z.B. durch Verfestigung, Bildung von Eigenspannungen). Diese zyklischen plastischen Verformungen (Shakedown-Effekte) verringern sich bis zum Ende der Einlaufphase und es bleiben im Idealfall nach dem Einlauf nur die elastischen Anteile der Deformation übrig.

Oberflächenmessungen der Proben während der Einlaufphase zeigen eine schnelle schlupf-abhängige Einglättung der Mikroerhebungen durch plastische Verformungen und dadurch eine Abnahme der lokalen Pressungen und damit dieser Reibungskomponente. Mit Hilfe von Kraft-Eindring-Kurven, z.B. aus Mikrohärtmessungen (Abb. 6.6), lässt sich näherungsweise das Deformationsverhalten oberflächennaher Randschichten bestimmen.

Bei Wälzwerkstoffen mit annähernd gleichen Materialeigenschaften (gleicher Härte 730 ± 50 HV10) werden die Mikroerhebungen beider Körper gleichermaßen verformt und der Mechanismus der Gegenkörper**fur-****chung** findet nicht oder nur in geringem Maße statt. Anders ist es bei eingebetteten Einschlüssen, wie z.B. Karbiden oder harten eingebetteten Verschleiß- oder Fremdpartikeln (Teilchenfurchung).

Die Reibungskomponente durch elastische **Hysterese** ist bei harten elastisch beanspruchten Wälzkörpern um ein Vielfaches kleiner als die

anderen beschriebenen Reibungskomponenten und verursacht damit nur einen kleinen Beitrag zur Gesamtreibung.

Das tribologische Verhalten bei **Flüssigkeitsreibung** wird durch das Viskositätsverhalten des Schmierstoffs geprägt. Die Viskosität ist abhängig von Temperatur, Druck und Schergefälle im Kontakt. Bei geringen Filmdicken sollte ein nicht-Newtonsches Verhalten des Schmierstoffs, z.B. durch den Ansatz nach Eyring, berücksichtigt werden. Der Bewegungswiderstand entsteht durch Scherung des Schmierstoffs. Dieser Reibungsanteil lässt sich bei bekanntem Schmierstoffverhalten berechnen [25].

Der Anteil der einzelnen Reibungsmechanismen an der Gesamtreibung unterliegt ständigen Veränderungen. Die wesentlichen Reibungsanteile des bei Mischreibung betriebenen Wälzkontakts werden durch Scherung des Schmierstoffs, elastisch/plastische Deformationen sowie Adhäsion im Mikrobereich an den Rauheiten erzeugt.

Abhängig von den Schmierstoffeigenschaften (chemisch und rheologisch), der Oberflächen-Rauheit (Rauheitskenngrößen und Orientierung) und den Betriebsbedingungen (z.B. Belastung, Gleit- und Rollgeschwindigkeit, Temperatur) variieren die in Versuchen gemessenen mittleren Reibungszahlen bei Mischreibung zwischen $\mu=0,05$ bis $\mu=0,16$. Diese Reibwerte bestimmen, abhängig von der realen Kontaktfläche, die Schub-Druck-Oberflächenbelastung.

2.2 Werkstoffbeanspruchung

Die Belastungen in einem Kontakt bewirken

- Normalkräfte und dadurch verursachte Spannungen
- Reibkräfte und dadurch verursachte Scherspannungen in Werkstoff und Schmierfilm, die bei geringen Schmierfilmdicken zu Schmierfilmversagen und Adhäsion oder/und Werkstoffversagen und Delamination führen kann.

In den Kontaktbereichen herrscht ein Spannungszustand, der mit den Formeln nach Hertz berechnet werden kann. Der entstehende Spannungszustand ist mehrachsig. Die maximale Vergleichsspannung liegt unterhalb der Oberfläche. Die Vergleichsspannung ist eine fiktive einachsige Spannung, die dieselbe Materialbeanspruchung darstellt wie ein realer, mehrachsiger Spannungszustand.

Mit zunehmender Reibungskraft erhöht sich die Vergleichsspannung an der Oberfläche. Bereits bei einem Reibwert von 0,2 erreicht die Vergleichsspannung an der Oberfläche den Wert der Vergleichsspannung unterhalb der Oberfläche.

Werkstoffbeanspruchungen können sowohl durch den makroskopischen Kontakt als auch durch mikroskopische Rauheitskontakte verursacht werden. An Rauheitskontakten der Mischreibung werden lokal hohe Pressungen und Spannungen erreicht (Abb. 2.2). Diese zyklisch auftretenden Werkstoffbeanspruchungen werden als Ursache für die Ermüdung betrachtet.

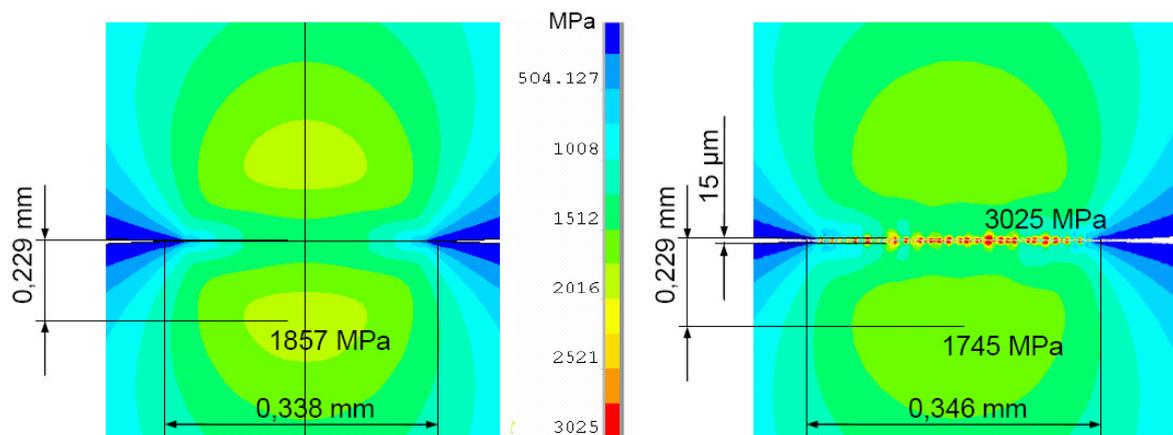


Abb. 2.2: Berechnete Werkstoffbeanspruchungen in gleich belasteten Probekörpern ($p_m=3100$ MPa) bei unterschiedlich rauen Oberflächentopographien (Vergleichsspannung von Mises, ohne eingebrachte Eigenspannungen, ohne Reibung, vereinfachte 2D-Rechnung für die untersuchten konzentrierten Kontakte, detaillierte Beschreibung der Randbedingungen der Simulation in Kap. 4.2, S. 45)

In Abhängigkeit der erreichten Schmierfilmdicken und der Rauheitskuppenform verändern sich diese lokalen hohen Pressungen und Spannungen. Zur Beschreibung der Topografie und der Beanspruchung an Rauheitskontakten wurden zwei verschiedene Vorgehensweisen entwickelt:

1. Ermittlung **statistischer** Parameter aus der Rauheitsmessung und vereinfachte Beschreibung der Topographie (z.B. Abbildung der Rauheiten durch Kugelkappen, Darstellung der Verteilung der Höhen der Rauheitskuppen durch eine Normalverteilung):

- Viskositätsverhältnis: Bei den durch Herstellern vorgegeben, einheitlichen, gleichbleibenden Oberflächenbearbeitungen und Rauheitswerten, reicht es im Wälzlagerbereich aus, die Rauheit als feste Größe, die Viskosität und die Betriebsbedingungen zu berücksichtigen. Das Viskositätsverhältnis κ wird zur Charakterisierung des Schmierzustandes verwendet.
- Der Schmierfilmparameter Λ berücksichtigt die Schmierfilmhöhe bei den Betriebsbedingungen und die ermittelten Parameter R_q normalverteilter Rauheitsprofile
- Zur Beschreibung des normalverteilten Rauheitsprofils bietet sich die mathematische Beschreibung der Rauheiten mit Hilfe einer Sinus-Funktion oder mit Hilfe von Kreis- bzw. Kugelabschnitten (Kugelkappen) an. Durch die mathematische Beschreibbarkeit kann diese Vorgehensweise mit einer analytischen Abschätzung der lokalen Pressung durch die Hertzsche Formel kombiniert werden.

2. **Deterministische** Ansätze, die tatsächlich vermessene Topografien mit numerischen Simulationen kombinieren. Bei den hier untersuchten konzentrierten Kontaktflächen wird die FEM-Simulation (Kap. 4) eingesetzt. Bei größeren Kontaktflächen werden wegen des geringeren Diskretisierungsaufwands bevorzugt Halbraum-Modelle genutzt [16].

Im Wälzlagerbereich wird zur Charakterisierung des Schmierzustandes das **Viskositätsverhältnis** κ verwendet. Bei einheitlichen Bau-

teilrauheiten kann mit Hilfe des Verhältnisses der eingesetzten Schmierstoff-Viskosität zur erforderlichen kinematischen Viskosität der Mischreibunganteil abgeschätzt werden. Aus diesem Viskositätsverhältnis lässt sich der Schmierfilmparameter Λ abschätzen [13]:

$$\kappa = \frac{\nu}{\nu_1} \approx \Lambda^{1,3} \quad (\text{Gl. 2.2})$$

- ν tatsächliche kinematische Viskosität des Schmierstoffs bei Betriebstemperatur [mm²/s]
- ν_1 für die komplette Trennung der Oberflächen erforderliche kinematische Viskosität des Schmierstoffs bei Betriebstemperatur in Abhängigkeit von der Drehzahl und dem mittleren Lagerdurchmesser [mm²/s]

Mit diesem Viskositätsverhältnis kann aus Diagrammen der Lebensdauerfaktor a_{DIN} in Abhängigkeit von der Lagerart, der Verunreinigung e_c , der Ermüdungsgrenze C_u und der Lastverteilung abgeschätzt werden [13].

Für die untersuchten Bedingungen bei Belastungen von 2 GPa ist die erforderliche Viskosität $\nu_1=8,7$ mm²/s [13]. Mit der gemessenen Viskosität von Dieselkraftstoff von ca. 1 mm²/s bei einer Betriebstemperatur von 50°C wird die unterste Grenze dieser Bewertung erreicht. Der Lebensdauerfaktor a_{DIN} ist 0,1 [13]. Allein durch die nicht ausreichende Viskosität des Dieselkraftstoffs ist mit einer 10-fachen Reduzierung der Lebensdauer zu rechnen.

Der **Schmierfilmparameter** ermöglicht es, verschiedene Rauheiten und damit verschiedene Oberflächenbearbeitungen zu berücksichtigen. Bei Kenntnis der Schmierfilmhöhe h_0 in Abhängigkeit der Rauheitsorientierung lässt sich auch die Orientierung der Rauheiten berücksichtigen:

$$\Lambda = \frac{h_0}{\sqrt{R_{q1}^2 + R_{q2}^2}} \quad (Gl. 2.3)$$

- Λ Schmierfilmparameter. Für $\Lambda > 3$ wird bei normalverteilten Rauheitsprofilen eine vollständige Trennung der Oberflächen erreicht.
- h_0 Schmierfilmdicke nach Hamrock and Dowson [43] [μm]
- $R_{q1,2}$ Quadratischer Mittelwert der Profilabweichungen (root mean square RMS) nach DIN EN ISO 4287 vom Okt. 1998 der kontaktierenden Oberflächen 1 bzw. 2 der Kontaktpartner [μm]

Für Oberflächen, die annähernd normalverteilte Rauheitsprofile aufweisen, zeigt die Gleichung gute Übereinstimmung mit numerischen Methoden.

Bei Mischreibung ist eine Aufteilung der Normalkraft erforderlich. Die Normalkraft teilt sich in einen vom hydrodynamischen Schmierfilm getragenen Normalkraftanteil und einen von den Rauheitskontakten getragenen Normalkraftanteil auf:

$$F_N = F_{N_hydrodynamisch} + F_{N_Grenzreibung} \quad (Gl. 2.4)$$

- F_N Normalkraft-Belastung des Kontaktes [N]
- $F_{N_hydrodynamisch}$ durch hydrodynamischen Schmierfilm getragener Normalkraftanteil des rauhen Kontaktes [N]
- $F_{N_Grenzreibung}$ von Rauheitskontakten getragener Normalkraftanteil [N]

Die Kenntnis der Reibkraftverläufe und des Schmierfilmparameters ermöglicht die Abschätzung der Mischreibungstraganteile. Verwendet wird das von Castro [17] vorgestellte Modell. Es ermöglicht, die Normalkrafttraganteile in Abhängigkeit des Schmierfilmparameters Λ für $\Lambda < 2$ aufzuteilen (Gl. 2.5):

$$F_{N_Grenzreibung} = F_N \cdot (1 - 0,82 \cdot \Lambda^{0,28}) \quad (Gl. 2.5)$$

- $F_{N_Grenzreibung}$ von Rauheitskontakten getragener Normalkraftanteil [N], $\Lambda < 2$
- F_N Normalkraft-Belastung des Kontaktes [N]
- Λ Schmierfilmparameter nach (Gl.2.3)

Bei periodischer und umlaufender Rauheit, wie sie beim Drehen oder bei Furchungsverschleiß entstehen, bietet sich eine zwei-dimensionale und damit vereinfachte Betrachtung der Topographie an. Die näherungsweise Beschreibung des Rauheitsprofils mit Hilfe einer **Sinus-Funktion** ermöglicht die Berücksichtigung von Rauheitshöhen, Kuppenradien und Flankenwinkeln der Rauheitskuppen. Diese erforderlichen Rauheitswerte werden an den untersuchten Bauteilen gemessen und statistisch ausgewertet. Die Mittelwerte dieser Rauheitswerte werden für die vereinfachte Beschreibung der Topografie durch eine sinusförmige Welligkeit verwendet. Die ermittelten Rauheitswerte ermöglichen die Anwendbarkeit der Hertzschen Formeln [20], [10] und [18]. Lubrecht [18] gibt für die raue Oberfläche, beschrieben durch die sinusförmige Welligkeit folgende maximale Pressung an (Gl. 2.6):

$$p_{rau} = \sqrt{2 \cdot \pi \cdot E' \cdot \frac{Amp}{\lambda} \cdot p_{Hertz}} \quad (Gl. 2.6)$$

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

p_{rau}	maximale Pressung [MPa]
E'	Reduzierter E-Modul der Kontaktpartner [MPa]
Amp	Amplitude der Rauheit [μm], $Amp = R_q^{0,5}$ (kann mit Hilfe des quadratischen Mittelwert der Profilabweichungen R_q berechnet werden)
λ	Wellenlänge aus Topographie-Vermessungen [μm]
ν	Querkontraktionszahl [-]
p_{Hertz}	makroskopische Hertzsche Pressung [MPa] [47]

Mit Hilfe dieser Vereinfachungen ist auch bei Mischreibung eine einfache analytische, näherungsweise Berechnung der Beanspruchungen an den mikroskopischen Rauheitskontakten möglich. Allerdings ist diese Vorgehensweise auf Grund der Anwendung Hertzscher Formeln auf rein elastisches Materialverhalten begrenzt.

Abb. 2.3 gibt einen Überblick der verschiedenen Reibungszustände bei typischen Wälzsystemen und zeigt unterschiedliche berechnete Beans-

pruchungen (Beschreibung der Vorgehensweise in Kap. 4), verschiedene Versagensentwicklungen und typische Ausfallbilder (Versuchsbeschreibung und Randbedingungen in Kap. 5, Beschreibung der Ergebnisse in Kap. 6).

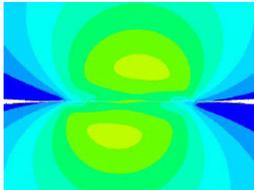
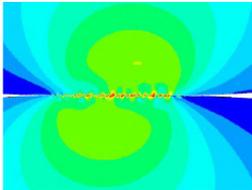
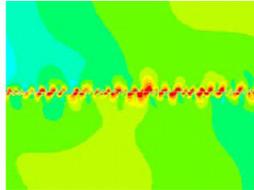
Reibungszustand	Flüssigkeitsreibung	Mischreibung	Grenzreibung
Wälzsysteme	Wälzlager-Kontakte	Zahnräder, mediumgeschm. Wälzkontakte	Rad-Schiene Kontakte
Schmierfilm-Parameter Λ $\Lambda = \frac{h_0}{\sqrt{R_{q1}^2 + R_{q2}^2}}$	$\Lambda > 3$	$\Lambda \leq 3$	$\Lambda \rightarrow 0$
Spannungsverteilung			
Begrenzende Versagensmechanismen	Ermüdung unter Oberfläche (bei Spannungen oberhalb der Ermüdungsgrenze)	Ermüdung oberflächenah u. unter Oberfläche	Ermüdung und Verschleiß an Oberfläche
Ausfallbild (schematisch)			

Abb. 2.3: Verschiedene Reibungszustände bei typischen Wälzsystemen mit unterschiedlichen Schmierfilmparametern und Kontaktbedingungen.

Unterschiedliche Schmierfilmhöhen verursachen bei gleicher Last ($p_m=3100$ MPa, $\mu=0,1$) unterschiedliche Beanspruchungen und unterschiedliche Schadensentwicklungen. Abhängig von den auftretenden Spannungen treten unterschiedliche Versagensmechanismen auf. Entsprechend gestalteten sich die in den durchgeführten Versuchen aufgetretenen typischen Ausfallbilder, vgl. Abb. 6.11

2.3 Verschleiß- und Versagensmechanismen bei Mischreibung

Der Ermüdungsvorgang bei Hertzischen Pressungen zwischen 1,5 und 4 GPa kann in verschiedene aufeinander folgende Phasen eingeteilt werden, in denen irreversible Werkstoffveränderungen stattfinden [29]:

- Einlauf- oder Shakedown-Phase
- Steady-state-Phase
- Instabilitätsphase

2.3.1 Einlauf- oder Shakedown-Phase

Die Einlaufphase ist in Wälzkontakten mit Relativgeschwindigkeit sehr kurz und wird dominiert von plastischen Verformungen und einer verschleißbedingten Entfernung von Rauheitsspitzen. Die Anpassung der Oberflächen hat eine Abnahme der lokalen Flächenpressungen zur Folge. Durch diese Vorgänge werden auch die gemessene bzw. die übertragbare Reibungskraft im Kontakt beeinflusst.

Bei geringer Belastung ($p_{\text{Hertz}} < 2 \text{ GPa}$) und damit langlebigen Kontakten findet nach dem Einlauf kein nennenswertes plastisches Fließen mehr statt. Die Grenze, bei der plastisches Fließen auftritt, lässt sich mit Hilfe der Werkstoffkennwerte formulieren. Die Scherspannung erreicht dann den Wert der Scherfließgrenze des Werkstoffs [29].

Durch plastische Verformungen und die Veränderung der Werkstoffstruktur gibt es Auswirkungen der Werkstoffbeanspruchung auf die Beanspruchbarkeit. Durch plastische Verformungen, die unter hohem hydrostatischen Druck ablaufen, wird der Werkstoff duktiler. Plastische Verformungen reduzieren die Spannungskonzentrationen an Riss-Spitzen und die Ausbreitungswahrscheinlichkeiten von Mikrorissen werden geringer. Infolge plastischer Verformungen entstehen Eigenspannungen, die eine permanente Veränderung der Beanspruchung während des Ermüdungsprozesses verursachen [39].

2.3.2 Ermüdung, Zerrüttung

Materialermüdung begrenzt die Lebensdauer von hochbeanspruchten Wälzkontakten.

Die Ermüdung ist durch zwei nacheinander ablaufende Phasen gekennzeichnet [26]:

- Rissbildung
- Risswachstum

Normal- und Tangentialkräfte bewirken unterhalb der kontaktierenden Grenzflächenbereiche ständig wechselnde Zug-, Druck- und Scherspannungen. Durch die zyklische Werkstoffbeanspruchung kommt es zu einer Schadensakkumulation in Form von Versetzungsbewegungen und Versetzungstaus. Die Vereinigung mehrerer Versetzungen führen zur **Rissentstehung**.

Vor allem bei geringer Belastung ($p_{\text{Hertz}} < 2 \text{ GPa}$) macht der zeitliche Anteil der Rissentstehung den weitaus größeren Teil des Ermüdungsprozesses aus und wird somit der Ermüdungslebensdauer gleichgesetzt [5] und [48].

Neben dem zeitlichen Ablauf wird auch nach dem Versagensort unterschieden und zwar in:

- oberflächenfernes Versagen, d.h. in Tiefen der maximalen Hertzschen Spannungen
- oberflächennahes Versagen

Oberflächenfernes Versagen

Der klassische Ermüdungsschaden im Wälzkontakt beginnt damit, dass sich unterhalb der Oberfläche, und zwar in Tiefen der maximalen

Hertzschen Spannungen, parallel zur Oberfläche Risse bilden [2] und [3]. Die Risse wachsen dann bis zur Oberfläche. Durch Rissvereinigung kommt es daraufhin zu schollenartigen Ausbrüchen, sogenannte Grübchen oder Pittings.

Oberflächennahes Versagen

Der Wälzlagerhersteller SKF [49] und Autoren wie Lubrecht [18] geben als häufigste Ausfallursache bei Wälzlagern nicht die klassische Ermüdung, sondern Auswirkungen unzureichender Schmierung an. Die häufigste Ausfallursache bei Wälzlagern ist nicht mehr die Ermüdung, ausgehend von Einschlüssen im Material, sondern Oberflächenermüdung und Verschleiß auf Grund von unzureichender Schmierung und/oder Verschmutzung. Abb. 2.4 gibt einen Überblick zu den Ausfallursachen von Wälzlagern.

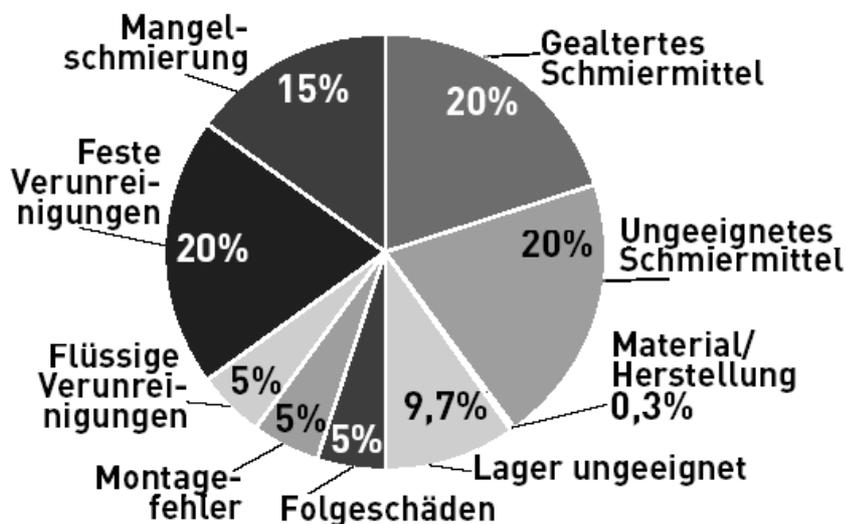


Abb. 2.4: Ausfallursachen von Wälzlagern [49]. Material und Herstellungsprozess machen nur 0,3% aller Lagerausfälle aus. 80% der Ausfälle haben ihre Ursache im Themenkomplex der Schmierung. Eine ausreichende Schmierung ist eine entscheidende Voraussetzung, um Frühausfälle zu vermeiden.

Insbesondere im Betrieb unter Mischreibungsbedingungen, bei hohen lokalen Kontaktspannungen und hohen lokalen Reibungskoeffizienten muss auch oberflächennahes Versagen berücksichtigt werden.

Versuchsergebnisse (Kap. 6) zeigen, dass diese Versagensart bei Schmierfilmparametern $\Lambda < 0,3$ dominiert. Sie führt zu kurzen Lebensdauern und großen Streuungen in den Versuchsergebnissen. Ursache sind hohe lokale Spannungen an den Rauheitskontakten, die die Plastizitätsgrenze des Wälzwerkstoffs überschreiten und plastische Verformungen verursachen. Infolge der plastischen Verformungen verändert sich die Werkstoffstruktur und es entstehen Eigenspannungen. Oberflächenschäden können bereits nach kurzer Laufzeit beobachtet werden. Sie führen nicht sofort zum Versagen, stellen jedoch eine potentielle Versagensart durch Veränderungen der Oberfläche (Mikropittings) oder durch Begünstigung anderer Oberflächen-Versagensarten, wie oberflächeninitiierte Tiefenrisse, dar.

Abhängig vom Reibungszustand sind unterschiedliche Versagensorte und -arten möglich.

Zusätzlich verursacht Verschleiß eine Veränderung der Geometrie und dadurch sich verändernde Beanspruchungen. Der Verschleiß wird je nach Reibungszustand durch verschiedene Verschleißmechanismen, wie Oberflächenzerrüttung (oberflächennahe Anrisse), Adhäsion, Abrasion und tribochemische Reaktionen bestimmt. Der Verschleiß kann sich auch förderlich auf die Kontaktlebensdauer auswirken, indem Mikrorisse und lokale Fehlstellen durch milden Verschleiß abgetragen werden. Bei stark unterschiedlichem Verschleiß innerhalb eines Kontakts, z.B. bei stehend belasteten Wälzkontakten (False Brinelling) führen die Relativgeschwindigkeiten in den Randbereichen des Kontaktes zu Verschleiß und zu einer für die Lebensdauer ungünstigen Schädigung.

3 Zuverlässigkeit und Lebensdauermodelle

Für die Absicherung gegen Ermüdung werden häufig angewandt:

- empirische Lebensdauermodelle, z.B. für die Tragfähigkeitsberechnung spezieller Maschinenelemente, wie Wälzlager oder Zahnrad-Flanken.
- der allgemein anwendbare Ermüdungsfestigkeitsnachweis nach FKM-Richtlinie Nr. 154

Die Versagenshypothesen lassen sich durch nachfolgend vorgestellte Modelle gliedern in:

- physikalisch basierte Modelle
- bruchmechanische Ansätze
- Modelle, basierend auf einem Energie-Kriterium
- Shakedown- und Ratchetingtheorien
- Schwingverschleiß, Reibkorrosionsmodelle (Fretting-Fatigue-Modelle)

Empirische Lebensdauermodelle finden Anwendung zur Auslegung von Maschinenelementen, wie Wälzlager DIN ISO 281 [13], Kurvengetrieben VDI-Richtlinie 2142 [51] oder auch Zahnrädern DIN 3979, DIN 3990 [50]. Durch die häufige Anwendung sind diese experimentell gut abgesichert und feld-erprobt. Sie beschreiben jedoch die Ermüdungsmechanismen nur vereinfacht durch die Wertung von Oberflächenbelastung bzw. Wälzpressung und meist mit empirisch ermittelten Beiwerten.

Die Entwicklung der Wälzlager-Lebensdauermodelle zur Abschätzung der Lebensdauer von Wälzkontakten wird nachfolgend (Kap 3.1) ausführlich beschrieben.

Die dauerhafteste Dimensionierung von Zahnrädern hinsichtlich der Zahnflanken-Tragfähigkeit erfolgt nach DIN 3990 [50]. Der Tragfähigkeitsnachweis erfolgt durch einen Vergleich der berechneten Flankenpressung mit der zulässigen Flankenpressung für die Dauerfestigkeit. Die zulässige Flankenpressung kann für verschiedene Zahnradwerkstoffe und Behandlungen aus Tabellen entnommen werden. Die angegebenen Dauerfestigkeitswerte basieren auf Versuchen mit Standard-Referenz-Prüfrädern unter Standard-Prüfbedingungen. Abweichungen, wie Stöße durch die An- und Abtriebe, ungleiche Kraftereinleitung durch Flankenlinienabweichungen, unterschiedliche Zahnradbreiten und verschiedene Verzahnungsqualitäten können durch die in die Norm eingeführten Faktoren berücksichtigt werden.

Die Wälzermüdung der Flankenoberflächen oder die oberflächennahe Ermüdung der rauen Flanken (Graufleckigkeit) ist nicht berücksichtigt. Wichtige Einflussgrößen, wie Topografie und Einlaufvorgänge, unzureichende Schmierung und Schmierfilmaufbau sowie eine Erhöhung der Pressung durch unterschiedlichen Schlupf und Verschleiß über die Flanken bleiben unberücksichtigt.

Hertter [22] und Höhn et al. [52] beschreiben Erweiterungen dieses Ansatzes und prüfen die Ergebnisse durch den Nachweis der Ermüdungstragfähigkeiten von Zahnrädern. Dabei bewerteten sie die Ermüdungstragfähigkeiten unter Berücksichtigung der Werkstoffbeanspruchung bzw. -beanspruchbarkeit über der Bauteiltiefe. Die lokale Werkstoffbeanspruchung berechnen sie unter Berücksichtigung von Eigenspannungen, der dynamischen Beanspruchung und der technischen Oberfläche und bewerten diese Beanspruchungen durch eine angepasste Schubspannungsintensitätshypothese. Die örtlichen Beanspruchbarkeiten bestimmen sie aus örtlichen Haigh-Diagrammen in Abhängigkeit der zeitlich maßgebenden Mittelspannungen. Der Vergleich der lokalen Werkstoffbeanspruchung mit der örtlichen Beanspruchbarkeit zeigt die örtliche Sicherheit gegen Ermüdungsversagen.

Allgemeiner anwendbar ist der **Ermüdungsfestigkeitsnachweis** nach FKM-Richtlinie Nr. 154 [36] und [35]. Diese hat breite Anerkennung gefunden und wird in vielen Simulationstools angewandt. Das technische Regelwerk ermöglicht für mechanisch beanspruchte Bauteile einen rechnerischen Nachweis der statischen Festigkeit und der Dauer- und Zeitfestigkeit. Dieser wird durch einen Vergleich zwischen den Kennwerten der Beanspruchung (oder Beanspruchungskollektiv) und der Beanspruchbarkeit erbracht. Die Schadensakkumulation erfolgt in der Praxis fast ausschließlich nach der linearen Hypothese von Palmgren-Miner und nach Haibach. Für die Lebensdauerberechnung zyklisch beanspruchter Bauteile stehen drei Konzepte zur Verfügung:

- das Nennspannungskonzept
- das örtliche Konzept
- das Bruchmechanikkonzept (Rissfortschrittskonzept)

Für den Ermüdungsfestigkeitsnachweis bei nichtproportionalen mehrachsigen Spannungen bietet die Richtlinie lediglich eine Näherungslösung.

Physikalisch basierte Modelle betrachten die Ermüdungsproblematik aus physikalischer Sicht und berücksichtigen sowohl relevante mikromechanische Eigenschaften wie auch Schadensmechanismen.

Eifler [28] verwendet z.B. thermische und elektrische Messverfahren zur Charakterisierung des Ermüdungsverhaltens metallischer Werkstoffe.

Lamagnere et al. [53] und Fougères [54] entwickelten physikalisch basierte Modelle zur Berechnung der Dauerfestigkeit unter EHD-Rollbedingungen. Mit Hilfe der Elastizitätstheorie wurde als Dauerfestigkeitsgrenzwert die Scherspannung τ_f definiert, die durch die Beanspruchung nicht überschritten werden darf. Das Modell wurde auf Grund der Analyse der verantwortlichen Schadensmechanismen entwickelt und basiert auf lokalen Scherspannungskonzentrationen in der Nähe von Inho-

mogenitäten. Untersucht wurden Einflüsse auf die Lebensdauer, wie z.B. Geometrie, Temperatur, Ringspannung (Hoop Stress) sowie Art, Form und Orientierung der Inhomogenitäten.

Bruchmechanische Ansätze bieten die Möglichkeit zur spezifischen Betrachtungen der drei-dimensionalen Rissentwicklung bei Berücksichtigung lokaler Spannungskonzentrationen und realer Strukturen [58] und [57]. Damit sind u.a. Einflüsse, wie Fehlstellen, defektbehaftete Bauteile, Schmierstoff [30], [34], [72] und [75] oder Eigenspannungen [59], [60] und [62], beschreibbar. Dang Van [33], Ekberg [32] oder auch Ringsberg [31] verwendeten diese Ansätze zur Betrachtung des Ermüdungsverhaltens von Rad-Schiene-Kontakten. Diese Modelle werden erfolgreich für Kontakte eingesetzt, in denen das Risswachstum von besonderem Interesse ist.

Bei plastischen Verformungen, d.h. im low cycle fatigue-Bereich (LCF), werden **Shakedown- und Ratchetingtheorien** erfolgreich angewandt [29]. Ratcheting-Theorien basieren auf der Annahme, dass elastisch/plastische Dehnungsverläufe einen Schädigungsmechanismus unter Wälzbeanspruchung widerspiegeln und somit Querverbindungen zwischen LCF- und Wälzermüdungsergebnissen vorhanden sind.

Modelle, die auf einem **Energie-Kriterium** basieren, sind zur Beschreibung von Übergängen zwischen verschiedenen Phasen der Wälzermüdung geeignet. Ein Schädigungsereignis (Rissinitiierung) liegt vor, wenn die gespeicherte Energie der akkumulierten Versetzungen einen kritischen Wert erreicht. Dieser kritische Wert wird mit Hilfe der spezifischen Bruchenergie einer Flächeneinheit definiert.

Birkhofer et al. [56] ermittelten die Lebensdauer von Wälzkontakten durch Kurzzeitversuche. Die Reibenergieberechnung nutzten sie für die nachgeschaltete Extrapolation. Die Reibenergie wird proportional zum Verschleiß und umgekehrt proportional zur Lebensdauer angenommen.

Cheng et al. [55] entwickelten ein Modell, basierend auf einem Energie-Kriterium. Mit Hilfe der Fehlstellentheorie berechneten sie die Veränderungen der Energie des Systems durch die Fehlstellen-Akkumulation entlang von Gleitbändern. Erreicht diese Energie nach einer bestimmten Anzahl an Lastwechseln einen maximalen Wert, wird sie durch Rissbildung freigesetzt.

Zhou et al. [48] definierten die Anzahl an Lastwechseln, um einen Riss zu initiieren, ebenfalls durch die gespeicherte Energie und einen kritischen Wert. Mit Hilfe der Bruchmechanik berechneten und addierten sie die Risswachstumszeit.

Schwingreibverschleiß und Reibkorrosions-Ermüdungsmodelle (Fretting-Fatigue-Modelle) sind geeignet für die Betrachtung des Risswachstums durch oberflächennahe tribologische Belastungen. Insbesondere bei zunehmenden Reibkräften, z.B. durch Mangelschmierung und damit hohen Scher- und Zugspannungen an den Kontakträndern, wird ein schnelles Risswachstum erwartet [66]. Diese Modelle eignen sich zur Berücksichtigung der Wechselwirkungen zwischen Verschleiß und Ermüdung. Madge et al. [71] und [73] oder Kasarekar et al. [74] verknüpften Verschleiß- mit Fretting-Fatigue-Ermüdungsmodellen.

3.1 Weibulls Fehlstellenmodell und Entwicklung der Wälzlager-Lebensdauermodelle

3.1.1 Fehlstellenmodell (weakest link model) nach Weibull

Streuungen auf Grund von Fehlstellen und Inhomogenitäten in Werkstoffen, Herstellungsunterschieden zwischen verschiedenen Chargen bei der Stahlproduktion und der Wärmebehandlung, Fertigungstoleranzen und Messunsicherheiten erfordern eine statistische Auswertung ermittelter Lebensdauerergebnisse.

Weibull [1], [61] und [63] beschrieb, dass die Werkstoffbeanspruchbarkeit durch eine statistische Verteilung formuliert werden kann. Die Theo-

rie der asymptotischen Extremwertverteilungen wurde entwickelt. Grundlage dieses Modells ist die Annahme, dass in Bauteilen mit ausreichend großem beanspruchtem Werkstoffvolumen statistisch verteilte Fehlstellen vorliegen, die bei schwingender Belastung einen Ermüdungsriss auslösen können. Am Beispiel der Bruchmechanik kann gezeigt werden, dass der längste Riss im belasteten Bereich bruchauslösend ist. Von vielen möglichen bruchauslösenden Elementen sind Ermüdungsvorgänge eng mit der Verteilung der schwächsten Elemente verbunden (vergleichbar den schwächsten Gliedern einer Kette). Wird das hochbeanspruchte Probenvolumen vergrößert (die Kette bei gleicher Last verlängert), vergrößert sich auch die Anzahl der Schwachstellen und die Erlebenswahrscheinlichkeit nimmt ab, obwohl die Beanspruchung unverändert blieb. Die theoretisch erwartete Abhängigkeit der Lebensdauer von der Probengröße und dem belasteten Probenvolumen ist nachweisbar. Das Weibull-Modell bietet den in der Literatur am häufigsten angewandten Ansatz zur Berücksichtigung des statistischen Größeneinflusses. Die zwei-parametrische Lebensdauerverteilung ermöglicht die Beschreibung der meisten Ermüdungsvorgänge harter Werkstoffe, einschließlich der Wälzermüdung.

Weibull [1] formulierte die Erlebenswahrscheinlichkeit S in Abhängigkeit der Material-Charakteristik $n(\sigma)$ und des beanspruchten Volumens V :

$$\log\left(\frac{1}{S}\right) = -\int_V n(\sigma) dV \quad (\text{Gl. 3.1})$$

S Erlebenswahrscheinlichkeit
 $n(\sigma)$ Material-Charakteristik
 V beanspruchtes Volumen [mm^3]

Der Potenzzusammenhang zwischen Spannung und Ermüdungslebensdauer unter Einbeziehung der Dauerfestigkeitsgrenze wurde von Weibull auch benutzt, um Wöhlerkurven anzunähern. Weibull hält sein Modell auch zur Vorhersage von Wälzermüdung für geeignet und empfiehlt

Lundberg und Palmgren bzw. Zaretsky et al. [12] die Beschreibung der Material-Charakteristik mit Hilfe der Beziehung $n(\tau) = \tau^c N^e$:

$$\log\left(\frac{1}{S}\right) = -N^e \int_V \tau^c dV \quad (\text{Gl. 3.2})$$

S	Erlebenswahrscheinlichkeit
$n(\tau)$	$= \tau^c N^e$, die von Weibull empfohlene Material-Charakteristik
τ	Schubspannung [MPa]
c	Exponent für Spannungskriterium
N	Anzahl an Lastzyklen [Millionen Lastzyklen]
e	Weibull-Exponent
V	beanspruchtes Volumen [mm ³]

Weibull postulierte [64], dass die Verteilung der Ermüdungslebensdauer L bzw. der Anzahl an Lastzyklen N einer homogenen Gruppe von Wälzlagern durch folgende Beziehung ausgedrückt werden kann:

$$\ln\left[\ln\left(\frac{1}{S}\right)\right] = e \ln N + \ln A \quad (\text{Gl. 3.3})$$

S	Erlebenswahrscheinlichkeit
e	Weibull-Exponent
N	Anzahl an Lastzyklen [Millionen Lastzyklen]
A	Konstante

Wird die Verteilung in dieser Form ($\ln(\ln(1/S))$) in Abhängigkeit der Lebensdauer ($\ln N$) dargestellt, ergibt sich die sog. Weibull-Gerade, deren Steigung dem Weibull-Exponent e entspricht, vgl. Abb. 3.1.

Abb. 3.1 zeigt experimentell ermittelte Ergebnisse zum Einfluss der Oberflächenrauheit (Kap. 6.8) unter folgenden Randbedingungen (detaillierte Versuchsbeschreibung in Kap. 5)

- Werkstoff beider Wälzpartner: 100Cr6 (SAE 52100), Gefüge im bainitischen Zustand, Härte 730±50 HV10
- Behandlung der Oberflächen: mechanisch eingebrachte Eigenspannungen durch Kugelstrahlen

- Belastung $F=1220$ N, mittlere Hertzsche Pressung: $p_m=3100$ MPa, elliptischer Kontakt
- Oberflächen-Geschwindigkeiten: $v_1=7,027$ m/s; $v_2=7,1$ m/s, Schlupf=1%, ballige Scheibe mit negativem Schlupf
- Schmierstoff: Dieselkraftstoff nach DIN EN 590, Schmierstoff-Zuführtemperatur= $20\text{ °C}\pm 0,4\text{ °C}$, Umlaufschmierung, Viskosität $\eta=2\text{ mPa}\cdot\text{s}$ bei 20 °C

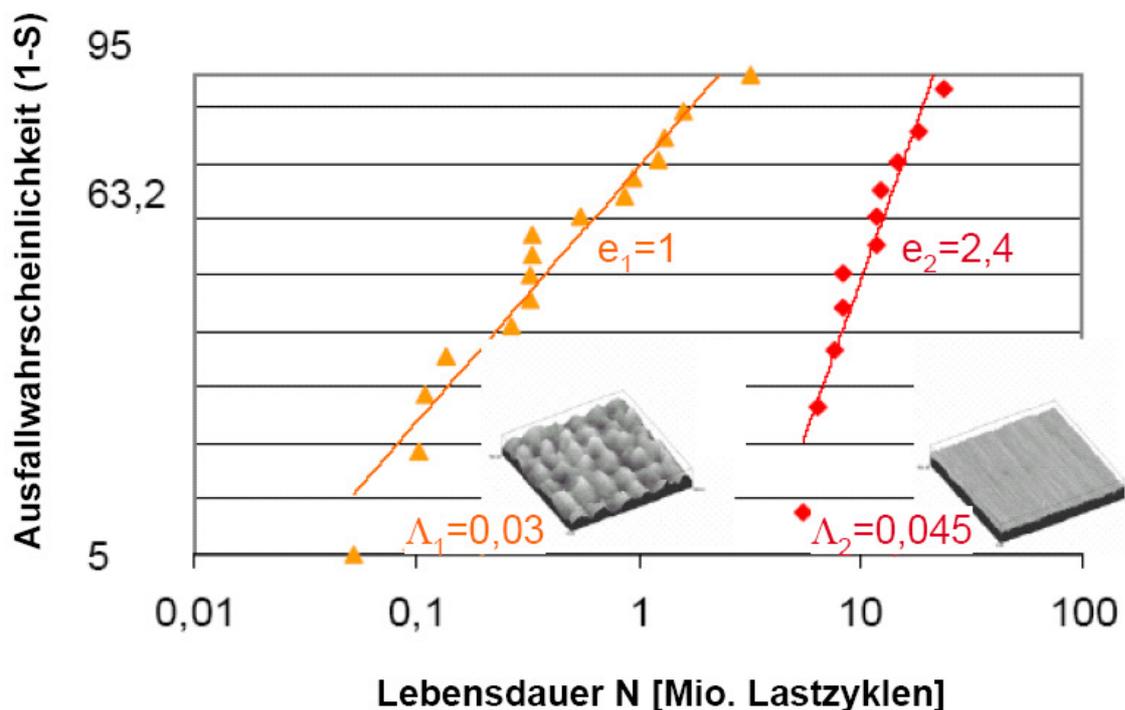


Abb. 3.1: Weibull-Diagramm für die experimentell ermittelten Lebensdauern bei den Schmierfilmparametern

- $\Lambda_1=0,03$ (gestrahlte Oberfläche, $R_q=0,5$), Weibull-Steigung $e_1=1$
- $\Lambda_2=0,045$ (Oberfläche mit Finish, $R_q=0,3$), Weibull-Steigung $e_2=2,4$

Zur Beschreibung von Schwingfestigkeitsproblemen und Dauerfestigkeiten wurde das Weibull-Modell von Böhm und Heckel [4] geprüft und weiterentwickelt.

Bomas, Linkewitz und Mayr [26] wandten das Weibull-Modell zur Analyse der Ermüdungsrissbildung und Dauerfestigkeit des Stahles 100Cr6 im

bainitischen Zustand an, wobei eine gute Übereinstimmung zwischen berechneten und experimentell ermittelten Dauerfestigkeitswerten erzielt werden konnte. Sie erweiterten das Fehlstellenmodell, um die Ermüdungsrissbildung im Volumen und an der Oberfläche zu berücksichtigen. Durch die Anwendung der Dang Van-Hypothese für die Rissbildung im Volumen und einer neuen Schwingfestigkeits-Hypothese für die Rissbildung an der Oberfläche konnte die Dauerfestigkeit des bainitischen Stahles 100Cr6 vorhergesagt sowie die Schadensorte erklärt werden.

Brecher et al. [37] kombinierte das Fehlstellenmodell und das Konzept der örtlichen Dauerfestigkeit, um Zahnräder zu optimieren.

Für die Beschreibung der Ermüdungslebensdauer von Wälzlagern wurde die zwei-parametrische Weibull-Verteilung von Lundberg und Palmgren [2] und [3] angewandt.

3.1.2 Lebensdauermodell nach Lundberg und Palmgren

Grundlegende Untersuchungen zur Ermüdung in Wälzkontakten wurden von Lundberg und Palmgren [2] und [3] durchgeführt und darauf aufbauend die im Wesentlichen noch heute bestehende Theorie zur Berechnung der Lebensdauer von Wälzlagern entwickelt. Das Modell ermöglicht die analytische Abschätzung der Lebensdauer auf der Grundlage eines empirischen Zusammenhangs zwischen der Erlebenswahrscheinlichkeit S , der Orthogonal-Schubspannung (Wechselschubspannungshypothese) τ_0 , der Anzahl ertragbarer Spannungszyklen N , dem beanspruchten Volumen V sowie der Tiefe z_0 , in der die maximale Orthogonal-Schubspannung auftritt:

$$\ln\left(\frac{1}{S}\right) \propto \frac{N^e \tau_0^c V}{z_0^h} \quad (\text{Gl. 3.4})$$

S	Erlebenswahrscheinlichkeit
N	Anzahl an Lastzyklen [Millionen Lastzyklen]
e	Weibull-Exponent
τ_0	Orthogonal-Schubspannung [MPa]
c	Exponent für Spannungskriterium
V	beanspruchtes Volumen [mm ³]
z_0	Tiefe der maximalen Orthogonal-Schubspannung des Hertzschen Kontakts [mm]
h	Tiefenexponent

Als maßgebend für die Werkstoffbeanspruchung wird die Orthogonal-Schubspannung τ_0 mit dem unter der Oberfläche liegenden Beanspruchungsmaximum gesehen. Bei der Aufstellung der Beziehung für die Lagerlebensdauer ging Palmgren zunächst von der Annahme einer Ermüdungsgrenze für das Lagermaterial aus, die er jedoch später mit Lundberg wieder verwarf, da diese an den Versuchsergebnissen mit den damaligen Werkstoffen nicht nachgewiesen konnte.

Aus der Grundgleichung (Gl. 3.4) wurde die bekannte Wälzlager-Lebensdauer Gleichung (Gl. 3.5) für die Abschätzung der dynamischen Tragzahlen C und der nominellen Lebensdauern L_{10} von Wälzlagern abgeleitet. Die Lebensdauer L_{10} entspricht einer ermüdungsfreien Laufzeit bei einer Ausfallwahrscheinlichkeit von 10%. Die Annahme Hertzscher Kontaktbedingungen ermöglicht die Substitution der Kontakt-Parameter, wie Orthogonal-Schubspannung τ_0 , Tiefe z_0 und beanspruchtes Volumen V, durch die Lagerabmessungen und Belastung P. Die Anzahl an Lastzyklen N wird multipliziert mit der Anzahl an Lastzyklen n je Lagerumdrehungen und kann damit durch die Anzahl an Lagerumdrehungen $L = n \cdot N$ ersetzt werden. Dadurch ergibt sich die einfach anwendbare Wälzlager-Lebensdauer Gleichung zur Abschätzung der Lagerlebensdauer L_{10} Bin Abhängigkeit der lagerspezifischen dynamischen Tragzahl C und der aufgetragenen Lagerbelastung P:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad \text{bzw.} \quad L_{nm} = a_1 \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad (\text{Gl. 3.5})$$

- L_{10} nominelle Lagerlebensdauer bei 90% Erlebenswahrscheinlichkeit in [Millionen Lagerumdrehungen]
- L_{nm} erweiterte Lagerlebensdauer für in a_1 berücksichtigte Erlebenswahrscheinlichkeit in [Millionen Lagerumdrehungen]
- a_1 Lebensdauerfaktor für die Zuverlässigkeit, bei 90% Erlebenswahrscheinlichkeit $a_1=1$
- C dynamische Tragzahl aus Lagerkatalogen oder [13] [kN]
- P äquivalente dynamische Lagerbelastung [kN]
- p Exp. für die Lebensdauergleichung; für Kugellager $p=3$, für Rollenlager $p=10/3$

Einfluss der Tiefe z_0 der maximalen Orthogonal-Schubspannung

Der wichtigste Unterschied zwischen den Modellen von Weibull und von Lundberg und Palmgren ist die Einführung der Tiefe z_0 durch Lundberg und Palmgren. Die Theorie von Weibull basiert auf der Annahme, dass der erste Riss zum Bruch führt (Anrisswahrscheinlichkeit). Bei Versuchen beobachteten Lundberg und Palmgren Risse, die nicht die Oberfläche erreichten. Deshalb wurde bei der Formulierung berücksichtigt, dass die Wahrscheinlichkeit eines Ermüdungsausbruches von der Tiefe z_0 abhängt. Dies führte dazu, dass die Tiefe z_0 , in der die maximalen Orthogonal-Schubspannungen des Hertzschen Kontakts auftreten, in die Lebensdauergleichung eingeführt und mit Hilfe des Tiefenexponent h gewichtet wurde. Viele Wissenschaftler interpretieren die Einführung der Tiefe z_0 als ein Konzept, im Rissinitiierungsmodell das Risswachstum zur Oberfläche zu berücksichtigen, z.B. [8].

3.1.3 Erweitertes Lebensdauermodell nach Ioannides und Harris

Im Jahre 1985 veröffentlichten Ioannides und Harris [5] ein erweitertes Lebensdauermodell, welches auf der Lundberg-Palmgren-Theorie basiert und diese als Sonderfall einschließt. Kernstück dieser erweiterten Lebensdauertheorie ist die Annahme eines statistischen Zusammenhangs zwischen der Erlebenswahrscheinlichkeit, der Ermüdungslebensdauer und einem spannungsabhängigen Ermüdungskriterium für ein Volumenelement im Lager. Ioannides und Harris [5] veranschaulichen die

Lebensdauerberechnung, indem sie zwei unterschiedliche Ermüdungskriterien verwenden, die Schubspannungsamplitude τ_a und die Vergleichsspannung nach von Mises σ_{VM} :

$$\ln\left(\frac{1}{S}\right) \propto N^e \int_V \frac{(\tau_i - \tau_u)^c}{z'^h} dV \quad (Gl. 3.6)$$

$$\ln\left(\frac{1}{S}\right) \propto N^e \int_V \frac{(\sigma_i - \sigma_u)^c}{z'^h} dV$$

$$z' = \frac{\int_0^{z_{\max}} (\sigma_i - \sigma_u) \cdot z_i \cdot dz}{\int_0^{z_{\max}} (\sigma_i - \sigma_u) \cdot dz}$$

- S Erlebenswahrscheinlichkeit
- N Anzahl an Lastzyklen [Millionen Lastzyklen]
- e Weibull-Exponent (e=10/9 für den elliptischen Kontakt [5])
- τ_i lokales spannungsbezogenes Ermüdungskriterium, z.B. Schubspannungsamplitude oder das multiaxiale Ermüdungskriterium von Dang Van (Gl. 5.1) (Das Modell ist auf kein bestimmtes Ermüdungskriterium beschränkt) [MPa]
- τ_u lokaler Wert für die Ermüdungsgrenze, Ermüdungsgrenzspannung [MPa]
- σ_i Wert des spannungsbezogenen Ermüdungskriteriums, z.B. Vergleichsspannung nach Mises (Oktaeder-Spannung) [MPa]
- σ_u Wert für die Ermüdungsgrenze, Ermüdungsgrenzspannung [MPa]
- c Exponent für Spannungskriterium c=31/3 [5]
- V beanspruchtes Volumen [mm³]
- z' spannungsgewichtete Tiefe (Unterschied zu z₀ wird unten genauer betrachtet)[mm]
- h Tiefenexponent h=7/3 [5] oder h=0 für reale Rauheitsprofile [6]

Eine wesentliche Erweiterung ist die Einführung einer Ermüdungsgrenzbelastung, die einer Wälz-Dauerfestigkeit entspricht. Für das Ermüden entscheidend sind damit nur Volumenanteile, in denen die örtliche Beanspruchung die örtliche Beanspruchbarkeit überschreitet. Bei geringer Belastung kann eine unendliche Lagerlebensdauer prognostiziert werden. In früheren Modellen wurden vereinfachend glatte Oberflächen und eine Hertzsche Spannungsverteilung angenommen. Durch die Integration und Berechnung der tatsächlichen Spannungsverteilung werden Abweichungen von der Hertzschen Spannungsverteilung, z.B. durch Rauheitskontakte oder Reibkräfte, berücksichtigt. Mit dieser Erweiterung ist

es möglich, beanspruchungsrelevante Einflüsse, wie z.B. Oberflächenrauheit, Schmutzpartikel oder Eigenspannungen, über die dadurch verursachten lokalen Spannungen im Lebensdauermodell zu berücksichtigen.

Die Erweiterungen gegenüber dem Modell von Lundberg und Palmgren wurden durch Ioannides et al. [10] analytisch formuliert und können dadurch in der Praxis durch variable Lebensdauerfaktoren a_{ISO} berücksichtigt werden. Die bekannten und bewährten Ursprungsgleichungen von Lundberg und Palmgren

(Gl. 3.5) wurden beibehalten und nur durch angehängte zusätzliche Faktoren ergänzt. Der Lebensdauerfaktor a_{ISO} wird in Abhängigkeit von Schmierung, Verunreinigung, Ermüdungsgrenze und Lastverteilung in Form von $a_{ISO}(\kappa, e_C, P_u/P)$ bestimmt und bei der Lagerauslegung oft aus Diagrammen der Wälzlagerhersteller abgelesen. Nach Ioannides [10] oder der um diese Änderungen ergänzten DIN ISO 281 [13] gilt:

$$L_{10} = a_{ISO} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad \text{bzw.} \quad L_{nm} = a_1 \cdot a_{ISO} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad (\text{Gl. 3.7})$$

L_{10}	nominelle Lagerlebensdauer bei 90% Erlebenswahrscheinlichkeit in [Millionen Lagerumdrehungen]
L_{nm}	erweiterte Lagerlebensdauer für in a_1 berücksichtigte Erlebenswahrscheinlichkeit in [Millionen Lagerumdrehungen]
a_1	Lebensdauerfaktor für die Zuverlässigkeit, bei 90% Erlebenswahrscheinlichkeit $a_1=1$
a_{ISO}	Lebensdauerfaktor auf Grundlage einer Systembetrachtung der Lebensdauerberechnung oder auch Spannungs-Lebensdauerfaktor genannt
C	dynamische Tragzahl [kN]
P	äquivalente dynamische Lagerbelastung [kN]
p	Exponent für die Lebensdauer Gleichung für Kugellager $p=3$, für Rollenlager $p=10/3$
e_C	Beiwert für Verunreinigungen

Erweiterte Kenntnisse und Simulationsmöglichkeiten der Spannungsverteilung in rauen, geschmierten Kontakten

In früheren Lebensdauermodellen wurden vereinfachend glatte Oberflächen angenommen. Insbesondere im Betrieb unter Mischreibungsbedingungen entstehen an den Rauheitskontakten jedoch sehr hohe oberflä-

chennahe Spannungskonzentrationen, die wesentlich höher sind als die Spannungen in glatten Kontakten. Diese oberflächennahen Spannungen und die tatsächliche Spannungsverteilung können berechnet z.B. [38], [16] und [74] und in der Lebensdauerberechnung berücksichtigt werden. Durch die Berechnung der tatsächlichen Spannungsverteilung können auch die lokalen Spannungen an Rauheitskontakten bei Mikro-EHD-Bedingungen ermittelt und deren Einfluss auf die Ausfallwahrscheinlichkeiten berechnet werden. Damit können Schäden, die in Oberflächennähe oder unterhalb der Oberfläche beginnen, beschrieben werden.

Einführung der Ermüdungsgrenzspannung σ_u

Die Dauerläufe, auf denen das Modell von Lundberg und Palmgren basierte, wurden mit den damaligen Qualitäten des Wälzlagerstahls 100Cr6 (AISI 52100, minimale Härte 58 HRC) durchgeführt. Wesentliche Verbesserungen in Werkstoffreinheit und Herstellungsprozessen erhöhen die Ermüdungswiderstandseigenschaften und weisen in Dauerläufen, gestützt durch die Erfahrungen aus Feldversuchen, darauf hin, dass Wälzlager eine Dauerfestigkeitsgrenze haben. Zwirlein und Schlicht [11] ermittelten beispielsweise eine L_{10} -Lebensdauer von $3,23 \times 10^{10}$ Lastzyklen bei einem Kontaktdruck von 2550 MPa. Harris [8] berichtet bei reinen Stählen, vollständiger Trennung der Kontaktpartner und keinen Verunreinigungen des Schmierstoffs sogar von Pressungen bis 3300 MPa, die ohne Ermüdungsversagen getragen werden können (Jedoch leider ohne Angabe der geprüften Lastzyklen. Die veröffentlichte Lebensdauerergebnisse streuen bei diesem Lastniveau zwischen ca. 10^7 und 10^9 Lastzyklen).

Die Einführung eines zusätzlichen Werkstoffkennwertes, der Ermüdungsgrenzspannung σ_u , ermöglicht die Berechnung längerer Lebensdauern. Durch die Ermüdungsgrenzspannung σ_u verringert die Wälzlager-Wöhlerlinie kontinuierlich ihre Steigung, bis zum Übergang in die Dauerfestigkeit. Das Modell von Ioannides und Harris stellt damit einen Bezug zur Strukturermüdung her. Die Anwendbarkeit des erweiterten

Lebensdauermodells auf Umlaufbiege- oder Torsionsbelastung wurde von Ioannides und Harris in [5] demonstriert. Durch die Ermüdungsgrenzspannung σ_u können Einflüsse, wie Reinheitsgrade, absorbierte Energie, Betriebstemperatur, Oberflächen-Scherspannung, mikrostrukturelle Gefügeveränderungen und Eigenspannungen berücksichtigt werden.

Zaretsky [12] sieht die Einführung der Ermüdungsgrenzspannung kritisch, da die Volumenteile, die unter der Ermüdungsgrenzspannung belastet werden, die Lebensdauervorhersage nur unwesentlich beeinflussen. Der Abzug der Ermüdungsgrenzspannung σ_u von den maximalen lokalen Spannungen σ führt zur Vorhersage von zu hohen Lebensdauern.

Rückführung der Tiefe z_0 auf die spannungsgewichtete Durchschnittstiefe z'

Der Faktor z_0 wurde ursprünglich eingeführt, um das Wachstumsintervall zwischen der inneren Schadensinitiierung und dem Sichtbarwerden an der Oberfläche zu erfassen. Ioannides et al. [9] behalten diesen bei, betrachten ihn jedoch nun als spannungsgewichtete Durchschnittstiefe z' . Tripp und Ioannides [23] bewerten die Tiefengewichtung in rauen Kontakten als kritisch. Lubrecht et al. [6] stellen die Notwendigkeit der Tiefengewichtung in Frage. Außerdem stellen sie die trotz Verbesserungen der Werkstoffreinheit in dem erweiterten Modell von Ioannides und Harris unverändert übernommenen experimentellen Faktoren $c=31/3$ und $h=7/3$ in Frage und fordern eine experimentelle Ermittlung dieser Exponenten, unterstützt durch eine systematische Prüfung. Sie wenden das Modell von Lundberg und Palmgren ohne Tiefeneinfluss erfolgreich bei realem Oberflächenprofil und lokalen Spannungen und Ausfallwahrscheinlichkeiten an.

3.1.4 Lebensdauermodell nach Zaretsky

Zaretsky et al. [12] wählen die modifizierte Weibull-Gleichung zur Berechnung von Wälzlagerlebensdauern. Ein wichtiger Unterschied zu den Modellen von Weibull und von Lundberg und Palmgren ist, dass sie den Spannungsexponent c unabhängig von der Weibull-Steigung e formulieren. Es wird kein Einfluss der Tiefe z_0 berücksichtigt. Wie beim Modell von Ioannides und Harris ist die Erlebenswahrscheinlichkeit von den lokalen Spannungen abhängig:

$$\ln\left(\frac{1}{S}\right) \propto N^e \left(\int_V \tau_i^{ce} dV \right) \quad (\text{Gl. 3.8})$$

S	Erlebenswahrscheinlichkeit
N	Anzahl an Lastzyklen [Millionen Lastzyklen]
e	Weibull-Exponent
τ_i	kritische Schubspannung [MPa]
c	Exponent für Spannungskriterium (variiert von 6 bis 12)
V	beanspruchtes Volumen [mm ³]

3.1.5 Lebensdauermodell nach Yu und Harris

Yu [14] und Yu und Harris [15] stellen ein weiter reduziertes, spannungsbasiertes Ermüdungsmodell für Kugellager vor. Dabei verwenden sie das multiaxiale Ermüdungskriterium nach Sines (berücksichtigt die Oktaeder-Spannung und den hydrostatischen Druck) und einen geänderten, neu ermittelten Materialexponent c . Die wesentlichen Unterschiede zum Modell von Lundberg und Palmgren sind die Unabhängigkeit des Weibull-Exponenten vom spannungsgewichteten Volumen und der Entfall der Tiefe z_0 .

$$\ln\left(\frac{1}{S}\right) \propto N^e \left(\int_V \tau_i^c dV \right)^e \quad (\text{Gl. 3.9})$$

S	Erlebenswahrscheinlichkeit
N	Anzahl an Lastzyklen [Millionen Lastzyklen]
e	Weibull-Exponent
τ_i	Sines Ermüdungskriterium [MPa]
c	Exponent für Spannungskriterium (neu ermittelt, $c=4$ für AISI 52100)
V	beanspruchtes Volumen [mm ³]

3.1.6 Übersicht der vorgestellten Modelle

Eine Übersicht der beschriebenen Modelle ist in Abb. 3.2 dargestellt.

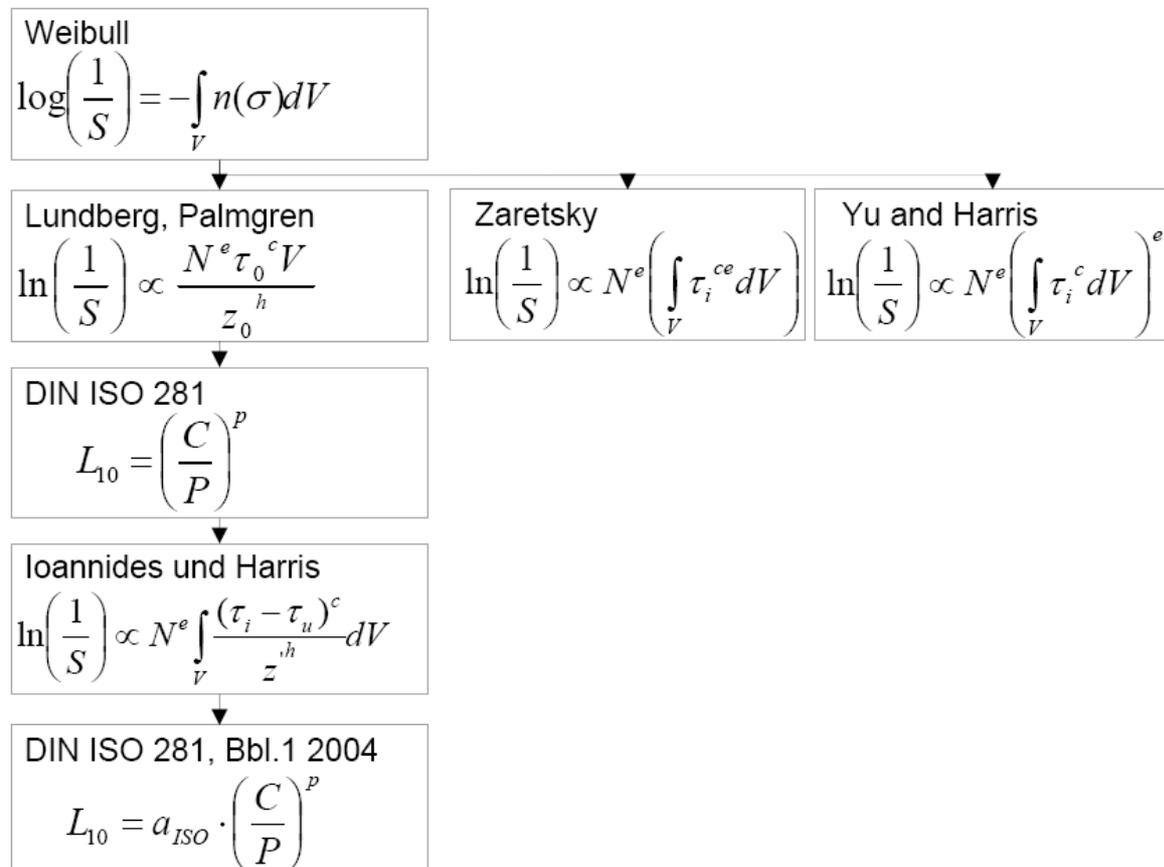


Abb. 3.2: Entwicklung der vorgestellten, spannungsbasierten Wälzlager-Lebensdauermodelle

Voraussetzung für die Anwendbarkeit der Modelle zur Lebensdauerberechnung ist, dass die Phase der Rissentstehung bei einem Ermüdungsvorgang erheblich länger dauert als die Rissausbreitungsphase.

Werden die empfohlenen Werte und Exponenten für die Lebensdauerberechnung in die Gleichungen eingesetzt, wird mit dem Modell von Lundberg und Palmgren die kürzeste Lebensdauer berechnet. Mit den Modellen von Zaretsky, Yu und Harris, wie auch dem Modell von Weibull lassen sich bei entsprechender Wahl der Exponenten dieselben Lebensdauer-Ergebnisse berechnen. Das Lebensdauermodell nach Ioannides

und Harris mit Berücksichtigung einer Ermüdungsgrenzspannung sagt, vor allem bei abnehmenden Hertzschen Pressungen, eine deutlich längere Lebensdauer vorher.

Abb. 3.3 zeigt den Vergleich der Lebensdauerergebnisse der Wälzlager-Lebensdauermodelle nach Ioannides und Harris mit rauhen und ideal glatten Kontaktflächen sowie nach Lundberg und Palmgren. Die Ergebnisse wurden für den im Rahmen dieser Arbeit untersuchten Kontakt mit Hilfe der FEM berechnet. Die Vorgehensweise für die Berechnung der Spannungen und Anwendung der Modelle wird in Kap. 4 beschrieben.

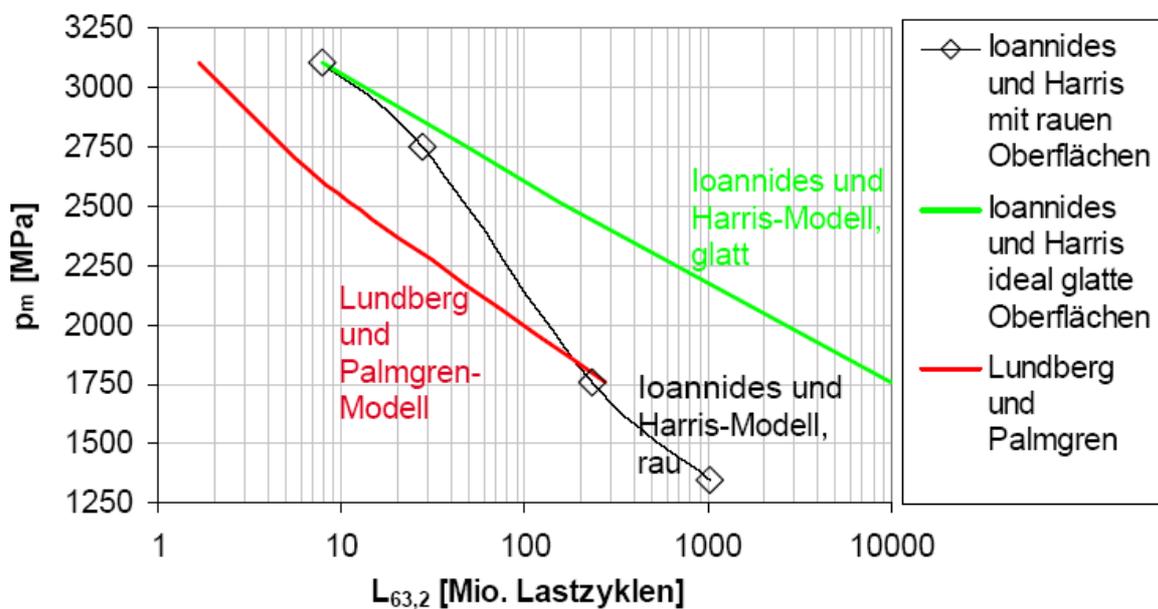


Abb. 3.3: Mittlere Hertzsche Pressung p_m in Abhängigkeit von der Wälzkontakt-Lebensdauer. Vergleich der Lebensdauerergebnisse der vorgestellten Wälzlager-Lebensdauermodelle nach Lundberg und Palmgren bzw. nach Ioannides und Harris.

4 Berechnung von Pressungen, Spannungen und Spannungsintegralen

4.1 Analytische Berechnung von Pressungen und Spannungen im Kontakt

Die näherungsweise Beschreibung des gemessenen Rauheitsprofils durch ein Sinusprofil (Kap. 2) ermöglicht auch bei Mischreibung eine näherungsweise analytische Berechnung von

- Pressungen mit Formeln nach Hertz für den makroskopischen Kontakt und die mikroskopischen elastischen Kontakte
- Spannungsverteilungen unterhalb der Kontakte

In den Kontaktbereichen herrscht ein Spannungszustand, der mit den Formeln nach Hertz berechnet werden kann [47]. Mit Hilfe der berechneten Pressungen und Halbachsenabmessungen der Kontaktellipse kann auch für den reibungsbehafteten Kontakt die Spannungsverteilung unterhalb des Kontaktes berechnet werden, z.B. nach [45] und [46], wenn der Reibungskoeffizient bekannt ist. Für die Berechnungen werden die in den Versuchen gemessenen Reibungskoeffizienten verwendet. Werden diese Spannungen für die Volumenelemente des beanspruchten Bereichs berechnet, kann das Lebensdauermodell von Ioannides und Harris (Gl. 3.6) angewandt werden.

Diese analytische Berechnung wurde für einfache erste Annäherungen parallel zur experimentellen Lebensdauerermittlung eingesetzt. Auf Grund der Begrenztheit der Hertzschen Formeln auf rein elastisches Materialverhalten wurde für die genauere Betrachtung die FEM-Simulationen eingesetzt.

4.2 FEM-Simulation

Folgende FEM-Simulationsmodelle wurden erstellt

- 3D-FE-Modell des untersuchten Kontaktes. Anwendung für die Untersuchung der Wirkung von Belastung und verschiedenen prozessinduzierten Eigenspannungsverteilungen
- 2D-FE-Modell (ebener Formänderungszustand), abgeleitet aus dem 3D-Kontakt für die Beschreibung der Wirkungen von drei verschiedenen Oberflächenrauheitsprofilen bei konstanten Druckeigenspannungen durch Kugelstrahlen und konstanter Belastung

Der hydrodynamische Anteil an der Schmierfilmhöhe ist bei den untersuchten Mischreibungszuständen sehr klein. Zur Vereinfachung der Rechnung werden deshalb der untersuchte Kontakt wie trockene Kontakte behandelt. Der Reibungskoeffizient wurde in Messungen zu $\mu=0,1$ ermittelt und durch ein entsprechendes Drehmoment auf den simulierten Wälzkörper aufgebracht.

Erforderliche Werkstoffparameter für die Simulation wurden für den verwendeten 100Cr6 (SAE 52100) im bainitischen Zustand durch den Druckversuch nach DIN 50106 ermittelt und als elastisch-plastisches Materialverhalten ohne die Berücksichtigung möglicher Materialverfestigung eingegeben (Abb. 4.1).

Die Simulationsergebnisse wurden für den untersuchten Kontakt mit theoretischen Lösungen für Hertzsche Kontakte verglichen. Es wurde eine sehr gute Übereinstimmung der Ergebnisse der beiden unterschiedlichen Berechnungsmethoden erreicht (Abb. 4.2).

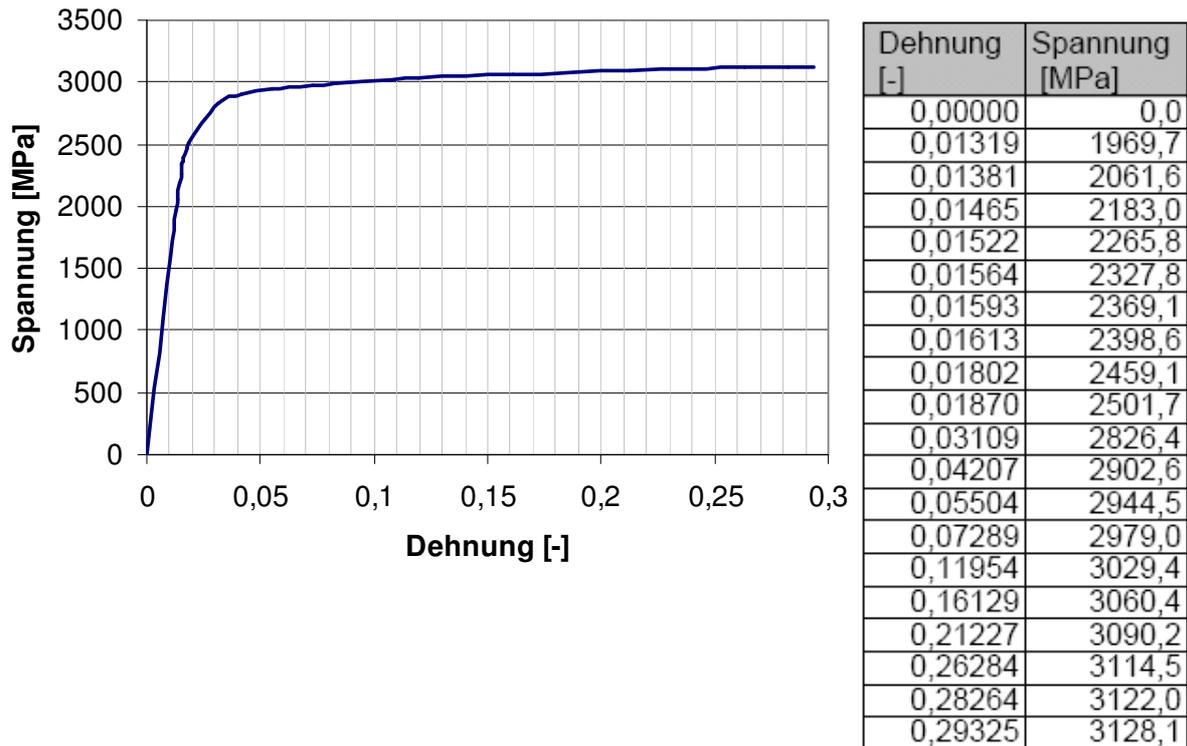


Abb. 4.1: Für die Simulation verwendete, im Druckversuch nach DIN 50106 ermittelte Fließkurve für den verwendeten 100Cr6 im bainitischen Zustand.

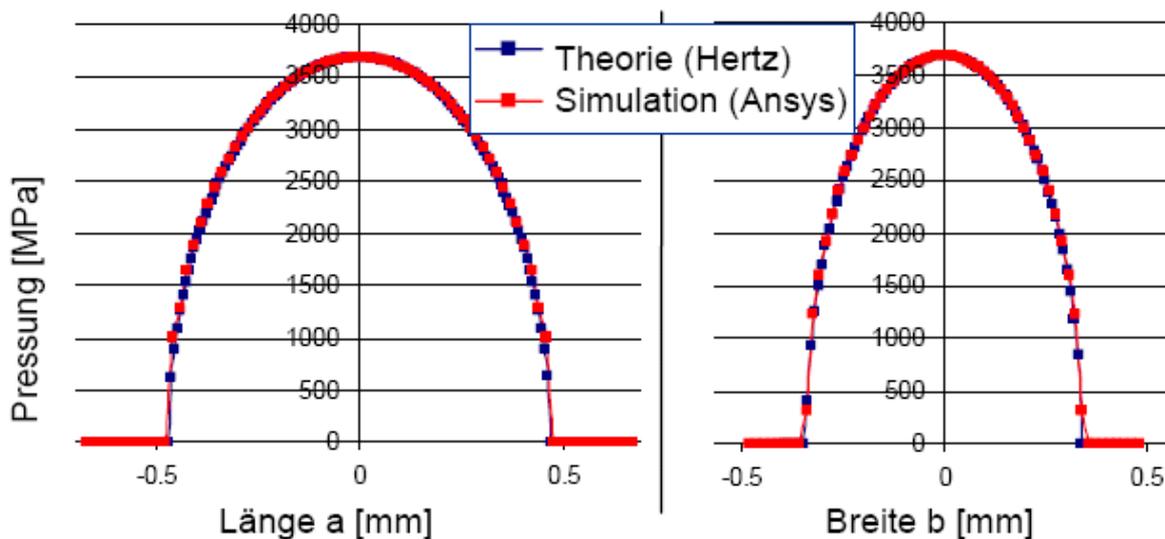


Abb. 4.2: Vergleich der Pressungsverteilungen aus der analytischen Berechnung und aus der FEM-Simulation

Die an den Prüflingen gemessenen Risstiefen von $110\ \mu\text{m}$ bis $163\ \mu\text{m}$ mit einem Mittelwert von $145\ \mu\text{m}$ stimmen mit den Tiefen der maximalen Dang Van-Spannungen (Gl. 4.1) überein (Abb. 4.3) und (Abb. 6.11).

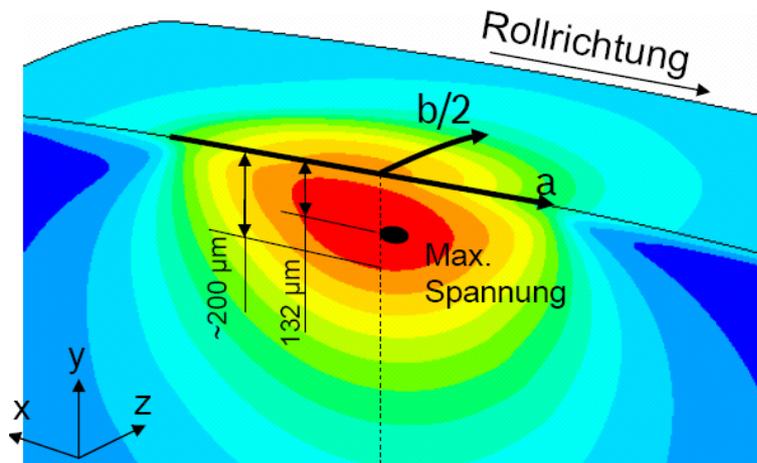


Abb. 4.3: Spannungsverteilung aus der 3D-FEM-Simulation (Randbedingungen der Basis-Versuchsreihe (Kap. 5.6) jedoch ohne mechanisch eingebrachte Eigenspannungen durch Kugelstrahlen)

4.2.1 3D-FEM-Modell

Um die Modell-Komplexität und Rechenzeit zu reduzieren, wurden die Symmetriebedingungen der Scheibenformen und die Sub-Modell-Technik genutzt. Die Sub-Modell-Technik ermöglicht eine feinere Vernetzung im Bereich der höchsten Spannungen, indem bei der erneuten Berechnung nur ein Teil der Struktur analysiert wird. Die Sub-Modell-Größe wurde auf Grund der Spannungsverteilung bei den untersuchten Beanspruchungen mit der Größe $2\ \text{mm} \times 2\ \text{mm}$ und $1\ \text{mm}$ Tiefe gewählt. Zur Beschreibung des gemessenen Eigenspannungsverlaufs wurde das Gesamtmodell mit ca. 21.000, das Sub-Modell mit ca. 350.000 hexaedrischen Elementen vernetzt. Die Last wurde als „multi point“-Bedingung (Flächenlast) aufgebracht.

ANSYS stellt zur Lösung von Kontaktproblemen fünf verschiedene Kontaktalgorithmen zur Verfügung, wobei der angewandte Lagrange-Algorithmus zu den aktuellsten Algorithmen gehört. Die Berechnung basiert auf der von Lagrange eingeführten Formulierung der Mechanik, in

der die Dynamik eines Systems durch eine einzige skalare Funktion, die Lagrange-Funktion, beschrieben wird. Ein Vorteil bei der Anwendung eines Lagrange-Algorithmus zur Lösung von Kontaktproblemen ist ein gutes Konvergenzverfahren bei gleichzeitiger guter Ergebnisqualität. Bei dieser Methode entsteht numerisch weder eine Durchdringung in Normalenrichtung noch ein Schlupf bei Haftreibung in Tangentenrichtung.

Das ideal glatte elliptische Kontaktgebiet ist dicht vernetzt und besteht aus ungefähr 2.500 Elementen (Abb. 4.4).

Die durch Kugelstrahlen oder hydrostatisches Festwalzen mechanisch eingebrachten Eigenspannungen wurden durch röntgenographische Spannungsanalysen an den verwendeten Probekörpern ermittelt, durch eine e-Funktion angenähert und als Initial-Spannungen vorgegeben (Abb. 6.15).

4.2.2 2D-FEM-Modell

Für die Berechnung rauer Oberflächen werden dichte Vernetzungen benötigt. Deshalb wurde das Modell zur Ermittlung der Spannungsverteilungen in Kontakten mit rauen Oberflächen auf einen ebenen Formänderungszustand vereinfacht. Es ist nur für die Spannungsberechnung in der Ebene senkrecht zur Rollrichtung geeignet und kann nur den Einfluss umlaufender Rauheiten, wie sie z.B. beim Drehen oder bei Furchungverschleiß während des Versuchs entstehen, näherungsweise beschreiben. Das Sub-Modell wurde mit ca. 50.000 Quad-Elementen vernetzt (Abb. 4.5).

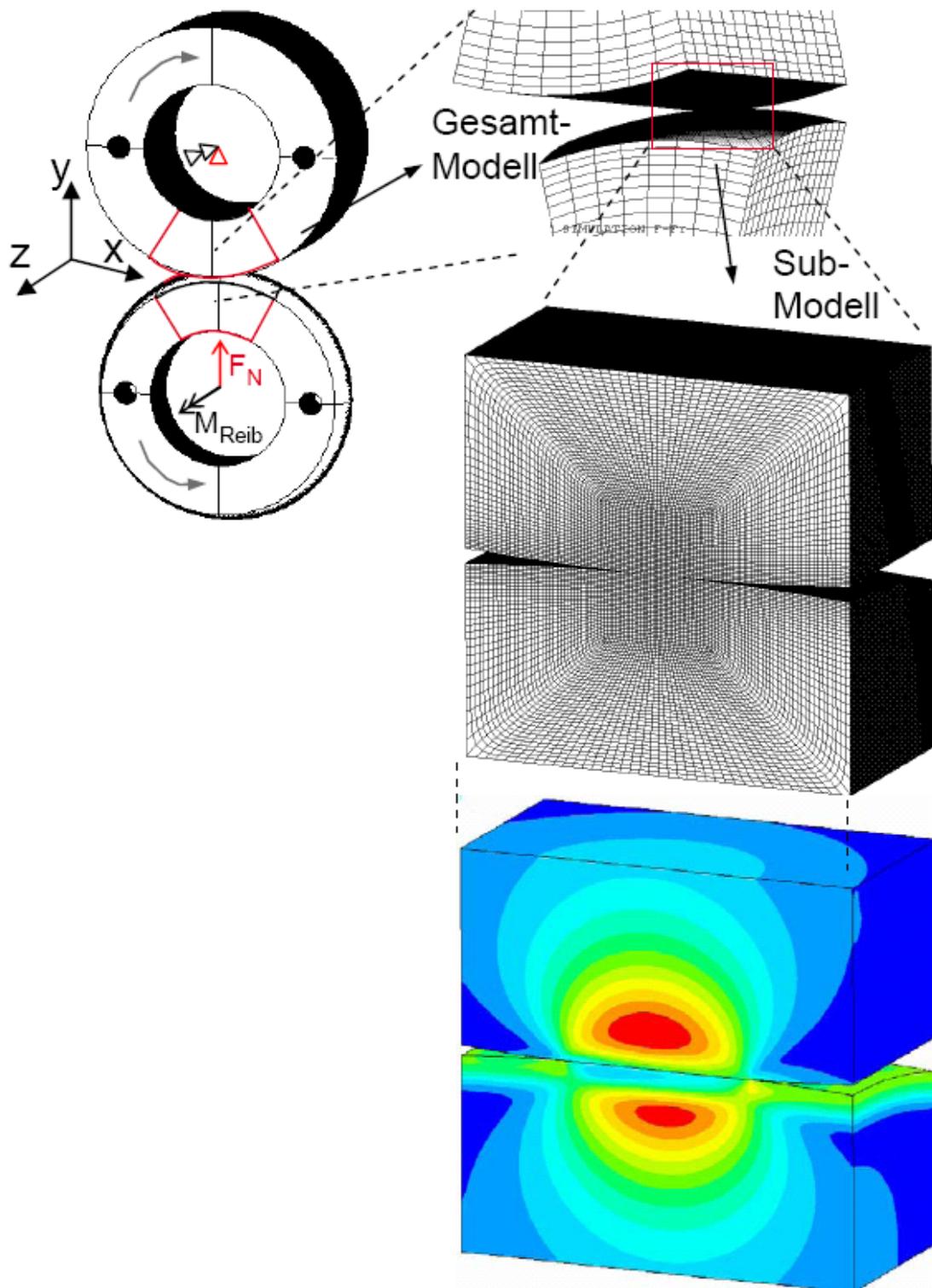


Abb. 4.4: 3D-Modell der Probekörper. Das Gesamtmodell wurde vereinfacht durch Symmetriebedingungen und ein Sub-Modell.

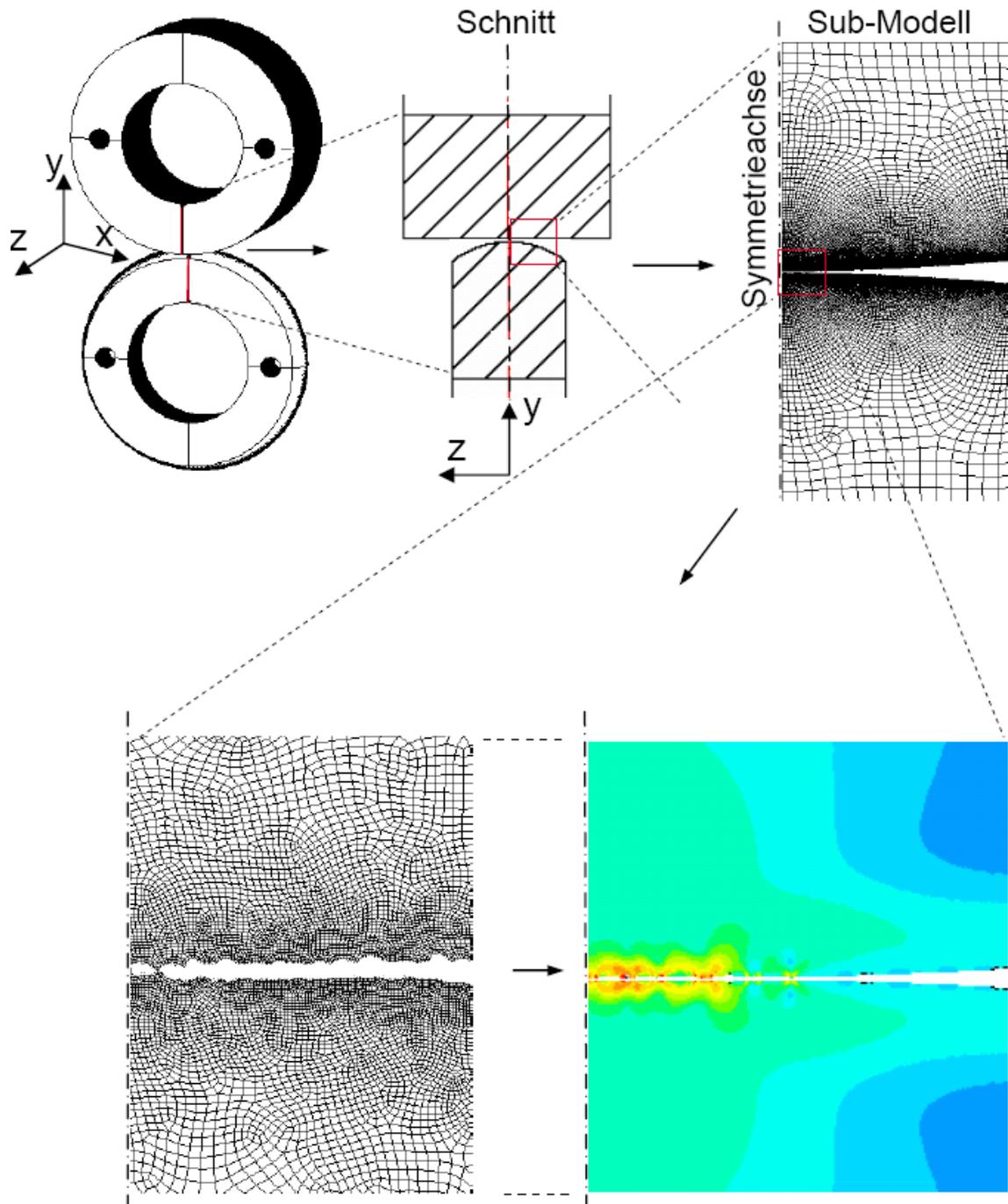


Abb. 4.5: 2D-Modell zur Untersuchung von Oberflächen mit umlaufenden Rauheiten

Geometrie und Belastung der 2D-Untersuchung wurden angepasst, dass die mittlere Hertzsche Pressung und die Kontaktbreite dem des 3D-Kontakts entsprechen. Für die Generierung der Rauheitsprofile werden

die an den Probekörpern senkrecht zur Laufrichtung gemessenen Topografien verwendet.

Eine andere angewandte Möglichkeit ist die näherungsweise Beschreibung der vermessenen Rauheitsprofile durch die Erzeugung normalverteilter Rauheitsprofile (über die gesamten Profilhöhen) und das Verbinden dieser Punkte durch Splines. Die Amplituden und die Wellenlängen der erzeugten Rauheiten werden ebenfalls aus gemessenen Parametern der Oberflächen ermittelt (Kap. 2.2). So werden in der FEM Rauheitsprofile abgebildet, die die gleichen normalverteilten Parameter wie die vermessenen Rauheitsprofile haben.

4.3 Anwendung des Modells nach Ioannides und Harris

Das Ioannides-Harris-Modell wird als Post-Prozess-Routine angewandt. Für die Modell-Parameter wurden die von Ioannides und Harris bei der Vorstellung des Modells [5] verwendeten Werte übernommen. Als spannungsbezogenes Ermüdungskriterium τ wird das multiaxiale Dang Van-Ermüdungskriterium, wie von Ioannides et al. in [10] und [33] vorgeschlagen, angewandt (Gl. 4.1).

$$\tau = \tau_{0\max} - k \cdot p_{\text{hyd}} \quad (\text{Gl. 4.1})$$

τ	multiaxiale Dang Van-Ermüdungskriterium [MPa]
$\tau_{0\max}$	maximale Schubspannungsamplitude (Tresca) [MPa] [10]
k	Gewichtungsfaktor der hydrostatischen Spannungen $k=0,3$ [10]
p_{hyd}	hydrostatische Spannung, berechnet aus den Hauptspannungen [MPa]
$p_{\text{hyd}} = (\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3) / 3$	[33]

Durch die Berücksichtigung der hydrostatischen Spannungen im Ermüdungskriterium τ zeigt das Lebensdauermodell eine bessere Übereinstimmung mit den Versuchsergebnissen als durch die Anwendung der klassischen Ermüdungskriterien nach von Mises oder Tresca oder durch die Anwendung der von Lundberg und Palmgren vorgeschlagenen maximalen Orthogonal-Schubspannung [2].

Die Hauptspannungen sind die Eigenwerte der Spannungsmatrix S . Der allgemeine Spannungszustand besteht aus drei Normalspannungen und sechs Schubspannungen. Der Spannungszustand lässt sich durch Hauptachsentransformation in ein Koordinatensystem umrechnen, in dem alle Schubspannungen verschwinden. Die Hauptspannungen werden von FEM-Programmen berechnet.

Die Ermüdungsgrenzspannung τ_u wird im elastischen Gebiet als konstanter Wert $\tau_u=350$ MPa angenommen, im Gebiet zwischen der Elastizitätsgrenze $\tau_e=1414$ MPa und der Bruchfestigkeit $\tau_f=1824$ MPa des Materials nimmt sie linear bis auf den Wert $\tau_u=0$ ab [5].

Für den Exponenten für das Spannungskriterium wurde $c=31/3$, für den Tiefenexponent $h=7/3$ und für die Ermüdungsgrenze $\tau_u=350$ MPa gewählt. Es wurden somit die von Ioannides und Harris in [5] ermittelten Werte unverändert übernommen. Für die Rechnung mit realen, rauen Oberflächen wird der Tiefenexponent h für die spannungsgewichtete Tiefe z' für alle Fälle auf $h=0$ gesetzt [5], [23] und [6]. Die Modell-Proportionalkonstante A wurde ebenfalls wie von Ioannides und Harris in [5] beschrieben, durch einen experimentellen Datensatz ermittelt. Auf Grund seiner geringen Versuchsstreuung wurde der Datensatz aus der Versuchsreihe zum Einfluss der Eigenspannungen verwendet (Abb. 6.17). Dieser Punkt wird nachfolgend Bezugspunkt genannt. Bezogen auf diesen Bezugspunkt wurde der relative Einfluss aller untersuchten Parameter auf die Lebensdauer berechnet.

In den folgenden Diagrammen wird die Anwendbarkeit des Modells durch Vergleich mit experimentell ermittelten Lebensdauer-Ergebnissen gezeigt. Lebensdauerunterschiede ergeben sich auf Grund der veränderten Spannungsverteilung im Kontakt durch unterschiedliche Belastungen, unterschiedliche Eigenspannungen oder unterschiedliche Rauheitsprofile.

5 Versuchsbeschreibung und experimentelle Ermittlung der Lebensdauer

Der im Rahmen dieser Arbeit entwickelte Zwei-Scheibenprüfstand ermöglicht die Untersuchung von Wälzsystemen, in diesem Fall von Prüfscheiben unter einfachen, bekannten und messtechnisch gut zugänglichen Betriebsbedingungen. Die experimentellen Versuche sind erforderlich für:

- den Erwerb besserer Kenntnisse der Vorgänge im Kontakt
- die Erstellung bzw. Validierung von Lebensdauermodellen
- die Ermittlung wichtiger Einflüsse auf die Lebensdauer
- die Ermittlung zeitgeraffter Lebensdauerergebnisse

5.1 Beschreibung des Prüfstands

Abb. 5.1 veranschaulicht den Aufbau des für die Versuchsdurchführung aufgebauten Prüfstands:

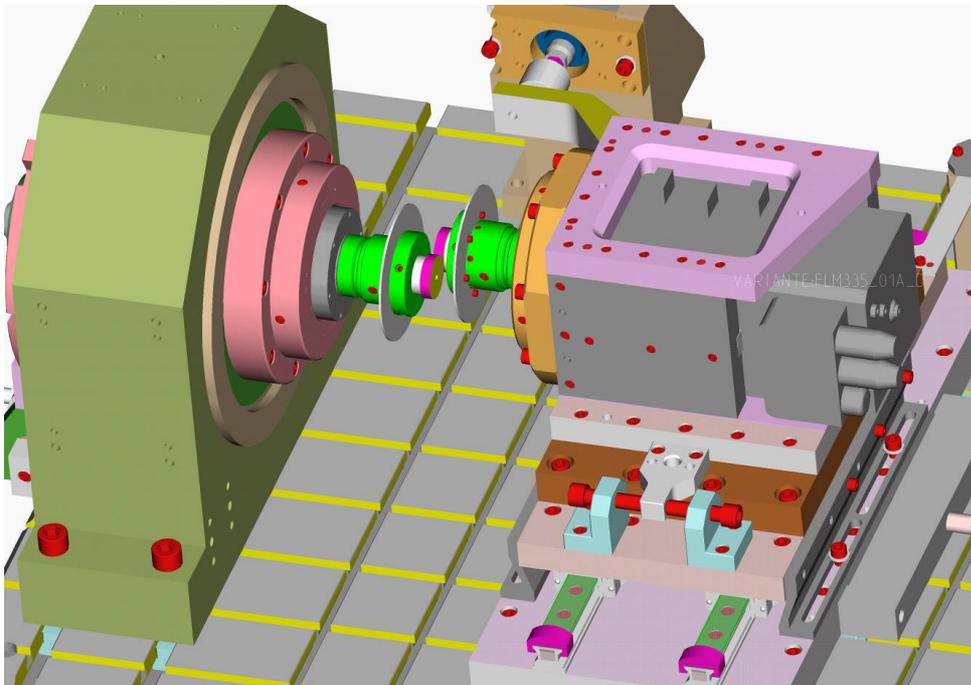


Abb. 5.1: CAD-Darstellung des Zwei-Scheibenprüfstands

Der Zwei-Scheibenprüfstand besitzt zwei Motorspindeln, auf denen die Prüfscheiben montiert und mit denen die Prüfscheiben angetrieben werden. Die Drehzahlen der beiden Motorspindeln können unabhängig voneinander geregelt werden. Es können die Umfangsgeschwindigkeiten der Prüfscheiben und dadurch die Relativgeschwindigkeiten im Kontakt beliebig eingestellt werden. Die maximalen Drehzahlen der beiden Motorspindeln betragen 24.000 Umdrehungen pro Minute. Damit können hohe Umfangsgeschwindigkeiten bzw. eine hohe Anzahl an Lastwechseln pro Zeit erreicht werden. Eine der beiden Motorspindeln ist zur Aufbringung der hydraulisch erzeugten Normalkraft auf die Prüfscheiben auf spielfreien Rollenschienenführungen gelagert und ist somit senkrecht zur Spindelachse verschiebbar. Die zweite Spindel ist hydrostatisch gelagert, so dass sie sich um ihre eigene Rotationsachse drehen kann. Dadurch kann an dieser Motorspindel die Reibkraft im Kontakt über einen Hebelarm mittels einer Kraftmessdose gemessen werden.

Abb. 5.2 zeigt den kompletten Prüfstands Aufbau, einschließlich der Schaltschränke für die Regelung, Steuerung und Messdatenerfassung.

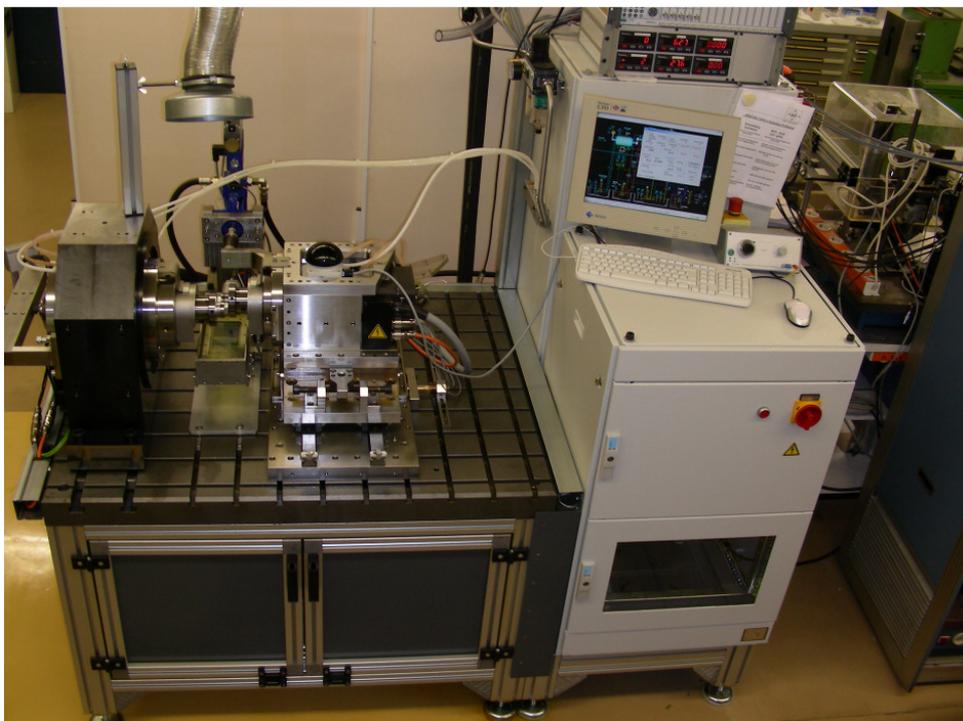


Abb. 5.2: Bild des Zwei-Scheibenprüfstands

Betriebsbereich und –bedingungen des Zwei-Scheibenprüfstands:

Drehzahl der Motorspindeln	bis 24.000 Umdrehungen/min
Leistung je Motorspindel	15 kW
Drehmoment je Motorspindel	14,3 Nm
Normalkraft	bis 2.000 N
Durchmesser der Prüfscheiben	25 – 120 mm
Schmiermittel	Flüssig-Schmierstoffe, z.B. Dieselkraftstoffe und FVA-Prüföle

5.2 Messdatenerfassung

Vorteil der Tribometer-Versuche ist die hohe Flexibilität und die einfache, messtechnisch zugängliche und exakte Erfassung der Versuchsdaten. Die Belastungen der Bauteile können genau geregelt sowie die Betriebsbedingungen kontinuierlich erfasst werden. Die Normalkraft und die Reibkraft werden durch Kraftsensoren erfasst, die Drehzahlen durch Zahnradgeber und die Temperaturen durch Thermoelemente. Zur Schadenserkennung und automatischen Versuchsabschaltung wird zusätzlich eine Überwachung von Körperschall und Laufgeräuschen durchgeführt. Die Messdatenerfassung wurde je nach erforderlicher Messrate in zwei Bereiche eingeteilt:

- konstante bzw. sich langsam verändernde Messdaten: Messdaten der Versuchsparameter, die während des Versuchs möglichst konstant gehalten werden und während der gesamten Versuchsdauer kontinuierlich erfasst werden, wie z.B. Normalkraft und Drehzahlen.
- dynamische Signal Analyse (DSA): Messdaten, die für die Erfassung der Vorgänge im Kontakt, für die Zustandsüberwachung und für die Schadenserkennung von Bedeutung sind, wie Reibungs-

kräfte, Temperaturen, Körperschall (als Schwinggeschwindigkeiten) und Laufgeräusche.

Auf Grund hoher anzustrebender Messraten entstehen große Datenmengen. Die Auswertung der Körperschallsignale erfolgte als RMS-Wert und im Frequenzbereich, z.B. durch eine Hüllkurvenanalyse. Mit diesen etablierten Verfahren können Schäden detektiert werden. Für die Signalauswertung im Frequenzbereich werden nur wenige Sekunden in beliebigen Zeitintervallen, aber mit höchster Messrate aufgezeichnet und ausgewertet.

5.3 Probekörper

Bei den Versuchen werden rotationssymmetrische Prüfscheiben an den Zylindermantelflächen gegeneinander gepresst. Die Laufflächen der Scheiben können beliebige Geometrie aufweisen. Für die Versuche dieser Arbeit werden jeweils eine ballige Scheibe und eine zylindrische Scheibe eingesetzt. Dadurch werden die für die Ermüdung erforderlichen hohen Pressungen bei der auf $F=2000$ N begrenzten Normalkraft erreicht und durch die elliptische Kontaktfläche Kanteneffekte und Verkipfung vermieden. Abb. 5.3 zeigt schematische die Versuchsanordnung.

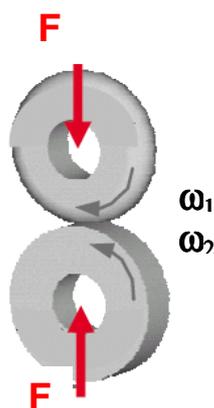


Abb. 5.3: Prüfscheiben

Die verwendeten Zylinderkörper weisen einen Durchmesser von $26 \pm 0,02$ mm auf. Einer der beiden Probekörper ist eben (zylindrische Mandelflä-

che), der Gegenkörper wird mit einem Balligkeitsradius von 4 mm gefertigt (vgl. Abb. 5.4). Dadurch entsteht eine elliptische Kontaktfläche. Das Verhältnis der Längen der Halbachsen der Kontaktellipse beträgt 1:1,4. Bei einer Last von $F=1220$ N beträgt die mittlere Hertzsche Pressung $p_m=3,1$ GPa. Die größere Halbachse hat bei einer Last von $F=1220$ N eine Länge von $a=0,415$ mm in Bewegungsrichtung, die kleinere Halbachse eine Länge von $b=0,3$ mm quer zur Bewegungsrichtung. Die angegebenen Hertzschen Pressungen und Halbachsen-Längen wurden mit den analytischen Hertzschen Formeln für den elliptischen Kontakt berechnet.

Die erforderlichen Werkstoffparameter wurden mit Zugversuchen nach DIN EN 10002 ermittelt: E-Modul $E=194$ GPa, Querkontraktion $\nu=0,26$. Um die Einflüsse durch unvermeidbare Fertigungstoleranzen bei der Probenherstellung zu berücksichtigen wurden, vor jedem Dauerlauf die wichtigste Randbedingung, wie Härte, Abmessungen und Rauheitswerte, kontrolliert und für die Berechnungen dokumentiert.

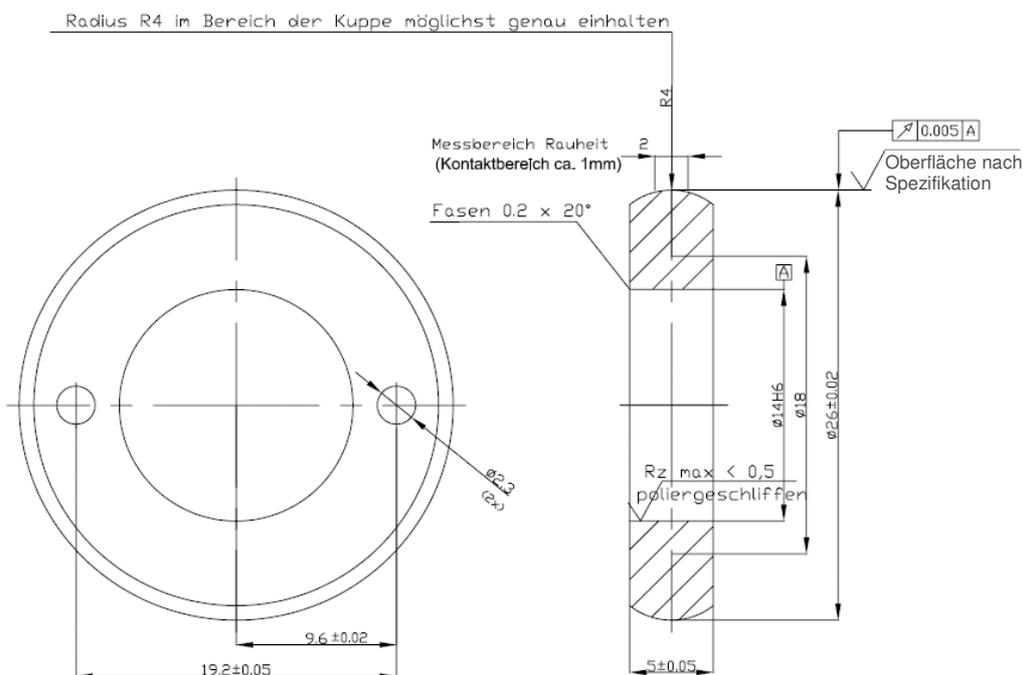


Abb. 5.4: Technische Zeichnung der für die Untersuchungen verwendeten balligen Prüfscheiben. Der Gegenkörper hat eine ebene zylindrische Mantelfläche mit dem Durchmesser $26 \text{ mm} \pm 0,02 \text{ mm}$.

5.4 Schmierstoffe

Als Schmierstoffe wurden die in Hochdruckpumpen üblichen Dieselkraftstoffe mit unterschiedlicher Additivierung verwendet, und zwar von Norm-Kraftstoffen über Grenz-Diesel-Kraftstoffen (GDK) bis hin zu Kerosin. In Einzelversuchen wurden auch FVA-Referenzöle oder das als Dieselerersatz verwendbare Prüföl eingesetzt.

Dieselmkraftstoff	nach DIN EN 590
Dieselmkraftstoff mit 1 Vol.-% Wasser verunreinigt	Vol.-% Wasser besteht aus destilliertem Wasser mit 10% künstlichem Meerwasser
Grenz-Diesel-Kraftstoff GDK650	ermittelt nach DIN EN ISO 12156-1
Kerosin	Jet A1
FVA-Referenzöl Nr.3	Viskosität 0,28 Pa • s [78] (bei 20 °C)
Prüföl 1404	diesel-ähnliches additiviertes Prüföl, insbesondere als Korrosionsschutz während der Lagerung verwendet

Zur Schmierung lief der Kraftstoff in einem Strahl in den Kontakteintritt. Vorteilhaft bei diesem Schmierstoffstrahl im Vergleich zu einer kompletten Flutung des Prüfraums mit Schmierstoff war, dass keine leckagefreien Abdichtungen benötigt wurden. Dadurch konnten Reibungsverluste an den Abdichtungen minimiert werden.

Die Temperatur wurde in der Umlaufanlage mit einem Durchlaufvolumenstrom von $1 \pm 0,1$ Liter pro Minute auf die gewünschte Temperatur von $20 \pm 0,4$ °C geregelt.

5.5 Versagenskriterium

Die in Kap. 6 dargestellten Versuchsergebnisse und die angegebene Anzahl an Lastzyklen entsprechen der Lebensdauer bis zum ersten Auftreten eines Pittings über die gesamte Kontaktbreite (Abb. 6.11). Der Vorteil dieses Versagenskriteriums ist, dass diese so ermittelte Lebensdauer auch der des Kontaktes im Original-Produkt entspricht und mit einfachster Messtechnik zuverlässig detektiert werden kann. Als Abschaltkriterien wurden die RMS-Werte der Schwinggeschwindigkeiten und Laufgeräusche verwendet.

Die Möglichkeiten zur Früherkennung von Schäden, z.B. mit Hilfe der Wirbelstrommesstechnik oder der Analyse des Körperschallsignals im Ultraschallbereich, wurden untersucht. Beides sind gängige Verfahren der Zustands- oder Schmierfilmüberwachung [40] und [28]. Sie bieten die Möglichkeit, Vorgänge im Kontakt, strukturelle Veränderungen und Schadensentwicklungen zu beobachten.

5.6 Versuchsbedingungen

Die **Basis**-Versuchsreihe dient als Bezugsgröße. Für die **Basis**-Versuchsreihe wurden folgende Randbedingungen gewählt

- Werkstoff beider Wälzpartner: 100Cr6 (SAE 52100), Gefüge im bainitischen Zustand, Härte 730 ± 50 HV10
- Behandlung der Oberflächen: mechanisch eingebrachte Eigenspannungen durch Kugelstrahlen
- Oberflächenrauheit: Oberflächen-Finish mit einer quadratischen Mittenrauheit $R_q = 0,3 \mu\text{m}$
- Belastung $F = 1220$ N, mittlere Hertzsche Pressung: $p_m = 3100$ MPa, elliptischer Kontakt
- Oberflächen-Geschwindigkeiten: $v_1 = 7,027$ m/s; $v_2 = 7,1$ m/s, Schlupf=1%, ballige Scheibe mit negativem Schlupf

- Schmierstoff: Dieselkraftstoff nach DIN EN 590, Schmierstoff-
Zuführtemperatur= $20\text{ °C} \pm 0,4\text{ °C}$, Umlaufschmierung, Viskosität $\eta = 2$
 $\text{mPa} \cdot \text{s}$ bei 20 °C

Zur Untersuchung der nachfolgend dargestellten Einflussgrößen wurde nur die jeweils untersuchte Einflussgröße wie angegeben geändert.

6 Experimentelle Ergebnisse

Nachfolgend werden Untersuchungsergebnisse gezeigt

- zum Betriebsbereich, in dem der Kontakt ohne Versagen betrieben werden kann, und den Grenzen durch die verschiedenen Versagensmechanismen
- zu den untersuchten Einflussgrößen auf die Wälzfestigkeit

6.1 Kontaktbedingungen und Arbeitsgebiete

Zunächst wurden Versuche zur Ermittlung von Reibwert-Verläufen und Kraftschluss-Schlupf-Kurven durchgeführt, um die Kontaktbedingungen und den versagensfreien Betriebsbereich abzustecken. Die Kraftschlusszahl ist eine in der Literatur, z.B. [25], übliche Kennzahl für die Reibung zwischen den Kontaktpartnern eines drehmomentübertragenden Wälzkontakts.

Das Reibungsverhalten im drehmomentübertragenden Wälzkontakt wird durch die **Kraftschluss-Schlupf-Kurve** beschrieben (Abb. 6.1).

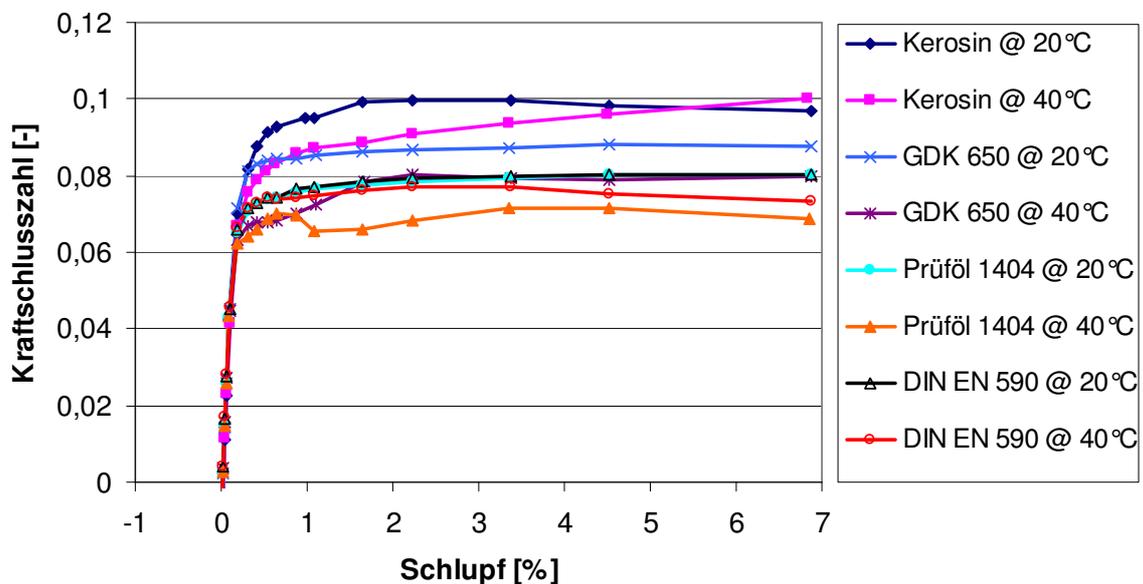


Abb. 6.1: Gemessene Kraftschluss-Schlupf Kurven für verschiedene Kraftstoffe, Kerosin (Jet A1), Grenz-Dieselmkraftstoff (GDK650), dieselähnliches Prüföl 1404, Dieselmkraftstoff nach DIN EN 590 bei 20° (blaue Linien) und 40°C (rote Linien)

Es werden zwei Betriebsbereiche unterschieden und zwar der Kraftschluss- und der Gleitbereich [25]. Innerhalb des Bereichs geringer Schlupfbeträge ($S < 1\%$) steigt mit zunehmendem Schlupf die übertragbare Reibungskraft. Dieser Bereich wird Kraftschlussbereich genannt. Im Kraftschlussbereich unterteilt sich die Kontaktfläche in einen Haft- und einem Gleitbereich (partial-slip). Der Gleitbereich innerhalb der Kontaktfläche wird mit zunehmendem Schlupf größer und der Haftbereich entsprechend kleiner. Im Gleitbereich existiert schließlich kein Haftgebiet mehr. Vollständiges Gleiten hat eingesetzt. Das maximal übertragbare Reibmoment ist durch das Produkt aus Hertzscher Pressung und maximaler Kraftschlusszahl f begrenzt. Nach diesem Übergang ändert sich die übertragbare Reibungskraft nur noch wenig mit weiter ansteigendem Schlupf. Mit zunehmender Gleitgeschwindigkeit steigen lediglich Energiezufuhr und Temperatur im Kontakt. Damit sinken die Schmiermittelviskosität und auch die Kraftschlusszahl. Die Adhäsionsgrenze (Spontanversagen durch Warmfressen) des untersuchten Kontakts wird ab ca. 75% Schlupf erreicht. Steigende Temperaturen im Kontakt führen zum Schmierfilmversagen des Kontakts. Die ermittelte Adhäsionsgrenze bei ca. 75% Schlupf liegt außerhalb des hier untersuchten und üblichen Arbeitsbereichs.

Abb. 6.2 zeigt die Abhängigkeit der Reibwert von der Summenumfangsgeschwindigkeit der beiden Wälzpartner. Die Normalkraft und die Schmierstoff-Viskosität bleiben dabei unverändert.

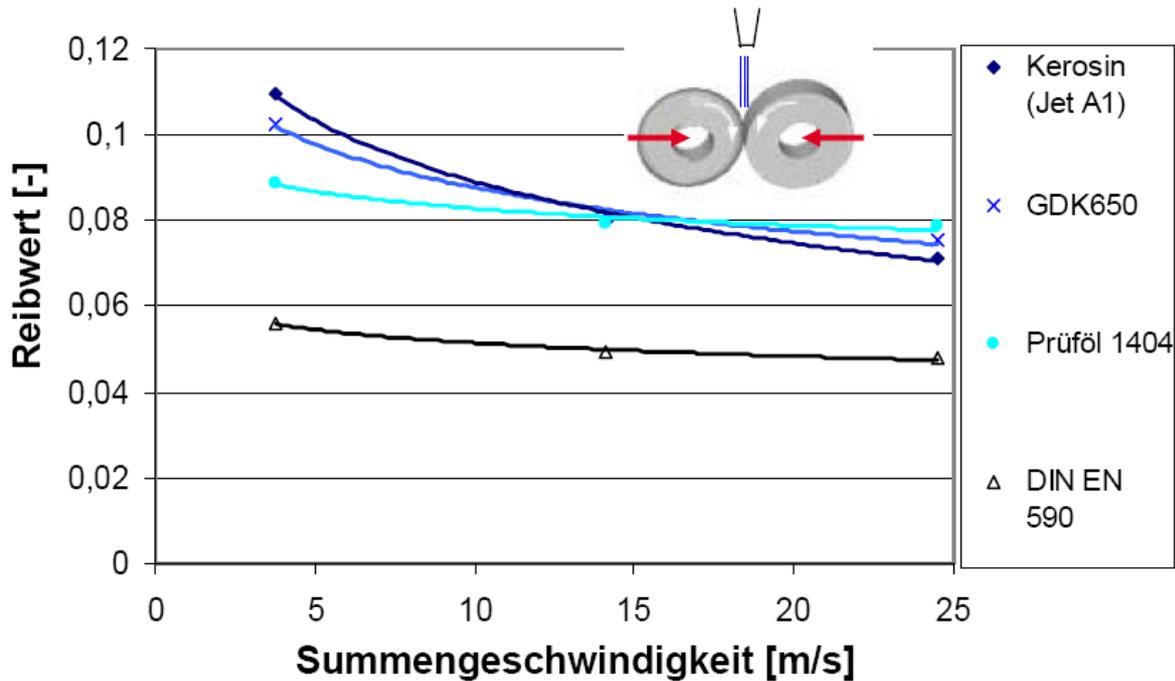


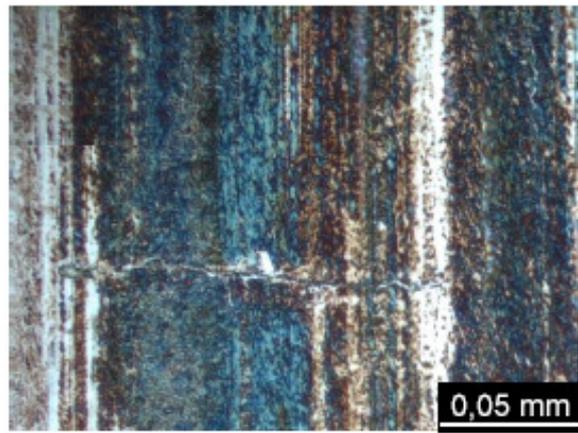
Abb. 6.2: Gemessener Reibwert-Verlauf für den üblichen Arbeitsbereich des Pumpenkontakts für verschiedene Kraftstoffe, Kerosin (Jet A1), Grenz-Dieselmkraftstoff (GDK650), diesel-ähnliches Prüföl 1404, Dieselmkraftstoff nach DIN EN 590 bei 40°C, Schlupf konstant $S=1\%$

Der Verlauf dieser Kurven (Abb. 6.2) gibt Auskunft über den Reibungszustand und die dominierenden Reibungsmechanismen. Bei Mischreibung mit Filmdicken, die nicht ausreichen, die Oberflächen zu trennen, zeigt sich ein positiver Einfluss der Additivierung des Dieselmkraftstoffs nach DIN EN 590. Die hydrodynamisch erzeugte Filmdicke im Kontakt reicht nicht aus, um die Oberflächen zu trennen.

Zur Bestätigung des Betriebs unter Mischreibungsbedingungen wurden an Probekörpern nach Laufzeitintervallen von anfangs 0,25 bis 5 Mio. Lastzyklen der Versuch unterbrochen und lichtmikroskopische Aufnahmen (Abb. 6.3) und abschließend Schiffe (Abb. 6.4) senkrecht zur Rotationsachse durchgeführt. Wie erwartet konnten bereits nach kurzer Laufzeit oberflächennahe Mikrorisse und Mikropittings mit Tiefen bis zu 15 μm nachgewiesen werden. Die mikroskopischen Aufnahmen zeigen die für Mischreibungskontakte typische Mikrorisse und Mikropittings.



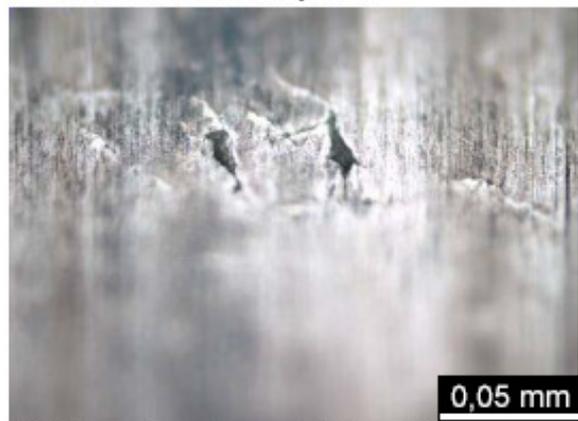
a) Erste Risse mit ca. 0,05 mm Länge nach 0,75 Mio. Lastzyklen



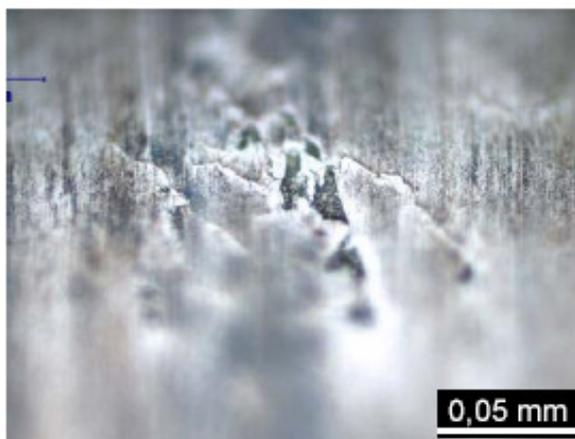
b) Risse mit ca. 0,15 mm Länge nach 1 Mio. Lastzyklen



c) Risse mit ca. 0,15 mm Länge nach 1,25 Mio. Lastzyklen



d) Rissnetzwerke und Mikropittings nach 5 Mio. Lastzyklen



e) Rissnetzwerke und Mikropittings nach 10 Mio. Lastzyklen



f) Pittings mit einer Tiefe von ca. 5 μm nach 19,5 Mio. Lastzyklen

Abb. 6.3: Entwicklung von oberflächennahen Anrissen und Mikropittings in Laufzeitintervallen von anfangs 0,25 bis 5 Mio. Lastzyklen, dokumentiert durch lichtmikroskopische Aufnahmen (50-fache Vergrößerung), bei Pressungen von $p_0=3728$ MPa und $p_m=2486$ MPa und bei einem Schlupf von $S=0,1\%$

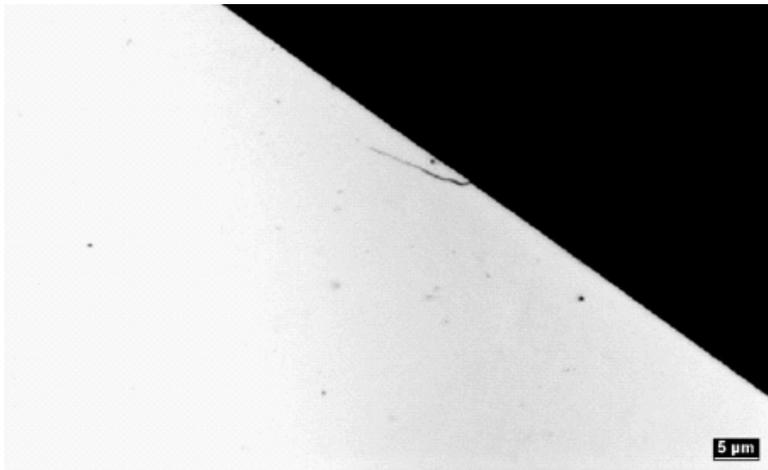
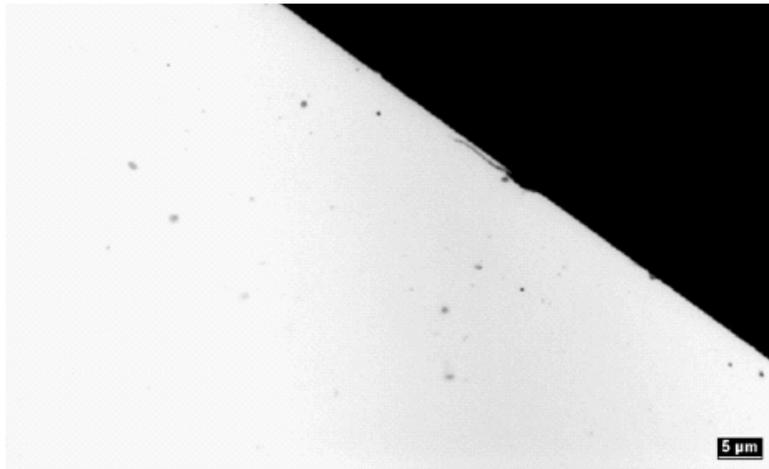


Abb. 6.4: Schlibfbilder an einer gelaufenen Probe mit oberflächennahen Anrissen und Mikropittings unterschiedlicher Entwicklungsstadien (1000-fache Vergrößerung). Die Risstiefe beträgt bis 5 μm nach 19,5 Mio. Lastzyklen bei Pressungen von $p_0=3728$ MPa und $p_m=2486$ MPa und bei einem Schlupf von $S=0,1\%$.

6.2 Veränderung der Topografie und damit der Beanspruchung während des Betriebs

6.2.1 Rauheitswerte

Vergleiche der Rauheitsmessungen vor und nach dem Betrieb zeigen quer zur Laufrichtung eine schnelle Einglättung der umlaufenden Rauheitshügel, die durch den Oberflächen-Finish-Prozess entstanden sind. Die Rauheitswerte R_z (Mittelwert der größten Profilhöhen von fünf Einzelmess-Strecken) verringern sich um ca. 25%. Die Proben-Oberfläche mit Finish veränderte sich z.B. von R_z 1,02 auf R_z 0,77 und der Material-Traganteil $R_{mr}(0,3)$ bei $c_0=5\%$ von 73,7 auf 89,8% oder bei einer anderen Probe von R_z 1,11 auf R_z 0,61 und der Material-Traganteil $R_{mr}(0,3)$ bei $c_0=5\%$ von 66,2 auf 95% nach DIN 2768 und DIN 7168. Die Rauheitsmessungen in Laufrichtung zeigen nur eine geringe Veränderung der Rauheitswert im Betrieb, was auch durch den milden Verschleiß von $0,2 \mu\text{m}$ pro 1 Mio. Lastzyklen bestätigt wird.

6.2.2 Verschleiß

Der Verschleiß wurde durch verschiedene Mechanismen, wie Oberflächenzerrüttung (hier: oberflächennahe Anrisse), Abrasion und tribochemische Reaktionen, bestimmt. Adhäsion wurde bei den geringen untersuchten Schlupfbeträgen von 1% nicht beobachtet.

Bei kleinen Relativgeschwindigkeiten innerhalb des untersuchten Kontakts ist der Verschleiß nach Archard [77] im Wesentlichen von den Pressungen abhängig. Die Kontakte passen sich durch diese Veränderung aneinander an (Abb. 6.5). Im Betrieb stellen sich geringere Pressung ein als die im Ausgangszustand berechnete maximale Pressung p_0 .

Vermessungen der gelaufenen Proben zeigten erwartungsgemäß ein dem Pressungsverlauf entsprechendes Verschleißbild und damit die Tendenz der Einstellung einer einheitlichen mittleren Pressung p_m über der Kontaktbreite (Abb. 6.5).

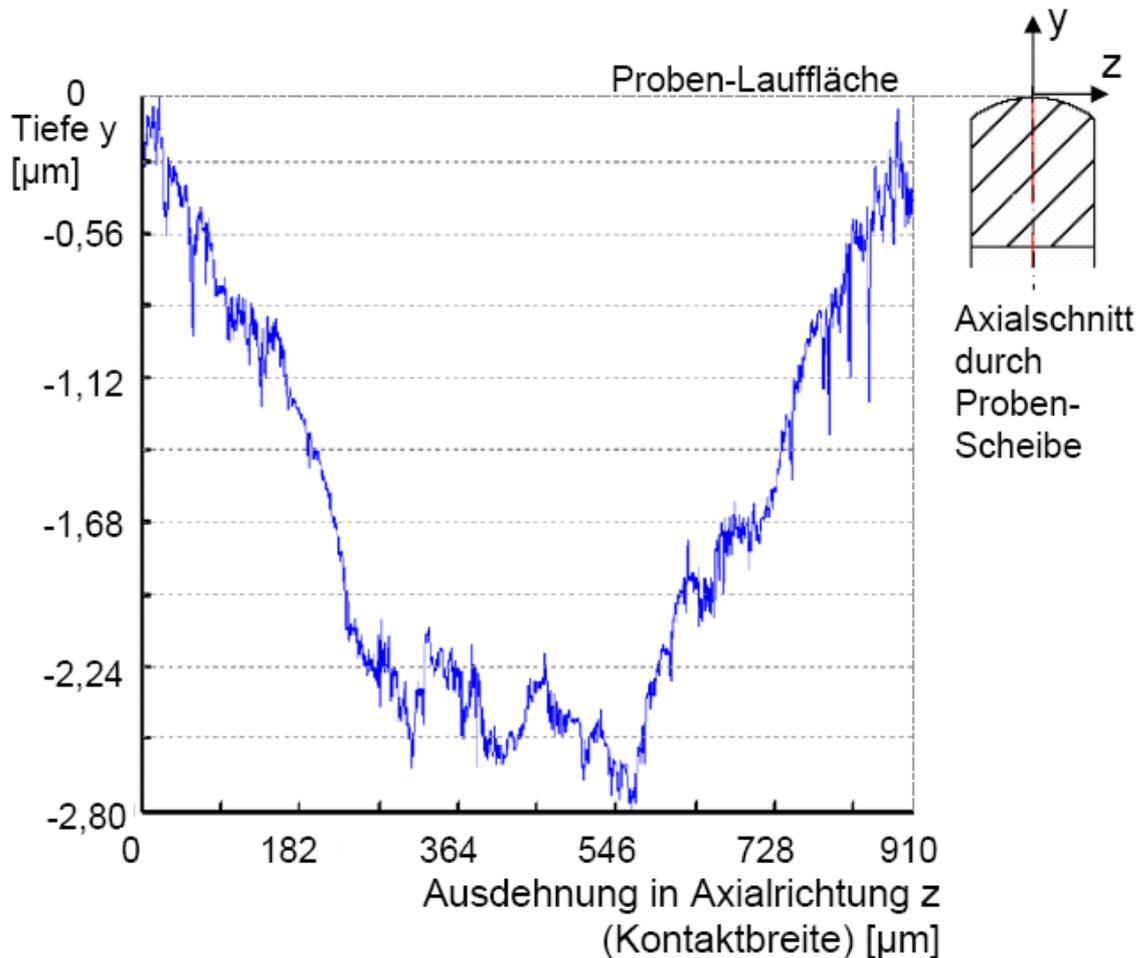


Abb. 6.5: Verschleißspur mit einer Tiefe von 2,8 µm an der ursprünglich zylindrischen Scheibe. Das Verschleißbild spiegelt den Pressungsverlauf durch den balligen Gegenkörper wider. Die ermittelte Verschleißrate beträgt 0,2 µm pro 1 Mio. Lastzyklen bei einer mittleren Pressung von $p_m=3100$ MPa und bei einem Schlupf von $S=1\%$. Zudem zeigt sich eine Kontaktvergrößerung durch Verschleiß des elliptischen Kontakts, da die berechnete Kontaktbreite $2b=0,6$ mm beträgt, die gemessene Verschleißspurbreite dagegen einen Wert von 0,91 mm aufweist.

6.3 Veränderung der Beanspruchbarkeit (Werkstoff-Festigkeit) während des Betriebs

Bei Schliffen durch die gelaufenen Proben konnten keine Gefügeveränderungen durch Ermüdungsprozesse der Werkstoffe nachgewiesen werden. Die durchgeführten Mikrohärtemessungen ergaben keinen Hinweis auf eine messbare Veränderung der Härte durch die mechanischen Beanspruchungen (19,5 Mio. Lastzyklen bei Pressungen von $p_0=3728$ MPa und $p_m=2486$ MPa, bei einem Schlupf von $S=0,1\%$), vgl. Abb. 6.6. Auch die Messungen nach 200 Mio. Lastzyklen bei einer mittleren Pressung von $p_m=3100$ MPa zeigten keine messbare Veränderung der Härte.

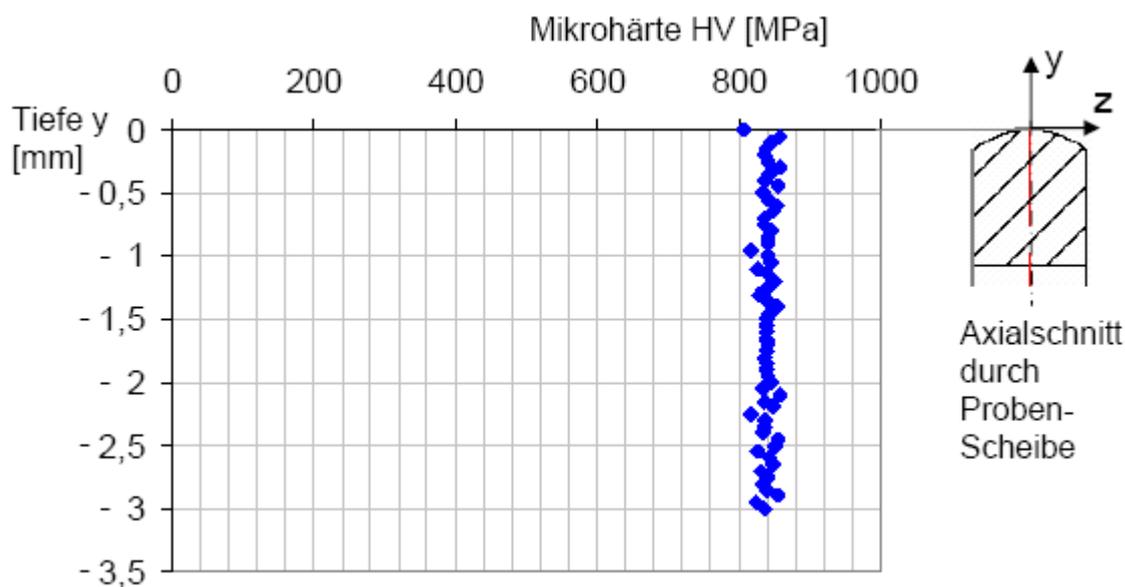


Abb. 6.6: Tiefenverlauf der Mikrohärte einer gelaufenen Probe nach 19,5 Mio. Lastzyklen bei Pressungen von $p_0=3728$ MPa und $p_m=2486$ MPa bei einem Schlupf von $S=0,1\%$

6.4 Einfluss der Belastung

Ein wichtiger Einfluss auf die Ermüdungslebensdauer unter Wälzbeanspruchung ist die Belastung, genauer die Pressung im Kontakt. Vorhandene zusätzlich auftretende Beanspruchungen, wie z.B. durch Veränderungen der Beanspruchungen durch Verschleiß müssen berücksichtigt werden.

Abb. 6.7 zeigt durch zeitgeraffte Tribometer-Versuche in zwei unterschiedlichen Versuchsreihen ermittelte Lebensdauern. Für die erste Versuchsreihe wurden zwei Belastungsniveaus (Lasthorizonte) gewählt, für die zweite Versuchsreihe (Wiederholungsversuchsreihe) drei Belastungsniveaus. Es wurden jeweils drei Versuche pro Belastungsniveau durchgeführt. Alle Versuche liefen unter den Randbedingungen der Basis-Versuchsreihe (dieselmotorkraftstoff-geschmierte Kontakte und kugelgestrahlte Probekörper, Kap. 5.6). Die eingezeichneten Punkte entsprechen der charakteristischen Lebensdauer $L_{63,2}$. Die Fehlerbalken zeigen die Streuung der Versuchsreihen für die Lebensdauerwerte von L_{10} bis L_{90} . Die Originalbauteil-Wöhlertests wurden durch Pumpendauerläufe an Verteiler-Einspritzpumpen (VE-Pumpen) ermittelt.

Wie bei Ermüdungslebensdaueruntersuchungen zu erwarten, zeigt sich auch im Wälzkontakt bei mittleren Hertzschen Pressungen zwischen 1 und 2,67 GPa der typische Verlauf einer Wöhlerkurve im Zeitfestigkeitsbereich (Abb. 6.7).

Die im Diagramm dargestellte Linie, wurde, wie in Kap. 4 beschrieben, berechnet. Die Lebensdauerberechnung wurde mit Hilfe der FEM-Simulation bei rauen Oberflächen und des Lebensdauermodells nach Ioannides und Harris durchgeführt. Abgesehen von der Proportionalitätskonstanten A , wurde im Rahmen dieser Arbeit der von Ioannides und Harris experimentell ermittelte Modell-Parametersatz unverändert übernommen. Dadurch entspricht auch die Steigung der Lebensdauerlinie im Wöhlerdiagramm der von Ioannides und Harris [5]. Dieser Modell-Parametersatz ist statistisch gut abgesichert und wird auch bei der Auslegung von Wälzlagern [8] und in DIN ISO 281 [13] verwendet, was die minimale statistische Basis der im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Versuche stützt.

Das Modell ermöglicht damit die Übertragbarkeit der zeitgerafften Tribometer-Versuche auf die Originalbauteil-Lebensdauer bei geringerer Belastung aber sonst ähnlichen Randbedingungen (Abb. 6.7). Damit kann auf Basis der ermittelten Ermüdungslebensdauer durch zeitgeraffte Ver-

suche auch eine Aussage zur Lebensdauer bei geringerer Beanspruchung gemacht werden.

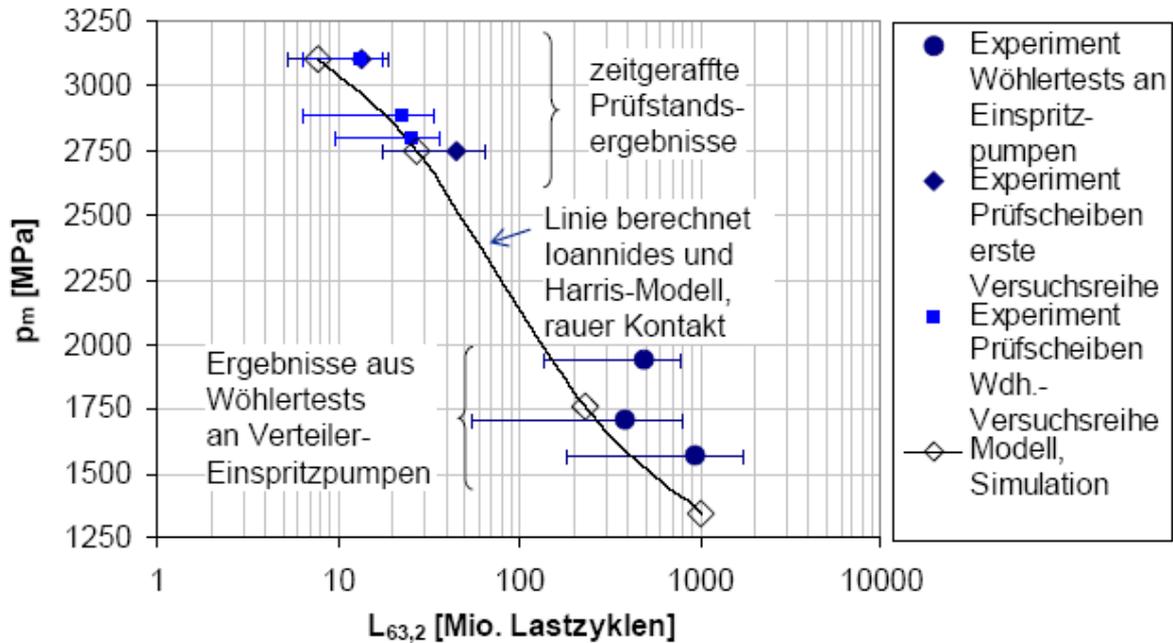


Abb. 6.7: Wälzkontakt-Lebensdauer, ermittelt durch zeitgeraffte Tribometer-Versuche in zwei unterschiedlichen Versuchsreihen (bei Pressungen oberhalb von $p_m=2500$ MPa) und Wöhler-Tests an Verteiler-Einspritzpumpen (bei $p_m=1500$ MPa bis 2000 MPa). Versuchsdurchführungen unter gleichen Randbedingungen wie bei der Basis-Versuchsreihe (dieselmotorgeschmierte Kontakte und kugelgestrahlte Probekörper), Vergleich der experimentell ermittelten Lebensdauern mit den Rechenergebnissen aus der FEM-Simulation mit rauen Oberflächen und des Lebensdauermodells nach Ioannides und Harris

6.5 Einfluss der Werkstoffe und Wärmebehandlungen

Die eingesetzten Probekörper der Basis-Versuchsreihe wurden aus dem Wälzlagerstahl 100Cr6 mit einem Gefüge im bainitischen Zustand gefertigt. Die Oberflächenhärte betrug 730 HV 10.

Zur Analyse der Einflüsse davon abweichender Werkstoffe und Wärmebehandlungen wurden ergänzend folgende Werkstoffe bzw. Wärmebehandlungen untersucht:

- 100Cr6 im bainitischen Zustand, Härte 730 ± 50 HV10, Eigenspannungen durch Kugelstrahlen (Basis-Versuchsreihe)
- S 6-5-2 (Werkzeugstahl), Härte 850 ± 70 HV10, ohne mechanisch eingebrachte Eigenspannungen
- 100Cr6 im martensitischen Zustand, Härte 740 ± 60 HV10, Eigenspannungen durch Kugelstrahlen
- 100Cr6 im bainitischen Zustand, Härte 730 ± 50 HV10, ohne mechanisch eingebrachte Eigenspannungen

Abb. 6.8 zeigt durch zeitgeraffte Tribometer-Versuche in vier Versuchsreihen ermittelte Lebensdauern. Alle Versuche liefen unter den Randbedingungen der Basis-Versuchsreihe (Kap. 5.6). Es wurden jeweils drei Versuche pro Messpunkt durchgeführt.

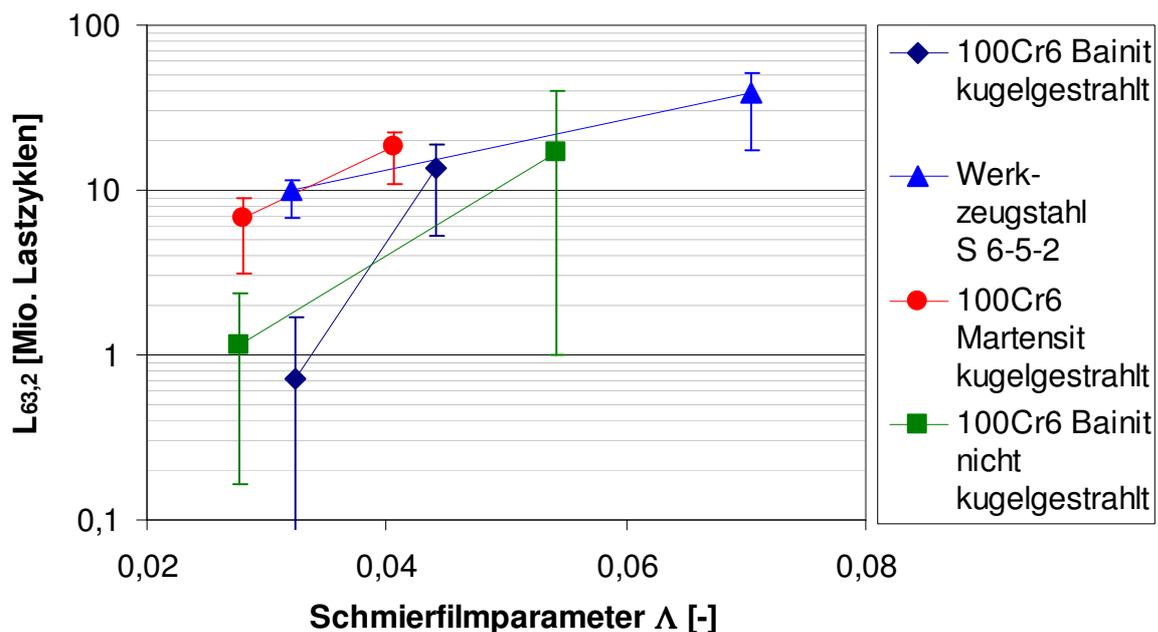


Abb. 6.8: Wälzkontakt-Lebensdauer in Abhängigkeit des Schmierfilmparameters Λ . Der Schmierfilmparameter ist definiert als das Verhältnis der Schmierfilmhöhe h_0 , hier berechnet nach Hamrock and Dowson [43] zu den quadratischen Mittelwerten der Profilabweichungen DIN EN ISO 4287 der kontaktierenden Oberflächen 1 bzw. 2 ($R_{q1,2}$) der Kontaktpartner (Gl. 2.3). Er beschreibt den Mischreibunganteil.

Mit abnehmender Filmdicke sind ein zunehmender Werkstoffeinfluss und zunehmende Streuungen in der Lebensdauer erkennbar. Vor allem bei starker Mischreibung und abnehmender Filmdicke sind die härteren Werkstoffe S 6-5-2 und 100Cr6 im martensitischen Zustand dem 100Cr6 im bainitischen Zustand mit etwas geringerer Härte, jedoch höherer Zähigkeit überlegen. Der Werkzeugstahl S 6-5-2 zeigt die längste Lebensdauer und die geringste Streuung. Einen Überblick der Versuchsergebnisse zum Einfluss der Werkstoffe und Wärmebehandlungen auf die Ermüdungslebensdauer gibt Abb. 6.8.

6.6 Einfluss des Schmierstoffs

Folgende Kraftstoffe wurden hinsichtlich ihres Einflusses auf die Ermüdung untersucht:

- Dieselkraftstoff nach DIN EN 590 (Basis-Versuchsreihe)
- Dieselkraftstoff nach DIN EN 590 mit 1 Vol.-% Wasser verunreinigt (water contaminated fuel WCF). Dieses 1% Wasser besteht aus destilliertem Wasser mit 10% künstlichem Meerwasser.
- Grenz-Diesel-Kraftstoff (GDK650). Die Schmierfähigkeit wird hierbei definiert nach der Methode zur Bestimmung der Schmierfähigkeit unter Verwendung eines Schwingungverschleiß-Prüfgerätes HFRR nach DIN EN ISO 12156-1. Der Verschleißkalotten-Durchmesser ist ein Maß für die Schmierfähigkeit des Kraftstoffs. Beim GDK650 beträgt der Verschleißkalotten-Durchmesser $d=650\ \mu\text{m}$.
- Kerosin (Jet A1)

In den zeitgerafften Ermüdungsversuchen zeigt sich durch die verschiedenen Kraftstoffe nur ein geringer Einfluss auf die Lebensdauer. Zum einen sind die Viskositäten der Kraftstoffe und damit die Filmhöhen und Mischreibungsverhältnisse sehr ähnlich. Zum anderen sind die Unterschiede der gemessenen Reibwerte, wie anhand der gemessenen

Reibwert-Verläufe (Abb. 6.2) gezeigt, für die verschiedenen Kraftstoffe sehr ähnlich und lediglich für den gut additivierten Normkraftstoff DIN EN 590 etwas geringer. Damit sind auch nur geringe Unterschiede in den mechanischen Beanspruchungen der Werkstoffe und damit der Lebensdauern zu erwarten. Langzeiteffekte auf die Ermüdung, insbesondere durch chemische bzw. tribochemische Wechselwirkungen, wie Alterung, Wasserstoffversprödung, Diffusionen, Korrosion und Reaktionsschichtbildung durch Stillstandzeiten u.ä., werden bei den durchgeführten Versuchen allerdings nicht ausreichend berücksichtigt. Einen Überblick der Versuchsergebnisse zum Einfluss der untersuchten Schmierstoffe unter den gleichen Versuchsbedingungen wie bei der Basis-Versuchsreihe auf die Ermüdungslebensdauer gibt Abb. 6.9. Es wurden jeweils drei Versuche pro Schmierstoff durchgeführt.

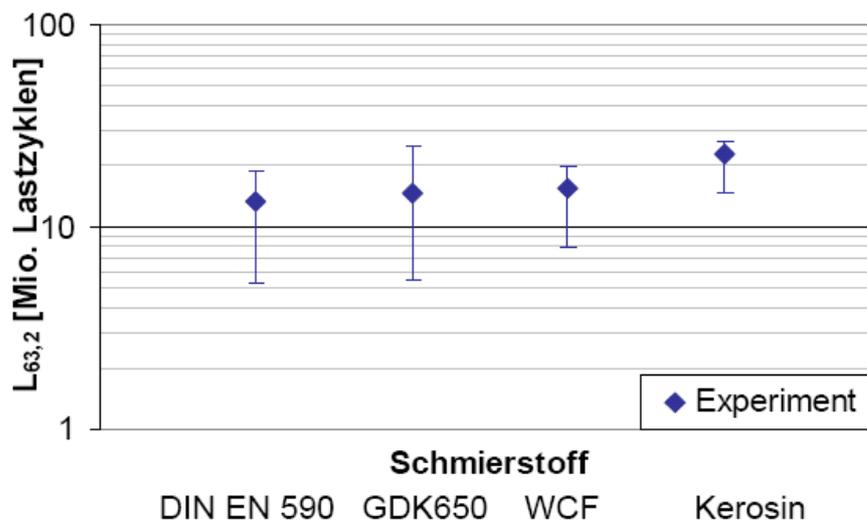


Abb. 6.9: Wälzkontakt-Lebensdauer für folgende Kraftstoffe

- Dieselkraftstoff nach DIN EN 590 (Basis-Versuchsreihe)
- Dieselkraftstoff nach DIN EN 590 mit 1% Wasser (WCF)
- Grenz-Dieselmkraftstoff (GDK650)
- Kerosin (Jet A1)

6.7 Einfluss des Schlupfes und der Reibungskraft

Nachfolgend wird der Einfluss folgender Schlupfzustände untersucht:

- Schlupf $S=0$, reines „Rollen“
- Schlupf $S=-1\%$, negativer Schlupf (Basis-Versuchsreihe)
- Schlupf $S=+1\%$, positiver Schlupf

Die Verteilung und Ausrichtung der Risse zur Oberfläche lassen sich aus der Kinematik des Wälzens und der Beanspruchung erklären. Die Spannungen durch Normal- und Reibungskraft bestimmen die Rissrichtung. Außer der Beanspruchung bestimmen auch Schlupf und Schmierstoffeffekte die Risswachstumsgeschwindigkeit.

Für die oberflächennahen **Anrisse** sind in hohem Maß Tangentialspannungen durch die Reibungskraft (am Kontaktrand als Zugspannungen, Abb. 6.16) und Scherspannungen verantwortlich. Der Rissausgang wurde häufig an oberflächennahen Fehlstellen des Werkstoffs beobachtet (Einschlüsse, Oberflächen-Inhomogenitäten, geometrische Fehler, vgl. Abb. 6.3).

Für das **Risswachstum** von der Oberfläche ausgehend ist neben der Beanspruchung der Schmierstoff-Einfluss entscheidend. Im getriebenen Wälzpartner (negativer Schlupf) wachsen die Risse schnell. Die oberflächennahen Risse wachsen beinahe senkrecht zur Oberfläche, bis in Tiefen des Hertzschen Spannungsmaximums. Grund dafür ist das Rissöffnen durch Zugspannungen und in den Riss eindringender Schmierstoff, gefolgt vom Schließen und einer Überwalzung. Das eingeschlossene Schmiermittel wirkt während des Überwalzens als Flüssigkeitskeil. Es entstehen hohe Spannungskonzentrationen an der Riss-Spitze, die das Risswachstum beschleunigen (Abb. 6.10). Die oberflächennahe Risse laufen von links nach rechts in den enger werdenden Spalt des Kontakteinlaufs. Dabei nehmen die Beträge von Reibungskraft F_R und hydrodynamischen Druck p zu.

Eine vergleichbare Schadensentwicklung wird z.B. auch bei der Ermüdung von Zahnradflanken beobachtet. Die Pittingschäden werden vor allem an den Zahnradflankenbereichen mit negativem Schlupf lokalisiert [30], [22], [68] und [69].

Pittingausbrüche (über die gesamte Kontaktbreite, entsprechend dem in Kap 4.5 definierten Versagenskriterium) wurden bei den durchgeführten Versuchen immer an den balligen Scheiben beobachtet. Eine Ausnahme stellen die Versuche ohne Schlupf dar. Von den drei Versuchen dieser Versuchsreihe wurde der Schaden einmal an der balligen, einmal an der zylindrischen und einmal an beiden Scheiben lokalisiert. Das Versagen entwickelte sich immer durch oberflächennahe Rissbildung und Risswachstum bis in Tiefen des Hertzschen Spannungsmaximums, gefolgt von Pittingausbrüchen

Abb. 6.11 stellt einen typischen Pittingausbruch dar. Im unteren Bild wird die Draufsicht auf einen Pittingausbruch (der Pfeil zeigt die Schnittebene für das obere Bild und die Rollrichtung der Probe) dargestellt und im oberen Bild ein Schnitt durch den Pittingausbruch senkrecht zur Rollachse. Die Risse wachsen oberflächennah nahezu senkrecht zur Oberfläche. Im oberen dargestellten Bild beträgt der Steigungswinkel zwischen Probenoberfläche und Rissflanke ca. 82° . Nach wenigen Mikrometern verringert sich der Steigungswinkel der Risse sprunghaft. Die maximalen gemessenen Risstiefen liegen im Bereich des makroskopischen Hertzschen Spannungsmaximums. Ein vergleichbarer Pittingausbruchverlauf wurde bei allen untersuchten Proben beobachtet.

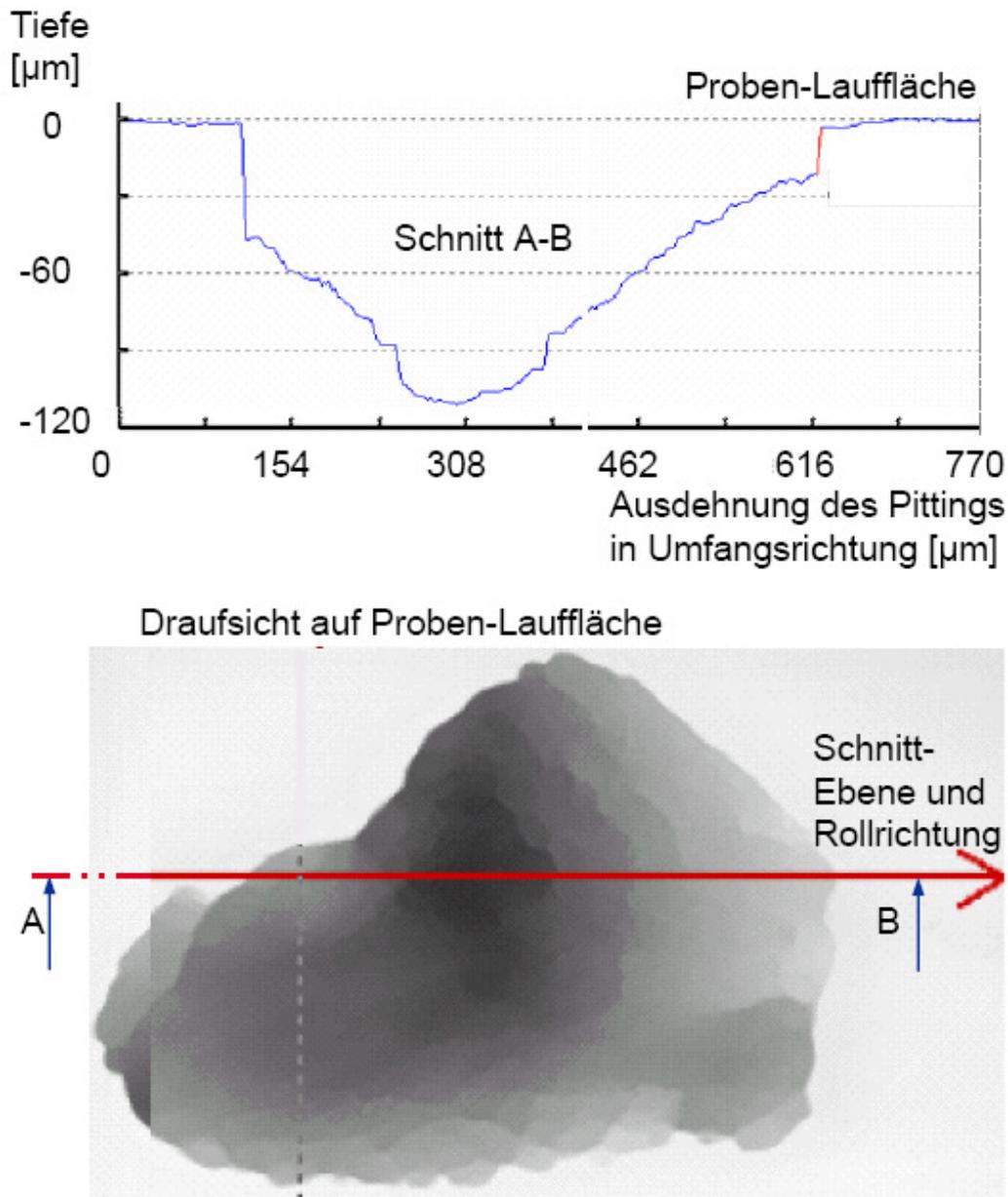


Abb. 6.11: Entwicklung eines Pittingausbruchs

Einen Überblick der Versuchsergebnisse zum Einfluss des Schlupfes unter sonst gleichen Versuchsbedingungen wie bei der Basis-Versuchsreihe gibt Abb. 6.12. Es wurden jeweils drei Versuche pro untersuchtem Schlupfbetrag durchgeführt. Die Lebensdauerberechnung wurde mit Hilfe der FEM-Simulation mit unterschiedlichen, experimentell gemessenen Reibungskräften und des Lebensdauermodells nach Ioanides und Harris durchgeführt.

Bei negativem Schlupf wurden die kürzesten Lebensdauern erreicht. Bei positivem Schlupf mit denselben Schlupfbeträgen wie beim negativen

Schlupf zeigte sich eine längere Lebensdauer. Bei kleinen Schlupfbeträgen wurde die längste Lebensdauer erreicht. Diese Steigerung der Lebensdauer ist durch die geringere übertragene Reibungskraft bei kleinen Schlupfbeträgen begründet. Die längere Lebensdauer des Wälzpartners bei positivem Schlupf (bei gleichen Schlupfbeträgen $S=1\%$ bzw. $S=-1\%$) wird durch das langsamere Risswachstum bei positivem Schlupf erklärt (Abb. 6.10).

Bei negativem Schlupf entstehen durch das eingeschlossene Schmiermittel während des Überwalzens hohe Spannungskonzentrationen an der Riss-Spitze, die das Risswachstum beschleunigen. Die durchgeführten Versuche bei negativem Schlupf zeigten ein schnelles Risswachstum und damit kurze Lebensdauern bei sehr geringen Versuchsstreuungen. Bei hohem negativem Schlupf von $S= -7\%$ entspricht die Lebensdauer dem berechneten Wert. Das angewandte spannungsbasierte Lebensdauermodell berechnet die Rissinitiierungsdauer, berücksichtigt jedoch kein Risswachstum (Kap. 3). Trotz der vernachlässigten Risswachstumszeiten zeigen die berechneten Lebensdauern bei negativem Schlupf eine gute Übereinstimmung mit den experimentell ermittelten Ergebnissen.

Bei positivem Schlupf wurde bei den Versuchen ein langsameres Risswachstum beobachtet und damit eine längere Lebensdauer erreicht. Durch die vernachlässigten Risswachstumszeiten bei der Anwendung des Lebensdauermodells kann diese Steigerung der Lebensdauer nicht beschrieben werden. Zur besseren Lebensdauervorhersage kann bei positivem Schlupf die Risswachstumszeit zu der berechneten Rissinitiierungsdauer addiert werden. Für die Untersuchung des Risswachstums können ergänzend bruchmechanische Betrachtungen angewandt werden. Die Risswachstumszeit kann zu der mit dem vorgestellten Modell berechneten Rissinitiierungsdauer addiert werden, z.B. [58] und [57].

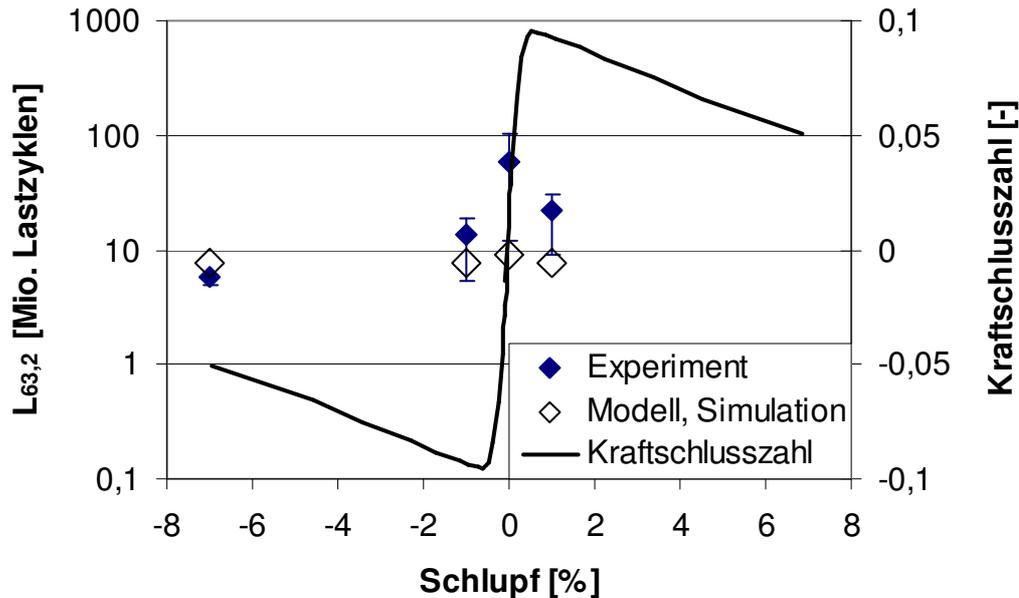


Abb. 6.12: Wälzkontakt-Lebensdauern aus Experiment und Simulation mit glatten Oberflächen und gemessene Kraftschlusszahl in Abhängigkeit des Schlupfes

6.8 Einfluss der Schmierfilmdicke und der Oberflächenrauheit

Zur Ermittlung des Einflusses der Oberflächenrauheit und der Oberflächentopografien unterschiedlicher Bearbeitungsschritte wurden folgende Oberflächen untersucht:

- geschliffen, gestrahlt, finished und poliert, $R_q=0,13$
- geschliffen, gestrahlt und finished, $R_q=0,3$ (Basis-Versuchsreihe)
- geschliffen, gestrahlt, $R_q=0,5$

Die Versuche zur Ermüdung wurden mit Proben unterschiedlicher Rauheit und damit bei unterschiedlichen Mischreibungszuständen durchgeführt. Die Schmierfilmhöhe wurde nach Hamrock and Dowson [43] berechnet und ist abhängig von der Viskosität und der Art des Schmierstoffs sowie von der Drehzahl und den Kontakt-Abmessungen.

Abb. 6.13 zeigt die drei untersuchten Oberflächentopografien mit an den Proben gemessenen Rauheitswerten R_q und den damit (Gl. 2.3) berechneten Schmierfilm-Parametern. Die Spannungsverteilungen wurden mit Hilfe des Dang Van-Kriteriums (Gl. 5.1) unter Nutzung der Symmetriebedingungen berechnet. Die Darstellungen zeigen die berechneten Spannungen für den gesamten beanspruchten Kontaktbereich und für den höchst beanspruchten oberflächennahen Bereich.

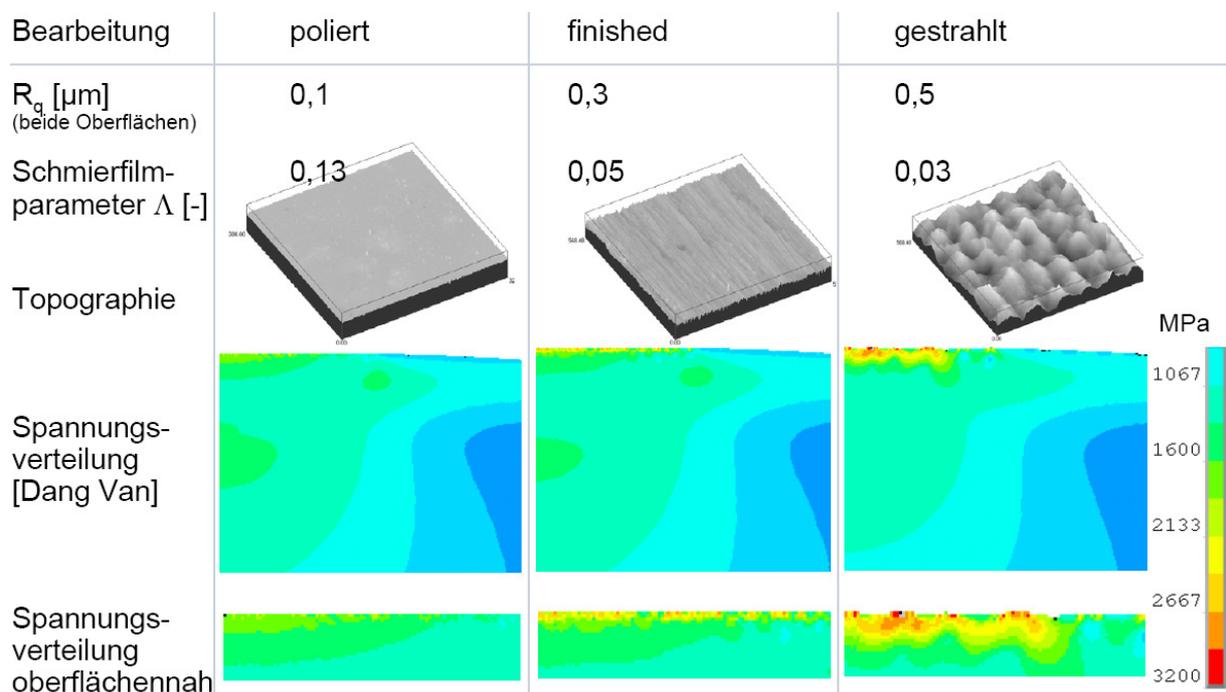


Abb. 6.13: Untersuchte Oberflächentopografien, Rauheitswerte, Schmierfilm-Parameter und Auswirkungen der Rauheitswerte auf die Verteilung der Dang Van-Spannung im gesamten beanspruchten Kontaktbereich und für den höchst beanspruchten oberflächennahen Bereich. Spannungsverteilung aus der FEM-Simulation mit rauen Oberflächen (Kap. 4). Randbedingungen wie bei der Basis-Versuchsreihe (Kap. 5).

Trotz gleicher Belastung zeigt sich ein deutlicher Einfluss der Rauheit und des Schmierzustands auf die ermittelte Lebensdauer. Bei geringen Schmierfilmparametern $\Lambda < 0,3$ konnte auf Grund der Versuchsergebnisse gezeigt werden, dass durch die Oberflächenrauheiten bei den geringen erreichten Filmdicken die Lebensdauern sehr stark abnehmen und die Streuungen der Lebensdauern größer werden.

Für die Gewährleistung der Produkt-Zuverlässigkeit bedeutet dies, dass den Oberflächenrauheiten besondere Aufmerksamkeit gewidmet werden muss. Wird z.B. das Oberflächen-Finish nach dem Strahlen nicht durchgeführt, wird das Produkt nach kurzer Laufzeit auf Grund von Ermüdung ausfallen. Bei Mischreibung mit Schmierfilmparametern $\Lambda < 0,3$ bedeutet eine Verschlechterung der Oberflächenrauheitswerte durch Prozessschwankungen oder Beschädigung eine deutliche Reduzierung der zu erwartenden Bauteillebensdauer.

Andererseits können bei Mischreibung durch eine ausreichende Schmierung und wirksame Additivierung die Oberflächenbelastung, insbesondere die Schubspannungen, auf Grund der Reibung begrenzt und damit schnelles, oberflächennahes Versagen vermieden werden. Somit können auch im Bereich unzureichender Trennung durch den Schmierfilm bei mäßiger Mischreibung mit Schmierfilmparametern $\Lambda > 0,3$ hohe Laufzeiten erreicht werden.

Einen Überblick der Versuchsergebnisse zum Einfluss der Oberflächenrauheit auf die Ermüdungslebensdauer gibt Abb. 6.14. Es wurden jeweils mindestens drei Versuche pro untersuchtem Schmierfilmparameter Λ durchgeführt. Die Lebensdauerberechnung wurde mit Hilfe der FEM-Simulation bei Berücksichtigung der unterschiedlichen rauen Oberflächen und des Lebensdauermodells nach Ioannides und Harris realisiert.

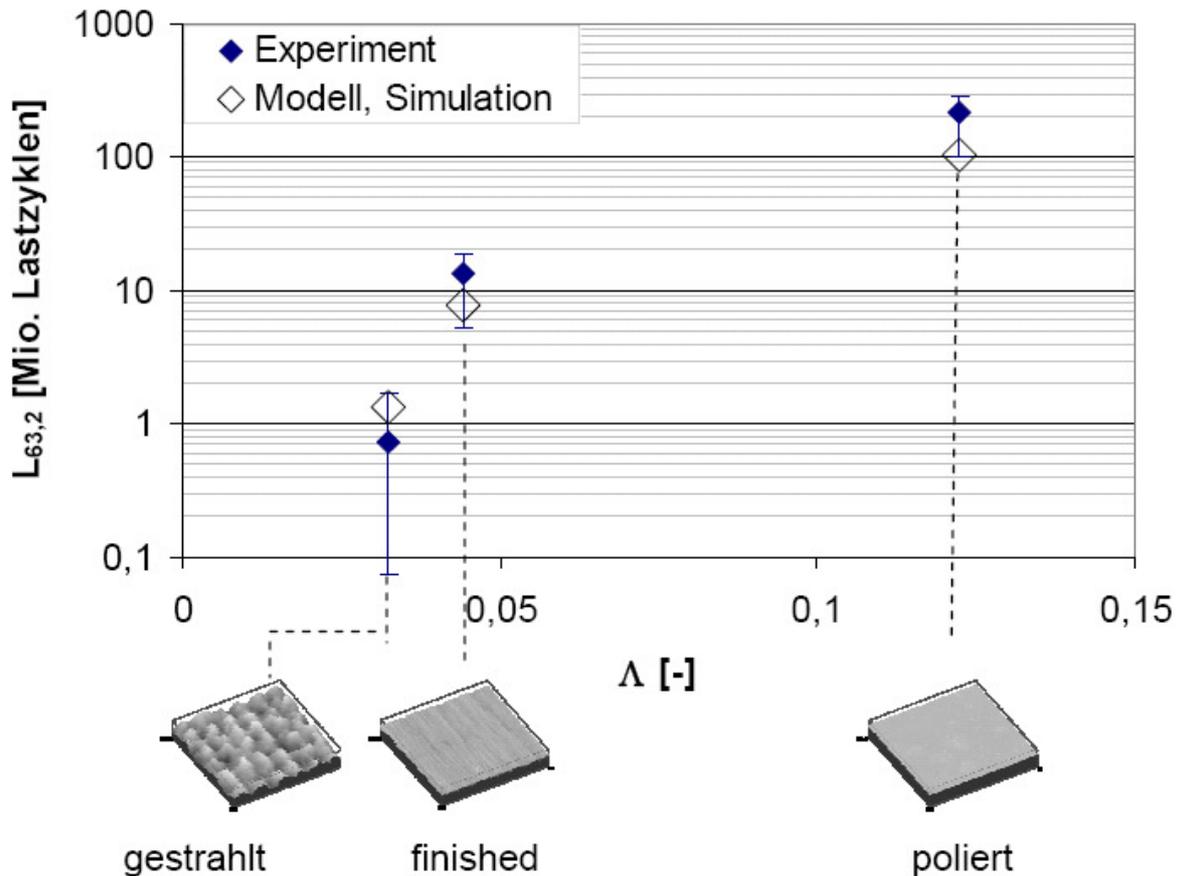


Abb. 6.14: Lebensdauer $L_{63,2}$ in Millionen Lastzyklen in Abhängigkeit von der Oberflächenrauheit, charakterisiert durch den Schmierfilmparameter Δ

6.9 Einfluss der Eigenspannungen

Der Einfluss von folgenden Eigenspannungszuständen wurde untersucht:

- keine mechanisch eingebrachten Eigenspannungen
- Eigenspannungen durch Kugelstrahlen (Basis-Versuchsreihe)
- Eigenspannungen durch „hydrostatisches Festwalzen“ (Beim Festwalzen wird das Festwalzwerkzeug, eine rotierende Kermikkugel, hydraulisch auf die rotierende Probenlaufbahn gepresst. Der Prozess ist vergleichbar dem Drehen mit speziellem Festwalzwerkzeug anstelle des Drehmeißels bei definierter Anpresskraft des Werkzeugs.)

Ein positiver Einfluss von Druckeigenspannungen auf die Ermüdungsdauer und insbesondere eine Verzögerung des Risswachstums wird in der Literatur häufig beschrieben z.B. in Scholtes [41]. Dieser Vorteil wird u.a. im Bereich der Schwingfestigkeit genutzt, indem Zugspannungen in gefährdeten Bereichen (wie Kerben oder Oberflächen) durch die Überlagerung mit Druckeigenspannungen reduziert werden. Durch die Wärmebehandlung wie Einsatzhärten entstehen gewünschte oberflächennahe Druckeigenspannungen.

Durch die Spannungsbetrachtung bei Überlagerung der Lastspannungen und der Druckeigenspannungen lässt sich die Auswirkung der Eigenspannungen auf die schädigungsrelevanten Spannungen zeigen. Da es sich in Wälzkontakten bei den Lastspannungen und bei den Druckeigenspannungen überwiegend um Druckspannungen handelt, gibt es ein belastungsabhängiges Optimum, bei dem die versagensrelevanten Spannungen ein Minimum erreichen. Um dieses Optimum in Wälzkontakten zu erreichen, muss der Betrag der eingebrachten Druckeigenspannungen auf die jeweiligen Betriebsbedingungen, inklusive der hohen, lokalen Spannungen an Mikrokontakten und evtl. vorhandener Eigenspannungen durch Wärmebehandlung, Bearbeitung, wie z.B. Schleifen, oder Montage, z.B. durch Press-Passungen oder Schrumpfverbindungen, angepasst werden.

Die Eigenspannungszustände der Proben durch die Wärmebehandlung und durch das mechanische Einbringen durch Strahlen oder Festwalzen wurden an den Proben durch röntgenographische Spannungsanalysen ermittelt. Diese gemessenen Spannungsverläufe sind nachfolgend in Abb. 6.15 dargestellt. Für die Simulation wurden die Messpunkte durch eine e-Funktion angenähert und als Initial-Spannungen vorgegeben. Die unteren Bilder von Abb. 6.15 zeigen die Auswirkungen der Eigenspannungen auf die Spannungsverteilungen bei Belastung.

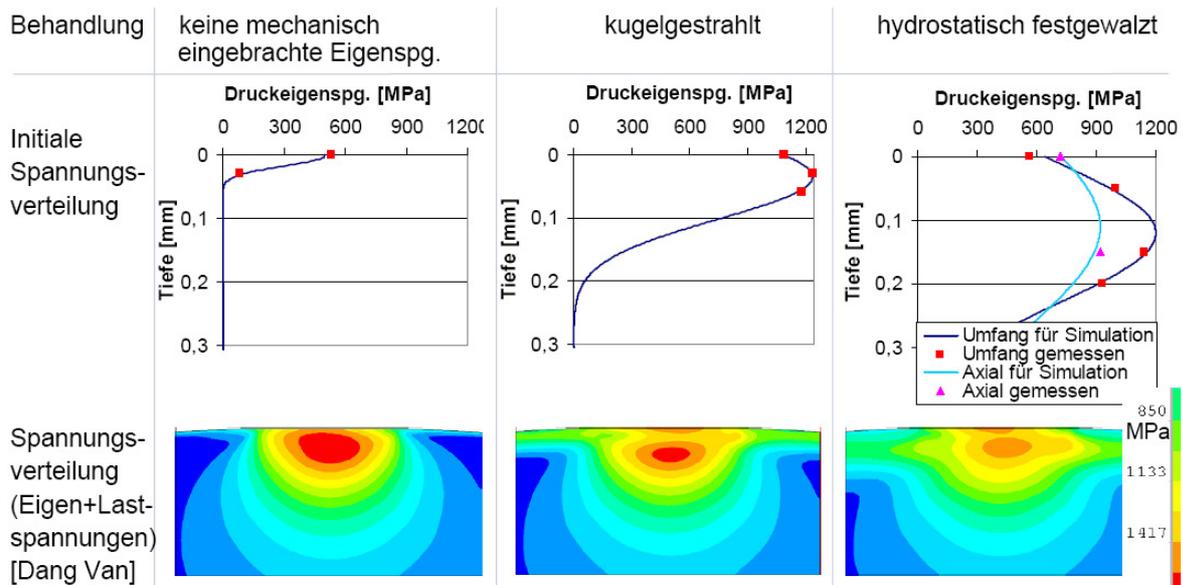


Abb. 6.15: Messpunkte der gemessenen und für die Rechnung angenäherten Eigenspannungsverläufe und Auswirkungen der Eigenspannungsverläufe auf die Verteilung der Dang Van-Spannung im beanspruchten Kontaktbereich. Spannungsverteilung aus der FEM-Simulation mit überlagerten gemessenen Eigenspannungen (Kap. 4). Randbedingungen wie bei der Basis-Versuchsreihe (Werkstoff: 100Cr6, Gefüge im bainitischen Zustand, Belastung $F=1220$ N, $p_m=3100$ MPa, Kap. 5).

Die Simulationsergebnisse demonstrieren, dass durch die Druckeigenspannungen die Gefahr des oberflächennahen Versagens reduziert wird. Die Reduzierung der versagensrelevanten Spannungen zeigt Abb. 6.16. Durch das Kugelstrahlen können die oberflächennahen Zugspannungen komplett vermieden werden. Dadurch wird die Gefahr des Risswachstums, ausgehend von oberflächennahen Bereichen, reduziert. Durch das hydrostatische Festwalzen können die max. Dang Van-Spannungen (Gl. 5.1) um ca. 200 MPa gesenkt werden, verglichen mit dem Zustand ohne Behandlung. Die Tiefe der berechneten maximalen Dang Van-Spannung entspricht den gemessenen Risstiefen an der Probekörpern.

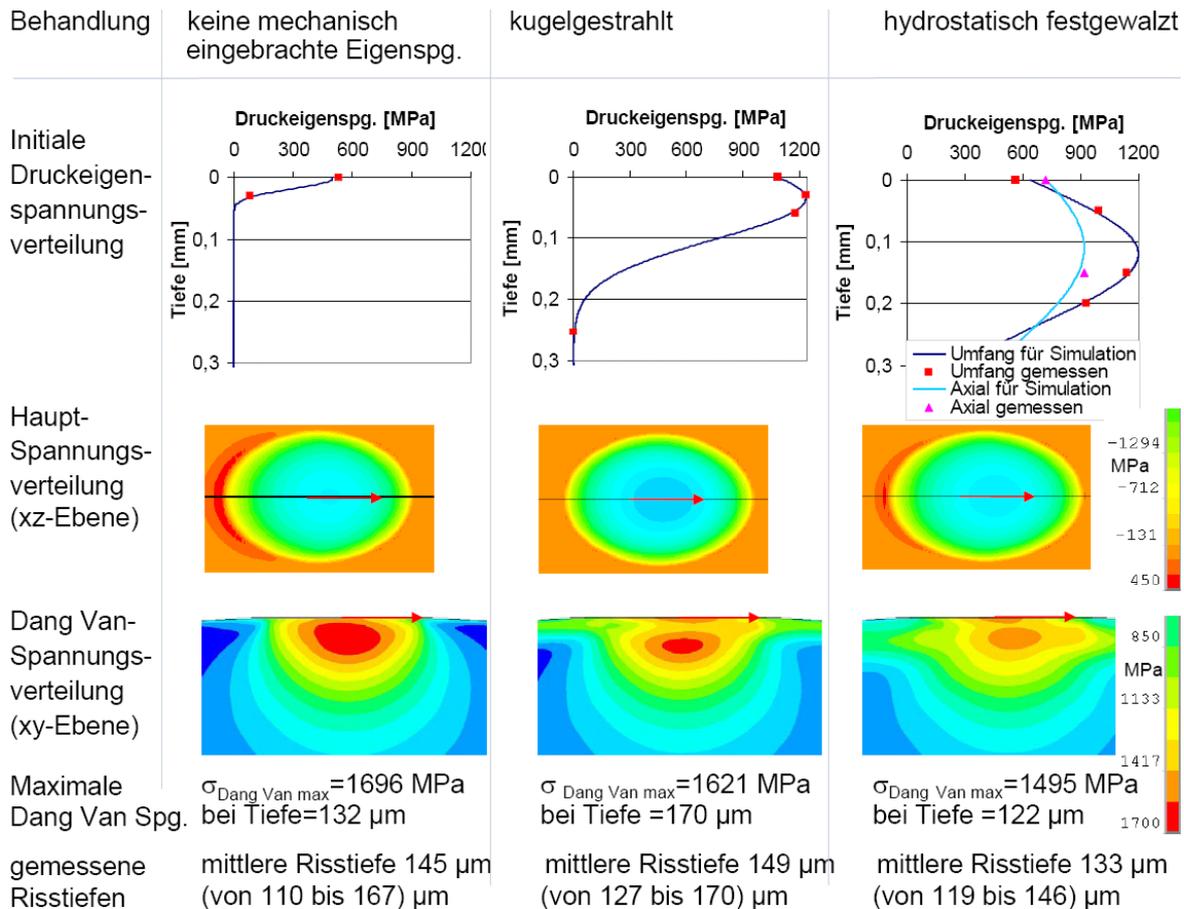


Abb. 6.16: Eigenspannungsverläufe und ihre Auswirkungen auf die Dang Van-Spannungsverteilung unter der Oberfläche und die Hauptspannungsverteilungen der Oberfläche. Vergleich der Beträge und Tiefe der maximalen Dang Van-Spannungen und der gemessenen Risstiefen. Ohne mechanisch eingebrachte Eigenspannungen treten an der Oberfläche Zugspannungen bis 450 MPa auf, die durch die Eigenspannungen reduziert werden.

Abb. 6.17 zeigt die Versuchsergebnisse zum Einfluss der mechanisch eingebrachten Druckeigenspannungen auf die Ermüdungslebensdauer unter Wälzbeanspruchung. Bei den hohen Pressungen von $p_m = 3100 \text{ MPa}$ wurden an zwei der vier untersuchten unbehandelten Proben unerwartet lange Lebensdauern ermittelt. Es wird von einer Werkstoffveränderung durch plastische Verformungen ausgegangen. Dies führte zu erheblicher Versuchsstreuung.

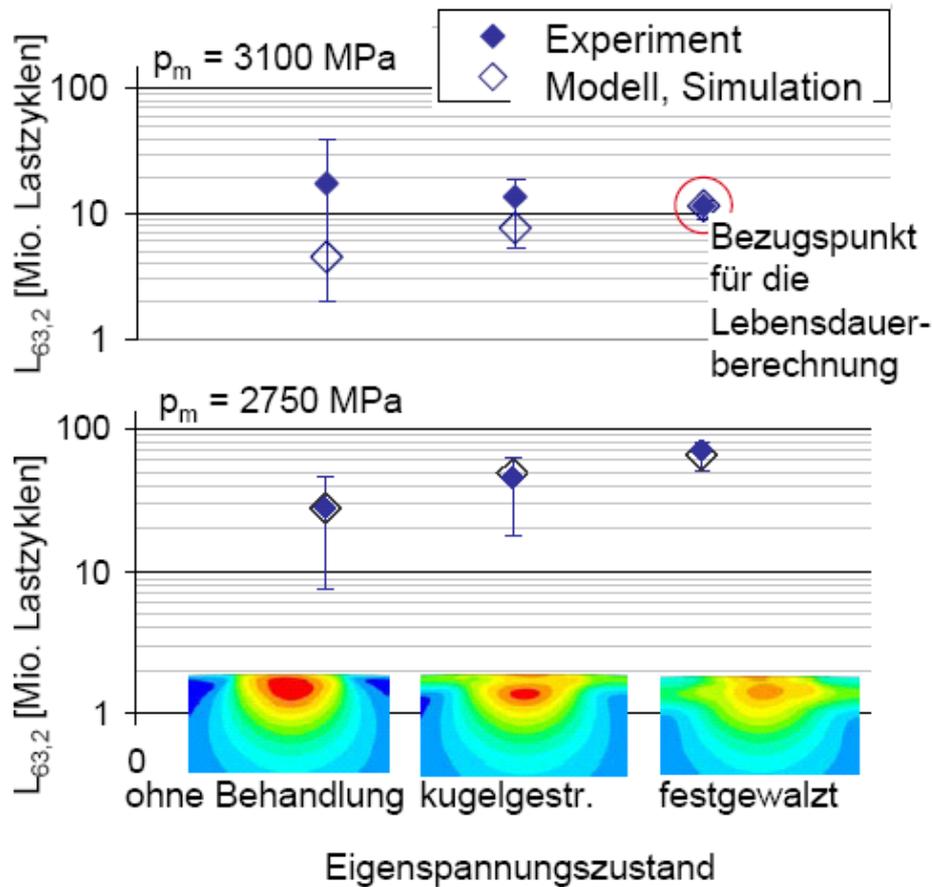


Abb. 6.17: Lebensdauern aus Experiment und Simulation mit glatten Kontakten in Abhängigkeit vom Druckeigenspannungszustand.

Bei geringerer Pressung von $p_m=2750$ MPa zeigte sich die erwartete Steigerung der Ermüdungslebensdauer durch die eingebrachten Druckeigenspannungen. Allerdings ist der Einfluss im Vergleich zum Einfluss der Rauheitswerte gering. Die gezeigte Steigerung der Ermüdungslebensdauer kann auf die Reduzierung der Werkstoffbeanspruchungen zurückgeführt werden. Zudem zeigt sich durch Druckeigenspannungen eine Verringerung der Versuchsstreuungen (Abb. 6.17). Der experimentelle Datensatz mit der kleinsten Versuchsstreuung wurde als Bezugspunkt für die Lebensdauerberechnung (für die Ermittlung Proportionalitätskonstante A [5]) verwendet. Bezogen auf diesen Wert wurde der relative Einfluss aller untersuchten Parameter auf die Lebensdauer berechnet.

Es wurden jeweils drei Versuche pro untersuchtem Eigenspannungsverlauf unter den Randbedingungen der Basis-Versuchsreihe durchgeführt. Die Lebensdauerberechnung wurde mit Hilfe der FEM-Simulation für die unterschiedlichen Eigenspannungszustände und des Lebensdauermodells nach Ioannides und Harris berechnet.

Der Einfluss der Druckeigenspannungen auf das Risswachstum wird jedoch nicht ausreichend berücksichtigt und bedarf weiterer Untersuchung. Ein weiterer positiver Einfluss der Druckeigenspannungen wird durch die Reduzierung der risswachstumsfördernden oberflächennahen Zugspannungen (verursacht durch die Reibungskraft, Abb. 6.16) erwartet. Das Ziel ist, durch die eingebrachten Druckeigenspannungen das Wachstum der oberflächennahen Risse in die Tiefe zu vermeiden.

Aus Zuverlässigkeitsaspekten und auf Grund der beobachteten Schadensentwicklung haben die eingebrachten Druckeigenspannungen bei Mischreibungskontakten durchaus ihre Berechtigung, was z.B. auch bei einsatzgehärteten Zahnrädern genutzt wird. Selbst bei geringer Last werden bei Mischreibung oberflächennah hohe lokale Spannungen erreicht, die zum Anriss führen können.

7 Diskussion

Ziel dieser Arbeit war die Erweiterung des Verständnisses der Vorgänge im Wälzkontakt unter dieselkraftstoff-geschmierten Mischreibungsbedingungen und die Ermittlung des Einflusses von verschiedenen Betriebs- und Fertigungsparametern auf die Lebensdauer. Die Untersuchungen gliederten sich in einen experimentellen und einen theoretischen Teil.

7.1 Experimentelle Untersuchungen der Wälzermüdung unter dieselkraftstoff-geschmierten Mischreibungsbedingungen

Ziele der experimentellen Untersuchungen der Wälzermüdung unter dieselkraftstoff-geschmierten Mischreibungsbedingungen sind:

- Ermittlung der Versagensentwicklung und der lebensdauerbegrenzenden Verschleiß- und Versagensmechanismen
- Bestimmung der Lebensdauereinflüsse von aus der Literatur bekannten Einflussgrößen durch zeitgeraffte experimentelle Lebensdauerermittlung

Das Versagen entwickelte sich bei den untersuchten Mischreibungsbedingungen immer durch oberflächennahe Rissbildung und Risswachstum bis in Tiefen des Hertzschen Spannungsmaximums, gefolgt von Pittingausbrüchen (Abb. 6.11). Der lebensdauerbegrenzende Verschleißmechanismus ist damit Oberflächenermüdung. Durch die mechanischen Beanspruchungen, unterstützt durch Schmierstoffeffekte (Kap. 6.7), entwickelten sich aus oberflächennahen Anrissen durch Risswachstum Tiefenrisse und schließlich Pitting-Ausbrüche.

Ziel der Arbeit war es, einen Überblick über die Wirkung der wichtigsten Einflussgrößen auf die Ermüdungslebensdauer zu verschaffen. Daher konnte nur eine minimale statistische Basis gelegt werden mit mindestens drei Versuchen pro Belastungsniveau bzw. Messpunkt.

Die Versuche wurden unter vereinfachten und Versuchsdauer verkürzenden Bedingungen durchgeführt. Die Werkstoffbelastung wurde im Vergleich zu den Bedingungen im Original-Produkt verdoppelt.

Um die Frage, wie weit eine zeitgeraffte Untersuchung durch die Veränderung einzelner Versuchsparameter gegenüber den Betriebsparametern im Original-System zulässig ist, zu beantworten, wurden die verschiedenen Versagensgrenzen des Arbeitsgebietes ermittelt. Das Arbeitsgebiet ist der Bereich, in dem die Funktion des Kontakts sichergestellt ist. Es wird in Abhängigkeit der Betriebsparameter durch verschiedene Verschleißmechanismen begrenzt. Außer der untersuchten lebensdauerbegrenzenden Ermüdung wird das Arbeitsgebiet durch Adhäsion begrenzt, bei welcher der Schmierfilm bei hohen Relativgeschwindigkeiten infolge zu hoher Temperatur oder Scherung im Kontakt versagt. Außerdem wird das Arbeitsgebiet durch zu hohe Beanspruchung (Überlastung) und dadurch verursachte plastische Verformungen begrenzt. Die Veränderung eines Betriebsparameters ist nur zulässig, wenn die zu untersuchenden, relevanten, das Versagen maßgeblich beeinflussenden Verschleißmechanismen beibehalten werden. Veränderungen der Versuchsparameter wurden nur so vorgenommen, dass keine Verschleißmechanismus-Änderung stattfand.

Die Voraussetzungen und die Grenzen für Versuchsdauer verkürzende Maßnahmen sind damit

- Versuchsparameter nur so weit variieren, dass der im Original auftretende Versagensmechanismus - im untersuchten Kontakt die Werkstoffermüdung - beibehalten wird
- im Versuch keine nennenswerten plastische Verformungen auftreten lassen, die z.B. Eigenspannungen in den Proben induzieren
- im Versuch Adhäsion (auch an den mikroskopischen Rauheitskontakten) durch ausreichende hydrodynamische Schmierung bzw. Grenzschichtbildung vermeiden und Schmierfilmversagen durch Schlupfbeträge $S < 1\%$ verhindern.

Langzeiteffekte auf die Ermüdung, insbesondere durch chemische bzw. tribochemische Wechselwirkungen, wie Alterung, Wasserstoffversprödung, Diffusionen, Korrosion und Reaktionsschichtbildung durch Stillstandzeiten u.ä., werden bei den durchgeführten Versuchen allerdings nicht ausreichend berücksichtigt. Für eine entsprechende Berücksichtigung müssten diese chemischen Reaktionen im gleichen Maße wie die Beanspruchung gerafft werden.

Durch die experimentell ermittelten Ermüdungslebensdauern konnten die Simulationsergebnisse und das gewählte Lebensdauermodell validiert werden. Die aus der Literatur bekannten Einflussgrößen, wie Beanspruchung, Rauheit und Druckeigenstressungen, wurden auch für die dieselkraftstoff-geschmierten Wälzkontakte betrachtet.

Wie bei Ermüdungslebensdaueruntersuchungen zu erwarten, zeigt sich auch im Wälzkontakt bei **Beanspruchungen** mit mittleren Hertzschen Pressungen zwischen 1 und 2,67 GPa der typische Verlauf einer Wöhlerkurve (Abb. 6.7). Das Lebensdauermodell ermöglicht die Übertragbarkeit der zeitgerafften Tribometer-Versuche unter erhöhter Beanspruchung auf die Lebensdauer von Originalbauteilen. Mit Hilfe der durchgeführten Versuche konnte das Ergebnis des Wöhlertests an Verteiler-Einspritzpumpen vorhergesagt werden. Deswegen kann auf Basis der ermittelten Ermüdungslebensdauer durch zeitgeraffte Versuche auch eine Aussage zur Lebensdauer bei geringerer Beanspruchung gemacht werden.

Mit abnehmender Filmdicke wurden ein zunehmender Einfluss von **Werkstoff und Wärmebehandlung** und eine zunehmende Streuung der gemessenen Lebensdauerwerte ermittelt (Abb. 6.8). Vor allem bei starker Mischreibung und abnehmender Filmdicke sind die härteren Werkstoffe S 6-5-2 und 100Cr6 im martensitischen Zustand dem 100Cr6 im bainitischen Zustand mit etwas geringerer Härte, jedoch höherer Zähigkeit überlegen. Der Werkzeugstahl S 6-5-2 zeigt unter Mischreibung die längste Lebensdauer und die geringste Streuung.

In den zeitgerafften Ermüdungsversuchen lieferten die verschiedenen untersuchten **Kraftstoffe** erwartungsgemäß nur einen geringen Einfluss auf die Lebensdauer (Abb. 6.9). Da die Viskositäten der Kraftstoffe und damit die Filmhöhen ähnlich sind, liegen gleiche Mischreibungsverhältnisse vor. Deswegen wurden auch nur geringe Unterschiede in den mechanischen Beanspruchungen der Werkstoffe und damit der Lebensdauern ermittelt.

Die Wälzkontakt-Lebensdauer war stark abhängig von der Relativgeschwindigkeit oder dem **Schlupf** im Kontakt (Abb. 6.12). Bei negativem Schlupf wurden die kürzesten Lebensdauern erreicht. Bei kleinen Schlupfbeträgen oder positivem Schlupf mit denselben Schlupfbeträgen wie beim negativen Schlupf, waren die Lebensdauern länger. Diese Steigerung der Lebensdauer wird durch die geringere Reibungskraft bei kleineren Schlupfbeträgen begründet. Die längere Lebensdauer des Wälzpartners bei positivem Schlupf wird durch das langsamere Risswachstum bei positiven Schlupf verursacht. Negativer Schlupf fördert u.a. das Risswachstum durch eingeschlossenen Schmierstoff (Abb. 6.10). Der eingeschlossene Schmierstoff verursacht hohe Spannungskonzentrationen an den Riss-Spitzen und schnelles Risswachstum.

Trotz gleicher Belastung zeigt sich ein deutlicher Einfluss der **Rauheit** und des Schmierzustands auf die ermittelte Lebensdauerwerte (Abb. 6.14). Bei geringen Schmierfilmparametern $\Lambda < 0,3$ konnte auf Grund der Versuchsergebnisse nachgewiesen werden, dass durch die Oberflächenrauheiten bei den geringen erreichten Filmdicken die Lebensdauern sehr stark abnehmen und die Streuungen der Lebensdauern zunehmen. Die geringeren Lebensdauern unter Mischreibung werden durch die hohen lokalen Spannungen der Rauheitskontakte verursacht. Bei Mischreibung mit Schmierfilmparametern $\Lambda < 0,3$ bedeutet eine Verschlechterung der Oberflächenrauheitswerte durch Prozessschwankungen oder Beschädigung eine deutliche Reduzierung der zu erwartenden Originalbauteil-Lebensdauer. Die Ergebnisse zeigen die große Bedeutung der Oberflächenqualität (wie auch der Schmierstoffreinheit) unter Mischreibungsbedingungen.

Die erwartete Steigerung der Ermüdungslebensdauer durch die eingebrachten **Druckeigenstressungen** konnte durch die Experimente bestätigt werden (Abb. 6.17). Allerdings ist der Einfluss im Vergleich zum Einfluss der Rauheitswerte gering. Die gezeigte Steigerung der Ermüdungslebensdauer konnte auf die Reduzierung der Werkstoffbeanspruchungen zurückgeführt werden. Zudem zeigte sich, dass durch Druckeigenstressungen die Versuchsstreuungen verringert werden.

7.2 Simulation und Anwendung des Lebensdauermodells nach Ioannides und Harris

Im theoretischen Teil wurde die Anwendbarkeit des Wälzkontaktmodells nach Ioannides und Harris unter dieselkraftstoff-geschmierten Mischreibungs- bzw. Grenzreibungsbedingungen geprüft. Der Nachweis der Anwendbarkeit wurde durch einen Vergleich mit den experimentell ermittelten Ergebnissen erbracht. Das Modell wurde angewandt zur

- Berechnung der relativen Lebensdauerunterschiede bei den untersuchten Einflussgrößen Belastung, Oberflächengestaltung und mechanisch eingebrachte Druckeigenstressungen
- Übertragung der zeitgerafften Versuchsergebnisse auf die Originalbauteil-Lebensdauer

Die Ermüdung unter Wälzbeanspruchung konnte mit Hilfe des in Kap. 3 vorgestellten spannungsbasierten Ermüdungslebensdauermodells und der Simulation (Kap. 4) beschrieben werden. Die Versuchsergebnisse bestätigten den erwarteten Einfluss der Spannungen auf die Ermüdungslebensdauer. Dadurch konnte das Modell erfolgreich angewandt werden zur Beschreibung der Einflüsse

- Belastung
- Rauheit
- Eigenstressungen

Abhängig von den Schmierfilmdicken-Rauheits-Verhältnissen ergeben sich unterschiedliche Schadensbilder. Für Schmierfilmparameter $\Lambda < 0,3$ wurden oberflächennah beginnende Anrisse beobachtet, die schnell fortschreiten. Die Risse wachsen in die Tiefe, was zu Ausbrüchen (Pittings) führt. Bei größeren Schmierfilmparametern beginnt das Versagen unter der Oberfläche.

Trotz dieser unterschiedlichen Schadensbilder zeigt der Vergleich von experimentellen Ergebnissen mit berechneten Ermüdungslebensdauern durch das erweiterte Lebensdauermodell nach Ioannides und Harris und Anwendung des Versagenskriteriums nach Dang Van eine zufriedenstellende Beschreibbarkeit der untersuchten Einflüsse auf die Ermüdungslebensdauer unter Wälzbeanspruchung und Mischreibungsbedingungen.

Voraussetzung ist eine genaue Berechnung der versagensrelevanten Spannungen. Dadurch, dass es gelungen ist, auch die lokalen Spannungskonzentrationen an den Rauheitskontakten zu berechnen und bei der Integration der Spannungsintegrale das gesamte beanspruchte Volumen zu berücksichtigen, konnte der Einfluss der Belastung und der Rauheiten beschrieben werden. Durch die Berechnung der tatsächlichen Spannungsverteilung an den rauen Oberflächen wird die Anrisswahrscheinlichkeit oberflächennah wie auch unter der Oberfläche gleichermaßen berücksichtigt.

Auch der Einfluss der Druckeigenstressungen konnte mit Hilfe des vorgestellten spannungsbasierten Ermüdungslebensdauermodells beschrieben werden. Voraussetzung war eine genaue Berechnung der versagensrelevanten Spannungen durch die Überlagerung der mechanisch eingebrachten Druckeigenstressungen und der Lastspannungen.

Die Lebensdauerberechnung wurde mit Hilfe der FEM-Simulation bei rauen Oberflächen und des Lebensdauermodells nach Ioannides und Harris durchgeführt. Abgesehen von der Proportionalitätskonstanten A , wurde im Rahmen dieser Arbeit der von Ioannides und Harris experimentell ermittelte Modell-Parametersatz unverändert übernommen. Da-

durch entspricht auch die Steigung der Lebensdauerlinie im Wöhlerdiagramm der von Ioannides und Harris [5]. Dieser Modell-Parametersatz ist statistisch gut abgesichert und wird auch bei der Auslegung von Wälzlagern [8] und in DIN ISO 281 [13] verwendet, was die minimale statistische Basis der im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Versuche stützt.

Die Übertragbarkeit der zeitgerafften Tribometer-Versuche auf die Originalbauteil-Lebensdauer konnte mit Hilfe der durchgeführten Versuche und Wöhlertests an Verteiler-Einspritzpumpen gezeigt werden (Abb. 6.7).

Für weitere Anwendungen kann die Simulation noch verbessert werden, durch

- Berücksichtigung der Werkstoffveränderung durch Verformungen der Rauheiten in der Einlaufphase und die sich damit verändernde Beanspruchung und Beanspruchbarkeit
- Spannungsberechnungen mit drei-dimensionalen Rauheitsprofilen

Für die vorgestellten Untersuchungen wird durch diese Erweiterungen allerdings nur eine geringe Veränderung der Spannungen und der berechneten Lebensdauerergebnisse erwartet. Auf Grund der geringen Veränderung der Rauheitswert im Betrieb (Kap. 6.2) und der bearbeitungsbedingten umlaufenden Rauheiten werden sich die mit den angewandten Vereinfachungen erzielten Ergebnisse nicht wesentlich von den Ergebnissen der erweiterten Simulationen unterscheiden. Allerdings steigt durch die Erweiterungen der Rechenaufwand erheblich und deshalb sollte Aufwand und Nutzen für die jeweilige Untersuchung abgewogen und angepasst werden.

Folgende Voraussetzung und Grenzen müssen bei Anwendung des Modells und Interpretation der Ergebnisse berücksichtigt werden:

- Das Modell berücksichtigt ausschließlich Ermüdung durch mechanische, zyklische Beanspruchungen.
- Nur durch die Summe vieler Rauheiten im Kontakt werden ein ausreichend großes Werkstoffvolumen und damit ein Volumen mit statistisch verteilten Fehlstellen beansprucht. Das Weibull-Modell basiert auf der Annahme von statistisch verteilten Fehlstellen, die zum Ausfall führen. Das Modell ist nicht geeignet zur Ermüdungsuntersuchung einzelner lokaler Spannungskonzentration an Einzelrauheiten, an Kerben o.ä.
- Die Anrisszeit ist der die Gesamtlebensdauer dominierende Lebensdaueranteil. Es wird die Rissinitiierungsdauer berechnet, Risswachstumsphänomene bleiben unberücksichtigt.
- Es können nur relative Lebensdauern berechnet werden. Bezogen auf einen Lebensdauer-Datensatz kann der relative Einfluss der untersuchten Parameter auf die Lebensdauer berechnet werden, beispielsweise wie sich die Lebensdauer durch eine höhere Belastung verändert. Der im Rahmen dieser Arbeit übernommene, von Ioannides und Harris experimentell ermittelte Modell-Parametersatz ist nur für den untersuchten Werkstoff 100Cr6 und dessen Ermüdungsprognosen gültig.

Das Modell berücksichtigt nur Ermüdung durch mechanische Beanspruchung. Andere Mechanismen müssen ausgeschlossen bzw. abgesichert werden.

Da das Modell nur die Rissinitiierungsdauer betrachtet, werden Risswachstumsphänomene nicht ausreichend berücksichtigt, wie z.B. der Einfluss des Schmierstoffs auf das Risswachstum. Wachsen Risse im positiven Schlupfbereich sehr langsam, wird die berechnete Lebensdauer zu kurz sein. Für die Untersuchung des Risswachstums können ergänzend bruchmechanische Betrachtungen angewandt werden. Die Risswachstumszeit kann zu der mit dem vorgestellten Modell berechneten Rissinitiierungsdauer addiert werden.

Bei Betriebsbedingungen außerhalb der hier untersuchten Bereiche, z.B. bei Mangelschmierung, Adhäsion (auch an mikroskopischen Rauheitskontakten), ungleichmäßigem Verschleiß, sind ergänzende Absicherungen und Betrachtungen notwendig. Für das Risswachstum durch Reibverschleiß bzw. Reibkorrosion wurden zahlreiche Fretting-Fatigue-Modelle veröffentlicht [66], [71], [73] und [74] (Kap. 3).

Bei negativem Schlupf und geringen Belastungen dominiert die Rissinitiierungsdauer die Gesamtlebensdauer und somit zeigt das Modell eine gute Übereinstimmung mit den experimentellen Ergebnissen.

Der im Rahmen dieser Arbeit experimentell ermittelte Modell-Parametersatz (Kap. 4) ist nur für den untersuchten Werkstoff gültig. Bei Änderungen des Werkstoffs, des Reinheitsgrads, der Wärmebehandlung o.ä. kann die Ermüdungsgrenze τ_u z.B. mit Hilfe bruchmechanischer Betrachtungen (Kap. 3) angepasst werden.

Zusammenfassung und Ausblick

Für die Vorhersage der Ermüdungslebensdauer bei Mischreibung wird das Weibull-basierte Schadensakkumulationsmodell für Wälzlager nach Ioannides und Harris vorgestellt. Vergleiche zwischen experimentell ermittelten Ermüdungslebensdauern und den mit Hilfe der FEM-Simulation und des Ioannides und Harris-Modells (ISO 281) vorausgesagten Lebensdauern zeigen eine gute Übereinstimmung bei Betrachtung der Risikoinitiiierungszeit.

Bei Wälzermüdung bei Mischreibung wird ein Wettbewerb verschiedener Versagensmechanismen beobachtet. Bei Wälzkontakten, die bei starker Mischreibung betrieben werden, entstehen durch hohe Oberflächenbeanspruchungen sehr schnell oberflächennahe Anrisse, die aber nicht zum Ausfall führen müssen. Bei gleicher Kontaktbelastung wurden in Abhängigkeit von den Kontakt-Randbedingungen, wie z.B. Schmierfilmhöhe und Rauheit, deutliche Unterschiede in der weiteren Schadensentwicklung und damit der Gesamtlebensdauer ermittelt.

Das für die Wälzlagerauslegung verwendete, auf Weibull zurückgehende Fehlstellenmodell wurde von Lundberg und Palmgren entwickelt und in der ISO 281 standardisiert. Insbesondere verbesserte Werkstoffe und erweiterte Kenntnisse der Vorgänge im Kontakt sowie Fortschritte in der Simulation ermöglichten eine genauere Berücksichtigung wichtiger Einflussgrößen und führten zur Erweiterung des Lebensdauermodells von Ioannides und Harris. Durch die Berechnung des Spannungsintegrals können sowohl oberflächennahe Spannungen und Schäden wie auch Spannungen und Schäden unterhalb der Oberfläche berücksichtigt werden.

Der im Rahmen dieser Arbeit entwickelte Zwei-Scheibenprüfstand unterstützte die experimentelle Untersuchung von Wälzsystemen, in diesem Fall von Prüfscheiben unter einfachen, bekannten und messtechnisch gut zugänglichen Betriebsbedingungen. Die durchgeführten Versuche ermöglichten den Erwerb besserer Kenntnisse der Vorgänge im Kontakt, die Validierung von Lebensdauermodellen, die Ermittlung wich-

tiger Einflüsse auf die Lebensdauer und die Ermittlung zeitgeraffter Lebensdauerergebnisse.

Spannungsberechnungen wurden durch eine näherungsweise analytische Berechnung bzw. zwei- und drei-dimensionale FEM-Simulationen mit ANSYS durchgeführt. Die Simulation ermöglichte die Berechnung der Wirkung von unterschiedlichen Belastungen und verschiedenen prozess-induzierten Eigenspannungsverteilungen. Für die Untersuchung verschiedener Rauheitsprofile wurde ein 2D-FE-Modell abgeleitet. An den Probekörpern gemessene und statistisch ausgewertete Topografien dienten für die Generierung von repräsentativen Rauheitsprofilen. Das Werkstoffverhalten wurde durch Druckversuche nach DIN 50106 ermittelt und als elastisch-plastisches Werkstoffmodell in der Simulation verwendet. Eine Post-Prozess-Routine berechnete die Dang Van-Spannungen und integrierte diese über das beanspruchte Volumen.

Der Vergleich von experimentell ermittelten Ermüdungslebensdauern mit den durch das erweiterte Lebensdauermodell nach Ioannides und Harris berechneten Ermüdungslebensdauern unter Anwendung des Versagenskriteriums nach Dang Van zeigt eine zufriedenstellende Übereinstimmung.

Ausblick

Durch eine Ergänzung des Rissinitiierungsmodells zur Berücksichtigung der **weiteren Schadensentwicklung** bei Pressungen größer 2 GPa lässt sich die Vorhersagegenauigkeit weiter verbessern. Die Bruchmechanik kann zur Klärung der Risswachstumsfähigkeit bzw. der Rissfortschrittgeschwindigkeit beitragen.

Zudem kann durch Kombination des Ermüdungsmodells mit einem **Verschleißmodell**, z.B. nach Archard oder Fleischer, die Veränderung der Kontaktkonturen und Beanspruchungen durch Verschleiß berücksichtigt werden.

Durch die Integration des Ermüdungsmodells in ein Gesamt-Lebensdauermodell können auch andere relevante Versagensmechanismen abgegrenzt und berücksichtigt werden.

Literaturverzeichnis

- [1] Weibull, W.: A Statistical Theory of the Strength of Materials. Proceedings of the Royal Swedish Institute for Engineering Research, No. 151, Stockholm, 1939
- [2] Lundberg, G., Palmgren, A.: Dynamic Capacity of Roller Bearing. Acta Polytech., Mechanical Engineering Series 2, No. 3, 1947
- [3] Lundberg, G., Palmgren, A.: Dynamic Capacity of Roller Bearing. Acta Polytech., Mechanical Engineering Series 2, No. 4, 1952
- [4] Böhm, J., Heckel, K.: Die Vorhersage der Dauerschwingfestigkeit unter Berücksichtigung des statistischen Größeneinflusses. Zeitschrift für Werkstofftechnik 13, 1982
- [5] Ioannides, E., Harris, T. A.: A New Fatigue Life Model for Rolling Bearings. Trans. of the ASME, Journal of Tribology, 107, pp. 367-378, 1985
- [6] Lubrecht, A., Ioannides, E., Jacobson, B.: Lundberg-Palmgren revisited, Rolling Element Bearings-Towards the 21st Century. Tribology Group, Institution of Mechanical Engineers, pp. 17-20, 1990
- [7] Ioannides, E., Kijpers, J. C.: Elastic Stresses below asperities in lubricated contacts. ASME Transactions, Journal of Tribology, 1986
- [8] Harris, T., McCool, J.: On the Accuracy of Rolling Bearing Fatigue Life Prediction. ASME Transactions, Journal of Tribology, 118, pp. 297-310, 1996
- [9] Ioannides, E., Jacobson, B., Tripp, J. H.: Prediction of Rolling Bearing life under Practical Operating Conditions. Proceeding of the 15th Leeds-Lyon Symposium on Tribology, pp. 187-187, 1989
- [10] Ioannides, E., Bergling, G., Gabelli, A.: An analytical formulation for the life of rolling bearings. Acta Polytechnica, Mechanical Engineering Serie No. 137, 1999

- [11] Zwirlein O., Schlicht H.: Rolling Contact Fatigue mechanism-Accelerates Test vs. Field performance. ASTM 771, pp. 358-379, 1982
- [12] Zaretsky, E. V, Poplawski, J. V, Miller, C. R.: Rolling Bearing Life Prediction - Past, Present, and Future. NASA Research Center Ohio, 2000
- [13] DIN ISO 281: Wälzlager –Dynamische Tragzahlen und nominelle Lebensdauer. Beuth-Verlag, Berlin, 2007
- [14] Yu, W. K.: A New Stress-Based Fatigue Life Model for Rolling Bearings. The Pennsylvania State University, University Park, Ph.D. thesis, 1999
- [15] Yu, W. K., Harris, T.: A New Stress-Based Fatigue Life Model for Ball Bearings. Tribology Transactions, Vol. 44, pp. 11-18, 2001
- [16] Scholz, U., Bartel, B., Deters, L.: Berechnung elastischer Spannungen unterhalb der Oberfläche kontraformer Reibkontakte. GfT, Tribologie Fachtagung, 2006
- [17] Castro.J., Seabra.J.: Global and local analysis of gear scuffing tests using a mixed film lubrication model. Tribology International 41, 2008
- [18] Paulin, C., Ville, F., Sainsot, P., Coulon, S., Lubrecht, A. A.: Effect of rough surfaces on rolling contact fatigue. Theoretical and experimental analysis. Proceedings of the 30th Leeds-Lyon Symposium on Tribology, 2004
- [19] Harris, T. A.: Rolling Bearing Analysis, 4TH Edition. John Wiley & Sons, 2001
- [20] Johnson, K. L.: Contact Mechanics. Cambridge University Press, 1985

- [21] Hertter, T., Denne, B., Lösche, Th.: Analyse der Spannungsfelder in EHD-Kontakten, Abschlussbericht. Bayerische Forschungsförderung, 2000
- [22] Hertter, T.: Rechnerischer Festigkeitsnachweis der Ermüdungstragfähigkeit vergüteter und einseitiggehärteter Stirnräder. Universität München, 2003
- [23] Tripp, J. H., Ioannides, E.: Effect of Surface Roughness on Rolling Bearing Life. Proc. of the Japan Int. Trib. Conf., Nagoya, 1990
- [24] Deters, L., Engel, S.: Reibungsberechnung im Wälzkontakt bei Festkörpern und Mischreibung. GfT, Tribologie Fachtagung, 2002
- [25] Engel, S.: Reibungs- und Ermüdungsverhalten des Rad-Schiene-Systems mit und ohne Schmierung, Diss. Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg. Shaker Verlag, Aachen, 2002
- [26] Bomas, H., Linkewitz, T., Mayr, P.: Analyse der Ermüdungsrissbildung und Dauerfestigkeit des Stahles 100Cr6 im bainitischen Zustand. Härtereitechnische Mitteilungen 57, 2002
- [27] Lamagnere, P., Fougères, R., Lormand, G., Girodin, D., Dudragne, G., Vergne, F., Vincent, A.: A physically based model for endurance limit of bearing steels. Trans. of ASME Journal of Tribology, Vol. 120, 1998
- [28] Walther, F., Eifler, D.: Lebensdauerberechnung metallischer Werkstoffe auf der Basis physikalischer Messgrößen. 8. Tagung Gefüge und Bruch, Bochum, 2007
- [29] Bader, M.: Beitrag zur Charakterisierung der Wälzbeanspruchung von Gradientenschichten -Am Beispiel von Nitrierschichten. TU Freiberg, Dissertation, 2002
- [30] Ren, Z., Fajdiga, G., Glodež, S.: Application of the short crack growth model to surface pitting simulations. Proceedings of the 6. conference on Computational structures technology, 2002

-
- [31] Ringsberg, J. W.: Shear mode growth of short surface-breaking RCF cracks. *Wear* 258, 2005
- [32] Kabo, E., Ekberg, A.: Material defects in rolling contact fatigue of railway wheels - the influence of defect size. *Wear* 258, 2005
- [33] Dang Van, K., Maitournam, M. H.: Rolling contact in railways: modelling, simulation and damage prediction. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures* Vol. 26, Nr. 10, 2003
- [34] Dubourg, M. C., Lamacq, V.: A Predictive Rolling Contact Fatigue Crack Growth Model: Onset of Branching, Direction, and Growth - Role of Dry and Lubricated Conditions on Crack Patterns. *Journal of Tribology*, 2002
- [35] Hänel, B.: Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile aus Stahl, Eisenguss- und Aluminiumwerkstoffen. FKM-Richtlinie, Frankfurt, 2003
- [36] Hänel, B.: Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile, Festigkeitsnachweis - Vorhaben Nr. 154. FKM-Richtlinie, Frankfurt, 1994
- [37] Brecher, C., Zuber, D.: Optimierung der Zahnfußtragfähigkeit ein-satzgehärteter Zahnräder unter Berücksichtigung von Fertigungs-randbedingungen. RWTH Aachen, 2006
- [38] Redlich, A.: Simulation von Punktkontakten unter Mischreibungsbe-dingungen, Diss. Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg. Shaker-Verlag, Aachen, 2002
- [39] Schlicht, H.: Wälzermüdung Teil 4: Eine Hypothese zum Mechanis-mus. *Härtereitechnische Mitteilungen, Z. Werkst. Wärmebeh. Fer-tigung* 62, 2007
- [40] Albers, A., Dickerhof, M., Burger, W. : Überwachung tribologischer Kontakte mittels Körperschallanalyse im hohen Ultraschallbereich – neue Ergebnisse. GfT, Tribologische Fachtagung, 2006

-
- [41] Scholtes, B.: Bauteiloptimierung durch beanspruchungsangepasste Randzonen und Eigenspannungen. TTN Jahrestagung, Automobile Kompetenzen, Potentiale und Perspektiven, Universität Kassel , 2005
- [42] Gleß, M., Repphun, G., Bartel, D., Deters, L.: Wälzkontaktermüdung im Mischreibungsgebiet. GfT, Tribologie Fachtagung, 2007
- [43] Hamrock, B.J., Dowson, D. : Isothermal elastohydrodynamic lubrication of point contacts, Part III: Fully Flooded results. Trans ASME J. Lubr. Eng. 99 Ser. F, 1977
- [44] Gleß, M., Fafoutis, V., Repphun, G., Provatidis, C. G., Bartel, D., Deters, L.: Fatigue life in rolling contacts with rough surfaces. Friction, Wear and Wear Protection (Eds.: Fischer, A. , Bobzin, K.), Wiley-VCH, Weinheim , 2008
- [45] Karas, F.: Die äußere Reibung beim Walzendruck. Forschung, Band 12, Heft 6, 1941
- [46] Hamilton, G., M.: Explicit equations for the stresses beneath a sliding spherical contact. Proc. Instn. Mech. Engrs. 197 C, 1983
- [47] Hertz, H. : Über die Berührung fester elastischer Körper. Journal für die reine und angewandte Mathematik 92, 156-171, 1881
- [48] Zhou, R. S., Cheng, H. S., Mura, T.: Micropitting in Rolling and Sliding Contact under mixed Lubrication. ASME J. Trib., 111, pp 605-613, 1989
- [49] Wahler, M.: Schmierung bestimmt die Lebensdauer. Antriebspraxis 01, 2006
- [50] DIN 3990: Teil 2: Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern, Grübchentrugfähigkeit . Beuth-Verlag, Berlin, 1987
- [51] VDI 2142 Blatt 1 und 2: Auslegung ebener Kurvengetriebe - Grundlagen, Profilberechnung und Konstruktion. 1994

-
- [52] Höhn, B.-R., Oster, P., Hertter, T.: Rechnerischer Festigkeitsnachweis der Ermüdungstragfähigkeit von vergüteten und einsatzgehärteten Stirnrädern. Mat.-wiss. u. Werkstofftech., 2005
- [53] Lamagnere, P., Fougères, R., Lormand, G., Girodin, D., Dudragne, G., Vergne, F., Vincent, A.: A physically based model for endurance limit of bearing steels. Transactions of ASME Journal of Tribology, Vol. 120, 1998
- [54] Fougères, R., Lormand, G., Vincent, A., Nelias, D., Dudragne, G., Girodin, D., Baudry, G., Daguier, P.: A New Physically Based Model for Predicting the Fatigue Life Distribution of Rolling Bearings, Bearing Steel Technology. ASTM STP 1419, J. M. Beswick, Ed., American Society Testing and Materials, West Conshohocken, 2002
- [55] Cheng, W., Cheng, H. S., Mura, T., Keer, L. M. : Miromechanics Modelling of Crack Initiation under Contact Fatigue. ASME J. Trib., 116, pp. 2-8, 1994
- [56] Birkhofer, H., Bozkurt, H, Madan, I.: Einsatz des Reibenergiemodells zur Bestimmung der Lebensdauer feststoffgeschmierter Kugellager. Universität Darmstadt , 2003
- [57] Sander M., Richard H.A.: Fatigue crack growth under variable amplitude loading. Fatigue Fract. Engng. Mater. Struct., 2006
- [58] Fulland, M.: Rißsimulation in dreidimensionalen Strukturen mit automatischer adaptiver Finite-Elemente-Netzgenerierung. Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 18, Mechanik Bruchmechanik, 2003
- [59] Schaal, R., Richter, C.: Bruchmechanik und Festwalzen, Anwenderprogramm zur Berechnung der Schwingfestigkeit festgewalzter Bauteile. FVV Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V., Vorhaben Nr. 684, 2001
- [60] Jablonski, F., Kienzler, R.: Rechnerische Dauerfestigkeit von Bauteilen mit Eigenschaftsgradienten unter Berücksichtigung von Mittel-

- und Eigenspannungen. Deutscher Verband für Materialforschung und –prüfung, 2007
- [61] Weibull, W.: The phenomenon of rupture in solids. Ing. Vetenskaps in Proc. of the Royal Swedish Akad. of Eng., No. 153, 1939
- [62] Hertel, O., Vormwald, M.: Einfluss von Spannungsgradienten auf das Ermüdungsrisswachstum unter mehrachsiger nichtproportionaler Beanspruchung. Deutscher Verband für Materialforschung und –prüfung, 2007
- [63] Weibull, W.: A statistical representation of fatigue failure in solids. Acta Polytech., Mech. Engng, Ser. 1, 1949
- [64] Weibull, W.: A Statistical Distribution Function of Wide Applicability. ASME, Jour. of Applied Mechanics, 18, 3, 1951
- [65] Tallian, T.: Weibull distribution of rolling contact fatigue life and deviations therefrom. ASLE Transactions Vol. 5, pp. 183–196, 1962
- [66] Tsushima, N., Tallian, T.: Crack Propagation of Rolling Contact Fatigue in Ball Bearing Steel Due to Tensile Strain. Tribology Transactions, Vol. 47, Nr 4, 2004
- [67] Nelias, D., Boucly, V., Brunet, M.: Elastic-plastic contact between rough surfaces: Proposal for a wear or running-in model. ASME Journal of Tribology, Nr. 2, Vol.128, pp.236 -244, 2006
- [68] Coulon, S., Ville, F., Lubrecht, A. A.: Experimental investigations on rolling contact fatigue for dented surfaces using artificial defects. Proceedings of the 31st Leeds-Lyon Symposium on Tribology, Vol. 48, pp. 691–701, 2005
- [69] Ville, F., Coulon, S., Lubrecht, A. A.: Influence of Solid Contaminants on the Fatigue Life of Lubricated Machine Elements. Proc. of the Institution of Mechanical Engineers, Part J, Journal of Engineering Tribology, Vol. 220, Nr. 5, 2006

- [70] FAG: Wälzlagerschäden, Schadenserkennung und Begutachtung gelaufener Wälzlager. Publ.-Nr. WL 82 102/2 DA, Schweinfurt, 1996
- [71] Madge, J. J., Leen, S. B., McColl, P. H., Shipway, P. H.: Contact-evolution based prediction of fretting fatigue life, effect of slip amplitude. *Wear* 262, 2007
- [72] Fajdiga, G., Glodez, S., Kramar, J.: Pitting formulation due to surface and subsurface initiated fatigue crack growth in contacting mechanical elements. *Wear* 262, 2007
- [73] Madge, J. J., Leen, S. B., Shipway, P. H.: The critical role of fretting wear in the analysis of fretting fatigue. *Wear* 263, 2007
- [74] Kasarekar, A.,T., Sadeghi, F., Tseregounis, S.: Fretting fatigue of rough surfaces. *Wear* 264, 2008
- [75] Bogdański, S, Lewicki, P: 3D model of liquid entrapment mechanism for rolling contact fatigue cracks in rails. *Wear* 265, 2008
- [76] Gabelli, A., Morales-Espejel, G. E., Ioannides, E.: Particle Damage in Hertzian Contacts and Life Ratings of Rolling Bearings. *Tribology Transactions* Vol. 51, 2008
- [77] Archard, J.F.: The wear of metals under unlubricated conditions. *Proceedings of the Royal Society*, A326, 397, 1956
- [78] Bartz, W. J.; Schilling, M.; Ege: Referenzöle, Forschungsheft der Forschungsvereinigung, Antriebstechnik e. V., Heft 41, 1976