

Fortschritt-Berichte VDI

VDI

Reihe 1

Konstruktions-
technik/
Maschinen-
elemente

Nr. 444

Dipl.-Ing. (FH) Alexander Pabst,
Eckental

Steigerung der Ermüdungslebensdauer von Wälzlagern durch gezielt eingebrachte Druckeigenspannungen

Lehrstuhl für

Konstruktionstechnik

Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg
Prof. Dr.-Ing. Sandro Wartzack



Steigerung der Ermüdungslebensdauer von Wälzlagern durch gezielt eingebrachte Druckeigenspannungen

Der Technischen Fakultät
der Friedrich-Alexander-Universität
Erlangen-Nürnberg

zur
Erlangung des Doktorgrades Dr.-Ing.

vorgelegt von

Alexander Pabst

aus Nürnberg

Als Dissertation genehmigt

von der Technischen Fakultät

der Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg

Tag der mündlichen Prüfung: 6.7.2018

Vorsitzender des Promotionsorgans: Prof. Dr.-Ing. Reinhard Lerch

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Sandro Wartzack

Prof. Dr.-Ing. Peter Tenberge

Fortschritt-Berichte VDI

Reihe 1

Konstruktionstechnik/ Dipl.-Ing. (FH) Alexander Pabst,
Maschinenelemente Eckental

Nr. 444

Steigerung der Ermüdungslebensdauer von Wälzlagern durch gezielt eingebrachte Druckeigenspannungen

Lehrstuhl für

Konstruktionstechnik

Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg

Universität Erlangen-Nürnberg
Prof. Dr.-Ing. Sandro Wartzack



Pabst, Alexander

Steigerung der Ermüdungslebensdauer von Wälzlagern durch gezielt eingebrachte Druckeigenspannungen

Fortschr.-Ber. VDI Reihe 1 Nr. 444 . Düsseldorf: VDI Verlag 2018.

152 Seiten, 58 Bilder, 9 Tabellen.

ISBN 978-3-18-344401-4, ISSN 0178-949X,

€ 57,00/VDI-Mitgliederpreis € 51,30.

Für die Dokumentation: Wälzlagere – Ermüdung – Lebensdauersteigerung – Druckeigenspannung – Verfestigung – Lebensdauermodell – Vergleichsspannung – Ermüdungsversuche – Röntgenlinienhalbwerbsbreite

Einen Ansatz zur Lebensdauersteigerung von Wälzlagern stellt die gezielte Einbringung von Druckeigenspannungen in die Randschicht dar. Es werden Lebensdauerversuche unter dem Einfluss gezielt eingebrachter Druckeigenspannungen durch mechanische Verfestigungs- und Wärmebehandlungsverfahren vorgestellt. Die erreichte Lebensdauersteigerung wird durch die Kaltverfestigung und die unterschiedliche Gefügeausbildung und die damit verbundene Erhöhung der Beanspruchbarkeit erklärt. In rechnerischen Untersuchungen werden Vergleichsspannungshypothesen und Lebensdauermodelle eingesetzt, die letztendlich die Bestimmung der rechnerischen Lebensdauerveränderung ermöglichen. Der Eigenspannungs- bzw. Verfestigungseinfluss kann dabei auf unterschiedliche Arten berücksichtigt werden. Einerseits werden die Eigenspannungen als eine Komponente der Beanspruchung betrachtet. Andererseits ist auch die Berücksichtigung alleine in der Beanspruchbarkeit des Werkstoffs denkbar.

Bibliographische Information der Deutschen Bibliothek

Die Deutsche Bibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliographie; detaillierte bibliographische Daten sind im Internet unter www.dnb.de abrufbar.

Bibliographic information published by the Deutsche Bibliothek

(German National Library)

The Deutsche Bibliothek lists this publication in the Deutsche Nationalbibliographie
(German National Bibliography); detailed bibliographic data is available via Internet at
www.dnb.de.

Danksagung

Die vorliegende Dissertation entstand parallel zu meiner Tätigkeit bei Schaeffler Technologies im Geschäftsbereich Getriebeanwendungen der Schaeffler Technologies AG & Co. KG während meiner Zeit als externer Doktorand am Lehrstuhl für Konstruktions-technik der Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg.

Besonders bedanken möchte ich mich bei meinem Doktorvater Prof. Dr.-Ing. Sandro Wartzack für die dauerhafte Unterstützung und Begleitung meiner Forschung. Weiterhin möchte ich mich bei Prof. Dr.-Ing. Peter Tenberge für die freundliche Übernahme der Begutachtung meiner Arbeit außerordentlich bedanken. Ebenso möchte ich ein Dankeschön an den Drittprüfer Prof. Dr.-Ing. Stefan Will sowie Prof. Dr.-Ing. Tino Hausotte als Vorsitzenden der Prüfungskommission nicht unerwähnt lassen.

Bei Dr.-Ing. Stephan Tremmel möchte ich mich sehr für die guten Diskussionen, zahlreichen Anregungen und die fachliche Unterstützung bedanken. Dem ganzen Lehrstuhlteam gilt mein Dank für die hervorragende Arbeitsatmosphäre.

Hervorheben möchte ich die Ermöglichung dieser Arbeit durch den Geschäftsbereich Getriebeanwendungen der Schaeffler Technologies AG & Co. KG und allen darüber hinaus beteiligten Personen, die durch Zusammenarbeit bei Versuchen, Berechnungen, Befunden und Messungen sehr zum Gelingen beigetragen haben.

Am meisten möchte ich mich bei meiner Frau Verena für die enorme Hilfe und größtes Verständnis genauso wie bei meinen Kindern Nele, Finn, Jana und Timm für die vielen schönen Momente des Ausgleichs über die Jahre hinweg bedanken.

Inhaltsverzeichnis

1 Einleitung.....	1
1.1 Effizienzsteigerung und Downsizing.....	1
1.2 Maßnahmen zur Lebensdauersteigerung	2
1.3 Zielsetzung	3
2 Stand der Technik und Forschung.....	6
2.1 Wälzlager.....	6
2.1.1 Bedeutung und Aufbau.....	6
2.1.2 HERTZscher Kontakt.....	7
2.1.3 Wälzkontakt	8
2.1.4 Wälzlagerschäden und Werkstoffermüdung.....	9
2.1.5 Vergleichsspannungshypothesen zur Beanspruchungsbeurteilung.....	11
2.1.5.1 Wechselschubspannung / Orthogonalschubspannung.....	12
2.1.5.2 Gestaltänderungsenergiehypothese / von Mises Spannung	12
2.1.5.3 Hauptschubspannung / Tresca Spannung.....	14
2.1.5.4 Hypothese nach Dang Van.....	15
2.1.5.5 Schubspannungsintensitätshypothese.....	16
2.1.6 Klassische Ermüdung und Lebensdauerberechnung.....	19
2.1.6.1 Fehlstellenmodell nach Weibull	20
2.1.6.2 Lebensdauermodell nach Lundberg & Palmgren.....	21
2.1.6.3 Lebensdauermodell nach Ioannides & Harris.....	22
2.1.6.4 Verallgemeinerte Lebensdauerformel.....	23
2.1.6.5 Lebensdauermodell nach Zaretsky	24
2.1.6.6 Genormte Lebensdauerberechnung nach DIN ISO 281:2007	25
2.1.7 Ermüdungsversuche und experimentell bestimmte Lebensdauer	26
2.2 Druckeigenspannungen im Wälzkontakt	32
2.2.1 Eigenspannungen.....	32
2.2.2 Einfluss von Eigenspannungen auf die Lebensdauer	34
2.2.2.1 Experimentelle Untersuchungen	34
2.2.2.2 Rechnerische Untersuchungen	40
3 Lebensdauereinfluss gezielt eingebrachter Druckeigenspannungen	47
3.1 Experimentelle Untersuchungen	47
3.1.1 Versuchsaufbau und Durchführung.....	47

3.1.2 Herstellung der Prüflinge.....	52
3.1.2.1 Kugelstrahlen	56
3.1.2.2 Festwalzen	62
3.1.2.3 Induktive Randschichthärtung	65
3.1.3 Versuchsergebnisse	68
3.1.3.1 Schadensanalyse	68
3.1.3.2 Ermüdungslebensdauer.....	73
3.1.3.3 Gebrauchs dauer	77
3.1.3.4 Eigenspannung und Röntgenlinienhalb wertes breite.....	79
3.1.3.5 Zusammenfassung der Versuchsergebnisse.....	85
3.2 Rechnerische Untersuchung.....	87
3.2.1 Gestaltänderungsenergiehypothese / von Mises Spannung.....	90
3.2.2 Variante der Schubspannungsintensitätshypothese	92
3.2.3 Lebensdauermodelle	93
3.2.4 Berücksichtigung auf Beanspruchungsseite	94
3.2.5 Berücksichtigung auf Beanspruchbarkeitsseite.....	103
4 Diskussion.....	111
4.1 Veränderung der Eigenspannungen bei Wälzbeanspruchung	111
4.2 Abhängigkeit von Werkstoffkennwerten	112
4.3 Tiefengewichtung im Lebensdauermodell.....	114
4.4 Risseinleitung und Risswachstum	116
4.5 Einfluss der Belastung und des beanspruchten Volumens	117
4.6 Einfluss von Gefügeunterschieden und Verfestigung.....	118
4.7 Röntgenlinienhalb wertes breite als Charakterisierungsmerkmal	119
5 Zusammenfassung der Ergebnisse und Erkenntnisse.....	121
6 Ableitung von weiterem Forschungsbedarf	124
7 Potentialabschätzung an einem Anwendungsbeispiel.....	125
8 Fazit und Ausblick	129
9 Literatur	131

Nomenklatur

Indizes

<i>a</i>	Ausschlagswert
<i>eff</i>	Effektivwert
<i>i</i>	diskretes Element
<i>m</i>	Mittelspannungswert
<i>max</i>	Maximalwert
<i>va</i>	Vergleichsausschlagswert
<i>vm</i>	Vergleichsmittelwert
$\gamma\varphi$	Schnittebenen der Einheitskugel
<i>x, y, z</i>	Koordinatenrichtungen

Abkürzungen

Lateinische Buchstaben

<i>a</i>	Materialeinflussfaktor der Schubspannungsintensitätshypothese
<i>a</i>	Lange Druckellipsenhalbachse
<i>a₁</i>	Lebensdauerbeiwert für die Erlebenswahrscheinlichkeit
<i>a_{ISO}</i>	Lebensdauerbeiwert für die Betriebsbedingungen
<i>b</i>	Materialeinflussfaktor der Schubspannungsintensitätshypothese
<i>b</i>	Formparameter / experimentelle Weibullkonstante / Parameter für die Streuung der Ausfälle
<i>B₁₀</i>	Experimentelle Lebensdauer (Ausfallwahrscheinlichkeit 10%)
<i>b_m</i>	Faktor in der Tragzahlberechnung
<i>c</i>	Lastexponent
<i>C</i>	Dynamische Tragzahl
<i>e</i>	Weibullexponent
<i>e</i>	EULERsche Zahl
<i>F</i>	Ausfallwahrscheinlichkeit eines Lagers
<i>F</i>	Kraft
<i>h</i>	Tiefenexponent
<i>k</i>	Weibullexponent
<i>k_{hyd}</i>	Einflussfaktor für den hydrostatischen Druck

l	Länge der Laufbahn
L_{10}	Nominelle Lebensdauer
L_{10r}	Nominelle Referenzlebensdauer
L_{eff}	Effektive Länge
L_{nm}	Erweiterte / modifizierte Lebensdauer
L_{nmr}	Modifizierte Referenzlebensdauer
m	Materialeinflussfaktor der Schubspannungsintensitätshypothese
m	Weibullexponent
MPa	Megapascal
$M_{\sigma ES}$	Einflussfaktor zur Berücksichtigung der Verfestigung
n	Materialeinflussfaktor der Schubspannungsintensitätshypothese
N	Anzahl der Überrollungen / Lastzyklenzahl
$n(\sigma)$	Materialabhängiges Spannungskriterium
P	Dynamisch äquivalenten Lagerbelastung
p'_{hyd}	angepasster hydrostatischer Druck
p_0	Hertz'sche Pressung
Q	Kontaktbelastung
Ra	Mittlere Rauheit
Rz	Gemittelte Rautiefe
S	Spannungstensor
S	Überlebenswahrscheinlichkeit
S	Lebensdauerverhältnis bei 50 % Vertrauensniveau
t	Laufzeit eines Lagers
T	Charakteristische Lebensdauer
V	Volumen
z_0	Tiefenlage der maximalen Vergleichsspannung
z'	Spannungsgewichtete Tiefe

Griechische Buchstaben

γ	Schnittwinkel der Schnittebene
ε	Dehnung
κ	Viskositätsverhältnis
μ	Reibwert

μ_{ln}	Mittelwert der Lognormalverteilung
ρ	Krümmungsradien
σ_0	Werkstoffkennwert in Weibull Lebensdauermodell
$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$	Hauptspannungen in den Hauptspannungsrichtungen
σ_{Bw}	Biegeweichselfestigkeit
σ_{DV}	Vergleichsspannung nach Dang Van
$\sigma_{ES}, \sigma_x^{ES}, \sigma_y^{ES}$	Eigenspannung in x- und y-Richtung
σ_{F^*}	Streckgrenze des Werkstoffs
σ_i	Spannung im diskreten Volumenelement
σ_{ln}	Standardabweichung für die Lognormalverteilung
σ_{Sch}	Zugschwellfestigkeit
σ_{res}	resultierende Spannung
σ_u, σ_{zul}	Ermüdungsgrenze des Werkstoffs
σ_v	Vergleichsspannung
σ_{va}	Vergleichsausschlagsspannung
σ_{vm}	Vergleichsmittelspannung
σ_w	Wechselfestigkeit
$\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$	Normalspannung in Richtung der kartesischen Koordinate
σ_{ZDw}	Zug-Druck-Wechselfestigkeit
τ	Schubspannung / kritische Schubspannung
τ_1, τ_2, τ_3	Schubspannung in x-Richtung, y-Richtung, z-Richtung
$\tau_{0max}, \tau_{max}, \tau_0$	maximale Schubspannung
τ_v	Vergleichsschubspannung
τ_{Sch}	Torsionsschwellfestigkeit
τ_w	Torsionswechselfestigkeit
$\tau_{xy}, \tau_{xz}, \tau_{yz}$	Schubspannung in Richtung der kartesischen Koordinate
φ	Schnittwinkel der Schnittebene

Zusammenfassung

Reibungsreduzierung durch Leistungsverdichtung von Wälzlagern leistet einen aktiven Beitrag zur CO₂-Reduzierung im Antriebsstrang von Fahrzeugen. Es ist jedoch zu berücksichtigen, dass gleichzeitig die Tragfähigkeit der Wälzlager reduziert wird. Aus diesem Grund ist für ein Downsizing die Steigerung der Ermüdungslebensdauer notwendig. Einen Ansatz zur Lebensdauersteigerung stellt die gezielte Einbringung von Druckeigenspannungen in die Randschicht von Wälzlagerkomponenten dar.

Es werden Lebensdauerversuche unter dem Einfluss gezielt eingebrachter Druckeigenspannungen durch mechanische Verfestigungs- und Wärmebehandlungsverfahren vorgestellt. Es zeigen sich für alle Verfahren deutliche Lebensdauersteigerungen. Als ursächlich für die Lebensdauersteigerung werden die Kaltverfestigung und die unterschiedliche Gefügeausbildung und die damit verbundene Erhöhung der Beanspruchbarkeit angesehen.

In rechnerischen Untersuchungen werden zwei exemplarische Vergleichsspannungshypothesen zur Beurteilung des Beanspruchungszustandes eingesetzt. Die Verwendung von Lebensdauermodellen ermöglicht letztendlich die Bestimmung der rechnerischen Lebensdauerveränderung in Form einer relativen Lebensdauersteigerung gegenüber dem Referenzzustand ohne gezielt eingebrachte Druckeigenspannungen. Der Eigenspannungs- bzw. Verfestigungseinfluss kann dabei auf unterschiedliche Arten berücksichtigt werden. Einerseits werden die Eigenspannungen als eine Komponente der Beanspruchung betrachtet. Andererseits ist auch die Berücksichtigung alleine in der Beanspruchbarkeit des Werkstoffs denkbar.

Die Erkenntnisse der experimentellen und rechnerischen Untersuchungen führen zu Vorschlägen für die Berücksichtigung des Eigenspannungseinflusses und weiteren notwendigen Untersuchungen. Es wird schließlich bestätigt, dass eine Lebensdauersteigerung durch gezielt eingebrachte Druckeigenspannungen erreichbar ist.

Abstract

Friction reduction as well as increasing performance of rolling bearings contributes significantly towards a reduction of CO₂ emissions in the drivetrain of vehicles. However, it has to be taken into account, that Downsizing results in a reduction of the load carrying capacity of the rolling bearings. For this reason, additional measures are required to increase the rating life of bearings. One approach for increasing the lifetime of bearings consists of the introduction of residual compressive stresses into the edge layer of the rolling bearing components.

Fatigue tests influenced by selectively introduced compressive residual stresses through work hardening and heat treatment are presented. All methods showed a significant increase in lifetime. The increase of rating life is explained through work hardening and different microstructure and the thereby related increase of strength.

Two exemplary equivalent stress hypotheses were used in calculative investigations to determine the stress condition. The use of rating life models ultimately enables the calculation of life difference in the form of a relative lifetime increase with respect to the reference condition without compressive residual stresses. The residual stress – or work hardening influence can thereby be considered in different ways. On the one hand, the residual stresses can be considered as a component of the stress. On the other hand, consideration only with regards to strength of material is also conceivable.

Combining the findings of the experimental and theoretical investigations leads to suggestions for the consideration of the residual stress influence and the necessity for further studies. Finally it is confirmed that an increase of lifetime by means of introduction of compressive residual stresses is achievable.

1 Einleitung

1.1 Effizienzsteigerung und Downsizing

In vielen Bereichen des heutigen Lebens spielt die Energieeffizienz eine bedeutende Rolle. In fast allen Disziplinen der Industrie, Technik und der Automobilbranche sind entsprechende Entwicklungen zu beobachten. Gerade für die Automobilindustrie ist die Effizienz von Fahrzeugen seit einiger Zeit ein wesentlicher Bestandteil der Optimierungen. Hintergrund hierfür sind die stetig steigenden Energiekosten, die zum Betrieb von Kraftfahrzeugen nötig sind, sowie die sich verschärfenden Anforderungen des Gesetzgebers zur Reduzierung des CO₂-Ausstoßes. Diese Aspekte sind mitverantwortlich, dass ein geringer Kraftstoffverbrauch eines der wichtigsten Argumente für die Fahrzeugauswahl ist [1].

Bezüglich dessen werden bei der Entwicklung von Fahrzeugen viele Anstrengungen zur Erreichung eines geringen Kraftstoffverbrauchs unternommen. Dabei ist zu beachten, dass keine Verschlechterung hinsichtlich Komfort, Dynamik und Sicherheit zulässig ist. Möglichkeiten zur Zielerreichung sind der konsequente Einsatz von Leichtbau sowie die durchgängige Optimierung des kompletten Antriebsstranges im Hinblick auf Energieeffizienz. Durch Leistungsverdichtung und das damit erreichbare Downsizing wird vor allem beim Verbrennungsmotor erhebliches Potential realisiert. Aber auch im notwendigen Antriebsstrang wird insbesondere durch zahlreiche getriebeseitige Maßnahmen viel Verbrauchsreduzierung erreicht.

Das bekannte Maschinenelement „Wälzlager“, welches Kraft- und Momentaufnahme sowie Linear- als auch Drehbewegungen bei geringen Verlusten ermöglicht, ist gerade in Automobilen nicht wegzudenken. Daher werden nun auch immer häufiger Forderungen zur Steigerung der Energieeffizienz bzw. Reibungsoptimierung an Wälzlagern in den Vordergrund gestellt. Daraus ergibt sich, dass die Wälzlagereindustrie stark mit Reibungsreduzierung und der Forderung zur Leistungsverdichtung konfrontiert ist. Durch Lagersubstitution und die Verwendung reibungssärmerer Bauformen, den Einsatz von Beschichtungen oder die geometrische Anpassung können bereits erhebliche Verbesserungen erzielt werden. Mittels Downsizing, das heißt den Einsatz kleinerer und leichterer Wälzlager ergibt sich neben der Gewichtseinsparung ferner eine verringerte Verlustleistung. Ohne zusätzliche Maßnahmen am Wälzlagern ergeben sich aber auch verringerte Lebensdauern und damit die Gefahr des frühzeitigen Lagerausfalls im Be-

trieb. Aus diesem Grund ist für eine über Downsizing erreichte, reibungsreduzierte Ausführung von Wälzlagern die Steigerung der Ermüdungslebensdauer durch zusätzliche Werkstoff-, Wärmebehandlungs- oder Bearbeitungsmaßnahmen unausweichlich. Bei der genannten klassischen Ermüdungslebensdauer handelt es sich um Ermüdungsvorgänge, die unter der Oberfläche entstehen.

1.2 Maßnahmen zur Lebensdauersteigerung

Zur Steigerung der für die Wälzlagerauslegung relevanten klassischen Ermüdungslebensdauer sind zahlreiche Maßnahmen denkbar. Zum Beispiel wurde durch einen höheren Grad der Stahlreinheit und damit der Vermeidung von Fehlstellen [2] ein deutlicher Lebensdauerzuwachs erzielt. Weiterhin führt die Erkenntnis einer Ermüdungsgrenzbelastung unter idealen Betriebsbedingungen zu einer höheren nachweisbaren Lebensdauer [3]. Darüber hinaus kann auch die gezielte Verbesserung von Werkstoffen durch Legierungselemente die Lebensdauer in Wälzlagern steigern. Beispielhaft zeigt der Werkstoff 100CrMnSi6 höhere Beständigkeit gegenüber Ermüdung als der Standardwälzgerstahl 100Cr6, der üblicherweise zum Einsatz kommt [4]. Erhebliches Potential verspricht auch der stickstofflegierte Chromstahl Cronidur 30, welcher eine vielfache Lebensdauer gegenüber dem Standardwälzgerstahl erreicht [5]. Einen weiteren Optimierungsschritt bietet die thermochemische Wärmebehandlung der verwendeten Wälzgerwerkstoffe. Ein bereits erfolgreich in Serienprozessen etabliertes Verfahren stellt die Carbonitrierung von Wälzgerstählen dar. Durch harte Partikel im Schmierspalt entstehen Eindrückungen und Aufwürfe in der Laufbahn, die schnell zum Ausfall führen können. Die Carbonitrierung führt zu einem höheren stabilen Restaustenitgehalt, welcher aufgrund der höheren Verformbarkeit ein Enebnen der Aufwürfe ermöglicht und die Rissbildung verhindert. Neben den signifikanten Vorteilen unter dem Einfluss von Partikeln [6] während des Wälzgerbetriebes bietet dieses Verfahren auch nachweislich Vorteile hinsichtlich des Ermüdungsverhaltens unter idealen Schmierbedingungen [7]. Dieser Effekt wird in Form einer erhöhten Tragzahl bei der Auslegung berücksichtigt und damit bereits zum Downsizing von Wälzlagern genutzt. Des Weiteren bewerben Wälzgerhersteller weitere Maßnahmen zur gezielten Lebensdauersteigerung wie der Einsatz von hochreinem Kohlenstoff-Chrom-Stahl [8] oder die Anwendung von Einsatzhärtungen mit anschließendem Nitrieren [4].

Aufbauend auf der Forderung nach der Erhöhung der Ermüdungslebensdauer befasst sich diese Arbeit mit gezielt eingebrachten Druckeigenspannungen in der Bauteilrandschicht von Wälzlagern beziehungsweise von Komponenten. Ziel ist die Verwendung dieser Maßnahme in Wälzlagern zur Steigerung der Ermüdungslebensdauer, um diese durch Downsizing kleiner, leichter und energieeffizienter ausführen zu können.

1.3 Zielsetzung

Aus früheren Untersuchungen [9][10] ist bekannt, dass sich unter dem Einfluss von gezielter mechanischer Verfestigung und dadurch eingebrachten Druckeigenspannungen in der wälzbeanspruchten Randschicht die Ermüdungslebensdauer von Wälzlagern verlängert. Trotz solcher positiver Ergebnisse existieren aber nur wenige wissenschaftliche Untersuchungen zur umfassenden Berücksichtigung hinsichtlich Ermüdung. Dementsprechend stellt diese Fragestellung sowie die Auswirkung der Veränderung der Eigenspannung unter Wälzbeanspruchung noch einen Gegenstand der Forschung dar [11]. Diese Arbeit befasst sich mit der Wälzermüdung an Lagerkomponenten, bei welchen durch verschiedene Verfahren gezielt Druckeigenspannungen erzeugt wurden. Hierzu wurden unter anderem theoretische als auch experimentelle Untersuchungen zur Beurteilung der Auswirkungen auf die Bauteilrandschicht vorgenommen. Die nachfolgende Abbildung 1-1 zeigt das prinzipielle Vorgehen und den Umfang der Untersuchungen.

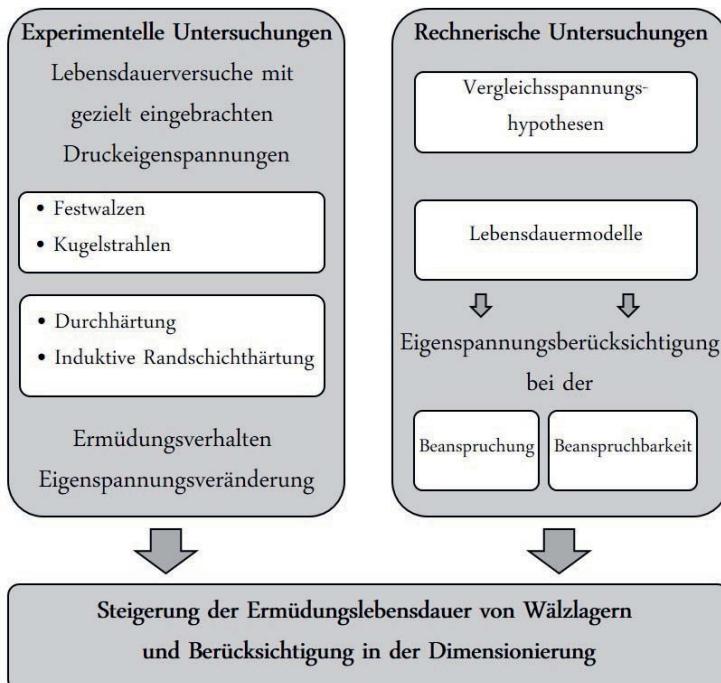


Abbildung 1-1: Umfang der Untersuchungen

Im Rahmen der experimentellen Untersuchungen wurden Lebensdauerversuche mit Wälzlagerkomponenten unter dem Einfluss gezielt eingebrachter Druckeigenspannungen durchgeführt. Dabei wurden mechanische Verfestigungs- und Wärmebehandlungsverfahren eingesetzt. Darauf aufbauend erfolgt die Bewertung des Ermüdungsverhaltens sowie der Eigenspannungsveränderung bei Wälzbeanspruchung. Die rechnerischen Untersuchungen basieren auf der Verwendung von Vergleichsspannungshypothesen zur Beurteilung des Beanspruchungszustandes. Die Anwendung von Lebensdauermodellen ermöglicht letztendlich die Bestimmung der rechnerischen Lebensdauerveränderung in Form einer relativen Lebensdauersteigerung gegenüber dem Referenzzustand ohne gezielt eingebrachte Druckeigenspannungen. Der Eigenspannungseinfluss kann dabei auf unterschiedliche Arten berücksichtigt werden. Einerseits können die Eigenspannungen als eine Komponente der Beanspruchung betrachtet werden. Andererseits ist auch die Berücksichtigung alleine in der Beanspruchbarkeit des Werkstoffs denkbar. Die Zusammenführung der Erkenntnisse aus den experimentellen und rechnerischen Untersuchungen führt schließlich zu Vorschlägen für die Berücksich-

tigung des Eigenspannungseinflusses bei der Auslegung von Wälzlagern und zur Ableitung von weiteren notwendigen Untersuchungen. Damit sind Möglichkeiten gegeben, die Lebensdauersteigerung durch gezielt eingebrachte Druckeigenspannungen nutzbar zu machen. Ein erfolgreiches Downsizing von Wälzlagерungen ist schließlich erreichbar.

2 Stand der Technik und Forschung

2.1 Wälzlager

2.1.1 Bedeutung und Aufbau

Wälzlagern sind Maschinenelemente, die bewegte Maschinenteile wie Wellen oder Achsen in ihrer Lage halten und deren Relativbewegung zueinander ermöglichen. Dabei übertragen sie Kräfte und Momente in die Umgebungskonstruktion [2]. Erste Anwendungen dieses Maschinenelementes sind bereits aus dem Jahr 650 v. Chr. bekannt. Mit Hilfe von Baumstämmen, die als Rollen zur Bewegung einer Statue benutzt wurden, konnte durch geringen Krafteinsatz eine große Masse bewegt werden [2]. Bereits aus dem 15. Jahrhundert ist eine Darstellung eines Kugellagers von LEONARDO DA VINCI bekannt, die dem heutigen Kugellager schon sehr nahe kommt [12]. Der wesentliche Bestandteil von Wälzlagern sind die Wälzkörper, die ein Abrollen ermöglichen. Diese Komponente stellt gegenüber dem Gleitlager auch den wesentlichen Unterschied dar.

Heute kommen Wälzlagern in allen Bereichen der Technik, in welchen Bewegungen mit geringer Reibung ermöglicht werden müssen, zum Einsatz. Entsprechend werden verschiedenste Bauarten, die in rotierende und linearbewegliche Wälzlagern unterteilt werden können, eingesetzt. Bei den Wälzlagern für rotierende Bewegungen kann zusätzlich noch nach der aufzunehmenden Lastrichtung unterschieden werden. So gibt es Bauarten die überwiegend oder ausschließlich Radial- oder Axialkräfte aufnehmen. Als Vertreter sind hier beispielhaft Radial- und Axialnadel Lager zu nennen. Darüber hinaus gibt es auch Wälzlagern, die sowohl Radial- als auch Axialkräfte aufnehmen können. Ein exemplarisches Beispiel hierfür ist das Kegelrollenlager [13] [14].

Grundsätzlich besteht ein Wälzlagern aus kugel-, kegel- oder rollenförmigen Wälzkörpern, die auf zwei Laufbahnen abrollen. Die Laufbahnen selbst sind als Ringe, Scheiben oder direkt angrenzende Bauteile realisiert. An alle sich berührenden Oberflächen werden dabei höchste Anforderungen hinsichtlich Festigkeit, Oberflächenqualität und Formgenauigkeit gestellt [14]. Anwendungs- und montagebedingt können die Wälzkörper auch, wie in Abbildung 2-1 dargestellt, durch einen Käfig geführt werden [2].



Abbildung 2-1: Nadelhülse mit Käfig und Dichtungen

Die Abbildung 2-1 zeigt auch, dass zusätzliche Funktionen, wie in diesem Beispiel die Abdichtung des Wälzlagers, im Bauteil integriert sein können.

2.1.2 HERTZscher Kontakt

Bei der Belastung eines Wälzlagers übertragen die Wälzkörper zwischen Innenring- und Außenring die Last. Ausgehend von der Lastaufbringung und den geometrischen Zusammenhängen des Lagers kann sowohl die Einzellast auf einen Wälzkörper sowie die Lastverteilung innerhalb des Lagers ermittelt werden [15][16]. Mit den so errechneten Kräften werden die Wälzkörper gegen die dazugehörigen Laufflächen gepresst. Infolge dessen kommt es sowohl in den Wälzkörpern als auch in den Laufbahnen zur Berührung und elastischen Verformung. Diese Berührung wurde bereits sehr früh von HERTZ [17] analytisch bestimmt und dient auch heute noch zur Beschreibung von Kontaktbeanspruchungen. Es muss angemerkt werden, dass diese Zusammenhänge nur für den elastischen Bereich gelten, der aber im Betrieb von Wälzlagern in der Regel vorliegt. Die Beanspruchung im Werkstoff auf Basis der HERTZschen Theorie setzt einen ungeschmierten Kontakt ohne Relativbewegung mit unmittelbarer Berührungsfläche und ideale Oberflächen ohne Rauheits- und Formabweichungen voraus. Zusätzlich sollen die Körper homogen und isotrop sein sowie die Kontaktstellen eben und die Achsen der Druckellipsen im Verhältnis zu den Krümmungsradien sehr klein [2]. Zahlreiche Untersuchungen haben gezeigt, dass trotz der Einschränkungen der HERTZschen Theorie eine ausreichend gute Übereinstimmung zwischen experimentellen und errechneten Werten

besteht [2]. Weiterhin gilt für den Linienkontakt die Annahme unendlich langer Zylinder.

Es kann somit beispielsweise sehr schnell näherungsweise die HERTZSCHE Pressung für Linienkontakte nach folgender Gleichung [2] berechnet werden:

$$p_0 = 270 \cdot \sqrt{\frac{\sum \rho}{2} \cdot \frac{Q}{l_{eff}}}$$

Durch die aufgebrachte Kraft auf die Kontaktpartner resultiert neben dieser maximalen Pressung an der Oberfläche auch eine Beanspruchung des Werkstoffes unter der Oberfläche. Diese Spannungen lassen sich für beliebige Punkte analytisch berechnen [18] und ergeben einen Spannungstensor, der die Spannungskomponenten in jedem Volumenelement beschreibt.

$$\underline{\underline{S}} = \begin{matrix} \sigma_x & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_z \end{matrix}$$

Diese Spannungskomponenten lassen sich als Beanspruchungsgrößen während des Kontaktes heranziehen. Die daraus resultierenden Spannungsamplituden sind ursächlich für die Ermüdung und das spätere Versagen des Werkstoffes und damit des Lagerausfalls. Zur Beurteilung der Beanspruchung kommen verschiedenste Vergleichsspannungshypothesen zur Anwendung. Diese einzelnen Hypothesen sind näher in Kapitel 2.1.5 beschrieben.

2.1.3 Wälzkontakt

Bei Wälzkontakten handelt es sich um reale Kontakte, bei welchen die HERTZSCHE Theorie alleine nicht mehr alle Einflüsse erfassen kann. Hintergrund kann die notwendige Berücksichtigung von Schmierungseinflüssen zwischen den Kontaktpartnern sein. Hierzu kann mit Hilfe der elastohydrodynamischen (EHD) Theorie die Druckverteilung im Schmierspalt ermittelt werden. In [19] wird am Beispiel eines Kontaktes die EHD-Theorie mit der HERTZSCHE Theorie verglichen. Dabei wird deutlich, dass durch die geänderte Druckverteilung zusätzliche ermüdungsrelevante Effekte berücksichtigt werden können. Ein anderer Aspekt eines Wälzkontakte ist Oberflächenabweichungen. Diese können über verschiedene Verfahren in der Elastohydrodynamik berücksichtigt werden [20] und können ebenfalls zu einer Beeinflussung der Druckverteilung führen.

Weiterhin werden Wälzkontakte als Rollkontakte mit einer gleichzeitigen Gleitbewegung in der Kontaktzone definiert [21]. Hierdurch entstehen Zusatzbeanspruchungen in Form von Schubspannungen im Kontakt, die durch Superposition der Spannungen berücksichtigt werden können [19].

Aber auch bei Linienkontakten in Verbindung mit Wälzkörperprofilierungen kann mit der HERTZschen Theorie keine Aussage mehr zu den Spannungen an den Endbereichen getroffen werden, da diese für den unendlich langen Linienkontakt entwickelt wurde. Aus diesem Grund kommen für solche Wälzkontakte weiterführende Berechnungsmodelle für den endlichen Linienkontakt unter Berücksichtigung von Wälzkörperprofilierungen zum Einsatz [22]. Letztlich lässt sich festhalten, dass für alle relevanten Kontakteinflüsse Berechnungsverfahren entwickelt wurden.

2.1.4 Wälzlagerschäden und Werkstoffermüdung

Ein Wälzlagerschaden liegt vor, wenn ein Wälzlager nicht mehr länger oder nur unzureichend seine Funktion erfüllt. Dies äußert sich meist durch ein ungewöhnliches Betriebsverhalten der Lager [23]. Die Schadensbilder sind dabei sehr vielfältig. Zur Beurteilung und Charakterisierung vorliegender Schäden existieren zahlreiche Schadenskataloge der Wälzlagerhersteller [23][24][25][26]. Da bei Wälzlagern – unabhängig vom Hersteller – meist ähnliche Schäden auftreten, wurden die bisher gewonnenen Erkenntnisse in der Norm ISO 15243 [25] systematisch zusammengefasst. Die folgende Abbildung 2-2 zeigt die übergeordneten Schadensbilder. In einer weiteren Quelle [2] werden die sechs Hauptschäden um einen siebten, den Heißlauf, erweitert.

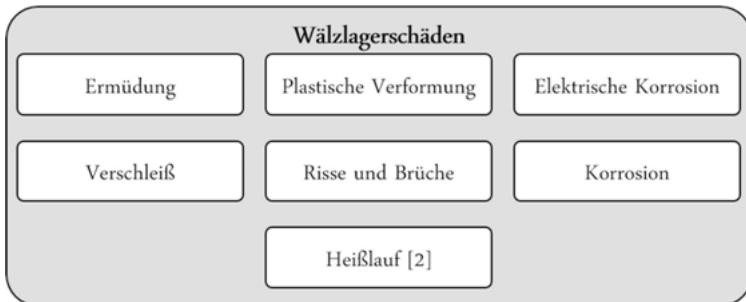


Abbildung 2-2: Einteilung der Wälzlagerschäden nach ISO 15243:2004 [25] bzw. [2].

Hinsichtlich Lebensdauerberechnung ist der Schaden „Ermüdung“ das relevante Merkmal. Die Ermüdung stellt die Grundlage der genormten Lebensdauerberechnung nach DIN ISO 281 [23] dar. Das Kriterium kann nochmals in Ermüdung unter der Oberfläche (subsurface initiated fatigue) und Ermüdung an der Oberfläche (surface initiated fatigue) unterteilt werden [2][25]. Die Ermüdung unter der Oberfläche wird auch als „klassische Ermüdung“ [23] bezeichnet, da der Schadensursprung im höchst beanspruchten Werkstoffbereich liegt und darauf die Lebensdauertheorie und die genormte Berechnung begründet sind [25].

Ermüdung beschreibt allgemein den Verlust der Festigkeit eines Werkstoffes unter einer Beanspruchung, die nicht unmittelbar zur Zerstörung führt. Durch die fortschreitende Schädigung bei Be- und Entlastung während der Überrollung wird der Werkstoff zerrüttet [2]. Dabei kommt es zu strukturellen Änderungen im Werkstoffbereich höchster Anstrengung und es entstehen bevorzugt Risse an Fehlstellen und nichtmetallischen Einschlüssen im Gefüge [2][23][25]. Die Risse wachsen relativ schnell und führen letztendlich zum Versagen des Werkstoffes durch sichtbare Ausbrüche bzw. Grübchen (Pittings) oder bei größeren Bereichen durch Schälungen [2]. Es wird angenommen, dass die Zeit bis zur Rissentstehung erheblich länger ist als die Zeit des Risswachstums [16][27]. Das bedeutet, liegt ein Riss vor, so folgt der Ermüdungsschaden und damit der Ausfall des Lagers unmittelbar. Weitere Merkmale klassischer Ermüdung sind der messbare Druckeigenspannungsaufbau bei Kontaktbeanspruchungen oberhalb 2 500 MPa [23] sowie die Existenz einer Ermüdungsgrenze des Werkstoffes. Unterhalb dieser Grenzbelastung kommt es bei sonst idealen Betriebsbedingungen zu keinen Ermüdungserscheinungen und damit nicht zur Rissbildung und zum Ausfall. In [11] wird als Maximalwert der Kontaktspannung 1 500 MPa angegeben. Ein weiteres Merkmal klassischer Ermüdung sind ungeschädigte Oberflächenbereiche außerhalb der Schälung, die bei einem nicht weit fortgeschrittenen Schaden gefunden werden. Diese intakten Oberflächen auf den Laufbahnen bestätigen damit einen guten Schmierungszustand und lassen auf einen klassischen Ermüdungsschaden schließen [23].

Aufgrund der zentralen Bedeutung der klassischen Ermüdung im Hinblick auf die Lebensdauer von Wälzlagern stellt die Verzögerung dieser limitierenden Werkstoffzerrüttung die wesentliche Fragestellung dieser Arbeit dar. Alle weiteren Untersuchungen und Betrachtungen beziehen sich hauptsächlich auf den Schadensursprung im Werkstoffinneren, hervorgerufen durch die dort vorherrschende höchste Vergleichsspannung. Dies wird auch mit der Tatsache begründet, dass zumindest das wesentliche Auslegungskrite-

rium von Wälzlagern in der Praxis die Ermüdungslebensdauer in Form der nominellen Referenzlebensdauer L_{10r} nach ISO/TS 16281 [28] ist.

Andere Schadensmechanismen sowie die Ermüdung an der Oberfläche werden im Rahmen dieser Arbeit nicht tiefer beleuchtet und werden nicht für den Vergleich mit Simulationsergebnissen herangezogen. Zur ganzheitlichen Betrachtung werden jedoch alle Ausfälle gewertet um eine Aussage für die sogenannte Gebrauchsduer zu erhalten. Grundsätzlich besteht in der Berechnung der modifizierten Referenzlebensdauer $L_{n,m}$ [28] die Möglichkeit Schmierungs- und Sauberkeitseinflüsse zu berücksichtigen, da diese für die Oberflächenermüdung ursächlich sind. Dennoch liegen in der täglichen Praxis zum Zeitpunkt der Wälzlagerdimensionierung meist keine ausreichenden Informationen zur detaillierten Auslegung vor.

2.1.5 Vergleichsspannungshypothesen zur Beanspruchungsbeurteilung

Wie in den Abschnitt 2.1.2 und 2.1.3 beschrieben, resultieren aus HERTZschen Kontakten bzw. Wälzkontakte Spannungen in den Kontaktpartnern. Diese Spannungen treten sowohl an der unmittelbaren Oberfläche des Kontaktes sowie im gesamten Werkstoffbereich unterhalb des Kontakts auf. Die durch den Wälzkontakt entstandenen, numerisch oder analytisch ermittelten Spannungstensoren beschreiben die Beanspruchung in Form von Normal- und Schubspannungen in allen Raumrichtungen. Es liegt folglich ein mehrachsiger Spannungszustand durch die Kontaktbeanspruchung vor [19]. Der Spannungstensor ist aber ungeeignet, die Beanspruchung auf einfache Weise zu beurteilen. Aus diesem Grund überführt man in der Festigkeitslehre den Spannungstensor in eine einachsige Vergleichsgröße – die Vergleichsspannung –, die die mehrachsige Beanspruchung abbildet. Damit kann die Beanspruchung auch mit vorhandenen Werkstoffkennwerten und anderen Beanspruchungen verglichen werden [29]. Abhängig von der gewählten Festigkeitshypothese zur Überführung des Spannungstensors in die einachsige Vergleichsspannung können sich unterschiedliche Werte ergeben. Grundsätzlich hängt die Wahl der Vergleichsspannungshypothese und damit des Versagenskriteriums von der Art der Beanspruchung und des verwendeten Werkstoffs ab [14][29][30]. Bei der Berechnung von Wälzlagern und Wälzkontakte wurden bereits sehr früh Vergleichsspannungshypothesen angewandt [16][18]. Die bislang gebräuchlichsten Ansätze stellen die Wechselschubspannungshypothese (Orthogonalschubspannung), die Gestaltänderungsenergiehypothese nach VON MISES und die Hauptschubspannungshypothese

dar. Darüber hinaus existieren noch weitere Hypothesen im Bereich der Wälzkontaktberechnung, die nachfolgend ebenfalls kurz erläutert werden.

2.1.5.1 Wechselschubspannung / Orthogonalschubspannung

Die Wechselschubspannung oder auch Orthogonalschubspannung beschreibt eine wechselnde Beanspruchung im Werkstoff die planparallel zur Oberfläche wirkt. Motiviert wurde diese Betrachtung durch die Beobachtung von ErmüdungsrisSEN, welche in einer bestimmten Werkstofftiefe parallel zur Oberfläche ihren Ausgang nahmen [16]. Auf der Grundlage des bekannten Spannungstensors kann die Wechselschubspannung bzw. die resultierende Wechselschubspannungsamplitude ermittelt werden. Hierzu werden die Schubspannungskomponenten parallel zur Oberfläche in Rollrichtung erfasst. Während der Überrollung eines beliebigen Volumenelementes erfährt dieses den Betrag der Schubspannung einmal in Rollrichtung und einmal entgegen der Rollrichtung. Folglich erfährt dieses Volumenelement die Doppelamplitude von $2 \times \tau_{yz}$ in jedem Überrollvorgang. Für den Linienkontakt entspricht der Wert genau der Hälfte der zugrunde gelegten maximalen Kontaktspannung p_0 . Die Tiefe entspricht der halben Breite der Druckellipsenhalbachse in Rollrichtung. Beim Punktkontakt liegt der Doppelamplitudenwert bei $0,43 p_0$ und die Tiefenlage beim 0,35-fachen der Druckellipsenhalbachse in Rollrichtung [2][16]. Aufgrund der langen Anwendungserfahrung und der allgemein guten Übereinstimmung mit Beobachtungsergebnissen zu Ermüdungsvorgängen ist diese Hypothese heute noch Grundlage der genormten Lebensdauerberechnung nach DIN ISO 281 [31][32].

2.1.5.2 Gestaltänderungsenergiehypothese / VON MISES Spannung

Die Gestaltänderungsenergiehypothese (GEH) baut auf der Fließbedingung nach VON MISES auf. Diese besagt, dass für den Fließbeginn durch den ein- oder mehrachsigen Spannungszustand eine gewisse Formänderungsarbeit verrichtet werden muss. Die errechnete Vergleichsspannung gibt damit an, ab wann ein Werkstoff plastisch wird [29][30][33][34]. Mit dieser Hypothese kann eine zusätzliche Betrachtung ergänzt werden, die eine Unterscheidung von den übrigen klassischen Hypothesen bietet. Nicht die Beanspruchung in einem Punkt, sondern die Anstrengung in einem Werkstoffgebiet ist ausschlaggebend [18]. Das entspricht auch gut der Betrachtungsweise von Ermüdungsvorgängen in Wälzlagern und der damit verbundenen Berücksichtigung des beanspruch-

ten Volumens [3]. Die Tatsache der Herleitung der Fließbedingung aus der Oktaeder-Schubspannung zeigt zudem, dass es sich neben einer reinen Hypothese, auch um einen Zusammenhang handelt, der sich mit der Plastizitätstheorie erklären lässt [35]. Die Vergleichsspannung σ_v berechnet sich nach folgender Formel:

$$\sigma_v = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{xz}^2)}$$

bzw. in Hauptspannungen ausgedrückt:

$$\sigma_v = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}$$

Der zugrunde gelegten Gestaltänderung wird dabei eine Volumenkonstanz vorausgesetzt. Dadurch kann der Spannungstensor aufgeteilt werden. Zum einen in einen hydrostatischen Anteil, der nur Volumenänderung bewirkt, und zum anderen in einen deviatorischen Anteil, der Gestaltänderung hervorruft [29]. Für die Ermittlung der Vergleichsspannung ist somit nur der deviatorische Anteil des Spannungstensors nötig. Dem liegt zugrunde, dass das Fließen beim isotropen Körper vom Koordinatensystem unabhängig sein muss. Der hydrostatische Anteil verursacht kein Fließen und ist nur durch die Trennfestigkeit begrenzt [29]. Eine Beanspruchung, die lediglich eine Volumenänderung hervorruft, führt bei dieser Hypothese zu einem Vergleichsspannungswert von Null.

Die von MISES Hypothese wird neben der Orthogonalschubspannung häufig für die Beschreibung von HERTZschen Kontaktten beziehungswise Wälzkontakte verwendet, da eine gute Übereinstimmung mit beobachteten Schäden und strukturellen Änderungen besteht [19][36][37]. Zusätzlich können mit dieser Hypothese weitere äußere Spannungen, wie z. B. Eigenspannungen erfasst werden [38][39][40][41]. Zu diesem Zweck wird der Spannungstensor S mit den zu betrachtenden Eigenspannungen σ_x^{ES} und σ_y^{ES} superponiert.

$$S = \begin{pmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{xy} & \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{xz} & \tau_{yz} & \sigma_z \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \sigma_x^{ES} & 0 & 0 \\ 0 & \sigma_y^{ES} & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \sigma_x + \sigma_x^{ES} & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{xy} & \sigma_y + \sigma_y^{ES} & \tau_{yz} \\ \tau_{xz} & \tau_{yz} & \sigma_z \end{pmatrix}$$

Aus dem gemeinsamen Tensor mit den hier angegebenen Eigenspannungen in x- und y-Richtung wird anschließend die Vergleichsspannung gebildet.

An dieser Stelle muss jedoch angemerkt werden, dass mit der VON MISES Hypothese die vorliegende mehrachsige komplexe Beanspruchung des Wälzkontakte nicht zweifelsfrei beschrieben werden kann [41]. Die drehende Hauptachsenrichtung während der Überrollung führt zur Einschränkung der Anwendbarkeit, da die Drehung in der Vergleichsspannung nicht berücksichtigt wird [43]. Weiterhin ist die Beschreibung der Werkstoffbeanspruchung lediglich eine Maximalwertangabe während des Überrollvorgangs. Die tatsächliche Beanspruchungsamplitude wird nicht erfasst [43].

2.1.5.3 **Hauptschubspannung / TRESCA Spannung**

Auf Basis von Experimenten erklärte TRESCA, dass ein plastisches Fließen von Werkstoffen erst einsetzt, wenn ein kritischer Wert – die maximale Schubspannung τ_{max} – überschritten ist [29]. Ähnlich der Gestaltänderungsenergiehypothese baut diese Hypothese auf der Voraussetzung auf, dass nur der deviatorische Anteil des Spannungstensors zum Fließen führt [20]. Die relevante auftretende maximale Schubspannung wird aus den vorliegenden Hauptspannungen σ_1 , σ_2 und σ_3 ermittelt. Die maximale Schubspannung τ_{max} und die Vergleichsspannung errechnet sich wie folgt:

$$\sigma_V = 2 \cdot \tau_{max} = \max(|\sigma_1 - \sigma_2|, |\sigma_2 - \sigma_3|, |\sigma_3 - \sigma_1|)$$

Die Hauptspannungen selbst werden aus dem Spannungstensor und dem Normalenvektor durch die Eigenwertbildung errechnet [29]. Dadurch verschwinden die Schubspannungen im Spannungstensor und man erhält ein gedrehtes Koordinatensystem für die Hauptspannungen. Die größte Differenz zwischen den Hauptspannungen stellt die Hauptschubspannung dar. Diese Betrachtungsweise kann auch mit der MOHRSchen Theorie nachvollzogen werden, da diese einen Sonderfall für den dreiachsigem Druckspannungszustand darstellt [29][30][34]. Diese Hypothese bietet die Möglichkeit Eigenspannungen [19] mit zu berücksichtigen und ist nach [18][44] für die Beschreibung der Werkstoffanstrengung für Wälzkontakte geeignet.

2.1.5.4 Hypothese nach DANG VAN

Die Hypothese nach DANG VAN [45] stellt ein multiaxiales Kriterium für komplexe Beanspruchungen zur Beurteilung der Dauerfestigkeit dar. Dabei wird der zeitliche Verlauf des Spannungszustandes erfasst und bei der Berechnung des Ermüdungskriteriums berücksichtigt. In der Anwendung dieser Hypothese fließen neben dem zeitlich veränderlichen Verlauf der Schubspannung noch der hydrostatische Druck sowie materialabhängige Parameter mit ein. Die Schubspannungen als schadensrelevantes Kriterium werden aus den jeweiligen maximalen Hauptspannungen ermittelt.

Ursprünglich wurde diese Hypothese entwickelt um komplexe Beanspruchungszustände mit Einbezug der Ermüdungsgrenze [45] und in Abhängigkeit eines veränderlichen Werkstoffwiderstandes [20] zu bewerten. Damit fand diese Vorgehensweise auch Einsatz zur Bewertung der Beanspruchung in Wälzkontakten. In [46] wird die DANG VAN Methode als Spannungskriterium für die Berechnung der Lebensdauer zur Berücksichtigung von weiteren Einflüssen wie z. B. Eigenspannungen vorgeschlagen. Die Vergleichsspannung σ_{DV} berechnet sich darin wie folgt:

$$\sigma_{DV} = \tau_{0\max} - k_{hyd} \cdot p'_{hyd}$$

Grundlage ist die maximale Schubspannung $\tau_{0\max}$, die über einen Einflussfaktor k_{hyd} und dem angepassten hydrostatischen Druck p'_{hyd} korrigiert wird. Vorliegende Eigenspannungen werden dabei im Anteil des hydrostatischen Drucks erfasst. In anderen Forschungsarbeiten [47][48][49] wurde dieses Kriterium auch in Verbindung mit Eigenspannungen zur Beanspruchungsbewertung und Lebensdauerermittlung eingesetzt und zeigt gute Übereinstimmungen mit Versuchsergebnissen. In [20] wurde diese Methode ebenfalls verwendet. Die aus Wälzlagerversuchen ermittelten Dauerfestigkeiten konnten damit aber nicht erklärt werden. Als Vorschlag wird eine angepasste Version der Hypothese genannt.

2.1.5.5 Schubspannungsintensitätshypothese

Ein Ansatz zur Beurteilung der Spannungen im Wälzkontakt stellt eine Variante der Schubspannungsintensitätshypothese nach LIU [42] bzw. HERTTER [43] dar. Es handelt sich um ein integrales Spannungsbewertungskriterium, welches geeignet ist, mehrachsig komplexe Spannungszustände, mit veränderlichen Hauptspannungsrichtungen, in einer Vergleichsspannung zu beschreiben [43][50]. Diese Hypothese ermöglicht die Berücksichtigung der dynamisch wirkenden Lastspannungen, der als statisch anzusehenden Eigenspannungen und damit eine detaillierte Erfassung der mehrachsig komplexen Beanspruchung. Mit der VON MISES Spannung oder der Orthogonalschubspannung ist diese Erfassung nicht möglich. Gerade für mehrachsige Beanspruchungen mit gleichen, verschobenen oder unterschiedlichen Frequenzen wird diese Hypothese zur Beurteilung der Vergleichsspannung empfohlen [51].

Grundlage der vorgestellten Hypothese sind alle Schub- und Normalspannungen in allen Schnittebenen der Oberfläche des Volumenelementes Einheitskugel (siehe Abbildung 2-3). Es wird angenommen, dass die Spannungen aller Schnittebenen eines Volumenelementes zusammen schädigungsrelevant sind.

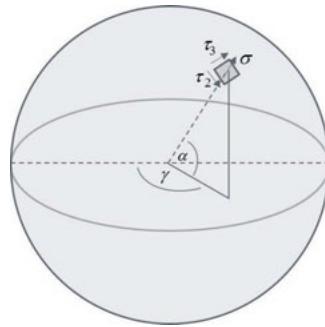


Abbildung 2-3: Einheitskugel mit Schubspannungen und Normalspannung an einem diskreten Oberflächenbereich

Für jeden diskreten Volumenbereich des betrachteten Volumens, ist die Ermittlung der Schub- und Normalspannungen in allen beliebigen Schnittebenen bzw. Oberflächenteilbereichen der Einheitskugel notwendig. Der linke Teil der Abbildung 2-4 zeigt die Ortskurve der Schubspannungen eines Volumenelementes in einer beliebigen Schnittebene während des Überrollvorgangs für einen Lastfall mit 3 200 MPa Kontaktpressung in einem Linienkontakt. Die veränderlichen Schubspannungen und die daraus resultie-

rende Ortskurve werden durch die dynamische Beanspruchung während der Überrolung bestimmt. An dem linken Teilbild ist zu erkennen, dass die Kurve für den eigenspannungsfreien Fall im Nullpunkt beginnt und endet. Das rechte Teilbild zeigt den gleichen Fall mit überlagerten Druckeigenspannungen von 500 MPa in Roll- und Querrichtung. Der Verlauf der Ortskurve der Schubspannungen und die daraus resultierende Amplitude sind identisch. Lediglich der Ursprung der Kurve ist durch die Druckeigenspannungen verschoben. Daraus lässt sich für jede Schnittebene eines Volumenelementes die Amplitude und Mittelspannung ermitteln.

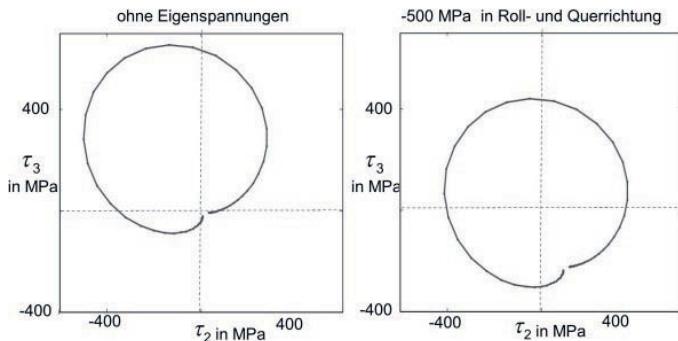


Abbildung 2-4: Ortskurve der Schubspannungen in einem Volumenelement einer beliebigen Schnittebene während des Überrollvorgangs ohne (links) und mit (rechts) Druckeigenspannungen

Das gleiche Vorgehen findet mit der Normalspannung in jeder Schnittebene jedes Volumenelementes statt.

In der ursprünglichen Formulierung der Schubspannungsintensitätshypothese wird die Vergleichsspannung aus dem quadratischen Mittelwert der effektiven Schubspannungen aller Schnittebenen $\tau_{\gamma\varphi,eff,a}^2$ nach folgender Formel berechnet [52]:

$$\sigma_V = \left\{ \frac{15}{8\pi} \int_{\gamma=0}^{\pi} \int_{\varphi=0}^{2\pi} \tau_{\gamma\varphi,eff,a}^2 \sin \gamma \, d\gamma \, d\varphi \right\}^{\frac{1}{2}}$$

Die effektive Schubspannung lässt sich allgemein aus einer beliebigen Kombination der Spannungskomponenten in einer Schnittebene berechnen. Zur Berücksichtigung weiterer Einflüsse, wie ein veränderliches Verhältnis der Wechselfestigkeiten $\tau_w \sigma_w$ des Mittelspannungseinflusses wurde später eine Erweiterung der Berechnung vorgenommen. In [50] wird die effektive Schubspannung als Kombination der einzelnen Vergleichs-

spannungen aus den Spannungskomponenten der Normal- und Schubspannungen wie folgt angegeben:

$$\tau_{\gamma\varphi,\text{eff},a} = a\tau_{\gamma\varphi a}^2(1+m\tau_{\gamma\varphi m}^2) + b\sigma_{\gamma\varphi a}^2(1+n\sigma_{\gamma\varphi m})$$

Aus diesem Term wird mit der vorherigen Formel schließlich die einachsige Vergleichsspannung σ_v gebildet. Die verwendeten Koeffizienten a , b , m und n berechnen sich aus den Werkstoffkennwerten der Schwell- und Wechselfestigkeiten der Schub- und Normalspannungen. Die Formeln sind in [50][20] genauer beschrieben. Aufbauend auf diesen Arbeiten folgte eine angepasste Formulierung der Berechnung der Vergleichsspannung nach der Schubspannungsintensitätshypothese nach folgendem Ermüdungskriterium [42]:

$$\sigma_w^2 = a\tau_{va}^2 + b\sigma_{va}^2 + m\tau_{vm}^2 + n\sigma_{vm}$$

Die notwendigen Vergleichsausschlags und –mittelpfannungen für die Normal- und die Schubspannung (σ_{va} , σ_{vm} , τ_{va} , τ_{vm}) werden durch Integration ermittelt. Dabei werden die jeweiligen Ausschlags- und Mittelpfannungen in jedem Volumenelement über alle Schnittebenen hinweg gemäß der Gleichungen in [42] integriert.

Der Kennwert σ_w stellt dabei die zulässige Dauerfestigkeitsgrenze dar. Unter der Annahme, dass die zulässige Vergleichsspannung diesem Wert entspricht kann diese wie folgt angegeben werden [42]:

$$\sigma_{va,SIH} = \sqrt{a\tau_{va}^2 + b\sigma_{va}^2 + m\tau_{vm}^2 + n\sigma_{vm}}$$

Da es bei Berechnung von Wälzkontakten zu negativen Ausdrücken unter der Wurzel kommt, wird in [20] und [43] eine Anpassung durch die Verschiebung der Normalmittelpfannung σ_{vm} auf die Beanspruchbarkeitsseite vorgenommen. Damit wird durch die Normalmittelpfannung die Ausschlagfestigkeit und schließlich die Beanspruchbarkeit verändert. Eine durch Druckeigenspannungen erreichte negative Normalmittelpfannung führt dann zu einer Steigerung der Beanspruchbarkeit. Die Gleichung der Vergleichsspannung lautet dann:

$$\sigma_{va,SIH} = \sqrt{a\tau_{va}^2 + b\sigma_{va}^2 + m\tau_{vm}^2}$$

Dieser Wert wird im nächsten Schritt mit der Ausschlagsfestigkeit verglichen. Sofern die Vergleichsspannung größer als die Ausschlagsfestigkeit ist, wird von einer Schädi-

gung des Werkstoffs ausgegangen. Das wiederum ist gleichbedeutend mit einer endlichen Lebensdauer beim Übertrag auf die Wälzlagberechnung.

In Anlehnung an [20] wird der Anteil der Normalmittelpfannung σ_{vm} nicht direkt in der Vergleichsspannung berücksichtigt. Betrachtungen im Rahmen dieser Arbeit haben ergeben, dass neben der oben dargestellten Vergleichsspannung eine zusätzliche Betrachtung der Normalmittelpfannung auf der Beanspruchbarkeitsseite in vielen Fällen keine nennenswerten Vergleichsspannungswerte mehr zur Folge hat. Für weite Bereiche des beanspruchten Volumens ergeben sich im Zusammenhang mit überlagerten Druckeigenspannungen kaum Vergleichsspannungen, die oberhalb der zulässigen Beanspruchung liegen. Für diese Bereiche wäre dann mit einer Dauerfestigkeit zu rechnen. Dem hat zur Folge, dass sehr hohe Lebensdauerafaktoren errechnet werden, die nicht mit Erfahrungen aus Lebensdauerversuchen in Einklang zu bringen sind. Aus diesem Grund wird hier auf eine weitere Berücksichtigung der Normalmittelpfannung verzichtet.

Eine weitere Formulierung der Vergleichsspannungshypothese ist in [43] durch die Beschreibung einer Gesamtanstrengung dargestellt. Sobald diese Vergleichsgröße den Wert eins überschreitet wird von einer Schädigung ausgegangen und es wird keine Dauerfestigkeit mehr erreicht. Für die Beschreibung der Beanspruchung im Wälzkontakt wurden diese Varianten der Schubspannungsintensitätshypothese bereits in verschiedenen Arbeiten eingesetzt und eine grundsätzliche Eignung wurde bestätigt [20][53][54][55].

2.1.6 Klassische Ermüdung und Lebensdauerberechnung

Wie vorher beschrieben stellt der Schadensmechanismus „klassische Ermüdung“ die wesentliche Grundlage aller Lebensdauerberechnungen dar. Gemäß [2] ist die klassische Ermüdungstheorie auch die Basis für die nach DIN ISO 281 [31] genormten Wälzlagerebensdauerberechnung. Bis zur Entwicklung der modifizierten Lebensdauer nach DIN ISO 281-1 [56] lag der Berechnung somit nur die „klassische Ermüdung“ – d. h. Schäden die unter der Oberfläche hervorgehen – zugrunde. Oberflächen-, Sauberkeits- und Schmierungseinflüsse konnten bis dahin nicht sinnvoll in der Lebensdauer berücksichtigt werden. Aus diesem Grund ist die klassische Ermüdung auch historisch bedingt heute noch das Hauptauslegungskriterium für Wälzlager. Auf Basis dieser erfolgt in allen Bereichen des allgemeinen Maschinenbaus und der Automobilindustrie die Lagerauswahl und Lagerdimensionierung.

Die nachfolgend vorgestellten Lebensdauermodelle zeigen die historische Abfolge der bedeutendsten Lebensdauermodelle. Voraussetzung aller Modelle ist die Annahme, dass die bestimmende Zeit der Ermüdungslebensdauer durch die Rissinitiierung bestimmt ist. Das bedeutet, der erste auftretende Riss führt zum Ausfall des Bauteils. Die Lebensdauer endet folglich mit Auftreten des ersten Risses [46]. Die Berücksichtigung einer Rissausbreitungszeit ist in den Modellen nicht enthalten.

Darüber hinaus existieren weitere Lebensdauermodelle bzw. Vorschläge für die Berechnung von Ermüdungsvorgängen in Wälzlagern. Beispiele hierfür sind die Arbeiten nach YU & HARRIS [57], GUPTA & ZARETSKY [58] sowie ein weiteres spannungsbasiertes Modell nach HOUPERT [59].

2.1.6.1 Fehlstellenmodell nach WEIBULL

Zur Beschreibung von Ermüdungsvorgängen entwickelte WEIBULL [60] einen Zusammenhang zwischen der Erlebenswahrscheinlichkeit S und der Verteilung der Spannung σ im beanspruchten Volumen V .

$$\ln(1 - S) = - \int_V n(\sigma) dV$$

Der Term $n(\sigma)$ stellt dabei eine Funktion dar, die für jeden Werkstoff charakteristisch ist. Als Vorschlag zur Beschreibung des Spannungskriteriums für als homogen erachtete Werkstoffe wird folgende Formel angegeben:

$$n(\sigma) = \left(\frac{\sigma - \sigma_u}{\sigma_0} \right)^k$$

Die angegebene Spannung σ_u , σ_0 und die Konstante k sind werkstoffabhängig. σ_0 stellt die Festigkeit hinsichtlich der zugrundeliegenden Beanspruchungsart dar. Mit σ_u wird eine Ermüdungsgrenze des Werkstoffs berücksichtigt. Treten Beanspruchungen auf, die unterhalb dieser Grenze liegen kommt es zu keinen Werkstoffschädigungen und es ist eine unendliche Zyklenzahl möglich. Hintergrund für die Einführung dieser Ermüdungsgrenze ist, dass WEIBULL diesen Zusammenhang nutzte um Wöhlerkurven anzunähern.

Grundlage des Lebensdauermodells sind statistisch verteilte Schwachstellen im Werkstoff, von welchen bei einer entsprechenden Beanspruchung mit einer relevanten Span-

nung $\sigma - \sigma_u$ ein Riss ausgeht [60]. Die Schwachstellen liegen in jedem beanspruchten Volumenelement in gleicher Häufigkeit vor. Es wird davon ausgegangen, dass der erste entstandene Riss zum Schaden führt und die Lebensdauer begrenzt [16]. Dieses Fehlstellenmodell berücksichtigt damit die Beanspruchung und die Größe des beanspruchten Volumens und kann für verschiedenste Ermüdungsvorgänge genutzt werden. Das WEIBULL-Modell stellt die Grundlage für alle weiteren genannten und in der Anwendung etablierten Modelle dar.

2.1.6.2 Lebensdauermodell nach LUNDBERG & PALMGREN

Auf der Basis des WEIBULL Modells stellen LUNDBERG & PALMGREN im Jahr 1947 [16] ein weiterentwickeltes Lebensdauermodell vor. In der Arbeit wird auf die Fehlstellentheorie nach WEIBULL [60] aufmerksam gemacht, bei welcher der erste auftretende Riss zum Schaden führt. Die Autoren bestätigen diese Annahme jedoch nicht und beschreiben zahlreiche gefundene Risse, welche die Oberfläche nicht erreichen. Auf dieser Argumentationsbasis wird die Einführung der Tiefengewichtung im Lebensdauermodell als Ergänzung zum Fehlstellenmodell begründet. Die berücksichtigte Tiefe z_0 beschreibt dabei die Tiefenlage des Ortes der maximal auftretenden Vergleichsspannung τ_0 . Damit wird der Ort des wahrscheinlichsten Versagens beschrieben. Bei der verwendeten Vergleichsspannung handelt es sich um die in Abschnitt 2.1.5.1 vorgestellte Orthogonalschubspannung. Das Lebensdauermodell beschreibt einen proportionalen Zusammenhang zwischen der Erlebenswahrscheinlichkeit S , der erreichbaren Lastzyklenzahl N und der Beanspruchung im belasteten Volumen.

$$\ln \frac{1}{S} \propto \frac{\tau_0^c N^e a l}{z_0^{h-1}}$$

Im Gegensatz zu dem Ansatz von WEIBULL verwendet das Modell kein Integral über das beanspruchte Volumen, sondern nur die Tiefenkoordinate z_0 der maximalen Vergleichsspannung und das konstante Volumen.

Über den Zusammenhang der maximalen Vergleichsspannung und deren Tiefenlage wird indirekt die Tiefenverteilung der Spannung berücksichtigt. Die Größe des belasteten Volumens wird über die Kontaktlänge bzw. die Druckellipsenhalbachse der längeren Achse a , die Länge der Laufbahn l und über die Tiefe der maximal auftretenden Vergleichsspannung z_0 beschrieben. Der wesentliche Unterschied zum WEIBULL Modell

liegt folglich in der Tiefengewichtung der Spannungen. Damit soll der vorher beschriebenen Tatsache, dass nicht jeder vorhandene von einer Fehlstelle ausgehende Riss zum Schaden führt, Rechnung getragen werden. Auch dieses Modell basiert auf der Annahme, dass die Rissausbreitungszeit gegenüber der Risseinleitungszeit vernachlässigbar ist.

Die aufgeführten experimentell bestimmten Exponenten $c=31/3$, $e=3/2$ für Punktkontakt bzw. $e=10/9$ für Linienkontakt und $h=7/3$ wurden in die bestehende Lebensdauerberechnung übernommen [32].

2.1.6.3 Lebensdauermodell nach IOANNIDES & HARRIS

Im Jahr 1985 veröffentlichten IOANNIDES & HARRIS [3] ein weiterentwickeltes Modell zur Ermittlung der Ausfallwahrscheinlichkeit bzw. Ermüdungslife von Wälzlagern. Der wesentliche Unterschied zum LUNDBERG & PALMGREN Modell liegt in der Berücksichtigung einer Ermüdungsgrenze des Werkstoffs. Das bedeutet, dass unterhalb einer bestimmten Belastung eines Lagers unter idealen Betriebsbedingungen keine Ermüdung mehr auftritt und eine unendliche Lebensdauer erreicht wird. Bestätigt wird dies durch Untersuchungen in [61][62][63]. Eine Ermüdungsgrenze wurde bereits von WEIBULL [60] postuliert durch PALMGREN [64], mit der Dauerfestigkeit von Wälzlagern bestätigt. Damit wird die ursprünglich von WEIBULL eingeführte Ermüdungsgrenze wieder aufgegriffen und im Lebensdauermodell für Wälzlager implementiert.

Weiterhin unterscheidet sich das Modell in der Art der Erfassung des beanspruchten Volumens. Im LUNDBERG & PALMGREN Modell wird das beanspruchte Volumen als konstant angenommen. IOANNIDES & HARRIS berücksichtigen im Gegensatz dazu das tatsächlich beanspruchte Volumen. Wie bei WEIBULL [60] wird nur das Volumen erfasst, welches oberhalb der Ermüdungsgrenze beansprucht wird. Durch die Diskretisierung in Teilvolumina dV wird die jeweilig vorliegende Spannung oberhalb der Ermüdungsgrenze ermittelt und berücksichtigt. Die Berechnungsformel für das Modell wird wie folgt angegeben:

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

Wie die Formel zeigt, ist eine Gewichtung der Tiefe in Anlehnung an [16] mit enthalten. Bei der Volumenintegration wird anstatt der Tiefe der maximalen Spannung nun eine spannungsgewichtete Durchschnittstiefe z' [65] berücksichtigt.

Ein Vorteil des Modells ist, dass es nicht auf ein bestimmtes Ermüdungskriterium beschränkt ist [46] und eine weite Verbreitung in der Wälzlagertechnik findet. In aktuellen Untersuchungen verwendet NEUBAUER [49] den Ansatz zur Untersuchung des Einflusses von Druckeigenspannungen auf die Lagerlebensdauer. Als Ermüdungskriterium wird in der genannten Arbeit das nach IOANNIDES ET AL. [46] präsentierte DANG VAN Kriterium eingesetzt. Die freie Anwendbarkeit des Modells wurde bereits von IOANNIDES & HARRIS in [3] gezeigt und angemerkt, dass die eingesetzten Exponenten zur Beschreibung der Materialcharakteristik aus den ursprünglichen Veröffentlichungen von LUNDBERG & PALMGREN [16] stammen. Durch verbesserte Stahlqualität und Verwendung eines anderen Spannungskriteriums, müsste streng genommen eine Neubestimmung der Exponenten erfolgen. Wegen der umfangreichen und langfristigen experimentellen Bestimmung wird in den meisten Fällen darauf verzichtet. Auch in dieser Arbeit werden die Exponenten aus demselben Grund unverändert übernommen.

2.1.6.4 Verallgemeinerte Lebensdauerformel

Auf Basis der bereits erwähnten Lebensdauermodelle wurde in [27] ein weiteres verallgemeinertes Lebensdauermodell vorgestellt. Der wesentliche Unterschied zum Modell von IOANNIDES & HARRIS ist der Verzicht auf die Tiefengewichtung. Das bedeutet, es wird keine Tiefenkoordinate für die Beanspruchung mitberücksichtigt, was zur Folge hat, dass eine oberflächennahe Beanspruchung die gleiche Lebensdauer wie eine Beanspruchung unter der Oberfläche bei sonst gleicher Spannungskonzentration mit sich bringt. Begründet wird das zum einem mit der Annahme der maßgebenden Dauer der Risseinleitung im Vergleich zum Risswachstum. Zum anderen ist die statistische Verteilung von Fehlstellen der Ausgangspunkt für einen Schaden. Die Verteilung ist über den Querschnitt hinweg als konstant anzunehmen. Nach Angabe des Autors spricht dies gegen die Berücksichtigung der Tiefe, da der Ort der Rissentstehung und somit die Tiefe bzw. die Entfernung bis zur Oberfläche nicht die Lebensdauer bestimmen können sofern das Risswachstum zu vernachlässigen ist. Im Falle einer Tiefengewichtung führt eine größere Tiefe zu einer höheren Lastspielzahl bzw. längeren Lebensdauer. Da die Rissausbreitungszeit nicht zu berücksichtigen ist, entstehen nach LÖSCHE [27] in der

Theorie nach LUNDBERG & PALMGREN Widersprüche. Daher wird auf die Berücksichtigung der Tiefe im Lebensdauermodell verzichtet. Es wird auch angegeben, dass weitere Risse an Bauteilen gefunden wurden, die nicht zum Schaden führten aber dennoch zur gleichen Zeit entstanden sein könnten. Erklärt wird dies mit der Entstehung der Risse an statistisch verteilten Schwachstellen im Gefüge, die durch die ständige Überrollung und der damit verbundenen Spannungsüberhöhung sehr langsam entstanden sind. Erst mit zunehmender Größe nimmt auch die Wachstumsgeschwindigkeit zu und es kommt sehr rasch zur Abschälung [27].

Analog zu WEIBULL wird in diesem Modell eine werkstoffspezifische Ermüdungsgrenze σ_u und weitere Anpassungsfaktoren wie die Streckgrenze σ_{F^*} des Werkstoffs eingeführt.

$$\ln\left(\frac{1}{S}\right) \propto N^e \int_V \left(\frac{\sigma_v - \sigma_u}{\sigma_{F^*} - \sigma_u} \right)^c dV$$

Als Spannungskriterium σ_v wird die VON MISES Spannung vorgeschlagen, da hiermit Einflüsse durch Eigenspannungen und Reibung berücksichtigt werden können und die Materialcharakteristik des Fließbeginns am besten beschrieben werde. Die verwendeten Exponenten sind experimentell zu bestimmen und wurden auf Basis von Versuchen [66] mit $c=7,15$ und $e=2,75$ angegeben. Darauf aufbauend wurde in [20] das Modell abgewandelt und folgendermaßen angegeben:

$$\ln\left(\frac{1}{S}\right) \propto AN^e \int_V \left(\frac{\sigma_v - \sigma_{zul}}{\sigma_{zul}} \right)^c dV$$

Der Faktor A dient zur Anpassung an Versuchsergebnisse. Für das Spannungskriterium σ_v werden verschiedene Hypothesen vorgeschlagen und der Werkstoffkennwert σ_{zul} beschreibt die Ermüdungsgrenze des Werkstoffs. Die Exponenten e und c wurden analog zu [27] aus den Versuchsergebnissen aus [66] bestimmt.

2.1.6.5 Lebensdauermodell nach ZARETSKY

ZARETSKY formulierte ein Lebensdauermodell [67][68] welches auf den Erkenntnissen von WEIBULL aufbaut. Es wird von der Unabhängigkeit der Überlebenswahrscheinlichkeit von der Tiefe der maximalen Vergleichsspannung bzw. deren Tiefenverlauf ausgegangen. Begründet wird dies damit, dass die im LUNDBERG & PALMGREN Modell be-

trachtete Tiefe z_0 indirekt die Risswachstumszeit berücksichtigt. Eine größere Tiefe führt rechnerisch zu höheren Lebensdauern. Daraus könnte geschlossen werden, dass die Rissausbreitungszeit von Bedeutung ist, da die Risse eine längere Strecke bis zur Oberfläche überwinden müssen. Die Annahme von WEIBULL und LUNDBERG & PALMGREN, dass die Rissausbreitungszeit im Vergleich zur Risseinleitungszeit vernachlässigbar ist, spricht wiederum gegen die Tiefenberücksichtigung.

ZARETSKY bestätigt die Vernachlässigung der Rissausbreitungszeit und verzichtet folglich auf die Berücksichtigung der Tiefe im Lebensdauermodell. Weiterhin definiert ZARETSKY den Exponenten für die kritische Schubspannung τ als unabhängig vom WEIBULL-Exponenten e . Zusätzlich wird für den Exponent c der Wert 9 vorgeschlagen. In [67] wird das Berechnungsmodell wie folgt angegeben:

$$\ln\left(\frac{1}{S}\right) \propto \int_V N^e \tau^c dV$$

Dabei stellt τ die kritische Schubspannung und N die Anzahl der Überrollungen bis zum Ermüdungsschaden dar.

2.1.6.6 Genormte Lebensdauerberechnung nach DIN ISO 281:2007

In der Norm DIN ISO 281:2007 [31] ist festgelegt, wie die Lebensdauer von Wälzlagern berechnet wird. Im Wesentlichen wird die Vorgehensweise zur Bestimmung der dynamischen Tragzahl C verschiedener Lagerbauarten sowie einer dynamisch äquivalenten Lagerbelastung P beschrieben. Über den Zusammenhang

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \quad \text{für Kugellager bzw.}$$

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^{10/3} \quad \text{für Rollenlager}$$

ist die nominelle Lebensdauer definiert. Grundlage hierfür ist das Lebensdauermodell nach LUNDBERG & PALMGREN [16] mit der Orthogonalschubspannung als Ermüdungskriterium.

Zur Berücksichtigung einer von 90 % abweichenden Erlebenswahrscheinlichkeit wird eine Anpassung über den Faktor a_l vorgenommen. Zusätzliche Einflüsse, die sich aus dem geänderten Spannungsfeld durch Schmierung und etwaige Partikel im Kontakt so-

wie aus der Ermüdungsgrenze des Werkstoffs ergeben, werden mittels eines Faktors a_{ISO} berücksichtigt. In dem Faktor a_{ISO} sind damit die Erkenntnisse aus dem Lebensdauermodell nach IOANNIDES & HARRIS implementiert. Unter Berücksichtigung der beiden Faktoren spricht man von der erweiterten bzw. modifizierten Lebensdauer L_{nm} :

$$L_{nm} = a_1 \cdot a_{ISO} \cdot L_{10}$$

Darüber hinaus sind in der Spezifikation ISO/TS 16281 [28] die nominelle Referenzlebensdauer L_{10r} und die erweiterte bzw. modifizierte Referenzlebensdauer L_{nmr} dokumentiert. Es sind darin die Gleichungen und Verfahren zur Erstellung eines Berechnungsprogramms festgehalten, was einen neutralen Vergleich von Berechnungsergebnissen ermöglicht [2]. Auch bei diesem Verfahren wird über die Faktoren a_1 und a_{ISO} die erweiterte bzw. modifizierte Variante der Lebensdauer berechnet.

2.1.7 Ermüdungsversuche und experimentell bestimmte Lebensdauer

Die Ermüdung und damit das Ausfallverhalten von Wälzlagern unterliegen statistischen Zusammenhängen. Einzelne Lager gleicher Bauart und -größe, die bei identischen Betriebsbedingungen geprüft werden, zeigen nicht nach genau der gleichen Laufzeit einen Schaden. Hintergrund sind die regellose Verteilung und die unterschiedliche Größe von Inhomogenitäten im Werkstoff, welche die Ausgangspunkte für die Schäden darstellen [2][69]. Lebensdauerversuche zeigen, dass große Streuungen bei den Laufzeiten der einzelnen Prüflinge entstehen. Für Lebensdaueraussagen zu Wälzlagern muss daher stets eine größere Stückzahl als Stichprobe einer Grundgesamtheit von Lagern getestet werden. Eine Vorhersage für die Ermüdungslaufzeit eines einzelnen Lagers kann demnach nicht getroffen werden [2]. Ermüdungsversuche an Wälzlagern liefern grundsätzlich nur Angaben mit statistischem Charakter bzw. Wahrscheinlichkeitsaussagen. Die Durchführung von Ermüdungsversuchen von möglichst großen Prüflosen ermöglicht den Rückschluss auf die dazugehörige Laufzeit bei einer festgelegten Ausfallwahrscheinlichkeit.

Zur Auswertung von Lebensdauerversuchen und damit auch für die Vorhersage von erreichbaren Ermüdungslebensdauern werden statistische Methoden angewandt. Grundlage hierfür ist die WEIBULL-Verteilung [70], mit der das Ausfallverhalten beschrieben werden kann. Sie kann als eine Verallgemeinerung spezieller Verteilungsformen, etwa

der Exponentialverteilung, betrachtet werden. Die Ausfallwahrscheinlichkeit F eines Lagers bei einer Laufzeit t lässt sich wie folgt berechnen [2][70][71]:

$$F(t) = 1 - e^{-\left(\frac{t}{T}\right)^k}$$

Bei dieser Darstellung der zweiparametrischen WEIBULL-Verteilung stellt der Maßstabsparameter T eine charakteristische Zeit dar, bis zu welcher 63,2 % der Lager einer Gesamtheit ausgefallen sind. Der Wert e stellt die EULERSche Zahl mit 2,718 dar. Der Formparameter k beschreibt die Streuung der Ausfälle und wird auch als WEIBULL-Konstante bezeichnet. Der Wert liegt bei 10/9 für Kugellager und 9/8 für Rollenlager [16]. In anderen Quellen [72][73] wird der Formparameter als b bezeichnet und mit 1,35 für Rollenlager angegeben. In der praktischen Anwendung sowie in der Normung wird von den ursprünglichen Faktoren ausgegangen. Für diese Arbeit wurden die Faktoren ebenfalls aus der Normung entnommen.

In einigen Veröffentlichungen wird für die Beschreibung des Ausfallverhaltens von Maschinenelementen die dreiparametrische WEIBULLverteilung genannt. Der Unterschied zur zweiparametrischen ist die Erweiterung um einen Lageparameter t_0 . Dessen Wert kann als Zeit bis zum ersten Ausfall interpretiert werden. In [2] wird auf Untersuchungen mit einer ausreichend hohen Prüflingsanzahl verwiesen, die eine dreiparametrische Auswertung ermöglichen. Daraus ging hervor, dass bei Wälzlagern eine ausfallfreie Zeit von 5 % der nominellen Lebensdauer angesetzt werden kann. Auf dieser Basis wird der Lebensdauerbeiwert a_1 nach DIN ISO 281:2007 [31] errechnet. Abweichend von diesen Angaben wird in [72][73] für Wälzlager eine ausfallfreie Zeit von 0,1 bis 0,3 der experimentellen Lebensdauer angegeben. In der Auswertung von Lebensdauerversuchen, die in der Regel eine begrenzte Prüflingsanzahl mit sich bringen, ist die Anwendung der dreiparametrischen WEIBULLverteilung nicht geeignet und kommt in dieser Arbeit nicht zur Anwendung.

Früher wurden die Parameter T und k graphisch ermittelt [69][72]. Mit Hilfe der Eintragung der Bauteilausfälle in einem WEIBULL-Netz ergibt sich annähernd eine Gerade. Mit Hilfe einer Ausgleichsgeraden kann die Steigung, die dem Formparameter k entspricht, und die charakteristische Lebensdauer T abgelesen werden. Heutzutage erfolgt die Auswertung von Ermüdungsversuchen in den meisten Fällen mittels rechnerunterstützter Verfahren. Die Parameter T und k werden dabei über Näherungsverfahren ermittelt [72]. Hierzu sind verschiedene Verfahren, wie die Regressionsmethode, die

Momenten-Methode oder die Maximum-Likelihood-Methode gängig. In dieser Arbeit wird die Maximum-Likelihood Methode genutzt.

Für die Angabe der nominellen rechnerischen und experimentellen Lebensdauer wird allgemein eine Überlebenswahrscheinlichkeit von 90 % zugrunde gelegt [31]. Das bedeutet, dass nur maximal 10 % der Lager eines größeren Prüfloses die vorgegebene Zeit nicht erreichen und vorher durch einen Ermüdungsschaden ausfallen dürfen. Mit der vorher genannten Gleichung für die Ausfallwahrscheinlichkeit und den aus den Versuchen bestimmten Parametern T und k kann die experimentelle Lebensdauer B_{10} mit einer Ausfallwahrscheinlichkeit von 10 % berechnet werden. Die Wiederholung von Lebensdauerversuchen mit einer anderen Stichprobe bringt aber meist nicht die gleichen Resultate der Verteilungsparameter mit sich [69]. Die experimentelle Lebensdauer B_{10} stellt nur einen Mindestwert mit einem Vertrauen von 50 % dar, der aus einer Stichprobe ermittelt wurde. Das bedeutet, es besteht ein Restrisiko von 50 % das in der Grundgesamtheit eine niedrigere Lebensdauer erreicht wird. Aus diesem Grund werden Lebensdauerversuche stets im Zusammenhang mit Vertrauensbereichen beschrieben. In der Wälzlagertechnik ist ein Vertrauensbereich von 90 % üblich. Die Lebensdauer der Grundgesamtheit aller gleichen Lager liegt mit 90 % Sicherheit in dem angegebenen Vertrauensintervall der im Versuch ermittelten Lebensdauer mit 10 % Ausfallwahrscheinlichkeit [69]. Die Intervallgrenzen werden durch die Grenzwerte B_{10C95} (95 % Vertrauengrenze) als unteren Grenzwert und B_{10C05} (5 % Vertrauengrenze) als oberen Grenzwert beschrieben. Zur Bestimmung können wieder verschiedene grafische oder rechnerische Verfahren eingesetzt werden [72][73]. Die hier verwendete Methode basiert auf der FISHER Matrix [74]. Diese wird mittels der Software WEIBULL++ gelöst und erscheint um die 50 % Linie der experimentellen Lebensdauer symmetrisch. Weiterhin führt diese Berechnungsmethode dazu, dass die Vertrauensintervalle als lognormalverteilte statistische Verteilungsfunktion beschrieben werden. Allgemein beschreibt sie die Verteilung einer Variablen X , die als $\ln(X)$ normalverteilt ist. In einer halblogarithmischen Darstellung, erscheinen die Variablen daher in Form einer Normalverteilung. Die Vertrauensintervalle sind daher um die Punkte auf der Ausgleichsgerade herum normalverteilt.

Grundsätzlich ist eine möglichst hohe Prüflingsanzahl anzustreben, da hierbei das Vertrauensintervall erheblich reduziert werden kann [75]. In der Praxis hat sich eine Mindestanzahl von 10 bis 20 Lagern aus wirtschaftlichen Gründen bewährt. Die Abbildung

2-5 zeigt schematisch eine WEIBULL Darstellung, die für die Beurteilung von Lebensdauerversuchen verwendet wird.

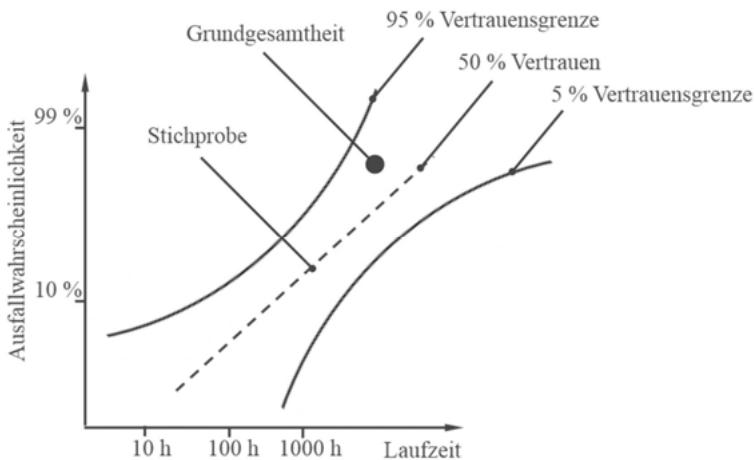


Abbildung 2-5: WEIBULL Darstellung für die Auswertung von Wälzleberlebensdauerversuchen.

Für die Untersuchung des Einflusses von gezielt eingebrachten Druckeigenspannungen in die Wälzleberlaufbahn auf die Ermüdungslebensdauer werden in dieser Arbeit verschiedene Bearbeitungsvarianten von Wälzleberlaufbahnen miteinander verglichen. Diese Varianten unterscheiden sich lediglich durch gezielt eingebrachte Druckeigenspannungen in der wälzbeanspruchten Randschicht. Hierzu werden die notwendigen WEIBULLauswertungen durchgeführt und die Parameter und Vertrauensgrenzen bestimmt. Im nächsten Schritt können die experimentellen Lebensdauern verglichen werden. Die Auswertung ergibt z. B. die jeweiligen experimentellen Lebensdauern B_{10A} und B_{10B} für zwei zu vergleichende Varianten.

$$S = \frac{B_{10A}}{B_{10B}}$$

Der Quotient S stellt das mittlere Verhalten der getesteten Stichproben im Vergleich dar. Es muss berücksichtigt werden, dass die B_{10} Werte nur eine Vertrauenssicherheit von 50 % aufweisen. In der Praxis ist es üblich auf dieser Basis Varianten zu vergleichen und entsprechende Optimierungen umzusetzen. Es gilt dabei aber zu berücksichtigen, dass bei der Angabe einer Lebensdauersteigerung durch den Quotienten S stets ein

Restrisiko von 50 % besteht, dass der angegebene Wert S nicht erreicht wird, da die B_{10} Werte nur eine Vertrauenssicherheit von 50 % aufweisen. Unter Berücksichtigung der durch die WEIBULLauswertung ermittelten Vertrauensintervalle kann ein Lebensdauervergleich mit höherem Vertrauensniveau der Aussagesicherheit abgeleitet werden [76]. Da die ermittelten Vertrauensintervalle durch Anwendung der FISHER Matrix lognormalverteilt sind und daher als Logarithmus normalverteilt und symmetrisch erscheinen, können die Parameter für die Lognormalverteilung zur Analyse der Betrachtung mit einer höheren Aussagesicherheit eingesetzt werden. Hierzu wird aus den ermittelten B_{10} Werten jeweils der Mittelwert der Lognormalverteilung μ_{ln} berechnet:

$$\mu_{ln} = \ln(B_{10})$$

Aus den Vertrauengrenzen B_{10C95} und B_{10C05} müssen die jeweiligen Standardabweichungen für die Lognormalverteilung beider Datensätze A und B gebildet werden:

$$\sigma_{ln} = \frac{\ln(B_{10C05}) - \ln(B_{10})}{1,64} = \frac{\ln(B_{10}) - \ln(B_{10C95})}{1,64}$$

Der Divisor 1,64 ergibt sich aufgrund der zugrundeliegenden Wahrscheinlichkeit von 90 % für die Intervallgrenzen und kann aus Quantilltabellen entnommen werden. Die Division führt schließlich zur Standardabweichung mit einer Wahrscheinlichkeit von 68,27 %. Mit den errechneten Mittelwerten und Standardabweichungen der Varianten A und B können nun Lebensdauervergleiche mit angepasster Aussagesicherheit abgeleitet werden.

Hierzu werden nun die errechneten Mittelwerte und Standardabweichungen nach folgender Vorschrift behandelt:

$$\mu_{ln A-B} = \mu_{ln A} - \mu_{ln B}$$

$$\sigma_{ln A-B} = \sqrt{\sigma_{ln A}^2 + \sigma_{ln B}^2}$$

Vorausgesetzt wird bei dieser Betrachtung, dass $B_{10A} > B_{10B}$ ist. Mit den angegebenen Werten kann über die Lognormalverteilungsfunktion ein B_{10} -Verhältnis bei einem angepassten, von 50 % abweichenden Vertrauensniveau ermittelt bzw. dargestellt werden. Als Vorschlag für die industrielle Anwendung kann z. B. ein Vertrauensniveau von 66,67 % angesetzt werden. Das bedeutet, z. B. die untersuchte Grundgesamtheit der Variante A zeigt mit einer Aussagesicherheit von 66,67 % eine höhere Lebensdauer als die Grundgesamtheit der Variante B sofern der Quotient noch größer Eins ist. Die Ab-

Abbildung 2-6 zeigt schematisch das Vorgehen zur Beurteilung des B_{10} -Verhältnisses bei verschiedenen Vertrauensniveaus.

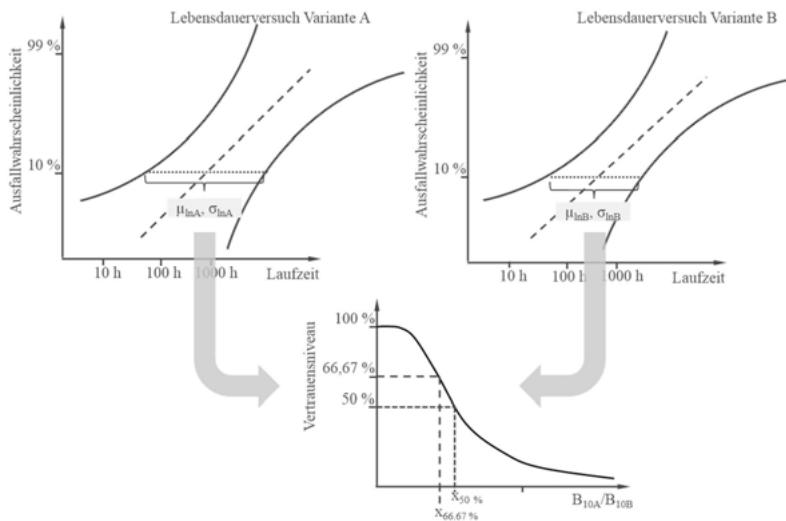


Abbildung 2-6: Vorgehensweise zur Beurteilung des B_{10} -Verhältnisses bei angepasstem Vertrauensniveau.

Die beschriebene Vorgehensweise zum Lebensdauervergleich mit angepasstem Vertrauensniveau wird im weiteren Fortgang dieser Arbeit in Abschnitt 3.1.3.2 und 3.1.3.3 eingesetzt und sowohl die Lebensdauerverhältnisse bei 50 % und 66,67 % Aussagesicherheit ausgewiesen.

2.2 Druckeigenspannungen im Wälzkontakt

In diesem Abschnitt wird der Stand der Technik und Forschung zur zentralen Frage des Einflusses von Druckeigenspannungen im Hinblick auf die Ermüdungsliebensdauer von Wälzlagern zusammengefasst. Zum besseren Gesamtverständnis wird zuerst Grundsätzliches zur Definition, Entstehung und Messung von Eigenspannungen genannt.

2.2.1 Eigenspannungen

Bei Eigenspannungen handelt es sich um Spannungen, die in einem abgeschlossenen System vorliegen, auf das keine äußeren Kräfte und Momente wirken. Die im System oder Bauteil vorliegenden Kräfte und Momente befinden sich im Gleichgewicht [77]. Eigenspannungen treten in der Technik vielfach auf und können verschiedenste Ursachen haben. Sie können fertigungsbedingt beim Urformen, Umformen, Trennen, Fügen und der Wärmebehandlung oder dem Beschichten entstehen. Als Beispiele für Eigenspannungen, die durch Umformen entstehen, können Druckeigenspannungen durch Kugelstrahlen oder Festwalzbearbeitung [78] genannt werden. Ebenso ist eine werkstoff- oder beanspruchungsbedingte Entstehung möglich [78][79]. Eine beanspruchungsbedingte Entstehungsursache stellt die umfangreich dokumentierte Wälzbeanspruchung dar [38][39][80][81][82][83]. Durch inhomogene plastische Verformungen entstehen in einer bestimmten Tiefenlage belastungsabhängig Druckeigenspannungen. Die Tiefe ist dabei von der Druckellipse und damit von der Beanspruchung abhängig [38][81][83].

Aufgrund des polykristallinen Aufbaus metallischer Werkstoffe und den darin vorliegenden komplexen Eigenspannungszuständen wird die folgende Einteilung in I., II. und III. Art unternommen. Eigenspannungen I. Art sind Makroeigenspannungen, die über großflächige Werkstoffbereiche von infinitesimaler Dicke homogen vorliegen. Eigenspannungen II. Art erstrecken sich über kleinere Bereiche, wie z. B. Körner oder Kornbereiche. Die Eigenspannungen III. Art sind Mikroeigenspannungen die in Teilbereichen von Körnern vorliegen [84]. Die betrachteten Eigenspannungen in dieser Arbeit stellen Eigenspannungen I. Art und II. Art dar, da diese messtechnisch gemeinsam erfassbar sind und den Mittelwert der vorliegenden, inhomogenen lokalen Spannungen darstellen [78]. Weiterführende Untersuchungen unter Verwendung der Interferenzlinienbreite können auf den tatsächlichen Eigenspannungszustand I. Art Rückschluss geben [79][85]. Entgegen der genannten Betrachtungsweise, dass die gemessenen Eigenspannungen ein Durchschnittswert der Eigenspannungen I. und II. Art sind, werden in ande-

ren Arbeiten [80] die röntgenographisch gemessenen Eigenspannungen als Eigenspannungen I. Art definiert.

Die Messung von Eigenspannungen kann durch zerstörende, teilzerstörende und zerstörungsfreie Verfahren erfolgen [86]. Diese können weiterhin in mechanische Verfahren, Beugungsverfahren, magnetische Verfahren, akustische Verfahren und sonstige Verfahren unterteilt werden [78]. Die bekanntesten Verfahren stellen dabei die Bohrlochmethode als teilzerstörendes, mechanisches Verfahren und die röntgenographische Messung als zerstörungsfreies Beugungsverfahren [87] dar. Zur Untersuchung von Wälzlagerringlaufbahnen kommt in der Regel die röntgenographische Messung [38][83][88] nach der $\sin^2\psi$ -Methode zum Einsatz [81]. Da der Röntgenstrahl nur eine Eindringtiefe von wenigen Mikrometern in den Stahl ermöglicht, muss für eine Erfassung der Eigenspannung in tiefer liegenden Gefügeschichten die Oberfläche des zu untersuchenden Bauteils schichtweise abgetragen werden. Nach jeder schrittweisen Schichtentfernung durch meist elektrochemische Verfahren wird die Eigenspannung wieder erfasst. Dadurch wird der Tiefenverlauf der Eigenspannungen bestimmt [81]. Damit wird das Vorgehen zu einer zerstörenden Methode [78]. Dabei ist zu berücksichtigen, dass der Materialabtrag selbst den vorliegenden Eigenspannungszustand verändert. Dies führt zu einer Verfälschung der gemessenen Werte und kann bei Bedarf korrigiert werden [77] [81].

Bei der röntgenographischen Messung der Bauteilrandschicht erhält man neben den Eigenspannungswerten auch die Halbwertsbreite der Röntgeninterferenzlinie. Sie stellt die Breite der durch Beugung entstandenen Interferenzlinie bei der halben Höhe der Nettomaximalintensität dar [78]. Das bedeutet, durch die durchstrahlten Gefügestrukturen kommt es zu einer Beeinflussung der Schärfe der Interferenzlinie, die in der Halbwertsbreite ausgedrückt wird. Die Halbwertsbreite kann grundsätzlich nur qualitative Hinweise auf mikrostrukturelle Änderungen, wie z. B. Verfestigungsmechanismen in der Randzone liefern, da sie von vielen Parametern, wie z. B. Werkstoff, Mess- und Bearbeitungseinflüssen abhängt. Sie wird als Möglichkeit zur Charakterisierung von Kaltverfestigungsvorgängen eingesetzt [78][89]. In [90] wird angegeben, dass Halbwertsbreitenveränderungen ein Indiz für Veränderungen der Gitterverzerrungen bzw. der Versetzungsichte sind. Im Vergleich zur gemessenen Eigenspannung liegen die gemessenen Minima der Verläufe in einer etwas geringeren Tiefenlage und korrelieren gut mit der Tiefe der maximalen Orthogonalschubspannung [91]. Das Merkmal „Halbwertsbreite“ ist damit geeignet durch plastische Verformung hervorgerufene Verfestigungszustände vergleichend zu charakterisieren. Nach Angaben von SCHREIBER [92] ist

die Röntgenlinienhalbwertsbreite besser geeignet als die Eigenspannung um plastische Verformung zu beschreiben.

2.2.2 Einfluss von Eigenspannungen auf die Lebensdauer

Der Einfluss von gezielt eingebrachten Druckeigenspannungen mit dem Ziel der Ermüdungslebensdauersteigerung von Wälzlagern wurde auch in anderen Forschungsarbeiten behandelt. Im Folgenden wird der für diese Arbeit relevante Stand der Technik und Forschung in Bezug auf Wälzlageranwendungen dargelegt. Darüber hinaus existieren ähnliche Untersuchungen mit dem Ziel zur Steigerung der Zahnflankentragfähigkeit von Zahnrädern [94]. Da sich dabei vergleichbare Ergebnisse der Lebensdauersteigerung zeigen wird im Folgenden nur auf Wälzlagern eingegangen.

2.2.2.1 Experimentelle Untersuchungen

Der Einfluss von Eigenspannungen – speziell Druckeigenspannungen – auf die Ermüdungslebensdauer von Wälzlagern wurde in zahlreichen experimentellen Arbeiten untersucht. Die Druckeigenspannungen in Wälzlagerlaufbahnen sind dabei durch verschiedenste Verfahren erzeugt worden. Der Stand der Technik kann wie folgt unterteilt werden:

- Hartbearbeitung
- Wärmebehandlung
- Wälzbeanspruchung
- Vorbeanspruchung
- Kaltverfestigung

Hartbearbeitung

Bei der Herstellung von Wälzlagerkomponenten und -laufbahnen kommen meist Hartbearbeitungsverfahren, wie Schleifen und Honen, zum Einsatz. Diese Fertigungsverfahren können den Eigenspannungszustand in den später wälzbeanspruchten Kontaktbereichen beeinflussen. Beispielsweise werden durch eine fachgerechte Schleifbearbeitung Druckeigenspannungen in einer dünnen Oberflächenschicht erzeugt [38][92][93]

[95]. Eine fehlerhafte Schleifbearbeitung und die Erzeugung von Schleifbrand führt wiederum zu Zugeigenspannungen im oberflächennahen Bereich, was die Lebensdauer negativ beeinflusst [96]. Die nachfolgende Honbearbeitung erzeugt ebenfalls Druckeigenspannungen mit sehr geringer Tiefenwirkung [97]. Diese Druckeigenspannungen liegen herstellungsbedingt zwangsläufig in allen Wälzelementen vor. Daher stellen die durch Honen entstandenen Druckeigenspannungen und die damit verbundenen Lebensdauerergebnisse den Bezug für weitere Vergleiche dar [96]. In [95] wird lediglich verglichen, wie exakt Versuchsergebnisse und rechnerische Betrachtungen unter Berücksichtigung von gemessenen Druckeigenspannungen in Einklang zu bringen sind. Dabei zeigt sich, dass eher niedrige Druckeigenspannungsniveaus mit den ermittelten experimentellen Lebensdauern übereinstimmen. Im Allgemeinen ist in der Literatur kein gezielter Einsatz von Schleif- oder Honprozessen zur Lebensdauerbeeinflussung mittels Eigenspannungsbeeinflussung bekannt.

Das Fertigungsverfahren Hartdrehen, welches mehr und mehr Anwendung im Wälzlagerbereich findet, beeinflusst ebenfalls den Druckeigenspannungszustand [98][99][100]. Fortschreitender Verschleiß der Schneide führt zu resultierenden Zugeigenspannungen [98] und ein größerer Vorschub zu gesteigerten Druckeigenspannungen [100] in der Bauteiloberfläche der bearbeiteten Bauteile. Experimentelle Untersuchungen zeigen, dass die fertigungsbedingten Druckeigenspannungen durch Hartdrehen keine Auswirkungen auf Wälzfestigkeit haben. Lediglich bei erhöhtem Schneidenverschleiß in Verbindung mit einer zusätzlichen thermischen Randzonenbeeinflussung konnte eine Reduzierung der Wälzfestigkeit ermittelt werden [98].

Wärmebehandlung

Mittels Wärmebehandlungsverfahren können ebenfalls Druckeigenspannungen in Wälzlageraufbahn und -komponenten eingebracht werden. Beim Einsatzhärten entstehen bei Umwandlungsprozessen und damit verbundenen inhomogenen plastischen Verformungen in der eingesetzten Randschicht Druckeigenspannungen [96][101][102]. Ein weiteres Wärmebehandlungsverfahren, welches vielfach für Wälzkomponenten Anwendung findet, stellt die Randschichthärtung dar [106]. Die Durchführung der Randschichthärtung findet meist mittels Flamm- oder Induktionsverfahren statt [103]. Die inhomogene Erwärmung, Umwandlung und Abschreckung der Randschicht sorgt für prozessabhängige Druckeigenspannungen in der relevanten Randschicht [104]. Ein wei-

teres gebräuchliches Verfahren stellt das Carbonitrieren [6][102], als eine Sonderform des Einsatzhärterns, dar. Das Ziel ist neben Kohlenstoff auch Stickstoff in die Bauteilrandschicht einzubringen. Neben einem veränderten Gefüge entstehen bei dieser Behandlung auch Druckeigenspannungen, die für die Leistungssteigerung als maßgeblich angesehen werden [102][105]. Die Höhe der Druckeigenspannung beim Einsatzhärten hängt stark von den Abmessungen [96] und den Wärmebehandlungsparametern ab [104]. Die Beträge der Druckeigenspannungen liegen im Bereich von -100 bis -600 MPa für die Randschichthärtung [106], von -100 bis -500 MPa für das Einsatzhärten [96][104] und von -100 und -400 MPa für das Carbonitrieren [6][102]. Im Vergleich dazu werden bei der Durchhärtung eines Wälzlagerrauteils keine [101] bzw. nur geringe Druckeigenspannungen erzeugt [96]. Je nach Behandlung kommt es sogar zu geringen Zugeigenspannungen [93][105].

Experimentelle Untersuchungen an Wälzlagerkomponenten unter dem Einfluss von wärmbehandlungsinduzierten Druckeigenspannungen zeigen eine Verbesserung der Lebensdauer. Es muss aber genau zwischen klassischer Ermüdung und dem Einfluss von Partikeln im Schmierspalt und der damit verbundenen Oberflächenermüdung unterschieden werden. Gerade das Carbonitrieren wird speziell zur Robustheitssteigerung im Zusammenhang mit Verschmutzung im Wälzkontakt eingesetzt [6][105]. Mittlerweile wird aber auch das Carbonitrieren zur Steigerung der Ermüdungslife in Wälzlagern eingesetzt und durch die positive Wirkung der Druckeigenspannungen begründet [7]. Weitere Lebensdaueruntersuchungen zeigen eine Steigerung der Ermüdungslife durch die wärmbehandlungsinduzierten Druckeigenspannungen [96][101][102][106]. Neben den Druckeigenspannungen wird aber auch auf Veränderungen in der Mikrostruktur des Gefüges hingewiesen [102][106][107].

Wälzbeanspruchung

Eine weitere Ursache für die Entstehung von Eigenspannungen in Wälzlagern stellt die Wälzbeanspruchung selbst dar. Unter zyklischer Wälzbeanspruchung entstehen vor allem bei Beanspruchungen oberhalb 2 500 MPa röntgenographisch messbare Druckeigenspannungen [23][38][88]. In zahlreichen Arbeiten wurden umfangreiche Untersuchungen zum zeit- und lastabhängigen Druckeigenspannungsaufbau infolge von Wälzbeanspruchungen durchgeführt [93][81][82][108]. Es wird darin bestätigt, dass ab einer Kontaktbeanspruchung von 2 500 MPa erhebliche Veränderungen entstehen. Ursprüng-

lich vorliegende Eigenspannungszustände werden abgebaut bzw. verändert [93]. Der Aufbau bzw. die Veränderung des Eigenspannungszustandes findet nach [109] maßgeblich in der Shakedown-Phase statt. In der Phase kommt es bereits bei wenigen Überrollungen zu Veränderungen im Eigenspannungszustand. Danach folgt die stabile Phase, in der über einen längeren Betriebszeitraum des Wälzlagers hinweg kaum Änderungen des Eigenspannungszustandes beobachtet werden. Die dritte und letzte Phase stelle die Instabilität dar. Zu diesem Zeitpunkt kann eine weitere Veränderung des Eigenspannungszustandes in Form von Eigenspannungsaufbau beobachtet werden. Dieser wird von Texturveränderungen, Austenit-, Martensit-, Zementitabbau, Wachstum sowie Härteverlust des Bauteils begleitet [109]. Der resultierende Tiefenverlauf der Druckeigenspannungen korreliert mit seinem Maximum gut mit dem Ort der höchsten berechneten Werkstoffbeanspruchung nach der VON MISES Vergleichsspannung [37][80], der Hauptschubspannung [39][93] oder der Orthogonalschubspannung [39]. Die Änderung der Halbwertsbreiten der Röntgeninterferenzlinien korreliert jedoch am besten mit der Tiefe der maximalen Orthogonalschubspannung [39].

Bei den ermittelten Eigenspannungstiefenverläufen wird teilweise in axialer und tangentialer Richtung unterschieden. In [93] wurden deutliche Unterschiede zwischen den Werten in axialer und tangentialer Richtung nachgewiesen. Andere Untersuchungen [37] zeigen weniger ausgeprägte Richtungsabhängigkeiten und setzen für nachfolgende Rechnungen die Werte in axialer und tangentialer Richtung gleich.

Diese während der Überrollung induzierten Eigenspannungen sind gemäß [38][110] von großer Bedeutung für die Werkstoffanstrengung und -ermüdung. Unter Berücksichtigung der gemessenen Eigenspannungsverläufe bei der rechnerischen Bewertung mittels Vergleichsspannungshypothesen können Schadenfälle [92], strukturelle Änderungen [37] und Lebensdauerergebnisse [43] besser erklärt und interpretiert werden. Abgesehen von der Vielzahl der Veröffentlichungen werden die durch Wälzbeanspruchung entstandenen Druckeigenspannungen in der Lebensdauerberechnung nach DIN ISO 281 [31] nicht berücksichtigt.

Vorbeanspruchung

Aus der Literatur ist bekannt, dass mit einer gezielten Vorbeanspruchung von Wälzlagern mit hoher Last ebenfalls Druckeigenspannungen hervorgerufen werden [10][49][111][112][113][114]. Die Beanspruchungen liegen bei entsprechenden Untersuchun-

gen im Bereich von 3 000 bis 5 500 MPa Kontaktpressung. Die Beanspruchung, die oberhalb der Druckfließgrenze des Lagerwerkstoffes liegen muss, bewirkt schon durch wenige Belastungsvorgänge eine mikroskopische plastische Verformung und führt zu einem Aufbau von Druckeigenspannungen. Dabei zeigt sich, dass es ein Optimum hinsichtlich der Vorbeanspruchung gibt [10]. Rechnerische Betrachtungen bestätigen das und ergänzen die Aussage um die Abhängigkeit von der Streckgrenze beziehungsweise der Druckfließgrenze des Lagerwerkstoffes und der Last im Betrieb des Wälzlers [114]. In der Mehrzahl der Veröffentlichungen mit gezielter Vorbeanspruchung, wird die erzielbare Lebensdauersteigerung auf die hervorgerufenen Druckeigenspannungen zurückgeführt [10][49][113][114]. Ein Nachweis hierfür liegt jedoch nicht vor, da die Veränderung der Eigenspannungen sowie die gleichzeitig auftretenden Veränderungen der Röntgenlinienhalbwertsbreite nicht näher behandelt werden. Andere Autoren [111] beschreiben, dass anstatt des Druckeigenspannungsaufbaus andere Vorgänge für die Lebensdauersteigerung von Bedeutung sind. Aufgrund des weiteren Anstiegs der Druckeigenspannungen und der Ausfallwahrscheinlichkeit in der Instabilitätsphase können die in der Einstaufphase aufgebrachten Druckeigenspannungen nicht für die Lebensdauersteigerung ursächlich sein. Es wird auf Kaltverfestigung und damit einhergehende Veränderung des Mikrogefüges verwiesen. Dies führt zu einer höheren Versetzungsichte und damit mehr Verankerungspunkten und Stabilität im Gefüge, was schließlich die Lebensdauersteigerung erklärt. Letztendlich bleibt auch hier ungeklärt, welche Mechanismen tatsächlich die höhere Lebensdauer bewirken.

Kaltverfestigung

Darüber hinaus können Druckeigenspannungen in Wälzlagerkomponenten durch mechanische Verfestigungsverfahren eingebracht werden. Mittels Kugelstrahlbearbeitung konnte an Planetenlagerbolzen eine Erhöhung der Lebensdauer bei sehr hohen Pressungen erreicht werden [115]. In Untersuchungen am Zweischeibenprüfstand von Proben aus 20CrMnTi bewirken kugelgestrahlte Prüflinge Lebensdauersteigerungen gegenüber ungestrahlten Proben. Bei Pressungen im Bereich von 3 500 MPa zeigten sich Steigerungen bis zu 39 %. Bei höheren Pressungen kommt es nur noch zu geringen bzw. gar keinen Steigerungen. Erklärt werden die Lebensdauersteigerungen durch Veränderung der Risseinleitungszeit sowie Behinderung des Risswachstums [116]. Andere Versuche am Zweischeibenprüfstand unter Mischreibungsbedingungen zeigten an kugelgestrahl-

ten oder hydrodynamisch festgewalzten Proben ebenfalls Lebensdauersteigerungen bei einem Pressungsniveau von 2 750 MPa. Dabei wird aber auf den ausgeprägten Einfluss der Rauheit an den Proben hingewiesen. Aufgrund der Mischreibungsbedingungen sind hier gemäß dem Autor hauptsächlich oberflächeninduzierte Schäden zu berücksichtigen [47].

In der Herstellung von Wälzlagerkugeln kommt ein sogenanntes Trommeln der Kugeln zum Einsatz. Bei diesem Prozess werden die Kugeln in großen Trommeln umgewälzt, was zu Stoßvorgängen zwischen den Kugeln und schließlich zur Kaltverfestigung führt. Dadurch ähnelt dieses Verfestigungsverfahren dem Kugelstrahlen [9][117], da hierbei identische Elementarprozesse stattfinden. Wälzuntersuchungen an getrommelten Kugeln [117] zeigen eine gesteigerte Gefügestabilität und weniger Veränderung des ursprünglichen Druckeigenspannungszustandes gegenüber unbehandelten Kugeln. Ermüdungsversuche zur Ermittlung der tatsächlichen Lebensdauer sind in der genannten Arbeit jedoch nicht enthalten. In [9] werden Ergebnisse aus Ermüdungsversuchen getrommelter Kugeln bei einer maximalen Kontaktpressung von 3 500 MPa vorgestellt. An den Wälzlagerkugeln, die mit unterschiedlichen Bearbeitungszeiten getrommelt wurden, zeigten sich erhebliche Lebensdauerunterschiede. Gerade zu lange Verfestigungszeiten bringen zwar hohe Druckeigenspannungen, aber auch verringerte Lebensdauerergebnisse mit sich. Zusammenfassend wird angegeben, dass Druckeigenspannungen im Bereich von 500 bis 1 000 MPa anzustreben sind. Für diesen Wertebereich wurden vielfache Lebensdauern gegenüber Kugeln mit langen Trommelzeiten und höheren Druckeigenspannungsbeträgen erreicht.

In einer Offenlegungsschrift [118] wird ebenfalls auf die Kaltverfestigung, z. B. durch Kugelstrahlen von Wälzlagerrauteilen und die damit verbundenen Tragzahlsteigerungen verwiesen. Als Hintergrund wird neben der Umwandlung von Zugeigenspannungen in Druckeigenspannungen auch die gesteigerte Härte angegeben.

In aktuellen Forschungsarbeiten [119] werden in hartgedrehte Wälzlagerlaufbahnen durch einen Festwalzprozess gezielt Druckeigenspannungen eingebracht. Im Vergleich zu Wälzlagern mit nur hartgedrehten Laufbahnen werden durch die induzierten Druckeigenspannungen 2,5-fache B_{10} Lebensdauersteigerungen erzielt. Ebenso wird auf die Stabilität der eingebrachten Druckeigenspannungen unter Wälzbeanspruchung verwiesen. Frühere Forschungsvorhaben [100] untersuchten ebenfalls hartgedrehte und festgewalzte Wälzlagerlaufbahnen und präsentieren „signifikante“ Lebensdauersteige-

rungen, die auf die Hartwalzbearbeitung zurückgeführt werden. Es muss jedoch angemerkt werden, dass hierfür keinerlei statistische Auswertung mit den in Abschnitt 2.1.7 beschriebenen Methoden angewendet wurde. In diesem Fall wurden lediglich Laufzeiten einiger Wälzlager verglichen und daraus Effekte abgeleitet.

Der Überblick zu vorliegenden experimentellen Untersuchungen zeigt, es gibt bereits zahlreiche Nachweise für eine gesteigerte experimentelle Lebensdauer im Zusammenhang mit Druckeigenspannungen. Teilweise sind jedoch die genannten Methoden wie z. B. das Honen oder Schleifen nicht stark beeinflussbar, da eine hohe Anforderung an die Oberflächenqualität nicht leicht mit anderen Prozessen erreichbar ist. Andere genannte Verfahren wie das Harddrehen oder die Festwalzbearbeitung beeinflussen stets auch die Oberflächenbeschaffenheit, was letztendlich auch einen Einfluss auf die erzielten Lebensdauerergebnisse haben kann. Ebenso bringen die Wärmebehandlungsverfahren eine Gefüge- oder Werkstoffveränderung mit sich, was den direkten Rückschluss auf Eigenspannungen unmöglich macht. Die Untersuchungen mit Kaltverfestigungsverfahren und gezielter Vorbeanspruchung zeigen grundsätzlich den positiven Effekt. Jedoch sind auch hier teilweise Veränderungen an den Kontaktobерflächen vorhanden, was einen abschließenden Nachweis erschwert. Aus diesem Grund wird im Rahmen dieser Arbeit gezielt nur der Druckeigenspannungstiefenverlauf verändert und in einem einheitlichen abschließendem Honarbeitsgang für alle untersuchten Prüflinge eine einheitliche Oberflächenbeschaffenheit hergestellt. Damit werden prozessbedingte Oberflächeneinflüsse weitgehend ausgeschlossen.

2.2.2.2 Rechnerische Untersuchungen

Neben der experimentellen Untersuchung des Einflusses von Druckeigenspannungen auf die Ermüdungslebensdauer von Wälzlagern und –komponenten sind auch rechnerische Betrachtungen zu dem Sachverhalt bekannt. Dabei handelt es sich hauptsächlich um rechnerisch-theoretische Untersuchungen der Beanspruchung im Wälzkontakt. Vereinzelt sind auch rechnerische Bewertungen der Lebensdauer zu verzeichnen. Nur in wenigen Fällen handelt es sich um rechnerische und gleichzeitig experimentelle Untersuchungen, die einen Abgleich ermöglichen.

Gestaltänderungsenergiehypothese

Wie in Abschnitt 2.1.5.1 genannt, stellt die Wechselschubspannungshypothese die Basis der heute genormten Lebensdauerberechnung nach DIN ISO 281 dar. Alle relevanten Einflüsse konnten bislang ausreichend beurteilt und im Faktor a_{ISO} berücksichtigt werden. Eine Erfassung von Eigenspannungen ist definitionsgemäß in dieser Vergleichsspannungshypothese nicht möglich, da nur die Schubspannungen parallel zur Oberfläche berücksichtigt werden. Die betrachteten Eigenspannungen in Roll- und Querrichtung erzeugen keine Schubspannungskomponente im Spannungstensor und somit bewirken sie keine Änderung bei Anwendung der Wechselschubspannungshypothese. Aus diesem Grund wurde für die Spannungsbewertung im Wälzkontakt unter Berücksichtigung von Eigenspannungen auf die VON MISES bzw. die Gestaltänderungsenergiehypothese verwiesen [10][38][40][44][109]. Durch Superposition der Kontaktspannungen und der zusätzlichen Eigenspannungen wird eine resultierende Vergleichsspannung berechnet. In den meisten Fällen werden die Eigenspannungen in Roll- und Querrichtung mit dem gleichen Wert eingesetzt, da nur geringe Unterschiede zwischen den Richtungen bestehen. Senkrecht zur Rollebene wird der Wert mit null angenommen, da in Richtung Oberfläche die Eigenspannungen aufgrund der äußeren Spannungsfreiheit ausgeglichen sein müssen [37]. In Abhängigkeit der vorliegenden Eigenspannungen liefern die Berechnungsergebnisse eine geänderte Vergleichsspannung gegenüber dem Wert der Vergleichsspannung ohne Eigenspannungen. Darüber hinaus werden in den Analysen auch Reibungseinflüsse berücksichtigt. In [38] und [44] werden auf rechnerischer Basis ideale Druckeigenspannungsbeträge in Abhängigkeit der vorliegenden Pressung und Reibung angegeben. Es handelt sich dabei aber um rein theoretische Werte ohne Berücksichtigung von Druckeigenspannungsgradienten bzw. real herstellbaren Tiefenverläufen der Eigenspannungen in der Randschicht. Darauf aufbauend ist in [40] die identische Betrachtungsweise angewandt. Hieraus geht hervor, dass es notwendig ist, den gesamten Werkstoffbereich im Umfeld des Kontaktes mit zu berücksichtigen, da durch die Überlagerung von Druckeigenspannungen Randmaxima entstehen [38]. Auf dieser Basis wird die beobachtete Lebensdauersteigerung bzw. später beginnende Ermüdung anhand verlangamer struktureller Änderungen erklärt. Begründet wird das durch die Beanspruchungsreduzierung, die mit Hilfe der VON MISES Spannung ermittelt wurde. Gerade für den Zeitfestigungsbereich mit eher niedrigeren Beanspruchungen wird diese Betrachtung als sinnvoll erachtet, da hier keine unmittelbaren plastischen

Verformungen durch wenige Überrollungen und damit der Abbau der Druckeigenspannungen zu erwarten ist [40].

Wie in Abschnitt 2.1.5.2 angegeben, bieten diese Berechnungen mit Eigenspannungseinfluss eine Möglichkeit um Schadensfälle und strukturelle Änderungen zu erklären. Weiterhin ist in [93] umfangreich beschrieben, dass die in der wälzbeanspruchten Randschicht vorliegenden Druckeigenspannungen veränderlich sind. Durch zyklische Beanspruchung und Temperatureinflüsse kommt es zu Veränderungen des Druckeigenspannungszustandes.

CRETU [10] verwendet die Vergleichsspannungsberechnung und leitet daraus Lebensdauerfaktoren ab. Die Umsetzung erfolgt durch die Gegenüberstellung der Vergleichsspannung am höchstbeanspruchten Ort unter Berücksichtigung der Lebensdauerexponenten. Folglich wird nur der Maximalwert und nicht der Vergleichsspannungsverlauf oder das dreidimensionale Spannungsfeld berücksichtigt. Der Abgleich mit experimentell ermittelten Steigerungsfaktoren im Zusammenhang mit vorhandenen Druckeigenspannungen zeigt für die durchgeführten Untersuchungen eine gute Übereinstimmung.

Eigene Untersuchungen [97] unter Verwendung der genannten Hypothese und einer unmittelbaren Verwendung im Lebensdauermodell von IOANNIDES & HARRIS zeigen einen sehr hohen Einfluss von überlagerten Druckeigenspannungen. Im Gegensatz zu den Berechnungen nach CRETU wird in diesem Modell der zweidimensionale Spannungsverlauf in Kontaktmitte entlang der Rollrichtung berücksichtigt und nicht nur Maximalwerte der Vergleichsspannung. Real hergestellte Druckeigenspannungstiefenverläufe führen damit zu hohen rechnerischen Steigerungen. Der Abgleich mit durchgeführten Versuchen [106][120] und Literaturangaben [49], in welchen Versuche vorgestellt werden, bestätigen jedoch keine entsprechend hohe Lebensdauersteigerung.

Schubspannungshypothese

Als weitere Hypothese zur rechnerischen Bewertung des Eigenspannungseinflusses wird die Schubspannungshypothese genutzt [37][44][82]. Beim Vergleich mit der VON MISES Spannung zeigen sich dabei qualitativ ähnliche Ergebnisse hinsichtlich dem Ort und dem Betrag der maximalen Beanspruchung mit und ohne der Berücksichtigung von Druckeigenspannungen [37][40][44].

ZARETSKY [82][101][121] verwendet als Basis seiner Berechnungen die Schubspannungshypothese zur Beschreibung der Beanspruchung im Wälzkontakt. Die Berücksichtigung der Eigenspannungen erfolgt jedoch nicht über eine direkte Superposition mit

den Lastspannungen. Zunächst wird die Vergleichsspannung bzw. die maximale Schubspannung τ_{max} , die sich durch die Lastspannungen ergeben, gebildet. Anschließend wird dieser Wert um den halben Betrag der vorliegenden Druckeigenspannungen σ_E nach folgender Formel korrigiert:

$$\tau_{max,r} = \tau_{max} - 0.5 \cdot \sigma_E$$

ZARETSKY betrachtet dabei die Symmetrieebene im Kontakt. Hierbei stimmt die Lage der Hauptspannungen mit den Koordinatenspannungen überein. Die Korrektur mit dem halben Betrag der gemessenen Eigenspannung in Roll- und Querrichtung wurde vom Autor erstmals in [122] eingeführt und seit diesem Zeitpunkt vertreten. Das daraus resultierende Spannungskriterium wird dann im entsprechenden Lebensdauermodell nach ZARETSKY zur Ermittlung der erreichbaren Lastwechsel eingesetzt. Dabei können nach Angaben des Autors Lebensdauerveränderungen durch vorhandene Eigenspannungen rechnerisch bewertet werden. Eine weitere Anwendung dieser vorgeschlagenen Betrachtungsweise ist aus der Literatur und der Normung nicht bekannt. Ebenso sind keine weiteren Anwendungen der Schubspannungshypothese in Verbindung mit überlagerten Eigenspannungen in Lebensdauermodellen zur Beurteilung von Wälzlagerermüdungsvorgängen bekannt.

Schubspannungsintensitätshypothese und Schubspannungsamplitude

Von HERTTER wurde in [20] neben den genannten Berechnungsansätzen mit den klassischen Spannungshypothesen umfangreiche Vergleiche von Spannungshypothesen zur Beschreibung der Beanspruchung im Wälzkontakt durchgeführt. In der Betrachtung wurden neben Rauheitsprofilen auch überlagerte Druckeigenspannungen berücksichtigt. Es handelt sich dabei aber ausschließlich um Druckeigenspannungen, die im Betrieb des Lagers belastungsinduziert hervorgerufen wurden. Hierfür wurden aus der Literatur [123] diskrete Eigenspannungsverläufe verwendet, die von der maximalen HERTZschen Pressung abhängig sind. Aus den vergleichenden Untersuchungen zeigten sich drei Hypothesen als zielführend. Es wird die Schubspannungsintensitätshypothese sowie eine modifizierte Variante davon und die Hypothese der maximalen Schubspannungsamplitude genannt. In der Arbeit wurde neben der Beanspruchungsbeurteilung auf Basis der gewählten Hypothesen auch eine Lebensdauerberechnung mit einem angepassten Lebensdauermodell (siehe Abschnitt 2.1.6.4) durchgeführt. Nach Angaben des Autors eignen sich alle drei Berechnungsverfahren zur Beurteilung der Beanspruchung im

Wälzkontakt mit überlagerten Eigenspannungen und sind geeignet für die Verwendung im angepassten Lebensdauermodell (siehe Abschnitt 2.1.6.4). Der Abgleich des Modells erfolgte anhand von Lebensdauerergebnissen aus der Literatur [66] sowie anhand der im Forschungsvorhaben durchgeführten Versuche. In den Untersuchungen von HERTTER standen jedoch keine gezielt eingebrachten Druckeigenspannungen und deren Auswirkung auf die Lebensdauer im Fokus.

In [43] verwendet HERTTER eine weitere Variante der Schubspannungsintensitätshypothese für die Beurteilung der Beanspruchung im Wälzkontakt von Stirnrädern, die in [54] zur Untersuchung des Einflusses von Schleifbrand auf die Flankentragfähigkeit von einsatzgehärteten Stirnrädern ebenfalls Anwendung findet.

Hypothese von DANG VAN

Eine von DANG VAN [124] vorgestellte Hypothese zur Beurteilung von mehrachsigen Beanspruchungen wurde ebenfalls für die Anwendung auf Wälzermüdung übertragen. In [20] wird die Hypothese zur Beurteilung der Wälzbeanspruchung in Verbindung mit Eigenspannungen eingesetzt. Aufgrund der aufwändigen numerischen Behandlung und dem bisher fehlenden experimentellen Abgleich wird die Verwendung vom Autor nicht empfohlen. Fast zeitgleich wird in [46] auf die Hypothese nach DANG VAN für die Beurteilung der Wälzbeanspruchung und zusätzlicher äußerer Spannungen, wie z. B. Eigenspannungen verwiesen. Die Berechnungsformel wird wie folgt angegeben:

$$\tau_v = (\tau_{0\max} - k_{hyd} \cdot p'_{hyd})_i$$

Die Spannung $\tau_{0\max}$ wird einmal mit „maximum alternating shear stress amplitude“ und ein zweites Mal mit „maximum shear stress amplitude“ bezeichnet. In der wörtlichen Übersetzung ist damit ein gewisser Freiraum bzgl. der konkreten Wahl des Spannungskriteriums gegeben. Einerseits kann durch den Begriff „alternating“ auf die Wechselschubspannung geschlossen werden. Andererseits bedeutet „maximum shear stress“ wörtlich „Hauptschubspannung“ was auf die Spannungshypothese nach TRESCA schließen lässt. Unabhängig vom exakten Wortlaut in [46] wird bei der Angabe der oben angegebenen Berechnungsvorschrift und der Festlegung des Faktors k_{hyd} auf die Originalquelle von DANG VAN [124] verwiesen. Darin ist vermerkt, dass die Grundlage der örtlichen Spannungen die Hauptschubspannung nach TRESCA darstellt. Diese ist wie in

Abschnitt 2.1.5.3 angegeben, die Differenz aus der größten und kleinsten vorliegenden Hauptspannung.

Dieser Ansatz aus [46] wurde in einem Forschungsvorhaben [48] zur Ermittlung einer Vergleichsspannung für die Beurteilung von Wälzbeanspruchungen übernommen. In der Arbeit wurde das vorher beschriebene Kriterium τ_{0max} als Orthogonalschubspannung oder Wechselschubspannung interpretiert. Die Vergleichsspannung τ_v wird über die Orthogonalschubspannung, unter Berücksichtigung des Faktors k_{hyd} um den hydrostatischen Druck p'_{hyd} inklusive vorliegender Eigenspannungseinflüsse, reduziert. In aktuellen Arbeiten von NEUBAUER [49][119] wird dieser Vorschlag übernommen und das vorgestellte Lebensdauermodell mit Versuchsergebnissen aus [48] validiert. Auf Basis des Lebensdauermodells nach JOANNIDES & HARRIS kann damit der Einfluss mechanisch eingebrachter Druckeigenspannungen in Wälzlagerlaufbahnen auf die Ermüdungslebensdauer rechnerisch ermittelt werden. Aufgrund der Anpassung des Berechnungsmodells durch Korrekturfaktoren bestätigt NEUBAUER rechnerisch die Versuchsergebnisse. Den Versuchen liegen jedoch als Referenz hartgedrehte Laufbahnen und damit verbundene mögliche oberflächeninduzierte Einflüsse zu Grunde. Das Spannungskriterium ist als maximale Orthogonalschubspannung interpretiert, was gegen die ursprünglichen Angaben von DANG VAN spricht. Damit muss auch die Übertragbarkeit der werkstoffabhängigen Konstanten in Frage gestellt werden.

In [59] wurde ein Berechnungsansatz mit Verwendung des DANG VAN Ansatzes vorgeschlagen. Hier dient als Basis die VON MISES Spannung, die anschließend mithilfe eines Faktors um den hydrostatischen Spannungsanteil korrigiert wird. Bei der Bildung der Vergleichsspannung wird direkt eine Ermüdungsgrenze des Werkstoffs betrachtet, was der Berücksichtigung einer Ermüdungsgrenze im Lebensdauermodell gleichwertig ist. Mit der gebildeten Vergleichsspannung wird schließlich in einem angepassten Lebensdauermodell auf Basis des LUNDBERG & PALMGREN Ansatzes die Lebensdauer bei einer gegebenen Überlebenswahrscheinlichkeit berechnet. Auch für diesen Ansatz ist eine Überprüfung der Anwendbarkeit der werkstoffabhängigen Kennwerte und der Abgleich mit Lebensdauerversuchen unter dem Einfluss gezielt eingebrachter Druckeigenspannungen nötig.

Die vorher beschriebenen rechnerischen Ansätze zur Beurteilung der Beanspruchung und Lebensdauer in Verbindung mit vorliegenden Eigenspannungen verwenden statische Verläufe der Eigenspannungen. Diese Eigenspannungsverläufe sind entweder ge-

messen oder angenommene Werte. Aus Untersuchungen von z. B. ILG [93] und VOSKAMP [81] ist bekannt, dass Eigenspannungsverläufe einer zeitabhängigen Änderung infolge der zyklischen Wälzbeanspruchung unterliegen. Zur Vereinfachung des Sachverhaltes werden die „quasi“ stabilen Eigenspannungsverläufe in der „stabilen“ Phase verwendet [20]. NEUBAUER [119] verweist auf eigene Untersuchungen und stellt über eine sehr lange Belastungsdauer kaum Veränderung der mechanisch eingebrachten Druckeigenspannungen mittels Festwalzen infolge der Wälzbeanspruchung fest.

Die hohe Bedeutung von initialen Eigenspannungen, die durch die Vorbehandlung erzeugt wurden, wird durch [125] unterstützt. Es wird beschrieben, dass es für die Beanspruchungsbewertung sinnvoll ist, Eigenspannungen des Ursprungszustandes zu berücksichtigen, da die Eigenspannungsveränderung infolge Wälzbeanspruchung keine plausiblen Ergebnisse in der Lebensdauerberechnung liefert.

Experimentelle Untersuchungen in [117] bestätigen diese Betrachtungsweise zur Verwendung des Initialzustandes der Eigenspannungen. Darüber hinaus zeigten die Versuche an verfestigten Wälzlagerkugeln, ähnlich zu NEUBAUER, nur eine geringe Veränderung des ursprünglichen Eigenspannungszustandes.

Neben der Bewertung der Beanspruchung unter dem Einfluss von Eigenspannungen sind keine weiterführenden Literaturstellen und Anwendungen bekannt, die diese Ergebnisse in Lebensdauermodellen verarbeiten und Lebensdauersteigerungen vorstellen.

Der beschriebene Stand der Technik und Forschung zur rechnerischen Berücksichtigung gezielt eingebrachter Druckeigenspannungen zeigt, dass es nur wenige ganzheitliche Ansätze zur Bewertung der Lebensdauersteigerung gibt. Zahlreiche Arbeiten bewerten ausschließlich die Auswirkungen auf die Vergleichsspannung und bieten keine Ansätze zur Berücksichtigung im Lebensdauermodell. Die bestehenden Konzepte mit Lebensdauermodell müssen aufgrund der Wahl des Spannungskriteriums noch umfangreicher validiert und anerkannt werden. Weiterhin sind die Grundlage dieser Modelle nur begrenzt übertragbare und aussagefähige Versuchsergebnisse.

3 Lebensdauereinfluss gezielt eingebrachter Druckeigenspannungen

Wie im vorangegangenen Stand der Technik und Forschung beschrieben, ist der positive Einfluss von eingebrachten Druckeigenspannungen auf die Lebensdauer bereits durch zahlreiche experimentelle und rechnerische Untersuchungen erkannt worden. Dennoch existiert bislang keine Nutzung des Potentials in der Wälzlagerauslegung da noch keine anerkannte allgemeingültige Methode zur Verfügung steht. Aus diesem Grund werden nachfolgend Untersuchungen zur Berücksichtigung von gezielt eingebrachten Druckeigenspannungen mit dem Ziel der Lebensdauersteigerung vorgestellt. Mit Wälzlagerebensdauerversuchen zur Untersuchung des Wälzermüdungsverhaltens von verschiedenen hergestellten Prüflingen wurde der Einfluss von gezielt eingebrachten Druckeigenspannungen experimentell bewertet. Nachfolgend werden begleitende rechnerische Untersuchungen zur Berücksichtigung von Druckeigenspannungen präsentiert. Abschließend werden Ansätze zur Erfassung der Veränderung der Lebensdauer durch die Anwendung von Lebensdauermodellen vorgestellt.

3.1 Experimentelle Untersuchungen

3.1.1 Versuchsaufbau und Durchführung

Die experimentellen Untersuchungen des Lebensdauereinflusses von gezielt eingebrachten Druckeigenspannungen auf die Lebensdauer von Wälzlagern wurden mit Ermüdungsversuchen an Wälzlagerkomponenten durchgeführt. Bei den untersuchten Wälzlagernbauteilen handelt es sich um Planetenbolzen, die in Automatikgetrieben für PKW eingesetzt werden [126]. Abbildung 3-1 zeigt einen exemplarischen Planetenbolzen mit dem dazugehörigen Nadelkranz und den Axialanlaufscheiben.



Abbildung 3-1: Planetenbolzen mit Radialnadelkranz und Axialanlaufscheiben

Auf dem feststehenden Planetenbolzen befindet sich der Nadelkranz, der wiederum die Aufnahme für das Planetenrad darstellt. Die komplette Einheit aus Planetenbolzen, Nadelkranz, Axialanlaufscheiben und Planet befindet sich in mehrfacher Ausführung in einem Planetenträger eines Planetengetriebes, wie in Abbildung 3-2 dargestellt. In einem Automatikgetriebe kommen aktuell meist vier Planetenradsätze zum Einsatz. So mit werden je nach Planetenbestückung der Radsätze 12 bis 20 solcher Planetenlagerungen benötigt.

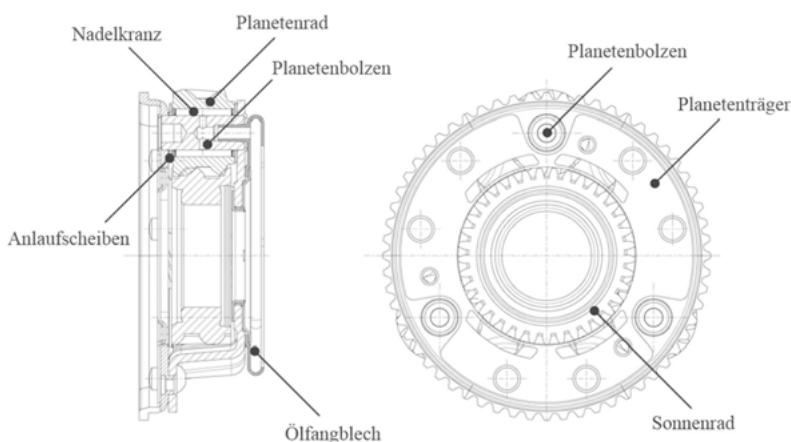


Abbildung 3-2: Planetenträger

Der zylindrische Planetenbolzen stellt direkt die Wälzlaufbahn für den Radialnadelkranz dar. Der Aufbau ermöglicht, dass bei geringstem Bauraum eine ausreichend hohe Tragfähigkeit erreicht wird. Im Betrieb des Planetengetriebes entstehen Kräfte und Momente unter Rotation, die zur Belastung der Planetenlagerung führen. Der Planet und der Nadelkranz werden in Drehung versetzt und es kommt zum Abwälzen der Wälzkör-

per des Nadelkranzes auf dem feststehenden Planetenbolzen. Die Beölung des Wälzkontaktes erfolgt im Anwendungsfall durch die radialen Schmierbohrungen des Bolzens. Das notwendige Schmier- und Kühlöl wird mittels Fliehkraft in der Ölfangschale gesammelt und in das Innere der Bolzen gefördert. Im Betrieb des Getriebes ist damit sichergestellt, dass das Schmieröl in die Lagerung gelangt.

Im eingesetzten Versuchsaufbau wurde das System „Planetenlagerung“ vereinfacht und auf den Planetenumlauf und die daraus resultierende Fliehkraft verzichtet. Es werden lediglich der Planetenbolzen mit Nadelkranz und Anlaufscheiben sowie ein dazugehöriges Laufrad eingesetzt. Das Laufrad stellt den Planeten mit seiner Direktlaufbahn am Innendurchmesser dar. Am Außendurchmesser befindet sich gegenüber dem realen Planetenrad keine Verzahnung, sondern eine leicht profilierte, zylindrische Mantelfläche. Der schematische Versuchsaufbau ist in Abbildung 3-3 dargestellt.

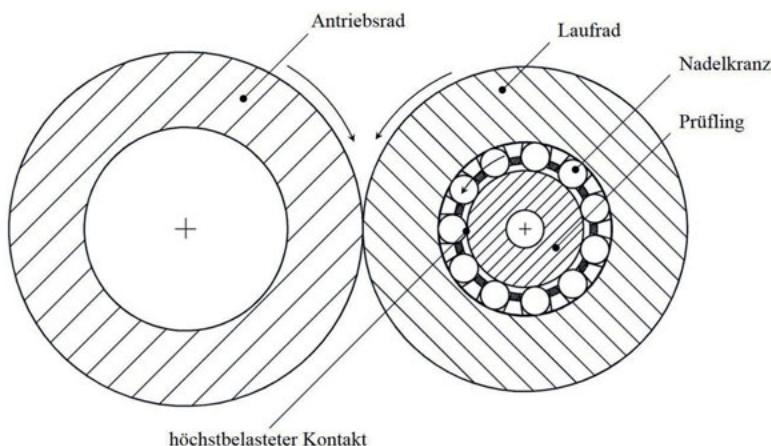


Abbildung 3-3: Schematischer Prüfaufbau

In Anlehnung an die Originalanwendung ist der Prüfling (Planetenbolzen) fest eingespannt. Der Planetenbolzen stellt die Basis der Lagerung dar. Der Nadelkranz sowie das Laufrad sind drehbar auf dem Bolzen montiert und komplettieren die Lagerung. Das rotierende Antriebsrad wird über hydraulische Zylinder an das Laufrad gepresst und setzt das Laufrad über Kraftschluss in Bewegung. Die regelbare Drehzahl am Antriebsrad und die gewählten Durchmesserverhältnisse ermöglichen eine freie Einstellung der gewünschten Drehzahl am Laufrad bzw. des abwälzenden Nadelkranzes auf dem Planetenbolzen. Über den hydraulischen Druck kann die Anpresskraft des Antriebsrades und

schließlich die resultierende Lagerbelastung eingestellt werden. Die vorgegebene Lagergeometrie und die definierte Radiallast erzeugen in der Lageranordnung bzw. innerhalb des Nadelkranzes die wälzlagertypische Lastverteilung. Die Folge ist, dass in der Scheitelstellung ein Wälzkörper bzw. Kontakt die höchste Belastung erfährt. Bedingt durch den feststehenden Prüfling ist der höchstbelastete Kontakt ortsfest. Das bedeutet, der Wälzkörper mit der höchsten spezifischen Last wälzt stets über dem identischen Bauteilsegment am Planetenbolzen ab. Die zyklische hohe Beanspruchung dieses diskreten Werkstoffbereiches am Bolzen sorgt schließlich dafür, dass es dort als erstes zu Ermüdungsvorgängen kommt. Trotz des relativ geringen Volumens kommt es zuverlässig zur lokalen Pittingbildung am Planetenbolzen.

Der verwendete Prüfling ist mit Serienprozessen aus dem typischen Wälzgerstahl 100Cr6 hergestellt. Die Hauptabmessungen des Prüflings liegen bei 15,5 mm Außen-durchmesser und 40 mm axialer Baulänge. Die Rauheit der Laufbahn hat eine Anforderung von mindestens Rz 1. Die zulässige Parallelitäts- und Rundheitsabweichung liegt bei 4 μm .

In den durchgeföhrten experimentellen Untersuchungen wurde die Lagerung durch zwei parallel angeordnete Nadelkränze realisiert. Abbildung 3-4 zeigt die genaue Anordnung im eingesetzten Prüfaufbau.



Abbildung 3-4: Anordnung des Prüflings und der Nadelkränze im Prüfaufbau

Das bedeutet, es rotieren zwei identische schmalere Nadelkränze anstatt eines breiten Nadelkranzes auf dem Bolzen. Hintergrund für die zweireihige Gestaltung der Lagerkäfige ist die hohe Torsions- bzw. Biegebelastung auf die Käfigstege unter Fliehkräfteinfluss für einen einreihigen Käfig im Anwendungsfall von Planetengetrieben. Eine zweireihige Lösung bietet höhere Festigkeitsreserven für den Käfig und stellt entsprechend

in einigen Serienanwendungen die aktuelle Ausführung dar. Die technischen Details zu dem Radialnadelkranz sind in Tabelle 3-1 aufgelistet.

Tabelle 3-1: Beschreibung der Radialnadelkränze

dynamische Tragzahl	13 700 N
statische Tragzahl	13 600 N
Innendurchmesser	15,5 mm
Außendurchmesser	23,1 mm
Breite	12,4 mm
Wälzkörperlängsdurchmesser	3,8 mm
Wälzkörperanzahl	11
effektive Wälzkörperlänge	9,4 mm

Das Laufrad ist ebenfalls aus Wälzgerstahl hergestellt und erfüllt die Anforderungen, die an Wälzgerätelaufbahnen gestellt werden. Die eingesetzten Anlaufscheiben wurden gemäß dem Stand der Technik [127] gestaltet.

Die verwendeten Laufräder, Nadelkränze und Anlaufscheiben entsprechen einer serienmäßigen Ausführung mit den genannten hohen Qualitätsanforderungen. In den Untersuchungen wurden diese Bauteile keiner Sonderbearbeitung unterzogen, da sie nicht Gegenstand der Ermüdbetrachtung sind. Die detaillierten Betrachtungen zum Einfluss gezielt eingebrachter Druckeigenspannungen beziehen sich ausschließlich auf den Planetenbolzen.

Die Prüfbedingungen wurden anwendungsnah auf eine maximale Kontaktpressung von ca. 3 200 MPa festgelegt. Dies wird mit einer eingeleiteten Radiallast von 17 kN in Verbindung mit einem Betriebsspiel von 18 μm erreicht. Die Drehzahl am Laufrad wurde auf 9 500 U/min eingestellt. Als Schmieröl wurde eine Mischung aus gleichen Teilen des FVA Referenzöls Nr. 3 und Nr. 4 [128] eingesetzt. Mit der kontrollierten Ölzulauftemperatur von 60 °C errechnet sich unter den gegebenen Betriebsbedingungen ein Viskositätsverhältnis κ von 6. Das gewählte Viskositätsverhältnis sorgt dafür, dass theoretisch immer ein trennender Schmierfilm vorliegt und metallische Berührung der KontaktPartner ausgeschlossen werden kann [2]. Die zugeführte Ölmenge lag konstant bei 0,5 l/min.

Die untersuchten Prüflingsvarianten wurden mit den vorher genannten Prüfbedingungen bis zum ersten Auftreten eines Schadens getestet. Die Körperschallüberwachung der

Prüfanlage ermöglicht eine frühzeitige Erkennung der Schäden. Das bietet die Möglichkeit anhand des wenig fortgeschrittenen Schadens die Schadensursache bzw. den Ursprung ermitteln zu können. Von jeder der untersuchten Varianten wurden abhängig von der Häufigkeit der vorliegenden Ermüdungsschäden zwischen 20 und 30 Prüflinge getestet. Die erreichten Testdauern lagen bei einigen Prüflingen bei wenigen Stunden und erreichten bei anderen maximale Laufzeiten bis zu 500 Stunden. Einzelne Prüfläufe wurden ohne Auftreten eines Schadens beendet um die Kosten und die Aussagefähigkeit in der nachträglichen statistischen Auswertung nicht negativ zu beeinflussen, da es hierbei zu einer Neigung der WEIBULL-Geraden kommen kann. Sobald ein Schaden über die Prüfstandüberwachung detektiert wurde, folgte die Beendigung des Prüflaufs. Die Prüflinge sowie die Nadelkränze, Anlauf scheiben und Laufräder wurden ebenfalls entnommen. Der nächste Prüflauf wurde mit neuen Bauteilen gestartet.

Die entnommenen Prüflinge wurden anschließend einer genaueren werkstoffkundlichen Untersuchung unterzogen. Die Erstellung von Schliffbildern und Anwendung von Ätzverfahren ermöglicht eine Gefügebeurteilung hinsichtlich Schadensursache und Ursprung. Das Ziel der Untersuchung war, auf die Schadensursache zurückzuschließen. Es konnte festgestellt werden, ob der vorliegende Schaden ein oberflächeninduzierter oder ein klassischer Ermüdungsschaden war. Ein oberflächeninduzierter Schaden stellt gemäß der Definition in Abschnitt 2.1.6 keinen Ermüdungsschaden dar. Die nachfolgende Auswertung zur Ermittlung der Ermüdungslebensdauer wurde folglich nur mit klassischen Ermüdungsschäden, die gemäß der werkstoffkundlichen Untersuchung identifiziert wurden, durchgeführt. Damit lagen für die einzelnen Varianten sieben bis elf wertbare Ausfälle vor.

3.1.2 Herstellung der Prüflinge

Im Abschnitt vorher wurde Grundsätzliches zum Prüfaufbau sowie den verwendeten Prüflingen vorgestellt. In diesem Abschnitt wird nun auf die genaue Herstellung der Prüflingsvarianten eingegangen. Es wird einleitend der Herstellungsprozess der Prüflinge vorgestellt und anschließend näher auf die verwendeten Verfahren zur Erzeugung der Druckeigenspannungen in der Bauteilrandschicht der Prüflingsvarianten eingegangen.

Zunächst ist zu erwähnen, dass es sich bei allen Prüflingen um die identischen geometrischen Abmessungen handelt. Die einzelnen Varianten wurden zur besseren Kenntlichkeit mit einem Erkennungsmerkmal an der Stirnseite versehen. So wurde sichergestellt,

dass keine Verwechslung vorliegt. Dies war sowohl für die Herstellung, die Durchführung sowie die Befundung von großer Bedeutung.

Die Rohlinge der untersuchten Prüflinge wurden alle aus einer identischen Materialcharge aus Stangenrohmaterial hergestellt, um einen möglichen Lebensdauereinfluss aufgrund unterschiedlicher Materialeigenschaften bzw. -qualitäten ausschließen zu können. Aus der Literatur [2][129] ist bekannt, dass solche Effekte einen erheblichen Einfluss auf die Lebensdauer von Wälzlagern haben. Nach der Herstellung der Rohlinge aus dem Stangenmaterial durch Drehen, Bohren und Ablängen folgt als nächster Schritt in der Prozesskette die Wärmebehandlung. Ein geläufiges Wärmebehandlungsverfahren für Wälzlagerkomponenten stellt die martensitische Härtung in einem Durchlaufofen dar. Eine entsprechende Durchhärtung bei einer Austenitisierungstemperatur von 800 bis 880 °C und einer nachfolgenden Abschreckung im Ölbad bei 20 bis 150 °C wurde mit den Planetenbolzenrohlingen durchgeführt. Dabei wurden die Prüflinge in einer Charge gehärtet um mögliche Unterschiede durch Schwankungen von Prozessparametern ausschließen zu können. Ein anderer Teil der Prüflinge wurde abweichend hiervon mittels induktiver Randschichthärtung behandelt. Die geänderte Wärmebehandlung führt selbst zu einer Beeinflussung des Druckeigenspannungszustandes. Weitere Details finden sich im Abschnitt „Induktive Randschichthärtung“.

Sowohl die durchgehärteten als auch die induktiv randschichtgehärteten Bolzen wurden einer gemeinsamen Anlassbehandlung unterzogen. Dabei wurde eine Behandlung mit einer Anlasstemperatur von 240 °C und einer Dauer von 2 Stunden gewählt. Die Anlassbehandlung führt dazu, dass der Restaustenit im Bauteil reduziert wird. In der Randschicht wird ein Wert von maximal 2 % erreicht. Im Kern des Prüflings sind bis zu 5 % zulässig. Restaustenit im Gefüge hat die Eigenschaft, dass sich dieser unter Last und Temperatureinfluss in Martensit umwandelt. Durch die Gitterveränderung kommt es zu einer Volumenzunahme und schließlich zum Wachstum der Bauteile. Der gezielt gering eingestellte Anteil an Restaustenit führt folglich zu einer hohen Maßstabilität [129] der Bauteile bei hohen Betriebstemperaturen. In dem hier betrachteten Fall diente die Behandlung mehr der Reduzierung von Einflussfaktoren auf die Lebensdauer. Gerade durch die belastungsinduzierte Restaustenitumwandlung können selbst Druckeigenspannungen und damit verbundene Effekte auf die Ermüdungslebensdauer einhergehen. In den hier durchgeföhrten Untersuchungen lag das Hauptaugenmerk auf Druckeigenspannungen, die bereits vor dem Betrieb des Wälzlagers erzeugt wurden. Das Ziel ist schließlich die Beurteilung der gezielt eingebrachten Druckeigenspannungen vor der

Wälzbeanspruchung und deren Auswirkung auf das Ermüdungsverhalten. Aus diesem Grund wurde durch die gezielte Anlassbehandlung der Restaustenitanteil in der Randschicht möglichst gering eingestellt und damit eine begünstigte Druckeigenspannungs-erzeugung durch Wälzbeanspruchung reduziert.

Nach der Wärmebehandlung folgt die Hartbearbeitung. Den ersten Prozessschritt stellt die Schleifbearbeitung dar. Im Centerless-Verfahren werden die Bolzen in höchster Qualität auf das geforderte Durchmessermaß bearbeitet. Eventuelle Randschichtschädi-gungen und Fehlstellen der Vorbearbeitungen und Wärmebehandlung werden damit entfernt. Nach dem Schleifen ist die geforderte Qualität hinsichtlich Form- und Lagetoleranz für das fertige Bauteil bereits erreicht. Lediglich die Oberflächenfeingestalt ist noch nicht ausreichend. Im nächsten Schritt folgt für die durchgehärteten Varianten optional die mechanische Verfestigung der Randschicht und die dadurch gewünschte Er-zeugung von Druckeigenspannungen. Abschließend wurde an allen Prüflingen eine ein-heitliche Feinstbearbeitung in Form eines Honprozesses durchgeführt. Hier wird die notwendige hohe Oberflächenqualität für den zuverlässigen Betrieb von Wälzlagern hergestellt. Die nachfolgende Abbildung 3-5 zeigt zusammenfassend den Prozessablauf der Prüflingsherstellung.

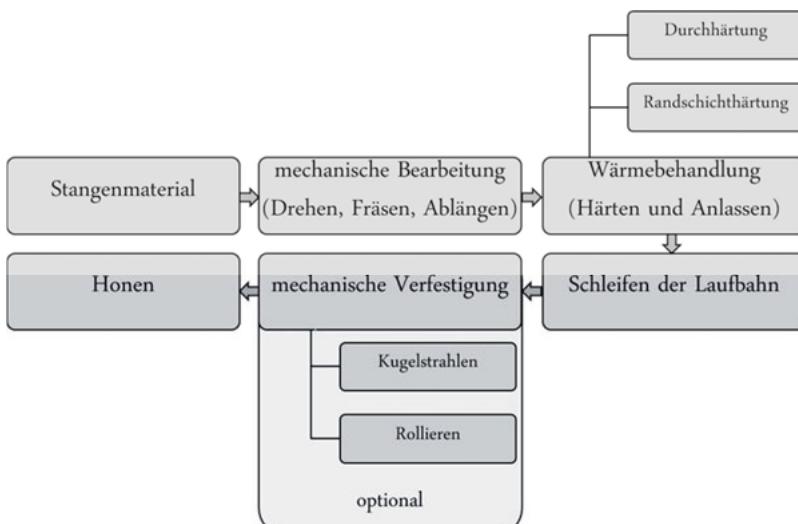


Abbildung 3-5: Prozessablauf der Bauteilherstellung

Für die experimentelle Untersuchung diente die durchgehärtete Variante als Referenz, da diese keine gezielt erzeugten Druckeigenspannungen aufweist. Diese wurde mit einer Variante mit induktiver Randschichthärtung und zwei Varianten mit mechanischer Verfestigung verglichen. Als mechanisches Verfestigungsverfahren wurden eine Kugelstrahlbearbeitung sowie eine Festwalzbearbeitung gewählt. Die induktiv randschichtgehärteten Prüflinge wurden für die Untersuchung nicht verfestigt. Eine genauere Beschreibung der Verfahren und damit erreichbaren Eigenschaftsveränderungen ist in den nächsten Abschnitten beschrieben. Die Tabelle 3-2 zeigt die in den hier präsentierten Untersuchungen verwendeten Wärmebehandlungs- und Verfestigungsvarianten.

Tabelle 3-2: Variantenübersicht der Untersuchungen

Wärmebehandlung	mechanische Verfestigung
Durchhärtung	-
Durchhärtung	Kugelstrahlen
Durchhärtung	Festwalzen
Induktive Randschichthärtung	-

Aktuelle Arbeiten von NEUBAUER zeigen, dass auch Wälzlageraufbauten, die durch Hartdrehen ohne zusätzliche Feinstbearbeitung hergestellt wurden, zuverlässig die Lebensdauervorgabe erreichen. Die Fragestellung dieser Arbeit besteht nicht in der Optimierung von Prozessketten durch den Entfall von Prozessschritten. Es steht vielmehr die Frage im Vordergrund, ob sich durch die gezielte Verfestigung und damit die Erzeugung von Druckeigenspannungen in der Randschicht die Ermüdungslifeisndauer positiv beeinflussen lässt. Aus diesem Grund wurden möglichst wenige Unterschiede zwischen den verschiedenen Prüflingsvarianten hinsichtlich der Materialbeschaffung, Fertigungsverfahren und Oberflächenbeschaffenheit angestrebt. Damit unterscheiden sich die Varianten nur in den Prozessschritten *Wärmebehandlung* oder *mechanischer Verfestigung*. Der Vorteil dieser Vorgehensweise liegt darin, dass die resultierenden Lebensdauerveränderungen weitgehend auf die gezielt beeinflussten Prozessschritte rückführbar sind.

3.1.2.1 Kugelstrahlen

Das Verfahren Kugelstrahlen stellt ein spanloses Oberflächenbearbeitungsverfahren dar, welches nach dem Strahlzweck unterteilt werden kann [78][130]. Das für diese Arbeit relevante Verfahren ist dem Zweck der Verfestigung zuzuordnen. Dieses Kugelstrahlen hat das Ziel, die Bauteileigenschaften durch gezielte Erzeugung von Druckeigenspannungen und Verfestigung von Oberflächen bezogen auf bestimmte Beanspruchungszustände zu optimieren [78]. Dabei kann auch eine geeignete Oberflächentopographie erzielt werden, die aber weniger für eine direkte Wälzebeanspruchung geeignet ist. Dies ist aber im Rahmen dieser Untersuchung nicht von Bedeutung, da alle Bauteilvarianten einer einheitlichen Honbearbeitung unterzogen wurden.

Das Kugelstrahlen bzw. Verfestigungsstrahlen besteht aus vielen einzelnen Stoßvorgängen von Kugeln (Strahlmittel) mit dem zu bestrahlenden Werkstück (Strahlgut). Dabei gilt für alle Strahlverfahren, mit Ausnahme des Kugelstrahlumformens [131], dass für möglichst einheitliche Eigenschaften des Bauteils jeder diskrete Oberflächenbereich von einer Kugel getroffen werden muss [131][132][133]. Der einzelne Stoßvorgang der Kugel mit der Werkstückoberfläche kann dabei in zwei Elementarprozesse unterteilt werden [78][134]. Der erste Teilprozess gemäß Abbildung 3-6 stellt eine Plastifizierung der Werkstückoberfläche dar.

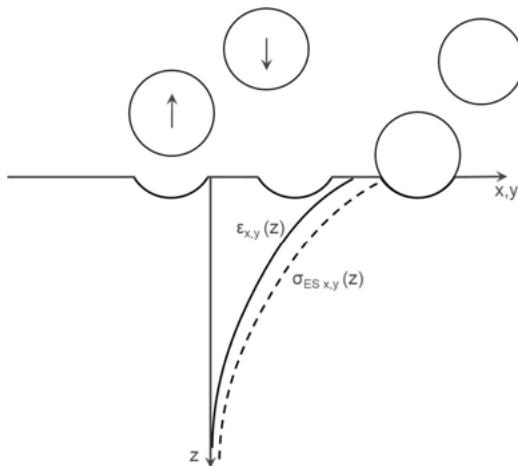


Abbildung 3-6: Plastische Streckung nach [78]

Die resultierenden Kugelkalotten sind ein Ergebnis der elastisch-plastischen Streckung der Oberflächenbereiche. Nichtplastifizierte tieferliegende Werkstoffbereiche unter der

Kontaktzone verbleiben im Ursprungszustand. Aufgrund der festen Verbindung führt dies zwangsläufig zu resultierenden Druckeigenspannungen. Der zweite Teilprozess nach Abbildung 3-7, lässt sich durch HERTZsche Pressung in der Kontaktzone beschreiben.

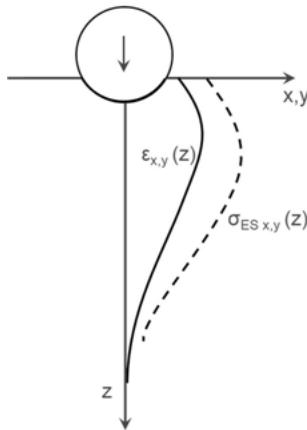


Abbildung 3-7: HERTZsche Pressung nach [78]

Beim Auftreffen der Kugel mit der entsprechenden kinetischen Energie kommt es, bei dieser idealisierten Betrachtung, zur elastischen Berührung. Es stellt sich ein HERTZscher Kontakt ein. Dies führt zu einem lokalen inhomogenen dreiaxigen Spannungszustand. Wie in Abschnitt 2.1.2 beschrieben liegt die maximale Vergleichsspannung unterhalb der Oberfläche. Dadurch kommt es erst in tieferen Werkstoffbereichen zu Überschreitungen der lokalen Streckgrenze und damit zur plastischen Verformung. Auch hier kommt es durch das Vorhandensein von plastifizierten und nichtplastifizierten Zonen zu Druckeigenspannungen. Die Überlagerung der gleichzeitig vorliegenden Elementarprozesse führt letztendlich zum Druckeigenspannungstiefenverlauf in der Bauteilrandschicht. Beim Kugelstrahlen entstehen in der Regel homogene Druckeigenspannungen in Axial- und Umfangsrichtung, da durch die Elementarprozesse jeder Oberflächenbereich orientierungslos mit einer Kugel getroffen wurde und die geänderten Krümmungsverhältnisse in den beiden Richtungen einen untergeordneten Einfluss haben.

Die Kugelstrahlbehandlung von Bauteilen kann neben dem Druckeigenspannungsaufbau noch zu weiteren Eigenschaftsveränderungen am bestrahlten Bauteil eingesetzt

werden. Durch die elastisch-plastischen Stoßvorgänge kommt es zur Entstehung und Umordnung von Gitterstörungen, welche durch eine gesteigerte Mikrohärte erfasst werden können. Eine weitere Möglichkeit zur Charakterisierung dieser Kaltverfestigung stellt die Erfassung der Röntgenlinienhalbwertsbreite dar [78][89]. Beim Vergleich von Bauteilvarianten, die sich lediglich durch eine Verfestigung unterscheiden, ist die Röntgenlinienhalbwertsbreite zur Charakterisierung geeignet. Im Gegensatz zur Mikrohärte weist sie ein höheres Auflösungsvermögen in der Bauteilrandschicht auf [89].

Das Kugelstrahlen von Bauteilen führt außerdem zu einer Veränderung der Oberflächengestalt. Die direkte Plastifizierung der Oberfläche führt zu zurückbleibenden Kugleindrücken. Damit werden die Rauheitsveränderungen stark durch die Bearbeitungsparameter, Strahlmittel und Strahlgut beeinflusst. In der Literatur sind zahlreiche Untersuchungen und rechnerische Verfahren zur Vorhersage einer zu erwartenden Oberfläche beschrieben [78][134][135].

Ein weiterer strahlbedingter Effekt auf die betroffene Randschicht ist die Gefügebeeinflussung. Die Oberflächenbestrahlung kann verformungsinduzierte Phasenumwandlungen hervorrufen [78]. Gerade bei den hier untersuchten Stahlbauteilen, kann die Umwandlung von Austenit in Martensit eine große Rolle spielen. In wälzlagertypischen Wärmebehandlungszuständen kommen oft Restaustenitanteile in der Randschicht vor [108]. Durch eingebrachte plastische Verformung kann sich der vorliegende Restaustenit in Martensit umwandeln. Die damit verbundene Volumenzunahme führt selbst wieder zu einer erhöhten Gitterverspannung und steigert die vorliegenden Druckeigenspannungen. In der hier vorgestellten Untersuchung wurden die Proben aus diesem Grund auf einen möglichst geringen Restaustenitanteil von maximal 2 % eingestellt. Dies erfolgte durch eine Anlassbehandlung im Durchlaufofen. Folglich darf davon ausgegangen werden, dass kaum Einflüsse aufgrund verformungsinduziertem Restaustenitabbaus vorhanden sind.

Die durchgehärteten und angelassenen Prüflinge wurden nach der Schleifbearbeitung der gezielten Kugelstrahlbearbeitung unterzogen. Jeder Prüfling wurde einzeln aufgenommen und gezielt an der Mantelfläche mit einer Düse bestrahlt. Die Strahlparameter und das Strahlmittel wurden in Anlehnung an das zu behandelnde Bauteil festgelegt. Im Rahmen der vorgestellten Untersuchungen wurde dabei keine gezielte Variation der Parameter vorgenommen um das Strahlergebnis zu beeinflussen.

Bei dem verwendeten Strahlmittel handelte es sich um kugelrunde Stahlkugeln mit 1 mm Durchmesser und einer Härte von 700 HV 1. Die Kugeln wurden aus geschnittenen und verrundeten Stahldrahtabschnitten hergestellt. Das Strahlmittel entspricht den Normen DIN EN ISO 11124 [136], VDFI 8001 [137] und SAE J2441 [138]. Zur Charakterisierung der Strahlbearbeitung und der dabei hervorgerufenen Eigenschaftsveränderungen am bestrahlten Bauteil wird die Almenintensität herangezogen. Diese beschreibt die Durchbiegung an einem einseitig bestrahlten Probestreifen aus Federstahl, welcher die identische Behandlung wie das Strahlgut erfahren hat.

Die erreichte Almenintensität lag bei 8-10 Inch A bei einem Bedeckungsgrad von mehr als 200 %. Das bedeutet, dass jeder Oberflächenbereich mindestens zweimal durch eine auftreffende Kugel getroffen wurde. Nach der Kugelstrahlbearbeitung erfolgte, wie in Abbildung 3-5 beschrieben, der abschließende Honprozess zur Sicherstellung der notwendigen einheitlichen Oberflächenqualität. Die nachfolgende Abbildung 3-8 zeigt die durch röntgenographische Messung erfassten Druckeigenspannungstiefenverlauf an der durchgehärteten und kugelgestrahlten Bauteilvariante im Vergleich zu dem Verlauf ohne Verfestigung. Die Messung der Eigenspannungen erfolgte in tangentialer Richtung. Vereinfachend wird angenommen, dass die vorliegenden Eigenspannungen in tangentialer (Rollrichtung) und axialer Richtung identisch sind. Durchgeführte eigene Untersuchungen haben gezeigt, dass diese Vereinfachung zulässig ist. Eigenspannungen in radialer Richtung können gemäß [37] kaum vorliegen und sind vernachlässigbar. Im weiteren Verlauf der Arbeit wird stets die Eigenspannung in tangentialer Richtung behandelt. Der Tiefenverlauf wurde durch chemisches Abtragen und nachfolgende Messung an der neu entstandenen Oberfläche ermittelt.

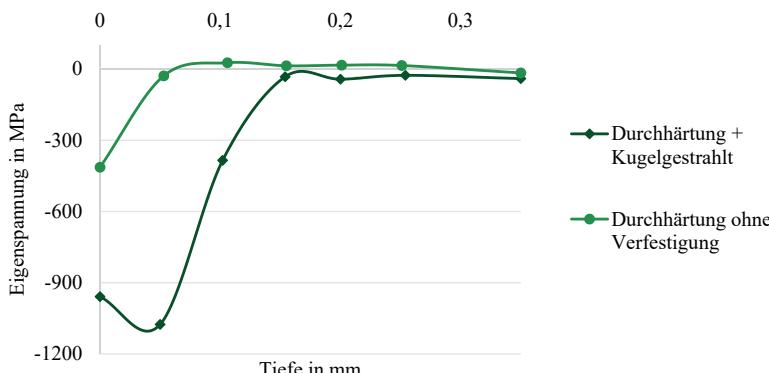


Abbildung 3-8: Röntgenographisch gemessene Eigenspannungstiefenverläufe der kugelgestrahlten Randschicht sowie der Randschicht ohne Verfestigung

Der Verlauf der Linie für den Eigenspannungsverlauf der durchgehärteten und nicht verfestigten Randschicht zeigt, dass lediglich im randnahen Oberflächenbereich bis zu einer Tiefe von 50 µm Druckeigenspannungen ersichtlich sind. Diese sind auf die Hartbearbeitungsvorgänge Schleifen und Honen zurückzuführen. Im Vergleich dazu, zeigt die Linie der durchgehärteten kugelgestrahlten Randschicht deutlich gesteigerte Druckeigenspannung bis in eine Tiefe von 150 µm. Der Verlauf bestätigt mit seinem Maximum von ca. 1 100 MPa unter der Oberfläche den vorher beschriebenen Elementarprozess der HERTZSchen Pressung. Ergänzend zum Druckeigenspannungstiefenverlauf ist in Abbildung 3-9 die röntgenographisch ermittelte Halbwertsbreite für die Variante mit Verfestigung durch Kugelstrahlen und ohne Verfestigung dargestellt. Der Verlauf der Linie ohne Verfestigung liegt im kompletten Tiefenbereich bei etwa 6 °. Ein Einfluss der Feinstbearbeitung im oberflächennahen Bereich ist an dem Kriterium der Halbwertsbreite nicht ersichtlich. Die Linie der Variante mit Verfestigung durch Kugelstrahlen hat eine reduzierte Halbwertsbreite im Tiefenbereich bis 150 µm. In größeren Tiefen ab 150 µm liegt der Wert ebenfalls bei etwa 6 ° analog zu der nicht verfestigten Variante.

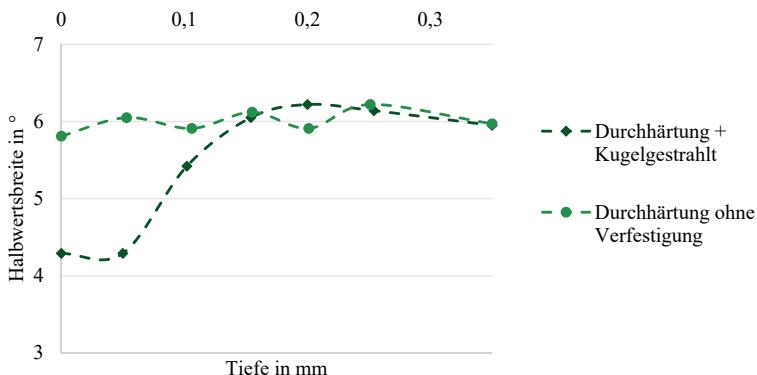


Abbildung 3-9: Röntgenographisch gemessene Röntgenlinienhalbwertsbreiten der durchhärteten und kugelgestrahlten Randschicht sowie der Randschicht ohne Verfestigung

Die dargestellten Verläufe in Abbildung 3-8 und Abbildung 3-9 der ungelaufenen Neuteile zeigen exemplarisch den Einfluss der eingesetzten Kugelstrahlbearbeitung. Es ist sowohl eine Veränderung des Eigenspannungszustandes als auch der Röntgenlinienhalbwertsbreite zu verzeichnen.

Die hergestellten Bauteile wurden ergänzend hinsichtlich Härte und Oberflächenqualität gemessen. Die Oberflächenhärte der kugelgestrahlten Varianten lag bei 765-775 HV 1 und die Kernhärte bei 700 HV 1. Die nicht verfestigten entsprechend bei 765-784 HV 1. Oberflächenhärte und ebenfalls 700 HV 1 Kernhärte. Bei den Oberflächen wurde eine für Wälzlagerraufbahnen typische Rauheitsanforderung mit einem Mittenrauwert R_a von 0,03 bis 0,05 µm und einem Traganteil von deutlich über 60 % in der Referenzschnitttiefe von 0,1 µm bei einem Bezug von 5 % erzielt. Die Oberflächenqualität unterscheidet sich nicht zwischen den Varianten, da einheitliche Prozesse zur abschließenden Bearbeitung eingesetzt wurden.

3.1.2.2 Festwalzen

Das Festwalzen ist wie das Kugelstrahlen ein spanloses Oberflächenbearbeitungsverfahren. Es wird in [78] als „*eine kontinuierliche plastische Deformation oberflächennaher Werkstoffbereiche durch ein- oder mehrfaches Überrollen mit Profilrollen oder Walzen vorgegebener Geometrie unter definierten Anpresskräften*“ beschrieben. Die Festwalzbearbeitung ist jedoch nicht beschränkt auf Walzkörper in Rollen- oder Walzenform, sondern kann auch mittels Kugeln, die hydrostatisch gelagert sind, erfolgen. Entsprechende Werkzeuge und Vorrichtungen werden von der Firma ECOROLL [139] hergestellt.

In der Berührzone zwischen Walzkörper und Werkstück kommt es zu einer Kontaktzone, die sich mit den Grundformeln der HERTZ'schen Pressung beschreiben lässt. Infolge dessen führt dies im Werkstück zu einem dreiachigen Spannungszustand und der daraus typischen maximalen Beanspruchung unterhalb der Oberfläche. Der hier vorliegende Elementarprozess der Hertz'schen Pressung führt zur lokalen Überschreitung der Werkstoffstreckgrenze und schließlich zu Plastifizierungen [78][89]. Die Folge davon ist der gewünschte Druckeigenspannungsaufbau. Beeinflusst wird dieser Vorgang noch durch zusätzliche Glättungs- und Reibungsprozesse direkt an der Oberfläche des zu bearbeitenden Werkstücks [89]. Weiterhin kann es durch vorliegende Oberflächenrauheiten zu lokalen Erhöhungen der Pressungen, sogenannten Mikropressungen kommen, die entsprechend höhere Spannungen und Beanspruchungen bzw. Vergleichsspannungmaxima in höheren Tiefenlagen erzeugen [98]. Es kommt zu Abweichungen von der theoretisch berechneten Beanspruchung auf Grundlage der HERTZ'schen Theorie. Das ist gerade bei niedrigen Walzkräften und geringen Kontaktdimensionen von Bedeutung. Mit steigenden Walzkräften kommt es zwangsläufig zu größeren Druckflächen und plastischen Einebnungen der Oberflächen. In der Folge kommt es wieder zur Verschiebung des Spannungsmaximums in tiefer liegende Werkstoffbereiche. Die resultierenden Eigenspannungen sind damit auch wieder in größeren Tiefenlagen zu finden [89][98].

Das vorrangige Ziel der Festwalzbearbeitung der vorgestellten Untersuchung stellt die Verfestigung bzw. Einbringung von Druckeigenspannungen in die Randschicht dar. Zusätzlich lassen sich mit diesem Verfahren Verbesserungen der Oberflächenqualität erzielen. Durch geeignete Wahl der Walzparameter kann die Oberflächenrauheit gezielt beeinflusst werden [98], wobei Mittenrauwerte von bis zu $0,05 \mu\text{m}$ erreicht werden können [78]. Diese Effekte werden im Rahmen dieser Arbeit nicht berücksichtigt. Ähn-

lich dem Kugelstrahlen, kann auch bei dieser Bearbeitung neben dem Oberflächen- und dem Eigenspannungszustand die Härte und der Gefügezustand verändert werden. Verformungsinduzierte Phasenumwandlungen [89] sowie Härtesteigerungen [98] sind in der Literatur dokumentiert.

Umfangreiche Untersuchungen zum Eigenspannungsaufbau durch Festwalzen am Wälzlagerring 100Cr6 wurden von RÖTTGER [98] durchgeführt. Das Hauptaugenmerk von RÖTTGER lag in der Festwalzbearbeitung hartgedrehter Oberflächen. Der Einfluss der vorangegangenen Drehbearbeitung auf den resultierenden Druckeigenspannungszustand ist aufgrund des hohen Plastifizierungsgrades beim Festwalzen sehr gering. Aus diesem Grund sind die Ergebnisse des Festwalzvorganges auch auf andere Vorbearbeitungszustände übertragbar. Die in [98] aufgeföhrten Untersuchungsergebnisse zeigen die gemessenen Druckeigenspannungstiefenverläufe an wälzlagertypischen Wärmebehandlungszuständen mit entsprechenden Härten. Damit ist eine Abschätzung des Bearbeitungsergebnisses im Vorfeld gut möglich. Es zeigt sich außerdem, dass nur geringfügige Unterschiede zwischen der axialen und tangentialen Eigenspannung bei dieser Bearbeitung mit einer hydrostatisch gelagerten Walzkugel mit 6 mm zu erwarten sind. Das rechtfertigt die Vereinfachung, dass die eingebrachten tangentialen und axialen Eigenspannungen als gleich groß angenommen werden.

Die betrachteten Prüflinge wurden nach dem Schleifarbeitsgang durch Festwalzen verfestigt. In einer Drehmaschine wurden die Bauteile mit einem Festwalzwerkzeug der Firma ECOROLL bearbeitet. Der Durchmesser der Walzkugel lag bei 6 mm. Die Prozessparameter Vorschub und Umfangsgeschwindigkeit wurden auf 0,06 mm und 100 m/min eingestellt. Der hydrostatische Druck auf die Walzkugel lag bei 20 MPa. Die nachfolgende Abbildung 3-10 zeigt den röntgenographisch gemessenen Druckeigenspannungstiefenverlauf an einem durchgehärteten, festgewalzten und gehonten Prüfling. Vergleichend ist der Verlauf ohne mechanische Verfestigung dargestellt.

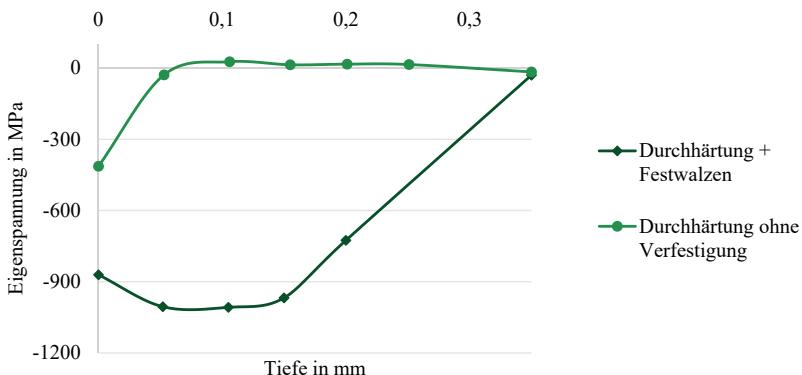


Abbildung 3-10: Röntgenographisch gemessener Eigenspannungstiefenverlauf der festwalzten Randschicht sowie der Randschicht ohne Verfestigung

Man erkennt Druckeigenspannungen bis maximal 1 000 MPa mit einer ausgeprägten Tiefenerstreckung bis 0,15 mm. In tieferen Schichten ist ein Abfallen der Druckeigenspannungen auf den unverfestigten Zustand zu erkennen. Im Vergleich zu [98] zeigen sich etwas höhere Beträge der Druckeigenspannungen. Mögliche Ursachen hierfür können Gefügeunterschiede wie Restaustenitanteil, Härteunterschiede, Messungenauigkeiten und Verfahrenseinflüsse sein. Ergänzend hierzu zeigt Abbildung 3-11 den ermittelten Verlauf der Röntgenlinienhalbwertsbreite im Vergleich zur nicht verfestigten Variante. Es ist ersichtlich, dass bei dieser Verfestigungsbearbeitung eine ausgeprägte Tiefebeeinflussung bis über 0,2 mm Tiefe erreicht wird. Die Tiefenwirkung der Kugelstrahlbehandlung lag im Vergleich bei etwa 0,15 mm.

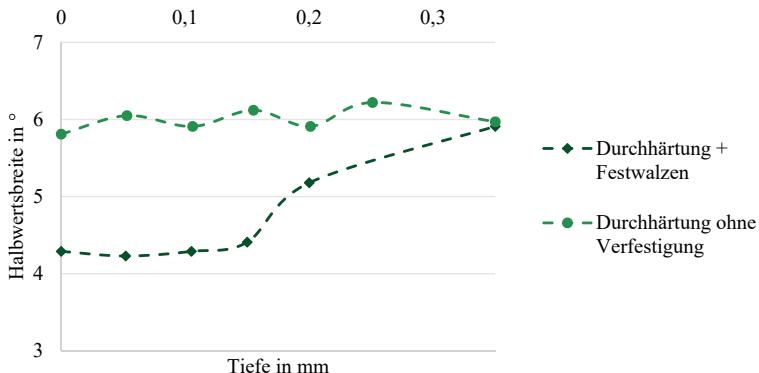


Abbildung 3-11: Röntgenographisch gemessene Röntgenlinienhalbwertsbreite der festgewalzten Randschicht sowie der Randschicht ohne Verfestigung

Die Verläufe der Eigenspannung und der Halbwertsbreite zeigen den Einfluss der Verfestigung durch Festwalzen. Die weitergehende Vermessung ergab eine Oberflächenhärte der festgewalzten Bauteile von 800-805 HV 1. Die Kernhärte lag bei 700 HV 1. Die Oberflächenanforderungen wurden auch hier gemäß der im vorherigen Abschnitt beschriebenen Spezifikation eingehalten.

3.1.2.3 Induktive Randschichthärtung

Ein bekanntes Verfahren zur kosteneffizienten Wärmebehandlung der Bauteilrandschicht ist die Randschichthärtung. Im Regelfall werden hierbei Druckeigenspannungen hervorgerufen. Eine mögliche Art der Durchführung stellt die Induktionshärtung dar [103]. Auch im Wälzlagerbereich wird dieses Verfahren für geeignete Bauteilgeometrien erfolgreich eingesetzt. Die untersuchten Bauteilprüfinge eignen sich aufgrund der zylindrischen Geometrie besonders für diese Art der Wärmebehandlung. Durch eine inhomogene Erwärmung des Bauteilquerschnittes und ebenfalls inhomogenen Umwandlung und Abschreckung der Randschicht resultieren Druckeigenspannungen [104]. Die Abbildung 3-12 zeigt den röntgenographisch ermittelten Eigenspannungstiefenverlauf im Vergleich zu einer durchgehärteten Variante. Es zeigt sich ein homogener Druckeigenspannungsverlauf mit einem Betrag von etwa -200 MPa. An der direkten Oberfläche liegt der Wert durch die Feinstbearbeitung erwartungsgemäß mit einem Wert von -520 MPa etwas höher.

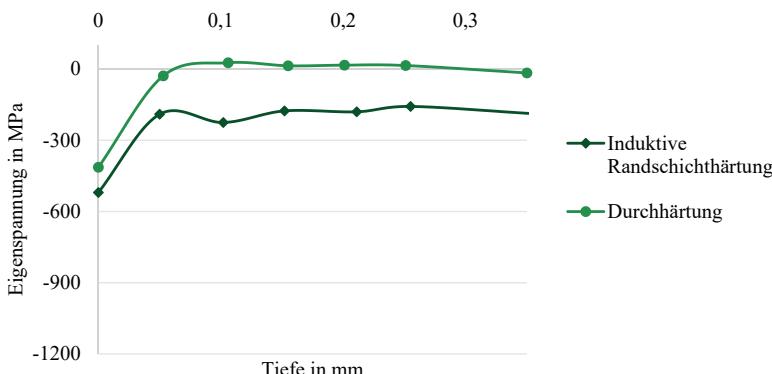


Abbildung 3-12: Röntgenographisch gemessener Eigenspannungstiefenverlauf der induktiv gehärteten Randschicht sowie der durchgehärteten Variante

Die dargestellte Röntgenlinienhalbwertsbreite in Abbildung 3-13 zeigt für die induktiv randschichtgehärtete und die durchgehärtete Variante sehr ähnliche Beträge.

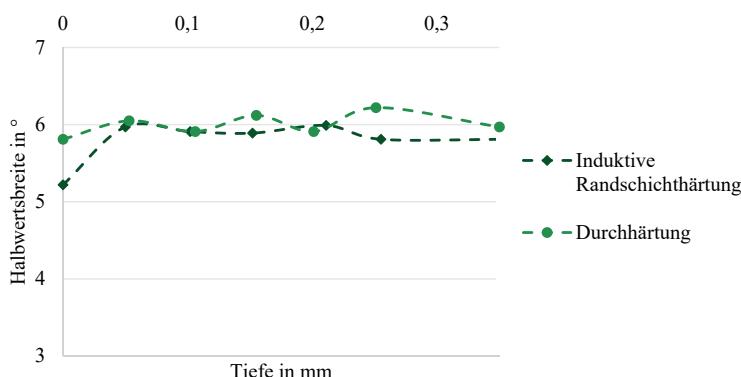


Abbildung 3-13: Röntgenographisch gemessene Röntgenlinienhalbwertsbreite der induktiv gehärteten Randschicht sowie der durchgehärteten Variante

Dem Ergebnis kann entnommen werden, dass die Halbwertsbreite durch die unterschiedliche Art der Härtung nicht beeinflusst wird. Im Gegensatz zu den mechanischen Verfestigungsverfahren kommen die Eigenspannungen ohne eine Halbwertsbreitenveränderung zustande. Das Merkmal „Halbwertsbreite“ ist, wie in [78][89] vermerkt, damit geeignet durch plastische Verformung hervorgerufene Verfestigungszustände vergleichend zu charakterisieren. Die erreichte Oberflächenhärte der induktiv randschichtge-

härteten Variante liegt bei 750 bis 755 HV 1 und einer Härtetiefe von ca. 1 mm, bei der die Grenzhärte von 550 HV 1 erzielt wurde. Die durchgehärtete Variante weist eine Oberflächenhärte von 765 bis 784 HV 1 auf.

Neben den Druckeigenspannungen kommt es bei der induktiven Randschichthärtung im Vergleich zu einem standardmäßig durchgehärteten Bauteil zu einer geringeren Korngröße. Somit liegt neben den gezielten Druckeigenspannungen eine zusätzliche Änderung in der Korngröße zur durchgehärteten Variante vor. Mögliche Lebensdauerunterschiede durch die induktive Randschichthärtung können daher nicht alleine auf die Druckeigenspannungen zurückgeführt werden. Daher wird im weiteren Verlauf dieser Arbeit kein direkter Vergleich und Abgleich mit Simulationen der Wärmebehandlungsvarianten oder von mechanischer Verfestigung und induktiver Randschichthärtung vorgenommen. Die nachfolgende Abbildung 3-14 zeigt exemplarisch die vergleichenden Gefügeschliffe einer induktiv randschichtgehärteten sowie einer durchgehärteten Bauteilvariante.

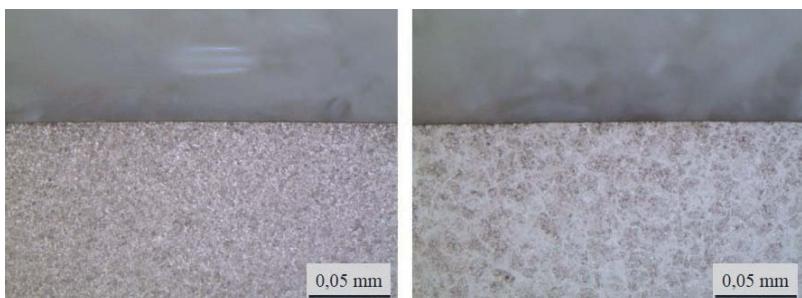


Abbildung 3-14 Gefügebilder der Randzone eines induktiv randschichtgehärteten Bauteils (links) sowie eines durchgehärteten Bauteils (rechts)

Am linken Teilbild ist eine feinere Gefügeausbildung im Gegensatz zum rechten Teilbild zu erkennen. Die Unterschiede sind durch die veränderten Prozesszeiten zu erklären. Bei der induktiven Randschichthärtung wird in sehr kurzer Zeit austenitisiert und abgeschreckt, was ein sehr feinkörniges Gefüge zur Folge hat. Im Gegensatz dazu führt die relativ lange Austenitisierungszeit bei der Durchhärtung im Ofen zum Kornwachstum und schließlich zu einem gröberen Gefügeaufbau. Dennoch liegt in beiden Fällen ein strukturloses Gefüge vor, welches für die Anwendung in Wälzlagern geeignet ist. Die durchgeführte Anlassbehandlung spielt hierbei keine Rolle, da diese bei allen Varianten identisch durchgeführt wurde.

3.1.3 Versuchsergebnisse

Die vorher beschriebenen durchgehärteten und mechanisch verfestigten Varianten sowie die induktiv randschichtgehärtete Variante wurden in Ermüdungslebensdauerversuchen wie in Abschnitt 3.1.1 beschrieben untersucht. Das unmittelbare Resultat der Versuche sind Prüflinge bzw. Wälzkörper oder Laufräder, die einen Schaden aufweisen. Da für den Erkenntnisgewinn lediglich die Planetenbolzen von Interesse sind, werden nur diese für weitere Auswertungen herangezogen. Die Nadel- und Laufradausfälle werden nicht näher charakterisiert. Planetenbolzen, die in Verbindung mit einem entsprechenden Nadel- oder Laufradausfall dem Versuch entnommen wurden, dienen zur Überprüfung der Eigenspannungen und Halbwertsbreite nach der Wälzbeanspruchung. Die vorliegenden Ausfälle an den Planetenbolzen wurden zur genaueren Bestimmung der Schadensursache bzw. des Schadensursprungs einer werkstofftechnischen Untersuchung unterzogen.

3.1.3.1 Schadensanalyse

Die werkstoffkundliche Analyse der ausgefallenen Prüflinge erfolgte im Labor durch das Mikroskopieren der Pittings, Anfertigung von Schliffbildern sowie Anäzung des Gefüges zur Darstellung von Gefügeveränderungen. Anhand der Bewertung dieser Ergebnisse kann der vorliegende Schaden charakterisiert werden. Dabei wird nach Schadensbildern und erkennbaren strukturellen Änderungen beurteilt, die in der Literatur [2][23][129] umfangreich beschrieben sind. Abbildung 3-15 zeigt beispielhaft die gefundenen „Dark Etching Areas“ (kurz: DEAs) im Axialschliff eines mit Ermüdungsschaden ausgefallenen Prüflings. DEAs sind das Ergebnis der andauernden Wechselbeanspruchung und der damit verbundenen Kohlenstoffdiffusion und -ausscheidung, die das Gefüge dunkel erscheinen lassen. Es ist zu erkennen, dass die Tiefenerstreckung der DEAs gut mit der Tiefe des Ausbruchs übereinstimmt. Diese Art von beobachteten strukturellen Änderungen stellt eine typische Erscheinung hochbelasteter Wälzkontakte dar und gibt bereits Hinweis auf einen klassischen Ermüdungsschaden. In tieferliegenden Bereichen sind erwartungsgemäß keine Veränderungen des gehärteten Gefüges ersichtlich, da die Beanspruchung durch den Wälzkontakt in tieferen Lagen erheblich reduziert ist und schließlich zu Null wird.

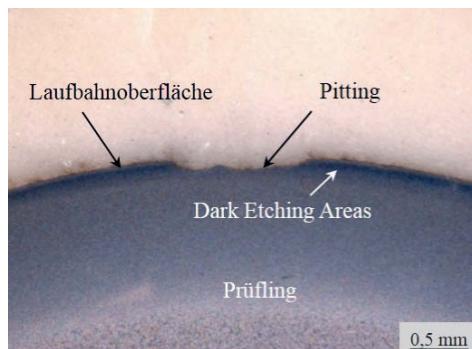


Abbildung 3-15: Dark Etching Areas in der Randschicht eines mit Ermüdungsschaden ausgefallenen Prüflings im Axialschliff

Darüber hinaus entstehen bei höheren Beanspruchungen und Lastwechselzahlen weitere Veränderungen im Werkstoff, die auf einen klassischen Ermüdungsvorgang hindeuten. Es kommt zur Ausbildung von flachen weißen Bändern und bei weiterer Beanspruchungsdauer zu steilen weißen Bändern [2], wie im Schliff in Abbildung 3-16 dargestellt. Die Rollrichtung ist am oberen Bildrand von rechts nach links zu sehen. Die Tieflage der Bänder deckt sich ebenfalls wieder mit der typischen Beanspruchungstiefe des Wälzkontaktes.

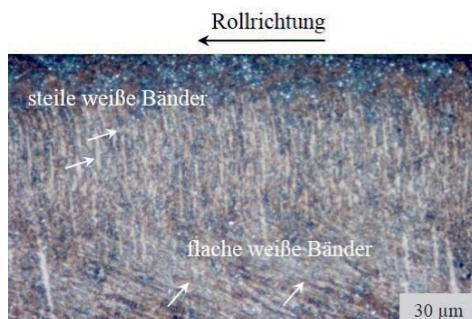


Abbildung 3-16: Flache und steile weiße Bänder in der Randschicht eines mit Ermüdungsschaden ausgefallenen Prüflings

Diese strukturelle Änderung kennzeichnet ebenfalls die Wälzermüdung und den fortschreitenden Martensitzerfall. Zeitlich treten die weißen Bänder aus ferritischen Teilchen nach den DEAs bei längeren Laufzeiten auf. Als ursächlich für die Bänder werden die vorliegenden Wechselbelastungen des Wälzkontaktes angesehen [37]

Ein weiteres Merkmal zur Schadenscharakterisierung stellt die vorliegende Ausbruchform dar. Die Darstellung eines Pittings in der Draufsicht auf die Lauffläche in Abbildung 3-17 zeigt eine typische Form, wie sie in den durchgeführten Lebensdauerversuchen des Öfteren gefunden wurde.



Abbildung 3-17: Typische Schälungsform für einen Ermüdungsschaden

In der Abbildung sind neben dem Ausbruch keine Hinweise auf Partikeleindrücke oder Oberflächendefekte, die einen oberflächeninduzierten Schaden begünstigen würden, zu finden. Abschließend erfolgt noch die Analyse auf vorhandene nichtmetallische Einschlüsse, die einen Schaden verursacht haben könnten. Mit dem Vorhandensein mindestens einer oder mehrerer Merkmale klassischer Ermüdung ist für die weitere Berücksichtigung des Schadens von einem klassischen Ermüdungsschaden mit einem Ursprung unterhalb der Oberfläche auszugehen.

Neben klassischen Ermüdungsschäden kam es in den Versuchen auch zu oberflächeninduzierten Schäden. Trotz der gezielt eingestellten elastohydrodynamischen Schmierung und entsprechender Ölfilterung sind solche Schäden nicht vermeidbar gewesen. Deren Abgrenzung vom klassischen Ermüdungsschaden erfolgte mittels nachfolgend aufgeführter Merkmale. Ein erstes Beispiel zeigt Abbildung 3-18. Hier zeigt sich in der Draufsicht auf die Lauffläche ein Pitting, welches an einem vorhandenen Partikeleindruck infolge lokaler Spannungsüberhöhung entstanden ist. Durch diese Überlastung im Randbereich des Partikeleindrucks kommt es dort zu einer vorzeitigen Ermüdung des Werkstoffs und folglich zum ersten Ausbruch.

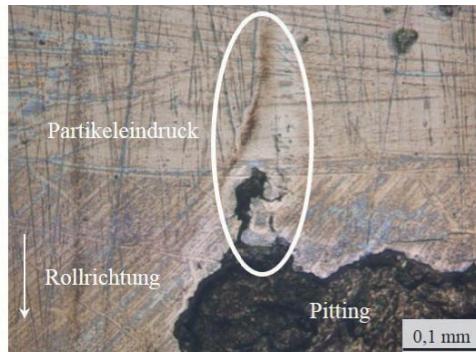


Abbildung 3-18: Partikeleindruck am Schadensausgang in der Draufsicht auf die Laufbahn

Ein weiteres Indiz für eine oberflächeninduzierte Schädigung stellt die, für solche Schäden typische, V-förmige Pittingform dar [2][23]. Abbildung 3-19 zeigt ein entsprechendes Beispiel an einem getesteten Prüfling.

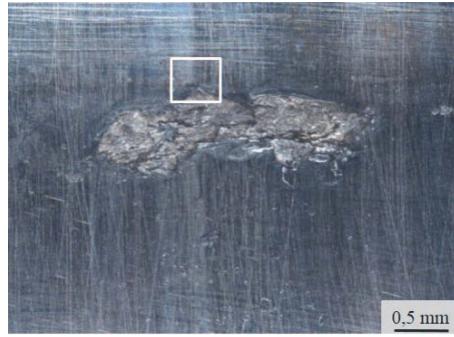


Abbildung 3-19: V-förmiger Schadensausgang

Das Quadrat zeigt den wahrscheinlichen Schadensursprung mit einer V-förmigen Schädigungsform, die sich in Laufrichtung hin stärker ausbreitet und zur größeren Schälung wird.

Darüber hinaus führen harte Partikel im Wälzkontakt zu umlaufenden Eindrückungen oder auch als Stempelungen bezeichnet, an den Prüflingen. Ein entsprechendes Beispiel für diese umlaufenden Eindrücke zeigt Abbildung 3-20.



Abbildung 3-20: Umlaufende Partikeleindrückungen durch harte, in den Wälzkörpern feststeckende Partikel

Diese harten Partikel sind einerseits zurückbleibende Schleifpartikel nach dem vorangegangenen Fertigungsprozess der Wälzkörper und Laufbahnen. Andererseits können diese Partikel auch durch die Ölschmierung von außen in den Wälzkontakt gelangen. Die resultierenden und visuell erfassbaren gestempelten umlaufenden Bänder auf den Prüflingen deuten darauf hin, dass diese Partikel schließlich im Betrieb in den Nadeln fest verankert sind. Bei jeder Überrollung hinterlassen sie an der gleichen axialen Position Eindrücke. Im weiteren Fortgang der Wälzbelastung können aus den Stempelungen ebenfalls oberflächeninduzierte Schäden entstehen.

Neben der vorher beschriebenen Schadensbeurteilung erfolgte an einigen Prüflingen zusätzlich die Überprüfung der Härte. Die ermittelte Oberflächenhärte lag bei den untersuchten ausgefallenen Prüflingen zwischen 687 und 796 HV 1. Die Unterschiede in der Härte sind auf eine unterschiedliche Anzahl von Belastungszyklen oder den Fortschritt der Ermüdung rückführbar. Die ermittelten Werte entsprechen in Zusammenhang mit dem erfassten Ursprungszustand den Erwartungen. Bei der Kernhärte ist erwartungsgemäß auch nach der zyklischen Belastung keine Veränderung ersichtlich. Die Messwerte liegen im Bereich von 700 HV 1.

Anhand der beschriebenen Merkmale wurden die erzeugten Schäden charakterisiert und in klassische Ermüdungsschäden aus der Werkstofftiefe und oberflächeninduzierte Schäden unterteilt. Für die Beurteilung der Ermüdungslebensdauer und damit der Lebensdauerveränderung durch die Bearbeitungsvarianten wurden nur klassische Ermüdungsschäden herangezogen. Die Erfassung aller Ausfälle am Prüfling erlaubt die Beur-

teilung einer Gebrauchsdauer, die nicht mehr ausschließlich das typische Ermüdungsverhalten von Wälzlagern bewertet.

3.1.3.2 Ermüdungslaufzeit

Die durchgeführten Versuche und die charakterisierten Schäden an den Planetenbolzen wurden gemäß den in [72] bzw. in Abschnitt 2.1.7 beschriebenen gängigen Verfahren als zweiparametrische WEIBULL-Verteilung ausgewertet. Zur Bestimmung der unbekannten Verteilungsparameter der Ausfallverteilungsfunktion kommt die Maximum-Likelihood-Methode zum Einsatz. Das Ergebnis ist der Formparameter b , die der Steigung der WEIBULL-Geraden entspricht und die charakteristische Lebensdauer T . Die Vertrauensgrenzen werden durch die FISHER Matrix ermittelt. Wie in Abbildung 3-21 dargestellt, lässt sich mit diesen Parametern das Ausfallverhalten einer Stichprobe von Wälzlagern beurteilen und auf die Grundgesamtheit identischer Lager schließen. Das bedeutet, dass die Lebensdauer aller Lager einer identischen Ausführung mit einer Aussagesicherheit von 90 % innerhalb der angegebenen Vertrauensgrenzen liegt. Als gängiger Vergleichswert wird die experimentelle Lebensdauer B_{10} bei einer Ausfallwahrscheinlichkeit von 10 % und einer Aussagesicherheit von 50 % ermittelt.

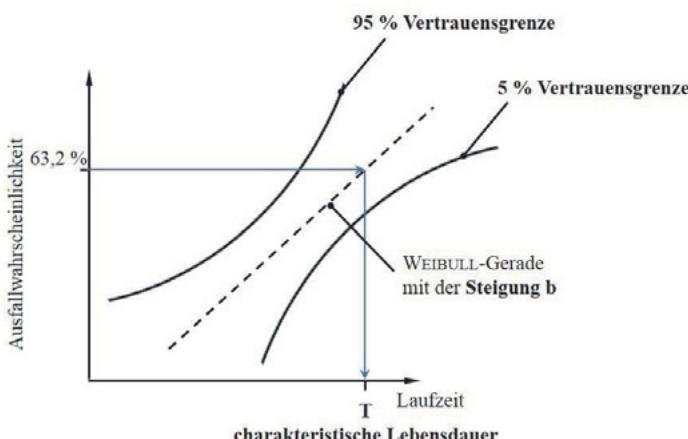


Abbildung 3-21: Zweiparametrische WEIBULL-Verteilung mit Vertrauensgrenzen

Prüfläufe mit Schäden, die nicht auf das Merkmal „klassische Ermüdung“ zurückzuführen sind, werden als Durchläufer in der Auswertung mitberücksichtigt. Die Anzahl an wertbaren Ausfällen und Durchläufern bestimmt im Wesentlichen die Aussagegüte und

weniger die Werte der experimentellen Lebensdauer. Die Ergebnisse für die durchgehärteten Prüflinge sind in der nachfolgenden Tabelle 3-3 zusammengefasst.

Tabelle 3-3: Lebensdauerauswertung der durchgehärteten Prüflinge

	ohne Verfestigung	Kugelstrahlen	Festwalzen
Lebensdauer B_{10}	16,0 h	124,2 h	73,5 h
5 % Vertrauengrenze	46,4 h	168,0 h	145,8 h
95 % Vertrauengrenze	5,6 h	91,8 h	37,1 h
Formparameter b	0,92	3,47	1,65
charakt. Lebensdauer T	186,7 h	237,5 h	286,6 h
Anzahl der Ausfälle	10	11	7
Anzahl der Durchläufer	9	14	14

Die Ergebnisse der experimentellen Lebensdauer B_{10} (Aussagesicherheit 50 %) zeigen, dass sich durch die Verfestigung erhebliche Steigerungen gegenüber der nicht verfestigten Variante ergeben. Das Kugelstrahlen zeigt gegenüber der nicht verfestigten Variante die höchste Lebensdauersteigerung von 16,0 h auf 124,2 h. Ergänzend sind für alle Varianten die Werte der Vertrauensbereiche angegeben. Es handelt sich dabei um den Bereich, in welchem die Lebensdauer B_{10} mit 90 %-iger Sicherheit liegt. Die 5 %-Vertrauengrenze gibt dabei den oberen Grenzwert und die 95 %-Vertrauengrenze den unteren Grenzwert an. Der Formparameter b beschreibt die Steigung der Ausgleichsgerade im WEIBULLdiagramm. Die Position der Gerade wird über die charakteristische Lebensdauer T definiert. Diese entspricht der Zeit, bei welcher eine Lebensdauer mit einer Ausfallwahrscheinlichkeit von 63,2 % erreicht wird.

Im Abschnitt 2.1.7 wurde auf die Aussagesicherheit von direkt verglichenen B_{10} -Werten und dem daraus entstehenden Verhältnis eingegangen. Die B_{10} -Werte liefern ohne weitere Betrachtung lediglich eine Aussagesicherheit von 50 %. Entsprechend ergibt sich daraus für das B_{10} -Verhältnis zweier verglichener Varianten auch ein Vertrauensniveau von nur 50 %. Das bedeutet, die ermittelte Lebensdauersteigerung, die das übliche B_{10} -Verhältnis beschreibt, wird für die Gesamtheit der betrachteten Lager nur mit einer Wahrscheinlichkeit von 50% erreicht. Aus diesem Grund wird unter Berücksichtigung

der Vertrauengrenzen ein angepasstes B_{10} -Verhältnis bei einem Vertrauensniveau von 66,67 % ausgewertet. Dieses Vertrauensniveau von 66,67 % stellt bislang nur einen Vorschlag zur Beurteilung mit gesteigerter Sicherheit dar und unterliegt keiner einheitlichen Normung, da in den meisten Anwendungsfällen unmittelbar das B_{10} -Verhältnis bei 50 % Vertrauensniveau zur Anwendung kommt [49][100]. Die Abbildung 3-22 zeigt die im Versuch ermittelten Verhältnisse der Ermüdungslebensdauer bzw. die erreichte Lebensdauersteigerung der verfestigten Varianten gegenüber der durchgehärteten und nicht verfestigten Variante bei 50 % und 66,67 % Vertrauensniveau.

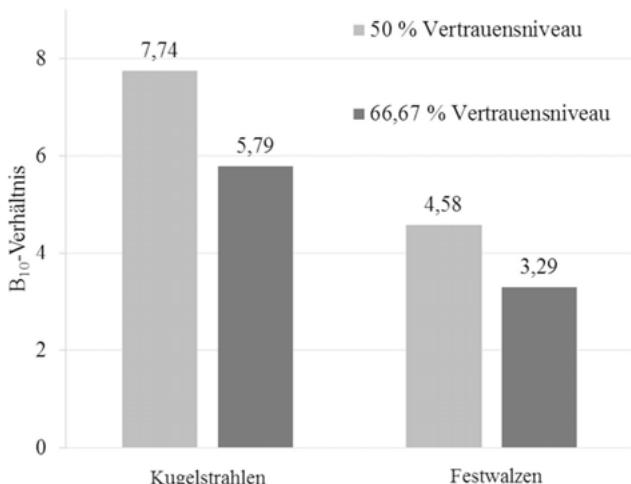


Abbildung 3-22: B_{10} -Verhältnis für die Ermüdungslebensdauer der verfestigten Varianten gegenüber der Referenzvariante bei 50 % und 66,67 % Vertrauensniveau

Wie zu erwarten zeigt sich, dass das Verhältnis bei einem Vertrauensniveau von 66,67 % reduziert wird. Für die kugelgestrahlte Variante ergibt sich mit dem Ausgangsvertrauensniveau von 50 % ein Wert von 7,74 gegenüber der nur durchgehärteten und nicht verfestigten Variante. Mit dem erhöhten Vertrauensniveau zeigt sich eine Steigerung um den Faktor 5,79. Bei der festgewalzten Variante ergibt sich eine Steigerung von 4,58 und 3,29 für die Vertrauensniveaus von 50 % und 66,67 % gegenüber der durchgehärteten und nicht verfestigten Variante.

Tabelle 3-4 zeigt die ermittelten Ergebnisse für die induktiv randschichtgehärtete Variante.

Tabelle 3-4: Lebensdauerauswertung der induktiv randschichtgehärteten Prüflinge

Lebensdauer B_{10}	129,0 h
5 % Vertrauengrenze	187,2 h
95 % Vertrauengrenze	88,9 h
Formparameter b	3,40
charakt. Lebensdauer T	250,0 h
Anzahl der Ausfälle	8
Anzahl der Durchläufer	15

Die Ergebnisse der experimentellen Lebensdauer B_{10} für die induktiv randschichtgehärtete Variante zeigen gegenüber der durchgehärteten und nicht verfestigten Variante aus Tabelle 3-3 bereits eine deutliche Lebensdauersteigerung. Bei einem Vertrauensniveau von 50 % ergibt sich eine Lebensdauersteigerung um den Faktor 8,04 gegenüber der durchgehärteten und nicht verfestigten Variante. Bei einem Vertrauensniveau von 66,67 % liegt der Wert immer noch bei 5,99-facher Lebensdauer (siehe Abbildung 3-32).

Die Ergebnisse zeigen die ermittelten Lebensdauersteigerungen durch die geänderten Herstellungsprozesse unter dem Gesichtspunkt der klassischen Ermüdung – auf der die Lebensdauerberechnung von Wälzlagern beruht – bei verschiedenen Vertrauensniveaus. Es wird also mit belastbaren Versuchsergebnissen bestätigt, dass durch die Kaltverfestigung und die damit verbundenen Druckeigenspannungszustände die Ermüdungslebensdauer gesteigert wird. Zusätzlich geht daraus hervor, dass induktive Randschichthärtung ebenfalls eine Lebensdauersteigerung bewirken kann.

3.1.3.3 Gebrauchsdauer

Neben der Auswertung hinsichtlich der Ermüdungsschäden aus der Werkstofftiefe können die Ausfälle auch ganzheitlich mit Berücksichtigung oberflächeninduzierter Schäden betrachtet werden. Folglich werden die vorliegenden Schäden an den getesteten Planetenbolzen alle als gleichwertig betrachtet. Damit ist neben der Beurteilung des Einflusses der gezielt eingebrachten Druckeigenspannungen auf die klassische Ermüdung auch die Beurteilung bei zusätzlich oberflächeninduzierten Schadensmechanismen möglich. Es ergeben sich die in Tabelle 3-5 ausgeführten Ergebnisse.

Tabelle 3-5: Gebrauchsdauerauswertung der durchgehärteten Prüflinge

	ohne Verfestigung	Kugelstrahlen	Festwalzen
Gebrauchsdauer B_{10}	12,2 h	29,1 h	17,2 h
5 % Vertrauengrenze	33,6 h	54,8 h	42,7 h
95 % Vertrauengrenze	4,4 h	15,4 h	7,0 h
Formparameter b	0,92	1,31	1,02
charakt. Lebensdauer T	140,3 h	162,3 h	156,5 h
Anzahl der Ausfälle	13	21	15
Anzahl der Durchläufer	6	4	6

Bei den durchgehärteten Varianten zeigt sich für beide Verfestigungsverfahren ebenfalls eine Gebrauchsdauersteigerung gegenüber der Variante ohne Verfestigung. Die experimentell ermittelten Steigerungen liegen aber deutlich unterhalb der Steigerungen bei der ausschließlichen Betrachtung der klassischen Ermüdung. Abbildung 3-23 zeigt wiederum die B_{10} -Verhältnisse bei den gewählten Vertrauensniveaus. Es zeigt sich wieder, dass die Verhältnisse mit einem Vertrauensniveau von 66,67 % und abnehmendem Restrisiko geringer werden. Für die festgewalzte Variante ist mit dem B_{10} -Verhältnis von 0,99 bei 66,67 % Vertrauen keine Gebrauchsdauersteigerung erreicht worden. Für das Kugelstrahlen wird immerhin noch ein Verhältnis von 1,74 ermittelt.

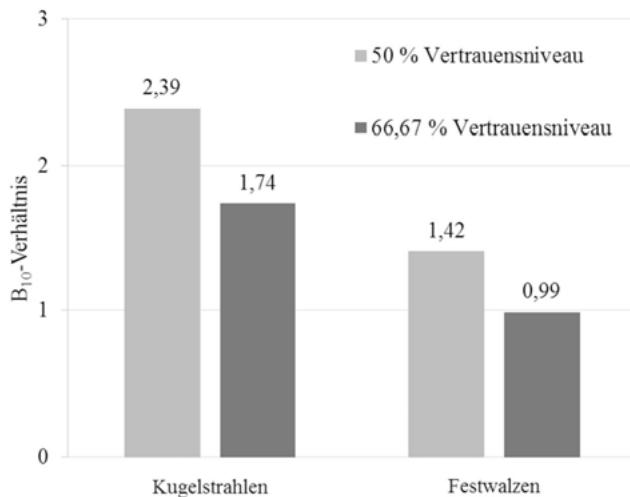


Abbildung 3-23: B_{10} -Verhältnis der Gebrauchsdauer der verfestigten Varianten gegenüber der Referenzvariante bei 50 % und 66,67 % Vertrauensniveau

Bei der Betrachtung der Gebrauchsdauer der induktiv randschichtgehärteten Bauteile in Tabelle 3-6 zeigt sich gegenüber der durchgehärteten Prüflinge ohne Verfestigung in Tabelle 3-5 keine Lebensdauersteigerung beim direkten Vergleich der B_{10} -Werte. Die erreichte Gebrauchsdauer von 10,3 Stunden der induktiv randschichtgehärteten Variante liegt sogar noch unter dem Referenzwert von 12,2 Stunden der durchgehärteten und nicht verfestigten Variante.

Tabelle 3-6: Gebrauchsdauerauswertung der induktiv randschichtgehärteten Prüflinge

Gebrauchsdauer B_{10}	10,3 h
5 % Vertrauengrenze	25,8 h
95 % Vertrauengrenze	4,1 h
Formparameter b	0,91
charakt. Lebensdauer T	122,0 h
Anzahl der Ausfälle	19
Anzahl der Durchläufer	4

Unter dem Gesichtspunkt der Gebrauchsduer führt die induktive Randschichthärtung damit zu keinen Vorteilen im Vergleich zu den durchgehärteten und verfestigten Prüflingen. Damit wird deutlich, dass abhängig vom Schadensmechanismus deutliche Unterschiede in den erreichbaren Steigerungsfaktoren entstehen.

3.1.3.4 Eigenspannung und Röntgenlinienhalbwertsbreite

Die zyklische Wälzbeanspruchung des Werkstoffes der betrachteten Prüflinge verursacht neben den Ermüdungserscheinungen in Form von Pittings auch noch Eigenspannungsveränderungen. Die ursprünglichen Eigenspannungszustände sowie die Röntgenlinienhalbwertsbreite werden durch die Beanspruchung des Werkstoffes verändert. Diese Erkenntnis der Eigenspannungsveränderung infolge Wälzbelastung ist bereits bekannt und umfassend dokumentiert [39][93]. Die nachfolgenden Abbildungen zeigen die zeitabhängigen röntgenographisch gemessenen Tiefenverläufe und Halbwertsbreiten für die untersuchten Varianten. Dabei wird neben dem Neuzustand jeweils eine kurze, mittlere und lange Laufzeit dargestellt. Abbildung 3-24 zeigt die gemessenen Eigenspannungen der durchgehärteten und nicht verfestigten Variante.

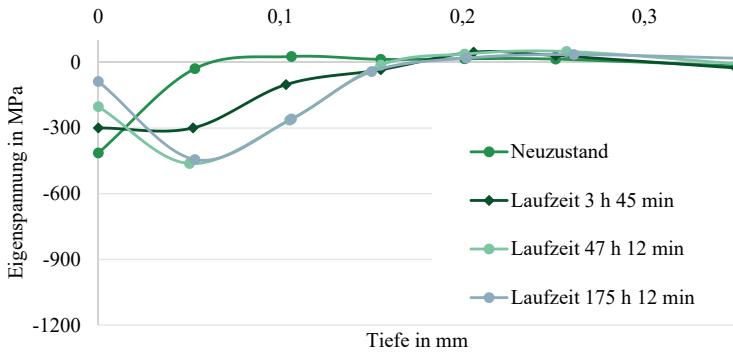


Abbildung 3-24: Eigenspannungstiefenverläufe von durchgehärteten Prüflingen nach verschiedenen Laufzeiten

Es ist zu erkennen, dass durch die Wälzbeanspruchung der Eigenspannungsverlauf deutlich beeinflusst wird. Im Tiefenbereich, in welchem die höchsten rechnerischen Spannungen vorliegen, kommt es zu einem Druckeigenspannungsaufbau. Weiterhin ist ein zeitlicher Einfluss zu erkennen. Mit steigender Laufzeit wachsen die Beträge der

Druckeigenspannung und damit verbunden die Tiefenlage. Der dazugehörige Verlauf der Halbwertsbreite zeigt qualitativ ein ähnliches Verhalten.

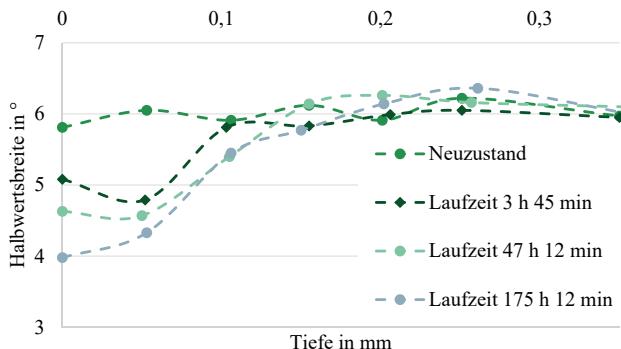


Abbildung 3-25: Röntgenlinienhalbwertsbreite von durchgehärteten Prüflingen nach verschiedenen Laufzeiten

Die Wälzbeanspruchung sorgt für eine kontinuierliche Reduzierung der Halbwertsbreite auf etwa 4° unmittelbar an der Oberfläche. Ab einer Tiefe von 0,15 mm ist keine Beeinflussung der Halbwertsbreite mehr erkennbar.

Wie aus Abbildung 3-26 ersichtlich, ergeben sich auch bei den durchgehärteten und kugelgestrahlten Prüflingen Veränderungen des Eigenspannungstiefenverlaufs. Die im Neuzustand hohen Druckeigenspannungen bis ca. 1 100 MPa bauen sich bereits nach kurzen Laufzeiten auf Werte um etwa 600 MPa ab. Die unterschiedlichen Laufzeiten zeigen dabei eine gewisse Streuung, die zum einen durch die unterschiedliche Zyklenzahl und zum anderen durch werkstofftechnische und messtechnische Einflüsse entsteht. Im Vergleich zu den nicht verfestigten Verläufen (Abbildung 3-24) liegen nach langen Laufzeiten die gemessenen Druckeigenspannungen betragsmäßig etwas höher. Dennoch muss angemerkt werden, dass die ursprünglichen hohen kugelstrahlbedingten Druckeigenspannungen nach der Wälzbeanspruchung nicht mehr eindeutig ersichtlich sind.

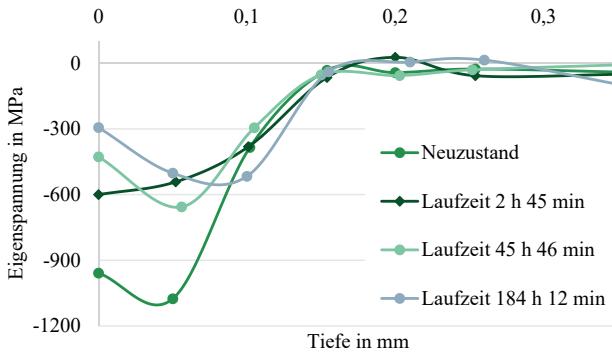


Abbildung 3-26: Eigenspannungstiefenverläufe von durchgehärteten und kugelgestrahlten Prüflingen nach verschiedenen Laufzeiten

Bei den dazugehörigen Halbwertsbreiten in Abbildung 3-27 ist kaum ein Einfluss durch die Wälzbeanspruchung mit unterschiedlichen Laufzeiten ersichtlich. Die gemessenen Werte im Neuzustand sowie die Werte für die unterschiedlichen Laufzeiten liegen auf einem ähnlichen Niveau.

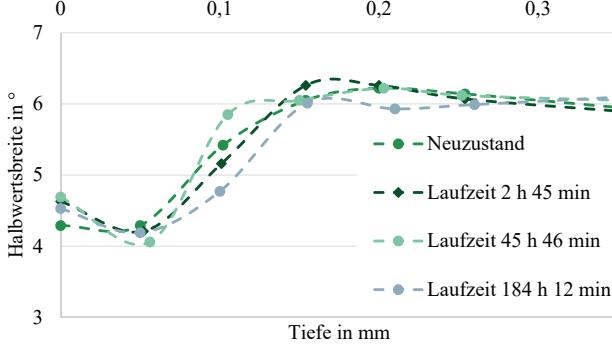


Abbildung 3-27: Röntgenlinienhalbwertsbreite von durchgehärteten und kugelgestrahlten Prüflingen nach verschiedenen Laufzeiten

Die durchgeführte Kugelstrahlbehandlung führte bereits zu einer Reduzierung der Halbwertsbreite auf etwa 4° bis 5° im oberflächennahen Bereich, was auch dem Bereich einer durchgehärteten und nicht verfestigten Variante mit hoher Laufzeit entspricht (vgl. Abbildung 3-25). Abbildung 3-28 zeigt die Eigenspannungstiefenverläufe der festgewalzten Variante. Der Initialzustand mit hohen Druckeigenspannungen direkt

an der Oberfläche und im ausgeprägten Tiefenverlauf wird durch die Wälzbeanspruchung beeinflusst. Es kommt zur deutlichen Reduzierung der Druckeigenspannungswerte an der Oberfläche. Die gemessenen Werte an der Oberfläche liegen unter den Werten der kugelgestrahlten Variante und sind mit den unverfestigten Prüflingen nach der Beanspruchung vergleichbar. Der Eigenspannungszustand in der Tiefe von etwa 0,15 mm wird hingegen nicht verändert.

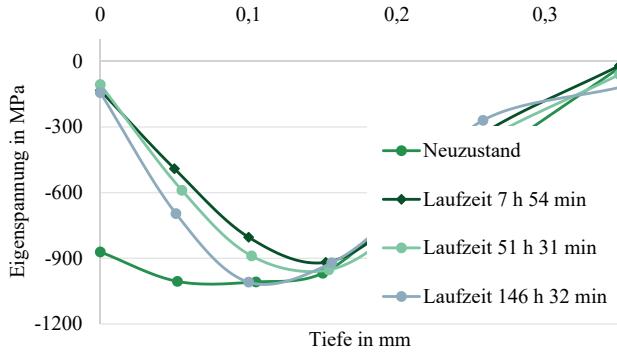


Abbildung 3-28: Eigenspannungstiefenverläufe von durchgehärteten und festgewalzten Prüflingen nach verschiedenen Laufzeiten

Nach der Wälzbeanspruchung ist an dieser Variante die ursprüngliche Verfestigung anhand der Eigenspannungsverläufe noch nachvollziehbar. Das liegt vor allem an der ausgeprägten Tiefenwirkung der Festwalzbearbeitung bis in 0,3 mm Tiefe. Die verwendeten Kontaktdimensionen bei der Wälzbeanspruchung führen hingegen nur in Tiefenbereichen bis 0,1 mm zu einer werkstoffrelevanten Vergleichsspannung. Daher sind nur in diesen Tiefenbereichen Veränderungen ersichtlich. Abbildung 3-29 zeigt die Halbwertsbreiten zu den festgewalzten Prüflingen. Hier verhält es sich wie bei der kugelgestrahlten Variante. Die Belastung durch den Wälzkontakt führt zu keiner weiteren Veränderung der Halbwertsbreite.

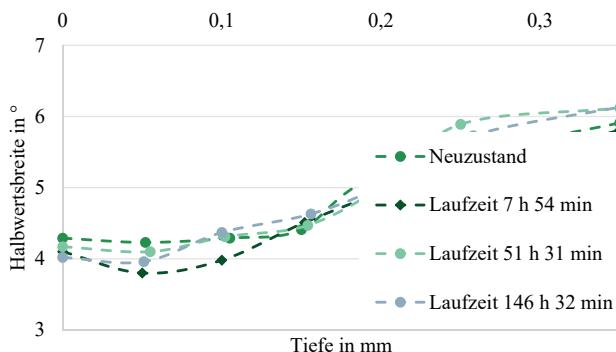


Abbildung 3-29: Röntgenlinienhalbwertsbreite von durchgehärteten und festgewalzten Prüflingen nach verschiedenen Laufzeiten

Die Betrachtung der Halbwertsbreitenverläufe der getesteten kaltverfestigten Prüflinge zeigt, dass keine weitere Veränderung durch die Wälzbeanspruchung hervorgerufen wird.

Die induktiv randschichtgehärteten Bauteile zeigen nach der Wälzbeanspruchung eine deutliche Veränderung bei den gemessenen Eigenspannungen. Es bildet sich ein Maximum der Druckeigenspannung im Tiefenbereich bis 0,1 mm aus. Abbildung 3-30 und Abbildung 3-31 zeigen zu erwartende Verläufe. An den nicht verfestigten Prüflingen kommt es durch die Wälzbeanspruchung zu Veränderungen im Werkstoff und es werden Druckeigenspannungen im Tiefenverlauf aufgebaut. An der Oberfläche hingegen kommt es zum Abbau bis maximal 150 MPa Druckeigenspannung.

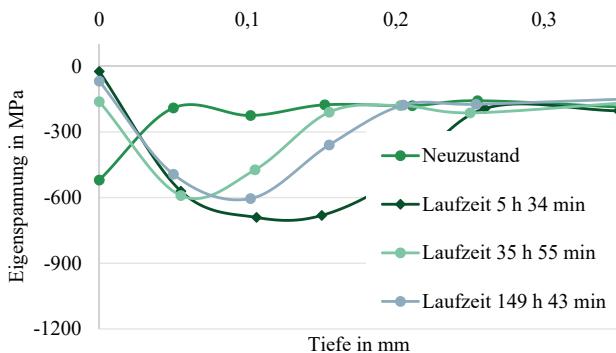


Abbildung 3-30: Eigenspannungstiefenverläufe von induktiv randschichtgehärteten Prüflingen nach verschiedenen Laufzeiten

Die Halbwertsbreite zeigt das gleiche Verhalten wie bei den durchgehärteten Bauteilen. Aufgrund der Wälzbeanspruchung kommt es zu einer Reduzierung der Halbwertsbreite im Tiefenbereich der höchsten Beanspruchung.

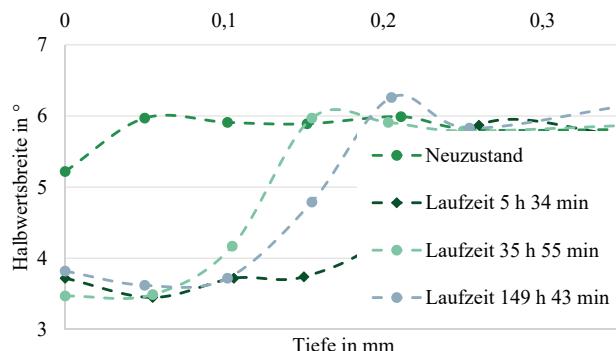


Abbildung 3-31: Röntgenlinienhalbwertsbreite von induktiv randschichtgehärteten Prüflingen nach verschiedenen Laufzeiten

Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass durch die Wälzbeanspruchung der ursprünglich vorliegende Eigenspannungszustand erheblich verändert wird. Bei Prüflingen ohne anfänglicher Kaltverfestigung kommt es zu einem Aufbau der Druckeigenspannungen im Bereich bis 0,15 mm und zum Abbau von Druckeigenspannungen unmittelbar an der Oberfläche. Bei kaltverfestigten Prüflingen ist hingegen ein Abbau der Druckeigenspannungen im höchstbeanspruchten Tiefenbereich zu verzeichnen. Die ur-

sprünghlich erheblich unterschiedlichen Druckeigenspannungsverläufe von verfestigten und nicht verfestigten Varianten nähern sich während der Wälzbeanspruchung an und zeigen deutlich geringere Eigenspannungsunterschiede gegenüber dem Initialzustand. Die Halbwertsbreiten der kugelgestrahlten oder festgewalzten Varianten zeigen kaum Veränderung nach dem Betrieb des Wälzlagers. Die Werte Röntgenlinienhalbwertbreite der Prüflinge ohne Verfestigung werden stark durch die Wälzbeanspruchung beeinflusst und zeigen ähnliche Werte wie die kaltverfestigten Prüflinge. Daraus lässt sich schließen, dass die Wälzbeanspruchung und die Kaltverfestigung durch Kugelstrahlen oder Festwalzen ähnliche Auswirkungen im Gefüge hervorrufen.

3.1.3.5 Zusammenfassung der Versuchsergebnisse

Die vorher beschriebenen Ergebnisse der Schadensanalyse und die darauf aufbauende Auswertung der Ermüdungs- und Gebrauchsdauer zeigt die erzielten Resultate für die durch Kugelstrahlen und Festwalzen verfestigten und die durch induktive Randschichthärtung behandelten Prüflinge im Vergleich mit einer unverfestigten und durchgehärteten Variante. Wie Abbildung 3-32 zeigt, wird sowohl für die verfestigten als auch für die induktive randschichtgehärtete Variante eine deutliche Ermüdungslängsdauersteigerung erreicht. Dies gilt auch für ein gesteigertes Vertrauensniveau von 66,67 %. Bei der Gebrauchsdauer wird nur bei der kugelgestrahlten Variante durchgängig eine Steigerung erreicht. Die festgewalzte Variante zeigt bei einem höheren Vertrauensniveau bereits keine Gebrauchsdauersteigerung mehr. Die induktive Randschichthärtung hat selbst unter Berücksichtigung eines Vertrauens von 50 % keine längere Gebrauchsdauer bewirkt.

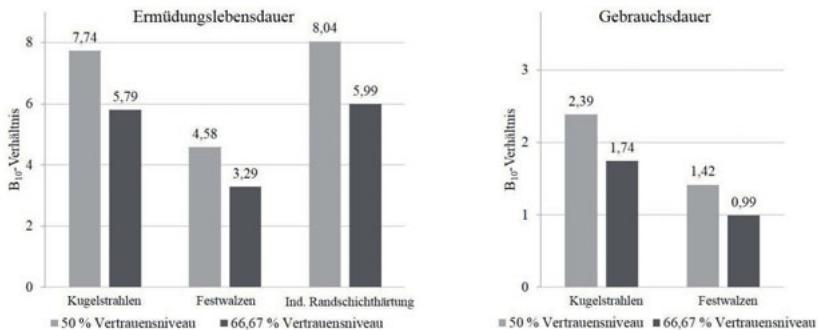


Abbildung 3-32: Zusammenfassung der experimentellen Ergebnisse der Ermüdungs- und Gebrauchsdaue

Die Analyse der Eigenspannungen sowie der Röntgenlinienhalbwertsbreite im Neuzustand sowie unter dem Einfluss längerer Wälzbeanspruchung wird zusammenfassend in der schematischen Abbildung 3-33 dargestellt.

Einfluss der Wälzbeanspruchung

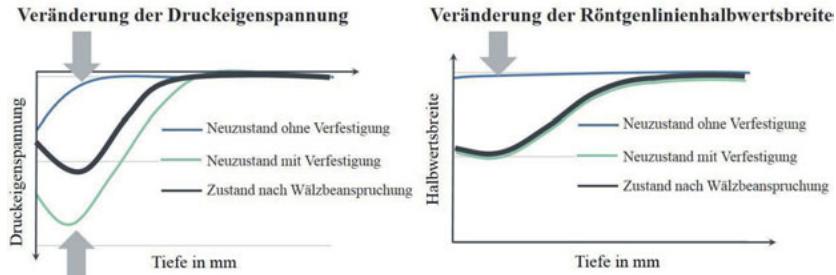


Abbildung 3-33: Schematische Darstellung der Veränderung der Druckeigenspannung und Röntgenlinienhalbwertsbreite durch Wälzbeanspruchung.

Es lässt sich erkennen, dass bei einem unverfestigten Prüfling die Druckeigenspannung im beanspruchten Tiefenbereich erhöht wird und bei einer verfestigten Variante allgemein zu einer Reduzierung führt. Bei der Halbwertsbreite konnte nur bei unverfestigten Prüflingen eine Veränderung erfasst werden. Dies konnte sowohl bei der durchgehärteten als auch bei der randschichtgehärteten Variante beobachtet werden. Bei beiden kaltverfestigten Varianten ergab sich durch die Wälzbeanspruchung keine Veränderung der Halbwertsbreite.

3.2 Rechnerische Untersuchung

Die in Wälzlagern durch Wälzkontakte hervorgerufenen mehrachsigen Beanspruchungen werden mittels Vergleichsspannungshypothesen in eine einachsige Vergleichsspannung überführt. Mit Hilfe von Lebensdauermodellen wird schließlich eine Lebensdauer bei einer gegebenen Erlebenswahrscheinlichkeit ermittelt. Diese Lebensdauer stellt das Auslegungskriterium für die Dimensionierung des Wälzlagers dar. Zur Analyse der Beanspruchung in den Wälzkontakten müssen die einzelnen Berührstellen zwischen den Wälzkörpern und der Laufbahn hinreichend genau aufgelöst werden. Hierzu muss für jeden einzelnen Kontakt die resultierende Kontaktkraft ermittelt werden. Damit kann dann die detaillierte Beanspruchung in der Berührzone zwischen Wälzkörper und Laufbahn ermittelt werden. Abbildung 3-34 zeigt schematisch den betrachteten Kontakt der Nadelrolle mit der höchsten Radiallast auf den Planetenbolzen.

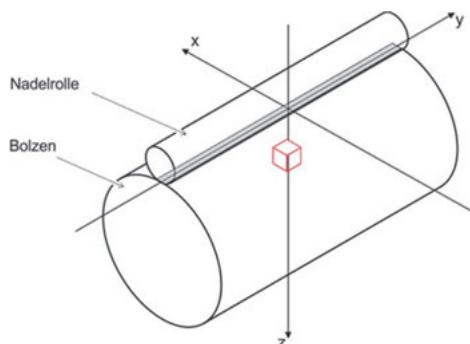


Abbildung 3-34: Kontakt Nadelrolle-Planetenbolzen

In der Berührzone kommt es zur elastischen Ausformung einer Druckellipse, welche im Wesentlichen durch die Last und die geometrischen Verhältnisse der Kontaktpartner bestimmt wird. Die Oberfläche der Kontaktpartner unterliegt einer Kontaktressung, die zur Entstehung des zum größtenteils dreiachigen Druckspannungszustandes im Werkstoff der Kontaktpartner führt. Das beanspruchte Volumen ist nicht nur unmittelbar auf die Bereiche unter der Druckellipse begrenzt, sondern auch darüber hinaus. Abbildung 3-35 zeigt exemplarisch die berechnete VON MISES Vergleichsspannung unterhalb des betrachteten Linikontaktees in der xz -Symmetrieebene für den Lastfall 3 200 MPa maximaler Kontaktressung. Die Koordinaten sind auf die Dimension der Druckellipsenhalbachse in Rollrichtung bezogen und die Vergleichsspannung σ_v in Relation zur ma-

ximalen Kontaktpressung p_0 dargestellt. Es zeigt sich, dass auch in Werkstoffbereichen außerhalb der Druckellipsenkontaktfläche erhebliche Spannungen vorliegen.

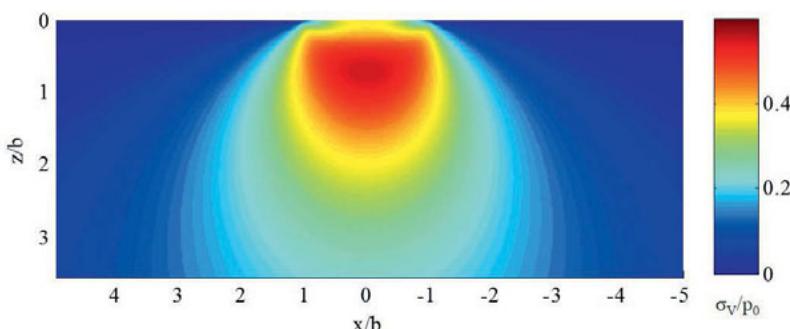


Abbildung 3-35: Berechnete von MISES Spannungen im Werkstoff bezogen auf die Druckellipsenabmessung und normiert auf die maximale Pressung

Für die rechnerische Bewertung wird das betrachtete Werkstoffvolumen in Teilvolumina diskretisiert. Ein exemplarisches Volumenelement als Würfel ist in Abbildung 3-34 dargestellt. Der Spannungszustand eines jeden Volumenelementes wird durch einen Spannungstensor beschrieben. Dieser beinhaltet die drei Normalspannungen (σ_x , σ_y , σ_z) in den Koordinatenrichtungen und die Schubspannungen (τ_{xy} , τ_{xz} , τ_{yz}) die senkrecht zu den Hauptspannungen stehen.

Diese notwendigen Spannungskomponenten können zum Beispiel durch Finite Elemente Analysen oder analytische Berechnungsmodelle, die auf der Halbraumtheorie aufbauen, ermittelt werden. Für diese Arbeit wurden die Spannungstensoren der jeweiligen Teilvolumina mit dem Schaeffler Berechnungswerkzeug TELOS [140] analytisch berechnet. Neben der Elastizitätsbeschreibung der Halbraumtheorie bietet TELOS für weitgehende Fragestellungen zur Reibung in Schmierung auch die Möglichkeit Thermo-Elastisch-Hydrodynamische-Schmierungs-Theorie sowie den Ölfluss in einem geringen Spalt mittels der Reynolds-Gleichung zu berücksichtigen.

Für die Beanspruchungsbewertung und die nachfolgende Lebensdaueraussage werden die Spannungstensoren im betrachteten Werkstoffvolumen zugrunde gelegt. Die quasistatische Betrachtung eines Spannungsfeldes, wie die Schnittebene in Abbildung 3-35, kann im Grunde als die veränderliche Beanspruchung während des Überrollvorgangs ortsfester Volumenelemente angesehen werden. Das bedeutet, der dargestellte Vergleichsspannungsverlauf in einer diskreten Tiefenlage entspricht der veränderlichen

Beanspruchung während des Überrollvorgangs dieses feststehenden Werkstoffbereichs. Somit ist es möglich, mit der Momentaufnahme eines hinreichend großen Volumenbereichs die dynamische Beanspruchung aller darin vorliegenden Volumenelemente zu beschreiben.

Zur Ermittlung der Beanspruchung in den Volumenelementen wird im nachfolgenden Abschnitt zunächst auf die von Mises Spannung als Beispiel einer klassischen Festigkeitshypothese eingegangen. Hintergrund ist die rein formale Möglichkeit zur Berücksichtigung von Eigenspannungen. Als zweites wird die in Abschnitt 2.1.5.5 vorgestellte Variante der Schubspannungsintensitätshypothese eingesetzt. Diese integrale Bewertung ermöglicht ebenfalls die Berücksichtigung beliebiger Spannungen im Spannungstensor. Vorteil der Methode ist, dass der mehrachsig komplexe Beanspruchungszustand [51] und der dynamische Beanspruchungsverlauf umfassend berücksichtigt werden.

3.2.1 Gestaltänderungsenergiedhypothese / VON MISES Spannung

Wie im Abschnitt 2.1.5.2 und 2.2.2.2 beschrieben, kann der Einfluss von Eigenspannungen in der rechnerischen Beanspruchungsbeurteilung von Wälzkontakten mit der Gestaltänderungsenergiedhypothese berücksichtigt werden.

Zur Veranschaulichung der Effekte wird der gleiche Belastungsfall betrachtet, der auch experimentell untersucht wurde und bereits in Abbildung 3-35 als Grundlage dient. Zu diesem Zweck werden die Lastspannungen im kompletten Volumen mit Druckeigenspannungen von 500 MPa in Roll- und Querrichtung überlagert. Abbildung 3-36 zeigt die daraus resultierende Vergleichsspannung σ_V bezogen auf die maximale Kontaktpressung p_0 von 3200 MPa.

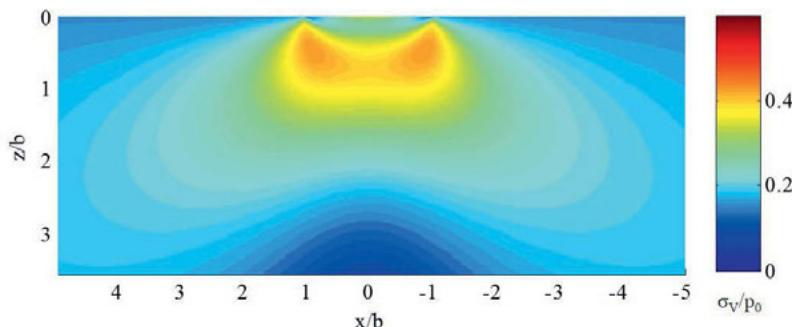


Abbildung 3-36: Vergleichsspannung nach VON MISES mit Druckeigenspannungen von homogen 500 MPa für den Lastfall mit 3 200 MPa maximaler Kontaktpressung

Beim Vergleich der Abbildung 3-36 mit Abbildung 3-35 ist zu erkennen, dass die superponierten Druckeigenspannungen eine erhebliche Auswirkung auf die berechneten maximalen Vergleichsspannungen haben. Diese Erkenntnisse sind bereits in anderen Arbeiten zu finden [37][38]. Darüber hinaus zeigt die Überlagerung mit Druckeigenspannung unter Verwendung der VON MISES Hypothese, dass sich auch in weiter entfernten Bereichen des Kontaktes nennenswerte Vergleichsspannungen errechnen. Erklärt wird, dass durch die vorliegenden Druckeigenspannungen σ_x^{ES} und σ_y^{ES} , die auch ohne äußere Beanspruchung hohe Vergleichsspannungswerte liefern. Abbildung 3-37 zeigt die maximal wirksame Vergleichsspannung während einer Überrollung bezogen auf die darunterliegende Ebene. Grundlage der exemplarischen Darstellung ist eine maximale Kontaktpressung von 3 200 MPa und für den unteren Teil der Abbildung überlagerte Druckeigenspannung in Roll- und Querrichtung von 500 MPa. für das gesamte

Volumen. In Anlehnung an den Stand der Forschung werden die Druckeigenspannungen in beiden Richtungen als identisch betrachtet [10][37][141].

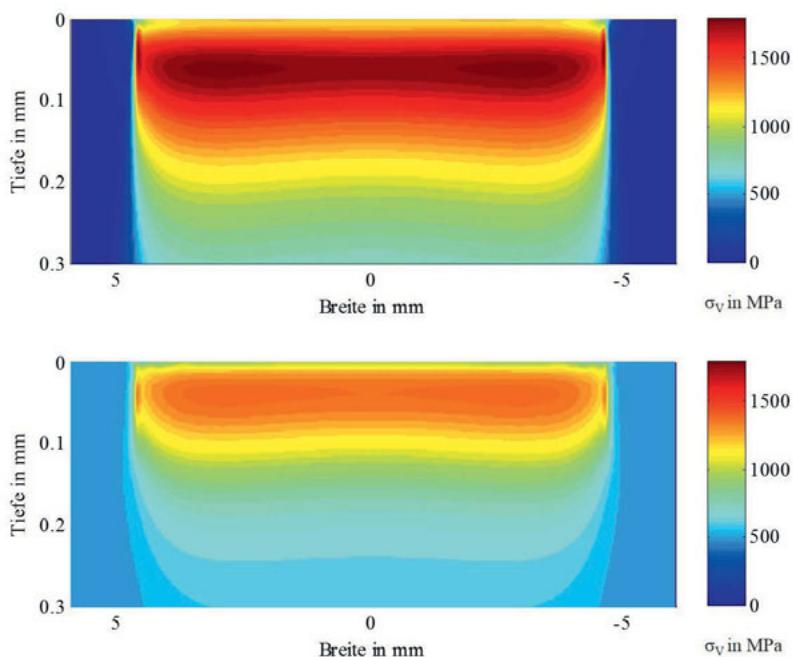


Abbildung 3-37: Berechnete maximale Vergleichsspannung nach der von Mises Hypothese im Tiefenverlauf während der Überrollung für einen Belastungsfall mit 3 200 MPa Hertzscher Pressung ohne (oben) und mit Druckeigenspannungen von 500 MPa (unten)

Die dargestellten Maximalspannungen werden durch die Berechnung der Vergleichsspannung für das ganze Volumen ermittelt. Die nachfolgende Maximalwertsuche in Rollrichtung für jedes Element der dargestellten Ebene (Tiefe x Breite) ermittelt die Maximalspannungen, die im Volumenelement während eines Belastungszyklus vorliegen. Dieses Spannungsfeld aus Abbildung 3-37 dient im Weiteren als Darstellungsform zum Vergleich der Beanspruchung mit und ohne Druckeigenspannungen. Weiterhin stellt es die Grundlage für die Lebensdauerbewertung im Lebensdauermodell dar.

3.2.2 Variante der Schubspannungsintensitätshypothese

Mit der in Abschnitt 2.1.5.5 vorgestellten Vergleichsspannung lässt sich die dynamische Beanspruchung während des Überrollvorgangs für jedes einzelne Volumenelement beschreiben. Der Überrollvorgang und der dabei durchlaufene dynamische Beanspruchungsverlauf ist die Voraussetzung für die Vergleichsspannungsermittlung. Somit kann die Beanspruchung zweidimensional dargestellt werden. Abbildung 3-38 zeigt die resultierenden Vergleichsspannungen im Tiefenverlauf für den betrachteten Linienekontakt. Die x -Achse stellt dabei die Längsachse des Wälzkörpers bzw. des Planetenbolzens dar.

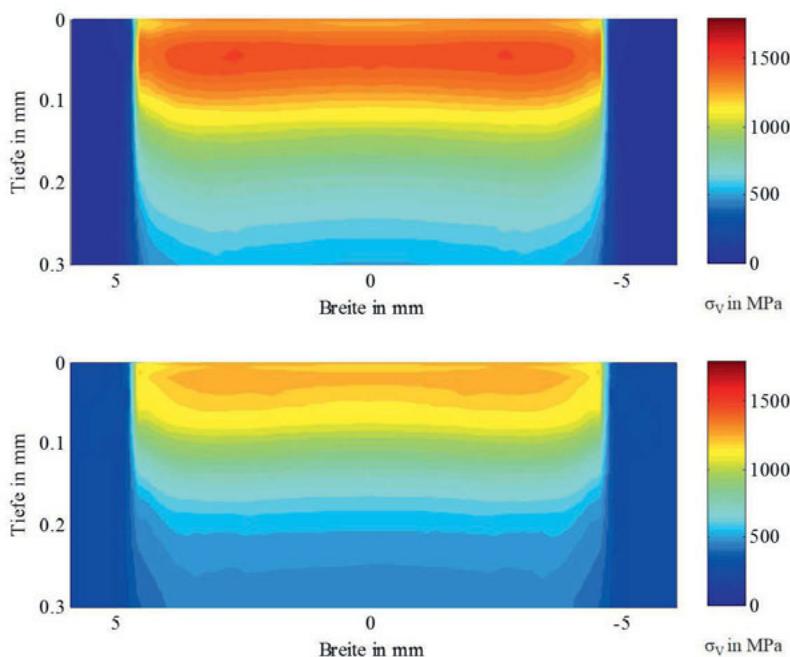


Abbildung 3-38: Berechnete maximale Vergleichsspannungen nach der Schubspannungsintensitätshypothese im Tiefenverlauf während der Überrollung für einen Belastungsfall mit 3 200 MPa Hertzscher Pressung ohne (oben) und mit Druckeigenspannungen von 500 MPa (unten)

Die Abbildung 3-38 zeigt die hervorgerufene Änderung der Vergleichsspannung durch superponierte Druckeigenspannungen. Es ist eine durchgängige Reduzierung der Spannungswerte und eine Verschiebung der resultierenden Maximalbeanspruchung zur Oberfläche hin zu erkennen. Das stimmt wiederum gut mit den Erkenntnissen der An-

wendung der von MISES Hypothese und überlagerten Druckeigenspannungen überein [38].

3.2.3 Lebensdauermodelle

In Abschnitt 2.1.6 wurden die gängigsten Lebensdauermodelle zusammengefasst. Zur genaueren Untersuchung des Einflusses von eingebrachten Druckeigenspannungen werden zwei ausgewählte Lebensdauermodelle vergleichend betrachtet. Einerseits wird das Modell nach IOANNIDES & HARRIS (Abschnitt 2.1.6.3) und andererseits die allgemeine Lebensdauerformel nach HERTTER [20], die auf dem Ansatz von LÖSCHE [27] (Abschnitt 2.1.6.4) aufbaut, verwendet.

Die vorgestellten Lebensdauermodelle dienen in den nächsten Abschnitten als Grundlage für die Ermittlung der rechnerischen relativen Lebensdauer. Hierzu wird der Beanspruchungszustand der durchgehärteten und nicht verfestigten Variante als Referenz herangezogen. Darauf werden anschließend die Rechenergebnisse der mechanisch verfestigten Varianten bezogen, um als Ergebnis eine relative Veränderung gegenüber der Basis zu erhalten. Wie in den Kapiteln vorher beschrieben zeigt die induktiv randschichtgehärtete Variante einen Unterschied im Gefügeschliffbild. Gleichzeitig liegen noch wärmebehandlungsinduzierte Druckeigenspannungen vor. Das bedeutet, dass mögliche Lebensdauerunterschiede nicht unmittelbar auf die gemessenen Eigenspannungen zurückgeführt werden können. Simulationsrechnungen mit den gemessenen Eigenspannungswerten haben sehr unrealistische Werte der relativen Lebensdauersteigerung ergeben, die nicht mit den Versuchsergebnissen in Einklang zu bringen sind. Aus diesem Grund werden nachfolgend nur die durchgehärteten und wahlweise verfestigen Varianten untereinander verglichen. Ein direkter rechnerischer Vergleich mit der induktiv randschichtgehärteten Variante wird nicht vorgenommen.

Die nachfolgenden relativen Ergebnisse beziehen sich nur auf den bereits vorher eingeführten Einzelkontakt, der stets die höchste Beanspruchung im Werkstoff erfährt. Auf die Gesamtlebensdauer einer Wälzlagerung kann damit noch nicht direkt geschlossen werden. Hierzu müssen alle Kontakte und das dadurch beanspruchte Volumen berücksichtigt werden.

3.2.4 Berücksichtigung auf Beanspruchungsseite

In den Abschnitten vorher wurde beschrieben, welche Vergleichsspannungshypothesen und Lebensdauermodelle für die rechnerischen Untersuchungen gewählt wurden. Mit diesen Voraussetzungen wird in diesem Abschnitt die Auswirkung von mechanisch eingebrachten Druckeigenspannungen durch Superposition mit den Lastspannungen bewertet. Das bedeutet, der Spannungstensor eines jeden diskreten Volumenelementes wird durch die vorliegenden Druckeigenspannungen korrigiert. Dieses Vorgehen wurde, wie im Stand der Technik und Forschung beschrieben, von verschiedenen Autoren bereits angewandt. Die zugrunde gelegten Druckeigenspannungen wurden dabei mittels röntgenografischer Messung aus den vorliegenden Versuchsvarianten erfasst und stellen damit realitätsnahe Werte dar. Für jede Variante wurden die Eigenspannungen neben dem Neuzustand bei verschiedenen Laufzeiten ohne Ausfall gemessen um die laufzeitabhängige Eigenspannungsveränderung mit zu erfassen. Sowohl für die Variante ohne und mit gezielt eingebrachten Druckeigenspannungen wurden entsprechende röntgenographische Messungen nach kurzer, mittlerer und langer Laufzeit erfasst. Dabei ist anzumerken, dass den Messungen ein Fehler von maximal 30 MPa Druckeigenspannung zugrunde liegt. Weitere Abweichungen können durch das Abtragen von Oberflächenschichten als Vorbereitung für die Messung resultieren [87]. Vereinfachend wurden die Eigenspannungen stets in Rollrichtung erfasst. In den rechnerischen Untersuchungen wurde anschließend für die Eigenspannungen in Querrichtung der Messwert der Rollrichtung übernommen. Diese Vereinfachung wurde ebenfalls in anderen Arbeiten getroffen [10][37][49][141]. Eigene Untersuchungen an kugelgestrahlten und festgewalzten Prüflingen sowie die Ergebnisse in [98] bestätigen das Vorgehen, da die erfassten Unterschiede nur gering sind.

Abbildung 3-39 zeigt die Vorgehensweise für die durchgeführten rechnerischen Untersuchungen. Die gewählten Vergleichsspannungshypothesen und Lebensdauermodelle ergeben unterschiedliche Lebensdauersteigerungen, die mit den Versuchsergebnissen verglichen werden.

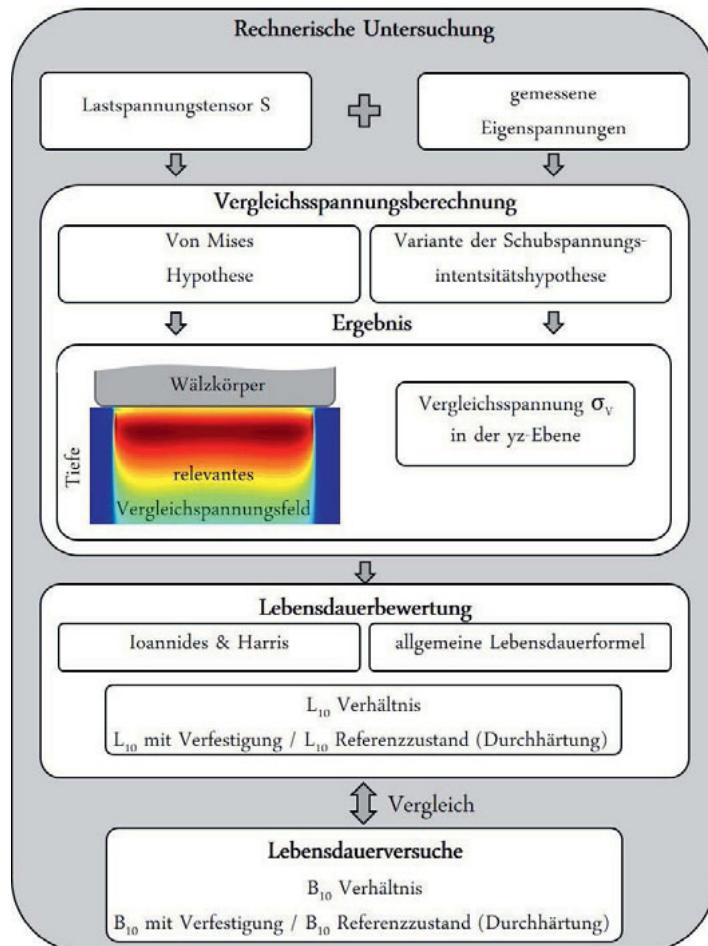


Abbildung 3-39: Vorgehen bei der rechnerischen Untersuchung mit Berücksichtigung der Eigenspannungseinflüsse auf Beanspruchungsseite

Die Versuche zeigen, dass es zu einer Veränderung der Eigenspannungen durch die Wälzbeanspruchung kommt. Für die nachfolgende rechnerische Lebensdauerermittlung und den relativen Vergleich der Varianten wurden alle messtechnisch ermittelten zeitabhängigen Eigenspannungszustände untersucht und miteinander verglichen. Auf eine detaillierte Darstellung der zeitabhängigen Vergleichsspannungsbilder wird hier verzichtet. Nachfolgend werden beispielhaft jeweils die Neuzustände der Druckeigenspan-

nungen den Lastspannungen für den ausgewählten Lastfall mit 3 200 MPa maximaler Kontaktpressung superponiert und als Vergleichsspannung dargestellt.

VON MISES Vergleichsspannung

Durchhärtung

Die Abbildung 3-40 zeigt die relevante Spannung in der yz -Schnittebene für den betrachteten Lastfall in Verbindung mit den gemessenen Druckeigenspannungen der durchgehärteten und nicht verfestigten Variante im Neuzustand.

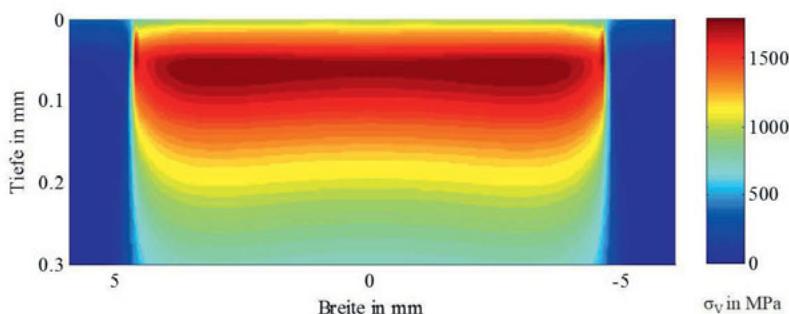


Abbildung 3-40: VON MISES Vergleichsspannung mit Druckeigenspannungen der durchgehärteten und nicht verfestigten Variante im Neuzustand

Es zeigt sich der typische Verlauf für den Wälzkontakt mit der höchsten Beanspruchung unter der Oberfläche. Unmittelbar an der Oberfläche und bis 20 µm Tiefe sind geringfügig reduzierte Spannungen durch die vorliegenden Druckeigenspannungen ersichtlich (vgl. Abbildung 3-37 oben). Die Abbildung 3-40 dient als Basis zum Vergleich mit zusätzlicher mechanischer Verfestigung im nachfolgenden Abschnitt.

Durchhärtung und Kugelstrahlbehandlung

Die nachfolgende Abbildung zeigt die errechneten VON MISES Spannungen für den genannten Lastfall mit Druckeigenspannungen der kugelgestrahlten Prüflingsvariante im Neuzustand ohne vorherige Überrollungen. Es zeigen sich gegenüber der nicht verfestigten Variante erhebliche Veränderungen. Durch die hohen Beträge der Druckeigenspannung im oberflächennahen Bereich bis 50 µm Tiefe kommt es in diesem Werkstoffbereich zu hohen Vergleichsspannungen. Das bedeutet, dass hohe Beträge der

Druckeigenspannung unter Anwendung der Gestaltänderungsenergiehypothese im betrachteten Lastfall nicht zu einer reduzierten Vergleichsspannung im oberflächennahen Bereich führen. In tieferen Werkstoffbereichen ab 0,07 mm führen die niedrigeren Druckeigenspannungen eine deutliche Beanspruchungsreduzierung herbei.

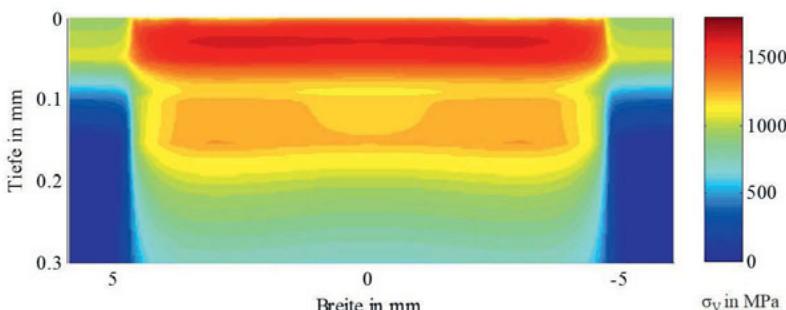


Abbildung 3-41: VON MISES Vergleichsspannung mit Druckeigenspannungen der durchgehärteten und kugelgestrahlten Variante im Neuzustand

Es kann jedoch festgehalten werden, dass unter Betrachtung des beanspruchten Volumens durch die Überlagerung des Druckeigenspannungstiefenverlaufs eine durchschnittliche Beanspruchungsreduzierung zu verzeichnen ist.

Durchhärtung und Festwalzbearbeitung

Die Abbildung 3-42 zeigt in gleicher Weise wie vorher die resultierenden Vergleichsspannungen in der betrachteten Schnittebene. Im Neuzustand kommt es durch die hohen Beträge der Druckeigenspannungen im Tiefenbereich bis 50 µm zum Maximum in der Tiefe bei 30 µm. Im weiteren Tiefenverlauf sinkt die Beanspruchung, was durch die superponierten Druckeigenspannungen begünstigt wird.

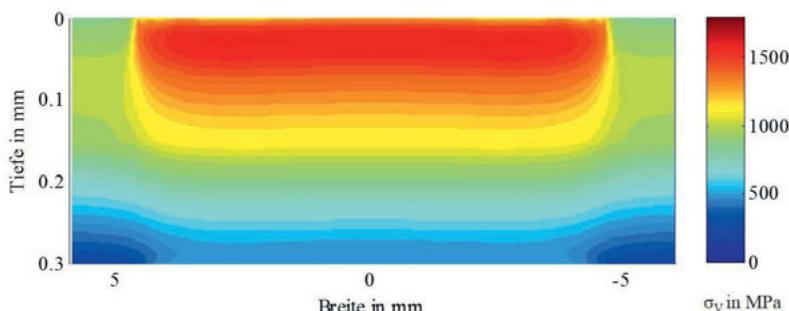


Abbildung 3-42: VON MISES Vergleichsspannung mit Druckeigenspannungen der durchgehärteten und festgewalzten Variante im Neuzustand

Mit den vorliegenden Vergleichsspannungsfeldern wurde die vergleichende relative Lebensdauerbetrachtung durchgeführt. Hierzu wurden die beiden vorgestellten Lebensdauermodelle angewandt. Zum besseren Vergleich wurden sowohl die Initialzustände der Druckeigenspannungen als auch die laufzeitabhängigen Zustände nach kurzer, mittlerer und langer Laufzeit miteinander verglichen (Abschnitt 3.1.3.4). Das bedeutet, dass die Eigenspannungsverläufe der Varianten mit ähnlicher Laufzeit jeweils verglichen werden. Die folgende Tabelle 3-7 zeigt die rechnerisch ermittelten Ergebnisse der relativen Lebensdauer im Vergleich zu den experimentellen Ergebnissen aus Kapitel 3.1.3.2. Die errechneten Werte sind als Steigerungsfaktor oder Lebensdauerverhältnis zu verstehen und können mit den Werten aus den Versuchen direkt verglichen werden. Als Berechnungsgrundlage dienten die ermittelten Vergleichsspannungsfelder inklusive der gemessenen Eigenspannungsverläufe, die Lebensdauermodelle mit den vorhandenen Exponenten sowie eine Ermüdungsgrenze von 1 000 MPa (vgl. Kapitel 4.2).

Tabelle 3-7: Ergebnisse der rechnerischen relativen Lebensdauer mit Berücksichtigung der Eigenspannungen auf Beanspruchungsseite und Verwendung der VON MISES Hypothese im Vergleich zu den Versuchsergebnissen

relative Lebensdauer gegenüber einer unverfestigten Variante	IOANNIDES & HARRIS Modell	allg. Lebensdauerformel	Versuch (50 %/66,67 % Vertrauen)
Kugelstrahlen (Neuzustand)	4,5	6,4	7,74 / 5,79
Kugelstrahlen (kurze Laufzeit)	22,6	24	
Kugelstrahlen (mittlere Laufzeit)	1,6	1,9	
Kugelstrahlen (lange Laufzeit)	1,4	2,8	
Festwalzen (Neuzustand)	6,9	13,8	4,58/ 3,29
Festwalzen (kurze Laufzeit)	13	28	
Festwalzen (mittlere Laufzeit)	1,3	2,5	
Festwalzen (lange Laufzeit)	1,4	2,3	

Aus den Ergebnissen wird ersichtlich, dass für alle Kombinationen Lebensdauersteigerungen durch die superponierten Druckeigenspannungen errechnet werden. Es zeigt sich, dass sich die beste Übereinstimmung mit den Versuchsergebnissen für überlagerten Druckeigenspannungen im Neuzustand bzw. nach nur wenigen Stunden Wälzbeanspruchung ergeben. Diese Erkenntnis wurde in ähnlicher Form bereits in anderen Arbeiten festgestellt [117][125]. Es ist jedoch anzumerken, dass im Versuch die kugelgestrahlte Variante eine höhere Lebensdauer als die festgewalzte Variante erzielt hat. Dieser Zusammenhang wird in den Ergebnissen in Tabelle 3-7 für den Neuzustand nicht abgebildet. Die Bewertung mit Druckeigenspannungsverläufen, die durch die längere Wälzbeanspruchung bereits beeinflusst wurden, ergibt keine zufriedenstellende Trennschärfe zwischen den Varianten Kugelstrahlen und Festwalzen. Weiterhin wird keine annähernd brauchbare Übereinstimmung mit den Versuchsergebnissen erzielt.

Variante der Schubspannungsintensitätshypothese

Nachfolgend werden die identischen Eigenspannungszustände und Belastungsfälle mit der verwendeten Variante der Schubspannungsintensitätshypothese in gleicher Form wie mit der VON MISES Spannung verglichen.

Durchhärtung ohne Verfestigung

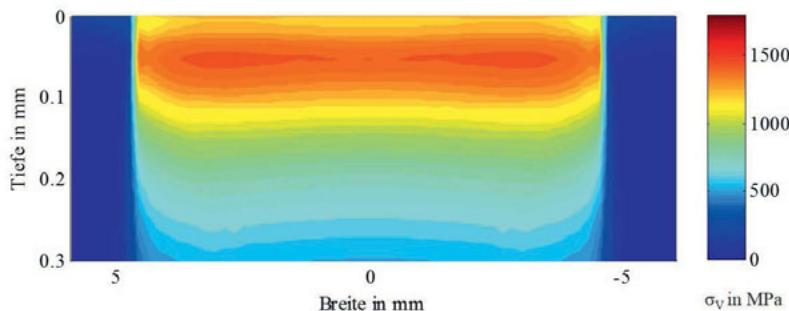


Abbildung 3-43: Vergleichsspannung nach der Variante der Schubspannungsintensitäts-
hypothese mit Druckeigenspannungen der durchgehärteten und nicht verfestig-
ten Variante im Neuzustand

Die Abbildung 3-43 zeigt die relevante Vergleichsspannung ohne gezielt eingebrachte Druckeigenspannung. Lediglich die zwangsläufig vorhandenen Bearbeitungseigen- spannungen wurden hier mit betrachtet. Wie zu erwarten, findet sich das für den Wälz- kontakt typische Bild mit der maximalen Beanspruchung unter der Oberfläche. Die Lage des Spannungsmaximums stimmt gut mit der Berechnung nach der VON MISES Spannung überein. Im Vergleich zur VON MISES Vergleichsspannung errechnen sich mit der hier verwendeten Variante der Schubspannungsintensitätshypothese um etwa 300 MPa niedrigere Vergleichsspannungen.

Durchhärtung und Kugelstrahlbehandlung

Die nachfolgenden Abbildung 3-44 zeigt die berechnete Vergleichsspannungsdarstellung für den Zustand mit kugelstrahlbedingten Eigenspannungen. Die Abweichung der Absolutwerte mit Anwendung der Variante der Schubspannungsintensitätshypothese gegenüber der VON MISES Vergleichsspannung ist auch hier zu verzeichnen.

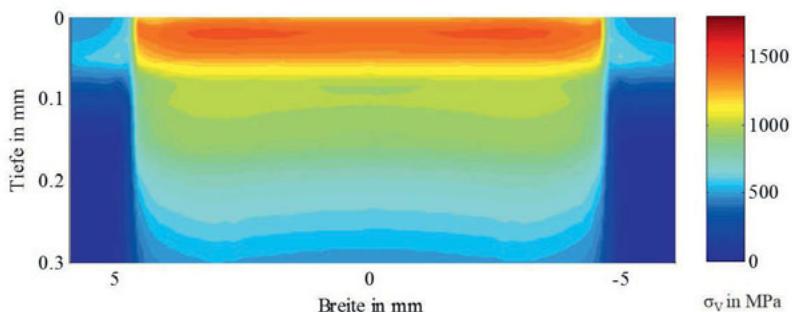


Abbildung 3-44: Vergleichsspannung nach der Variante der Schubspannungsintensitäts-hypothese mit Druckeigenspannungen der durchgehärteten und kugelgestrahlten Variante im Neuzustand

Durchhärtung und Festwalzbearbeitung

Abbildung 3-45 zeigt durch die hohen oberflächennahen Druckeigenspannungen aufgrund der Festwalzbearbeitung ein rechnerisches Spannungsmaximum nahe der Oberfläche. In tieferen Werkstoffbereichen kommt es durch die Superposition zu einer deutlichen Vergleichsspannungsreduzierung, was eine positive Lebensdauereränderung erwarten lässt. Auch hier ergeben sich wieder niedrigere Absolutwerte gegenüber der VON MISES Vergleichsspannung.

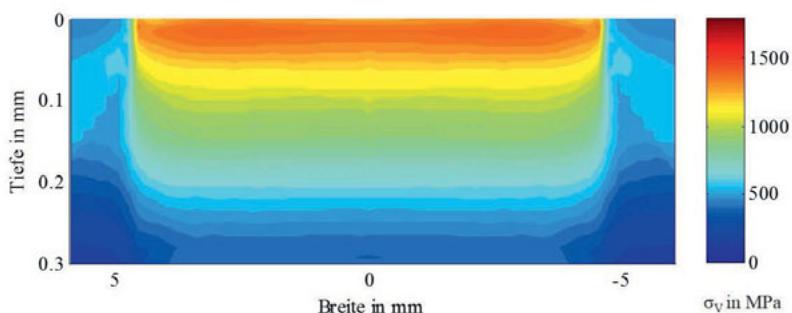


Abbildung 3-45: Vergleichsspannung nach der Variante der Schubspannungsintensitäts-hypothese mit Druckeigenspannungen der durchgehärteten und festgewalzten Variante im Neuzustand

Für die Anwendung der Variante der Schubspannungsintensitätshypothese sind in Tabelle 3-8 die Ergebnisse der relativen Lebensdauer aufgeführt. Für die Auswertung wurde die Vergleichsspannung mit der in Abschnitt 2.1.5.5 genannten Formel gebildet.

Die Normalmittelspannung wurde dabei nicht mit in der Beanspruchbarkeit, d. h. der Ermüdungsgrenze berücksichtigt. Für die Berechnungen wurde eine konstante Ermüdungsgrenze von 1 000 MPa (vgl. Kapitel 4.2) angenommen. Die Ergebnisse zeigen, dass mit diesen Bedingungen sowohl Faktoren größer und kleiner eins berechnet werden. Das heißt, es errechnen sich Lebensdauersteigerungen und –verringerungen für die betrachteten Zustände. Auch für den Neuzustand der Eigenspannungen zeigt sich keine durchgängige Lebensdauersteigerung.

Tabelle 3-8: Ergebnisse der rechnerischen relativen Lebensdauer mit Berücksichtigung der Eigenspannungen auf Beanspruchungsseite und Verwendung der Variante der Schubspannungsintensitätshypothese im Vergleich zu den Versuchsergebnissen

relative Lebensdauer gegenüber einer unverfestigten Variante	IOANNIDES & HARRIS Modell	allg. Lebensdauerformel	Versuch (50 % / 66,67 % Vertrauen)
Kugelstrahlen (Neuzustand)	0,4	1,5	
Kugelstrahlen (kurze Laufzeit)	1,9	3,8	
Kugelstrahlen (mittlere Laufzeit)	1,2	1,5	
Kugelstrahlen (lange Laufzeit)	1,6	2,8	
Festwalzen (Neuzustand)	1,4	3,8	
Festwalzen (kurze Laufzeit)	0,9	2,9	
Festwalzen (mittlere Laufzeit)	0,4	0,9	
Festwalzen (lange Laufzeit)	1,4	2,2	7,74 / 5,79 4,58 / 3,29

Die Ergebnisse der vorangegangenen Betrachtungen zeigen, dass sich mit den gegebenen Parametern und Festlegungen (z. B. Exponenten, Ermüdungsgrenzwerte) nur bedingt Lebensdauersteigerungen errechnen. Die Übereinstimmung mit den ermittelten Ergebnissen aus dem Versuch ist nicht zufriedenstellend. Durch weitere Anpassungen und Korrekturen an den Parametern bzw. dem Lebensdauermodell könnte für die betrachteten Eigenspannungstiefenverläufe eine Verbesserung erzielt werden. Unter dem Gesichtspunkt der Übertragbarkeit und der Gültigkeit ist dieses Vorgehen nicht zu bevorzugen, da hierfür umfangreiche weitere Lebensdauerversuche zur Validierung nötig sind.

3.2.5 Berücksichtigung auf Beanspruchbarkeitsseite

Im Abschnitt vorher wurde beschrieben, dass die rechnerische Lebensdauerbewertung mit gemessenen Eigenspannungszuständen unter Verwendung der von Mises Hypothese teilweise die Lebensdauersteigerung der Versuchsergebnisse widerspiegelt. Die experimentellen Ergebnisse in Tabelle 3-7 zeigen, dass dies bei den beiden betrachteten Lebensdauermodellen mit den überlagerten Eigenspannungstiefenverläufen im Neuzu-stand erreicht wird. Mit Anwendung der Variante der Schubspannungsintensitätshypothese zeigt sich in Tabelle 3-8 die beste Übereinstimmung zu den Versuchsergebnissen bei der Verwendung der allgemeinen Lebensdauerformel und Berücksichtigung von Eigenspannungstiefenverläufen, die durch die Wälzbeanspruchung verändert wurden. Das zeigt, es besteht eine klare Abhängigkeit der Simulationsergebnisse von den gewählten Vergleichsspannungshypothesen, Lebensdauermodellen und zeitabhängigen Eigenspannungsverläufen. Sofern die gemessenen Eigenspannungen nach unterschiedlichen Wälzbeanspruchungsdauern als Beurteilungskriterium heranzuziehen sind, stellt sich die Frage, welcher der quasi stabile Zustand ist. Die vorgestellten Eigenspannungstiefenverläufe zeigen, dass es zu den verschiedensten Zeitpunkten zu Änderungen kommt. Die Simulationsergebnisse belegen, dass mit Verwendung der veränderten Verläufe sehr starke Änderungen der Faktoren hervorgerufen werden. Wie in der Literatur [117][125] vorgeschlagen, ist es daher sinnvoll, für die Beurteilung der relativen Lebensdauerveränderung durch mechanische Verfestigung der Laufbahn und dadurch hervorgerufene Druckeigenspannungen nur die Eigenspannungsverläufe des Initialzustandes zu beurteilen.

Die begrenzte Aussagefähigkeit der durch Wälzbeanspruchung veränderten Eigenspannungszustände hinsichtlich Lebensdauersteigerung kann auch mit den gewonnenen Erkenntnissen aus den Versuchen begründet werden. Die anfänglich sehr unterschiedlichen Eigenspannungstiefenverläufe verändern sich bereits nach kurzen Einlaufzeiten. Das führt zu einer Angleichung der Eigenspannungen auf ein ähnliches Niveau im Tiefebereich von etwa 50 µm. Aber trotz dieses ähnlichen Zustandes der Eigenspannungen ergeben sich experimentell sehr unterschiedliche Lebensdauersteigerungen für die unterschiedlichen Varianten. Das bedeutet, dem Ausgangszustand des Eigenspannungsverlaufs kann eine größere Bedeutung zugeschrieben werden. Es wird damit keine weitere Betrachtung der durch Wälzbeanspruchung veränderten Eigenspannungstiefenverläufe vorgenommen.

Zugleich lassen die aus den vorgestellten Versuchen gewonnenen Ergebnisse auch folgende Überlegung zu: Die erreichbaren Lebensdauersteigerungen sind nicht in erster Linie spannungsmechanisch in Form günstiger Überlagerungen von Last- und Eigenspannungen begründet. Vielmehr ist der Eigenspannungsverlauf eine Art Indikator für veränderte, auch nach dem Abbau der ursprünglichen Eigenspannungen erhalten bleibende Werkstoffeigenschaften, beispielsweise eine lokale Erhöhung der Ermüdungsgrenze. In [111] wurde auf den Zusammenhang von induzierten Eigenspannungen und damit verbundenen Änderungen im Mikrogefüge hingewiesen. Der Autor sieht jedoch keinen direkten Zusammenhang zwischen der Eigenspannungseinbringung und einer gesteigerten Lagerlebensdauer oder erhöhter Gefügestabilität. Darüber hinaus wurde ein Druckeigenspannungszuwachs im fortgeschrittenen Stadium der Beanspruchung beobachtet. Dies kann aus den hier aufgeföhrten Untersuchungen nicht bestätigt werden. Weiterhin lag den verglichenen Lagern mit gezielt erzeugten Eigenspannungen nach der Behandlung ein unterschiedlicher Restaustenitanteil als den unbehandelten Lagern zugrunde.

Die Berücksichtigung der Eigenspannungs- bzw. Verfestigungseinflüsse ist somit auch ausschließlich auf der Beanspruchbarkeitsseite denkbar. Dies würde bedeuten, dass weniger die tatsächlichen, anfänglich eingebrachten Druckeigenspannungen von Bedeutung sind, sondern vielmehr die, durch die mechanische Oberflächenbehandlung hervorgerufene Werkstoffveränderung. Die Eigenspannungen sind dann nur ein indirektes Bewertungskriterium für die zu erwartende Werkstoffveränderung und damit die Lebensdauerbeeinflussung. Für die praktische Umsetzung dieses Gedankens kann beispielsweise der vorliegende Eigenspannungstiefenverlauf verwendet werden, um die Ermüdungsgrenze des Werkstoffes lokal anzupassen. Über einen Einflussfaktor zur Berücksichtigung der Verfestigung $M_{\sigma ES}$ – der ähnlich wie die Eigenspannungs- oder Mittelspannungsempfindlichkeit [51] zu interpretieren wäre – können die Druckeigenspannungen in der jeweiligen Tiefe zur Ermittlung einer neuen Ermüdungsgrenze verwendet werden:

$$\sigma_{zul} = \sigma_w + M_{\sigma ES} \cdot \sigma_{ES}$$

Der Faktor $M_{\sigma ES}$ wurde unter Zugrundlegung der präsentierten Versuchsergebnisse und für den Bereich der eingebrachten Eigenspannungen und dem Belastungsniveau von 3 200 MPa durch Rechnung bestimmt. Grundlage waren der oben genannte Ansatz, die

bereits genannten Lebensdauermodelle sowie die vorgestellten Versuchsergebnisse. Der daraus ermittelte Wert liegt bei etwa 0,1.

In der weiteren Umsetzung wird für die Lebensdauerberechnung alleine der belastungsinduzierte Spannungsanteil herangezogen. Zu diesem Zeitpunkt werden also noch keine Eigenspannungen oder Verfestigungseffekte in der Vergleichsspannungsbildung berücksichtigt. Die ermittelte Vergleichsspannung dient in gewohnter Weise als Eingangsparameter für das verwendete Lebensdauermodell. Ein weiterer Parameter in den gängigen Lebensdauermodellen stellt die zulässige Beanspruchung σ_{zul} dar (vgl. Abschnitt 4.2). Der Wert von 1 000 MPa ist aus der Literatur entnommen und entspricht der Biegewechselfestigkeit des eingesetzten Werkstoffs [20]. In dem genannten Bericht [20] wird vertieft auf die Zusammenhänge und die Einflüsse des daraus resultierenden Wechselfestigkeitsverhältnisses zwischen Biege- und Torsionswechselfestigkeit eingegangen, da diese die Grundlage für die Schubspannungsintensitätshypothese darstellen. Im Kapitel 4.2 werden vertieft die Hintergründe zur Festlegung der eingesetzten Werkstoffkennwerte diskutiert.

Für die Berücksichtigung der Druckeigenspannungen – vielmehr der Verfestigungseinflüsse – auf der Beanspruchbarkeitsseite wird nun der oben vorgestellte Ansatz zur Korrektur der Beanspruchbarkeit angewandt. Abhängig von der Verfestigung ergibt sich ein Beanspruchbarkeitsverlauf in Tiefenrichtung. In Bereichen hoher gemessener initialer Druckeigenspannungen liegt diesem Ansatz folgend eine spätere höhere Beanspruchbarkeit als in Bereichen mit geringeren oder keinen Druckeigenspannungen vor. In den Lebensdauermodellen wird letztendlich die ermittelte Vergleichsspannung um die korrigierte Beanspruchbarkeit reduziert. Der verbleibende Anteil trägt schließlich zur Ermüdung des belasteten Werkstoffvolumens bei und beeinflusst damit die Ermüdungslebensdauer. Abbildung 3-46 zeigt das prinzipielle Vorgehen mit den vorher genannten Ansätzen zur Berücksichtigung der Eigenspannungs- bzw. Verfestigungseinflüsse im Lebensdauervergleich.

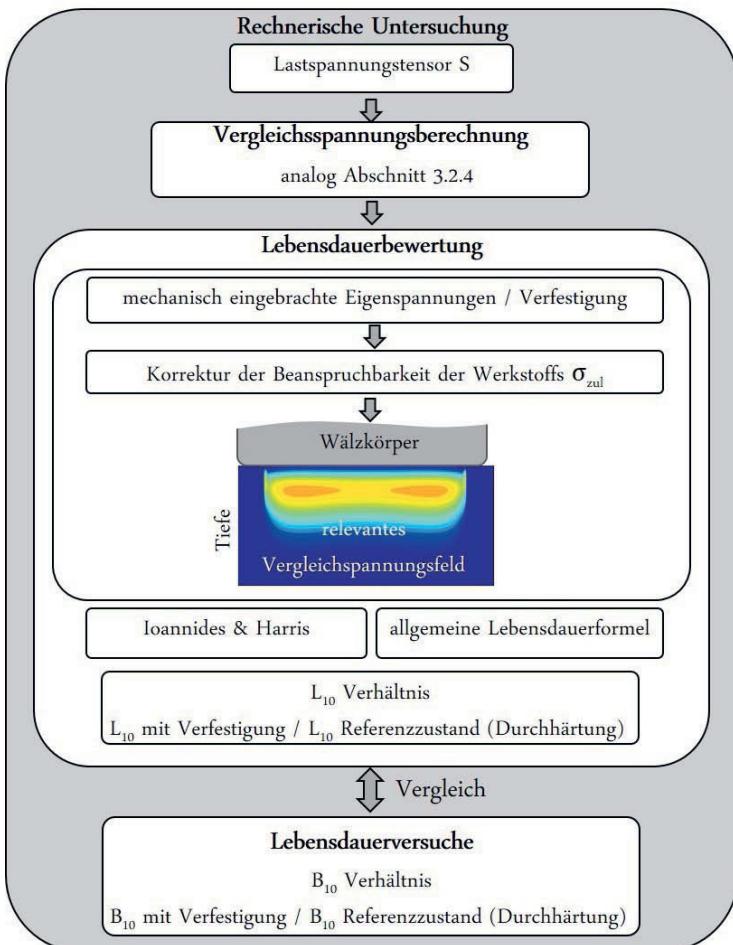


Abbildung 3-46: Vorgehen bei der rechnerischen Untersuchung mit Berücksichtigung der Eigenspannungseinflüsse auf Beanspruchbarkeitsseite

Abbildung 3-47 und Abbildung 3-48 zeigen exemplarisch die resultierenden Spannungen unter Verwendung der VON MISES Spannung, die im Lebensdauermodell schließlich zur Ermüdungsbeurteilung berücksichtigt werden. Abbildung 3-47 zeigt die nicht verfestigte Variante. Demgegenüber zeigt die zweite Abbildung die Variante welche durch eine Kugelstrahlbearbeitung verfestigt wurde. Es zeigen sich darin die reduzierten resultierenden Spannungen, die in der Lebensdauerbewertung erfasst werden.

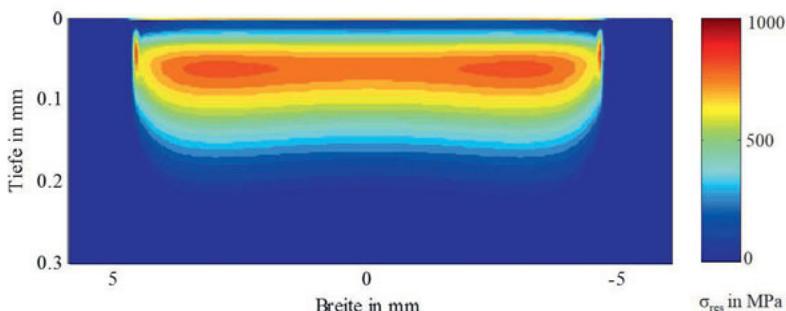


Abbildung 3-47: Resultierende Spannung nach der VON MISES Hypothese und Abzug der zulässigen Beanspruchung für die durchgehärtete und nicht verfestigte Variante

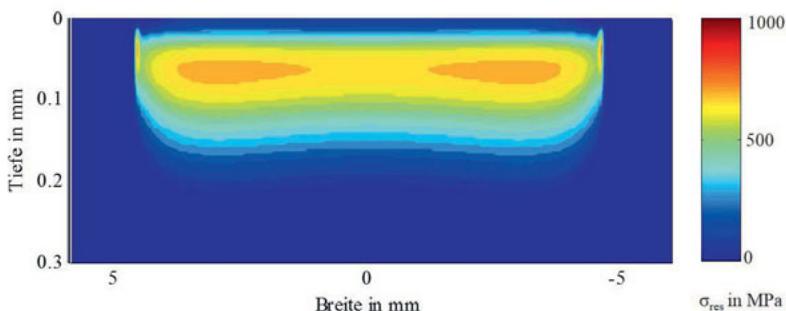


Abbildung 3-48: Resultierende Spannung nach der VON MISES Hypothese und Abzug der zulässigen Beanspruchung für die durchgehärtete und kugelgestrahlten Variante

Unter Betrachtung der Variante der Schubspannungsintensitätshypothese als Ermüdungskriterium ergeben sich qualitativ ähnliche Darstellungen, die den Einfluss der gesteigerten zulässigen Beanspruchung darstellen. Aufgrund des grundsätzlich geringeren Absolutwertes der Vergleichsspannung mit dieser Hypothese zeigt sich auch bei der ermüdungsrelevanten resultierenden Spannung ein geringeres Niveau der Spannungswerte. Abbildung 3-49 zeigt erwartungsgemäß höhere Spannungen als Abbildung 3-50, welcher durch die mechanische Verfestigung eine höhere Ermüdungsfestigkeit und damit reduzierte resultierende Spannungssamplituden zugeschrieben wird.

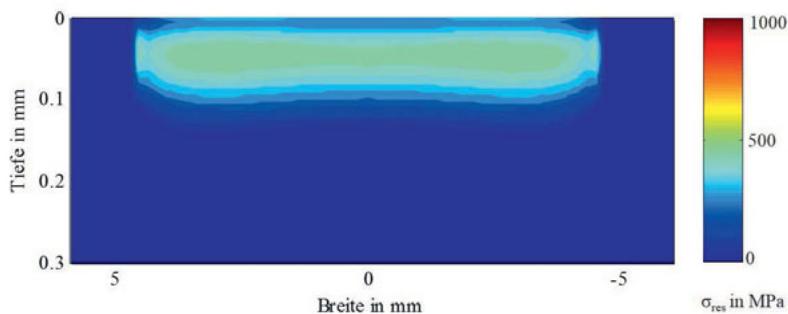


Abbildung 3-49: Resultierende Spannung nach der Variante der Schubspannungsintensitätshypothese und Abzug der zulässigen Beanspruchung für die durchgehärtete und nicht verfestigte Variante

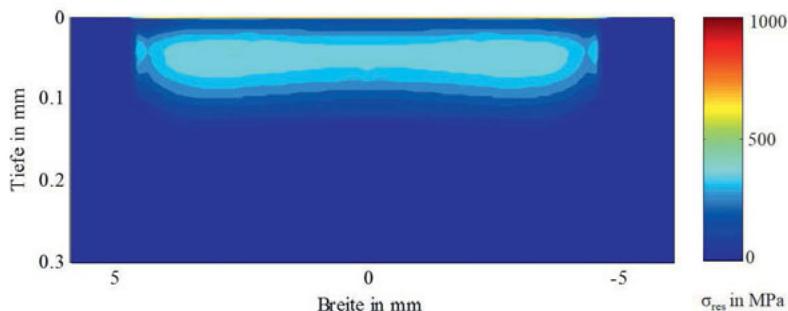


Abbildung 3-50: Resultierende Spannung nach der Variante der Schubspannungsintensitätshypothese und Abzug der zulässigen Beanspruchung für die durchgehärtete und kugelgestrahlte Variante

Die Anwendung des vorgestellten Ansatzes zur Berücksichtigung der Druckeigenspannungen bzw. der Verfestigungseffekte auf Seiten der Beanspruchbarkeit unter Verwendung der beiden gewählten Spannungshypothesen und Lebensdauermodelle ergeben die in Tabelle 3-9 aufgeführten Faktoren der rechnerischen relativen Lebensdauer bezogen auf den Referenzzustand der Durchhärtung ohne Verfestigung.

Tabelle 3-9: Ergebnisse der rechnerischen relativen Lebensdauer mit Berücksichtigung der Eigenspannungen – Verfestigung – auf Beanspruchbarkeitsseite und Verwendung verschiedener Spannungskriterien

relative Lebensdauer gegenüber einer unverfestigten Variante	IOANNIDES & HARRIS Modell	allg. Lebensdauerformel	Versuch (50 % / 66,67 % Vertrauen)
VON MISES Spannung			
Kugelstrahlen	3,0	5,6	7,74 / 5,79
Festwalzen	3,0	8,2	4,58/ 3,29
Variante der Schubspannungsintensitätshypothese			
Kugelstrahlen	7,8	17,0	7,74 / 5,79
Festwalzen	5,9	16,4	4,58/ 3,29
Orthogonalschubspannung			
Kugelstrahlen	5,2	11,4	7,74 / 5,79
Festwalzen	4,0	10,3	4,58/ 3,29

An den Werten der relativen Lebensdauersteigerung ist zu erkennen, dass diese stark von dem gewählten Spannungskriterium sowie dem gewählten LebensdauermodeLL abhängen. Mit der VON MISES Spannung werden mit dem IOANNIDES & HARRIS Modell keine Unterschiede zwischen den Verfestigungsverfahren ermittelt. Weiterhin sind die berechneten Faktoren im Vergleich zu den Versuchsergebnissen zu gering. Mit der allgemeinen Lebensdauerformel zeigen sich Unterschiede, jedoch wird der Trend der Versuchsergebnisse mit einer höheren Lebensdauer der kugelgestrahlten Variante nicht abgebildet. Mit Einsatz der Schubspannungsintensitätshypothese wird dagegen gerade mit Verwendung des IOANNIDES & HARRIS Modells eine gute Übereinstimmung mit den Versuchsergebnissen ermittelt. Die allgemeine Lebensdauerformel führt zu unrealistisch hohen Faktoren und gleichzeitig größerer Abweichung zu den Versuchsergebnissen. Ergänzend zu den umfassend diskutierten Vergleichsspannungshypothesen wurde für diese Betrachtung auch die Orthogonalschubspannung vergleichend herangezogen. Wie in Kapitel 2.1.5.1 und 2.1.6.6 beschrieben stellte diese Hypothese die Grundlage für die genormte Lebensdauerberechnung dar. Mit dem IOANNIDES & HARRIS Modell wird der Trend korrekt abgebildet und es ergeben sich plausible Werte, die aber etwas unter den Werten der angepassten Schubspannungsintensitätshypothese liegen.

Das beschriebene Vorgehen zur Anpassung des Werkstoffkennwertes in der Lebensdauerbewertung bietet auch eine Möglichkeit, die Effekte der induktiven Randschichthärtung abzubilden. Die prozessbedingten Gefügeunterschiede und die resultierenden

Druckeigenspannungen, die grundsätzlich die Beanspruchbarkeit des Werkstoffs beeinflussen, können in einem einfachen Ansatz als eine höhere Ermüdungsgrenzbelastung σ_{zul} angesehen werden. Die in Tabelle 3-10 angegebenen Steigerungsfaktoren wurden in Anlehnung an die Versuchsergebnisse durch Korrektur der Ermüdungsgrenze ermittelt. Der korrigierte Wert der Ermüdungsgrenze liegt bei 1 100 MPa. Die gemessenen Eigenspannungen wurden dabei nicht mehr zusätzlich berücksichtigt. Die gezielte Korrektur der Ermüdungsgrenze ermöglicht abhängig von den gewählten Hypothesen und Lebensdauermodellen eine gute Übereinstimmung mit den Versuchsergebnissen zu erreichen.

Tabelle 3-10: Ergebnisse der rechnerischen relativen Lebensdauer mit induktiver Randschichthärtung – auf Beanspruchbarkeitsseite und Verwendung verschiedener Spannungskriterien

relative Lebensdauer gegenüber einer unverfestigten Variante	IOANNIDES & HARRIS Modell	allg. Lebensdauerformel	Versuch (50 % / 66,67 % Vertrauen)
VON MISES Spannung			
induktive Randschichthärtung	3,2	8,7	8,0 / 6,0
Variante der Schubspannungsintensitätshypothese			
induktive Randschichthärtung	8,1	22,6	8,0 / 6,0
Orthogonalschubspannung			
induktive Randschichthärtung	5,0	13,9	8,0 / 6,0

Die vorangegangene Betrachtung zeigt, dass sich abhängig von der Wahl der Spannungskriterien und Lebensdauermodelle durchaus eine gute Übereinstimmung zu den erhaltenen Versuchsergebnissen ergeben kann. Es wird daraus aber auch deutlich, dass eine hohe Abhängigkeit von den Parametern *Spannungskriterium* und *Lebensdauermodell* besteht. Darüber hinaus hängen diese wieder von weiteren Konstanten und Festlegungen ab. Wie bereits erwähnt, wurden die Konstanten in den Lebensdauermodellen sowie die Werkstoffermüdungsgrenze aus der Literatur übernommen. Es besteht ebenfalls die Möglichkeit, hierüber eine Angleichung der Rechenergebnisse an die Versuchsergebnisse vorzunehmen. Um jedoch die Vergleichbarkeit zu gewährleisten und die grundsätzliche Anwendbarkeit zu bewerten, wird in dieser Arbeit davon Abstand genommen.

4 Diskussion

Die experimentellen und rechnerischen Ergebnisse zum Einfluss eingebrachter Druckeigenspannungen in Wälzlagerkomponenten zeigen, dass ein positiver Effekt auf die Ermüdungsliebensdauer zu verzeichnen ist. Nachfolgend werden die zugrundeliegenden Annahmen und Vereinfachungen sowie die aus den Untersuchungen gewonnenen Erkenntnisse diskutiert.

4.1 Veränderung der Eigenspannungen bei Wälzbeanspruchung

Die Wälzbeanspruchung von Lagerkomponenten verursacht bekanntlich eine Änderung der ursprünglichen Eigenspannungen, die in der Randschicht vorliegen [39][93]. Auch die in Abschnitt 3.1.2 und 3.1.3.4 gezeigten Eigenspannungsverläufe an den untersuchten Prüflingen bestätigen dies. Gerade in der höchstbeanspruchten Bauteilrandschicht bis 0,1 mm Tiefe, ergeben sich die größten Abweichungen zum Ausgangszustand. Die Veränderungen beginnen bereits nach sehr kurzen Laufzeiten. Mit zunehmender Belastungsdauer verlangsamt sich die Eigenspannungsumlagerung und es kommt zu einem quasi-stabiles Zustand. Dieser hängt einerseits von der Belastung und andererseits von dem Initialzustand des Gefüges ab. Der Vergleich der durchgehärteten und induktiv randschichtgehärteten Prüflinge zeigt, dass bei beiden eine Eigenspannungsveränderung beobachtet werden kann. Die unterschiedlichen Gefügezustände und Eigenspannungen ergeben damit bei gleicher äußerer Belastung einen unterschiedlichen quasi-stabilen Eigenspannungszustand.

Die Auswertung der rechnerischen Lebensdauersteigerung mit überlagerten Druckeigenspannungen in Abhängigkeit der Laufzeit zeigt (Tabelle 3-7 und Tabelle 3-8), dass keine bessere Übereinstimmung zu den Versuchsergebnissen im Vergleich zu den überlagerten Eigenspannungen im Neuzustand berechnet wird. Es stellt sich die Frage, welcher Eigenspannungstiefenverlauf zur Beurteilung überhaupt heranzuziehen ist. Die gemessenen Verläufe stellen stets nur eine Momentaufnahme dar und unterliegen über einer längeren Dauer einer Änderung, bis sich der Beharrungszustand einstellt. Gemäß VOSKAMP [142] ist dieser stabile Zustand aber ebenfalls zeitlich begrenzt. Mit Einsetzen von Ermüdungserscheinungen wird eine weitere Veränderung der Druckeigenspannungen beschrieben.

Die Problematik der Eigenspannungsumlagerung und die Ergebnisse der tatsächlich erreichten Lebensdauersteigerungen im Versuch im Vergleich zu den Rechnungen führen zu der Erkenntnis, dass vor allem die ungelaufenen Eigenspannungstiefenverläufe eine sinnvolle Beurteilung der zu erwartenden Lebensdauersteigerung ermöglichen. Gestützt wird dieses Vorgehen durch die Ergebnisse von KOTZALAS [125], die ebenfalls zeigen, dass Simulationen mit Verwendung des Initialzustands der Eigenspannungen die beste Übereinstimmung mit experimentell bestimmten Erfahrungswerten liefern. Die erzeugte Veränderung im Werkstoff, d. h. die Verfestigung und die Eigenspannungen, die vor der ersten Wälzbeanspruchung vorlagen oder in den ersten Belastungszyklen mit hoher Last entstanden sind, haben folglich eine große Bedeutung für das Dauerhaltbarkeitsverhalten. Das alles spricht dafür, die Initialzustände der erzeugten Eigenspannungen für die Beurteilung der Ermüdungslängsdauer heranzuziehen.

Die veränderlichen Eigenspannungsverläufe geben wiederum einen Hinweis darauf, dass weniger die Eigenspannungen die Lebensdauersteigerung direkt zu verantworten haben. Vielmehr wird durch die vorherige Verfestigung oder Gefügebeeinflussung (beim induktiven Randschichthärten), eine Eigenschaftsänderung im Werkstoff hervorgerufen, die sich in der Ermüdungsgrenze bemerkbar macht. Das erklärt die im Versuch ermittelten Lebensdauerunterschiede.

4.2 Abhängigkeit von Werkstoffkennwerten

Die ausgeführten Ergebnisse der rechnerischen Untersuchung zur relativen Lebensdauersteigerung durch die Einbringung von Eigenspannungen bzw. Verfestigung bauen auf den genannten Grundlagen zu Vergleichsspannungshypothesen und Lebensdauermodeilen auf. Bei der Variante der Schubspannungsintensitätshypothese und den Lebensdauermodeilen sind Werkstoffkennwerte eine wesentliche Grundlage der Berechnung.

So verwendet die in dieser Arbeit eingesetzte Variante der Schubspannungsintensitätshypothese die Werkstoffkennwerte Torsionswechselfestigkeit τ_w , Torsionsschwellfestigkeit τ_{sch} und die Biegewechselfestigkeit σ_w . In der ursprünglichen Formulierung nach LIU [42] ist darüber hinaus noch die Zugschwellfestigkeit σ_{sch} notwendig. Zur Beanspruchungsbewertung sind folglich die genannten Kennwerte für den betrachteten Wälzlagerring Stahl 100Cr6 im entsprechenden Wärmebehandlungszustand notwendig. Hierin besteht aber gerade eine erhebliche Schwierigkeit, da kaum Werte aus der Literatur bekannt sind. Dieser Fragestellung stellte sich auch HERTTER [20] und verwendete die

vorliegenden Werte der Zug-Druck-Wechsel-, Zugfestigkeit, Druckfließgrenze und Proportionalitätsgrenze als Stützstellen im Smith Diagramm. Die experimentell bestimmten Werte der für den martensitischen Zustand von 100Cr6 bei einer Anlasstemperatur von 240 °C wurden [108] entnommen. Der dort dokumentierte Wärmebehandlungszustand entspricht in Bezug auf Austenitisierungs- und Anlasstemperatur ziemlich genau den im Rahmen dieser Arbeit zugrunde gelegten Prüflingen für die durchgeführten Lebensdauerversuche.

Aus den oben genannten Werkstoffkennwerten resultiert aus dem Smith-Diagramm nach [20] eine Zugschwellfestigkeit von 1 200 N/mm². Die weiterhin notwendige Torsionswechselfestigkeit wurde in [20] experimentell bestimmt und mit 598 N/mm² angegeben. Schließlich muss noch die fehlende Torsionsschwellfestigkeit berechnet werden. Hierzu wird auf LIU [50] zurückgegriffen und es ergibt sich ein Wert von 890 N/mm².

Die Zug-Druck-Wechselfestigkeit σ_{ZDw} unterscheidet sich von der Biegeweichselfestigkeit σ_{Bw} . Die Biegeweichselfestigkeit wird in [20] mit dem 1,1- bis 1,3-fachen der Zug-Druck-Wechselfestigkeit beziffert. Auf dieser Basis wurde für die Biegeweichselfestigkeit ein Wert von 1 000 MPa festgelegt, was ein Wechselfestigkeitsverhältnis von $\tau_w/\sigma_{Bw}=0,6$ ergibt. Dies stimmt gut mit dem der VON MISES Spannung zugrunde gelegten Verhältnis von 0,58 überein, welches auch in der FKM-Richtlinie [143] eingesetzt wird.

Die Zugschwellfestigkeit lässt sich alternativ zu den Arbeiten von HERTTER auch über Näherungsgleichungen aus der Zug-Druck-Wechselfestigkeit bestimmen, wie es beispielsweise LIU in [50] vorschlägt. Mit Verwendung einer weiteren Näherungsgleichung aus [144] zur Bestimmung des Mittelspannungseinflusses von $M=0,6875$ ergibt sich annähernd der gleiche Wert (1185 MPa). Bezüglich der Verwendung dieses Wegs muss jedoch kritisiert werden, dass der errechnete Wert für den Mittelspannungseinfluss doppelt so groß ist, wie der aus dem Smith-Diagramm ermittelte Wert bei HERTTER in [20] ($M=0,34$). Weiterhin ist anzumerken, dass in der inzwischen weit verbreiteten Berechnungsvorschrift [143] für die Bestimmung der Zugschwellfestigkeit eine von [50] abweichende Formel angegeben wird. Mit dieser errechnet sich ein völlig abweichender Wert der Zugschwellfestigkeit. Aus diesen Gründen wird [143] nicht herangezogen, zumal darin auch nicht explizit auf den gehärteten Wälzlagerstahl 100Cr6 und die damit erreichbaren hohen Festigkeiten eingegangen wird.

Aufgrund fehlender, experimentell besser abgesicherter Werte wurden die genannten Werte für alle durchgeführten Simulationen verwendet. Es wird deutlich, dass die be-

rechnete Vergleichsspannung stark von den hier dokumentierten Angaben und Annahmen abhängt. Eine detailliertere Ermittlung der Werkstoffkennwerte muss zukünftigen Arbeiten vorbehalten bleiben.

Bei der Lebensdauerbewertung wird sowohl im IOANNIDES & HARRIS Modell als auch in der allgemeinen Lebensdauerformel eine Ermüdungsgrenze σ_{zul} verwendet. Im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen wurde die Ermüdungsgrenze mit der Biegewechselfestigkeit σ_{Bw} von 1 000 MPa gleichgesetzt. Der Vergleichsspannungs- und Lebensdauerberechnung liegt damit die gleiche Basis zugrunde. Die Tatsache, dass erst Beanspruchungen oberhalb der festgelegten Ermüdungsgrenze eine ermüdungsrelevante Belastung im Lager ergeben, zeigt wieder den großen Einfluss dieses Werkstoffkennwertes auf das Simulationsergebnis. Das bedeutet, eine Änderung des verwendeten Wertes beeinflusst das Ergebnis der rechnerischen Lebensdauersteigerung.

In gewissem Maße findet eine solche Beeinflussung bei Berücksichtigung der Eigen- spannungen/Verfestigung auf Beanspruchbarkeitsseite (Abschnitt 3.2.5) statt, indem die Ermüdungsgrenze durch die Kaltverfestigung gesteigert wird. Damit ist indirekt eine Möglichkeit gegeben, die Abhängigkeit der Werkstoffkennwerte von der Verfestigung zu erfassen. Gerade für die Beanspruchbarkeit im Wälzkontakt existieren in der Literatur keine Werkstoffkennwerte für den Wälzlagerstahl 100Cr6 im gehärteten Zustand mit Einfluss von Druckeigenspannungen bzw. Kaltverfestigung. Das gewählte Vorgehen stellt somit einen einfachen Ansatz zur Berücksichtigung dar, der in der Zukunft noch weiter abgesichert werden muss. Zur weiteren Validierung der lebensdauersteigernden Kaltverfestigung von Wälzlagerlaufbahnen ist die experimentelle Ermittlung von realen Beanspruchbarkeitswerten im Hinblick auf Wälzbeanspruchung eine unbedingt notwendige Maßnahme.

4.3 Tiefengewichtung im Lebensdauermodell

In Abschnitt 2.1.6 und 3.2.3 wurden die bekannten Lebensdauermodelle und die Tiefengewichtung vorgestellt. Zur rechnerischen Untersuchung wurden ein Modell mit Tiefengewichtung (IOANNIDES & HARRIS) und ein Modell ohne Tiefengewichtung (allg. Lebensdauerformel) gewählt. Die Rechnungsergebnisse zeigen, dass die beste Übereinstimmung zu experimentellen Ergebnissen mit dem Ansatz zur Berücksichtigung der Druckeigenspannungs- oder Verfestigungseffekte auf Seiten der Beanspruchbarkeit und Verwendung des Modells nach IOANNIDES & HARRIS erreicht wird (Tabelle 3-9). Das

bedeutet, die Berücksichtigung des Tiefenverlaufs der Werkstoffbeanspruchung ist ein wichtiges Kriterium zur Abbildung der experimentellen Zusammenhänge. Es stellt sich dann die Frage, wie sich diese Berücksichtigung der Tiefe zusätzlich erklären lässt.

Eine Tiefengewichtung der Spannungen im Lebensdauermodell kann als Interpretation der typischen Werkstoffbeanspruchung eines Wälzkontakte betrachtet werden. Die Erfassung der Tiefenlage bzw. der Durchschnittstiefe führt zu einer entsprechenden Schädigung des Wälzkontakte. Wird diese Tiefenlage der Beanspruchung durch zusätzliche Einflüsse nun Richtung Oberfläche verschoben, kommt es zu einer stärkeren Schädigung und einer geringeren Lebensdauer. Eine durch schlechte Schmierung beeinflusste Wälzbeanspruchung mit einer Beanspruchungstiefe näher an der Oberfläche (z. B. [44]) muss folglich eine reduzierte Lebensdauer haben. Dieser Effekt wird in der modifizierten Lebensdauerberechnung [31] in einem reduziertem Lebensdauerbeiwert also (siehe Abschnitt 2.1.6.6) bestätigt.

Weiterhin zeigen Auswertungen [145], dass nur ein geringer Anteil der dokumentierten Wälzlagerschadensfälle, die frühzeitig auftreten auf klassische Ermüdung zurückgeführt werden können. Das zeigt, dass die Lagerdimensionierung gemäß der gültigen Normung und den darüber hinaus gebräuchlichen herstellerabhängigen Verfahren ausreichende Zuverlässigkeit bietet. Vielmehr spielen Ursachen wie z. B. Schmierstoffmangel oder Schmierstoffverschmutzung eine bedeutende Rolle. In diesen Fällen kommt es ebenfalls zu den typischen Erscheinungsformen für einen oberflächeninduzierten Schaden [23], der nach kürzeren Laufzeiten auftritt. Die Bedeutung der genannten Ausfallursachen spiegelt sich auch in den meist zu behandelnden Schadensfällen von Wälzlagieranwendungen im industriellen Alltag wieder. Graufleckigkeit und Partikeleinflüsse und die detaillierte Beschreibung der Entstehungsmechanismen sind Inhalt aktueller Untersuchungen [146]. Aus den eigenen Untersuchungen (Abschnitt 3.1.3.3) geht hervor, dass es ebenfalls zu oberflächeninduziertem Wälzlagerversagen und früheren Ausfällen kommt. Die zusätzliche Berücksichtigung von oberflächeninduzierten Ausfällen führt in allen getesteten Varianten zu einer deutlich geringeren experimentellen Lebensdauer B_{10} . Die nicht verfestigte Variante zeigt eine Reduzierung der Lebensdauer von 16,0 h auf 12,2 h, für die kugelgestrahlte Variante von 124,2 h auf 29,07 h und die festgewalzte Variante von 73,5 h auf 17,2 h. Ein gleiches Verhalten wird in Versuchsreihen einer induktiv randschichtgehärteten Variante ohne Verfestigung beobachtet. Die Ermüdungslaufzeit liegt bei 122,5 h und die Gebrauchszeit bei 10,3 h. Die geringere Gebrauchszeit, die sich durch Berücksichtigung oberflächeninduzierter Schäden

ergibt, lässt sich neben den oberflächlichen Zusatzbeanspruchungen vor allem durch die zur Oberfläche hin verschobenen Beanspruchungstiefe erklären. Diese Erkenntnis spricht schließlich für die Tiefengewichtung im Lebensdauermodell.

4.4 Risseinleitung und Risswachstum

Mit den in Abschnitt 3.1.3.4 präsentierten Eigenspannungsveränderungen kann die bestehende Annahme zu der Bedeutung der Risseinleitung bestätigt werden. Verschiedene Prüflingsvarianten mit und ohne mechanischer Verfestigung und unterschiedlicher Wärmebehandlung zeigen im Neuzustand deutliche Eigenspannungsunterschiede. Wie vorher dargestellt, führt die Wälzbeanspruchung bereits sehr schnell zu einer Veränderung der Eigenspannungstiefenverläufe im höchstbeanspruchten Tiefenbereich. Betrachtet man nun die repräsentativen Eigenspannungsverläufe der Bauteilvarianten mit mittlerer Laufzeit in Abbildung 4-1, ergeben sich gerade im relevanten Tiefenbereich sehr ähnliche Werte der gemessenen Druckeigenspannung. Es zeigt sich nur eine geringe Streuung der Druckeigenspannung um 200 MPa in der Tiefe von 0,05 mm.

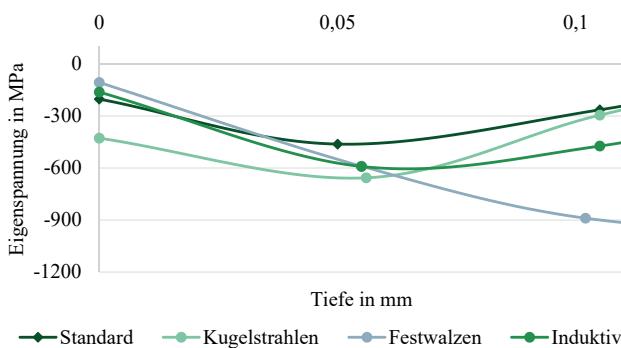


Abbildung 4-1: Eigenspannungen im relevanten Tiefenbereich aller Varianten nach Laufzeiten zwischen 35 h und 51 h

Das bedeutet, dass durch die identische Wälzbeanspruchung bei allen Varianten sehr ähnliche Druckeigenspannungen im höchstbeanspruchten Werkstoffbereich resultieren. Dieser Tiefenbereich zeigt die stärksten Veränderungen im Gefüge und stellt gleichzeitig den Ausgangspunkt für Risse dar. An den Röntgenlinienhalbwertsbreiten, lässt sich ein ähnliches Verhalten beobachten. Verschiedene Untersuchungen [78][96][116] beschreiben, dass Eigenspannungen die Rissausbreitung beeinflussen können. Sofern nun

im Zusammenhang mit vorliegenden Eigenspannungen sowie Verfestigungen die Rissausbreitungszeit für die Lebensdauer bis zum Auftreten eines Ausbruchs von Bedeutung wäre, müssten sich bei den experimentellen Lebensdauern zwangsläufig sehr ähnliche Werte ergeben, da die Eigenspannungen im relevanten Tiefenbereich bei allen Varianten über einen längeren Zeitraum der Beanspruchung sehr ähnlich sind. Die vorliegenden Versuchsergebnisse zeigen aber trotz der ähnlichen Eigenspannungsverläufe in Abbildung 4-1 für die untersuchten Varianten einen deutlichen Unterschied in den experimentellen Lebensdauern. Dieses Ergebnis spricht für die Annahme von WEIBULL, LUNDBERG & PALMGREN bzw. IOANNIDES & HARRIS, dass das Risswachstum für die Wälzermüdung nicht von Bedeutung ist. Es bestätigt schließlich, dass die Risseinleitungszeit für die Lebensdauer in Wälzlagern bestimmt ist.

4.5 Einfluss der Belastung und des beanspruchten Volumens

Die experimentelle Untersuchung des Lebensdauerverhaltens der vorgestellten Lagerkomponente (Abschnitt 3.1.1) stellt eine idealisierte Belastungssituation und vereinfachte Betrachtung dar. Durch den feststehenden Bolzen und die ebenfalls feststehende Lastverteilung im Lager wird nur ein diskreter Laufbahnbereich der Oberfläche beansprucht. In anderen Lagerbauarten, z. B. Zylinderrollenlager oder Rillenkugellager rotiert meist der Innenring und der Außenring steht fest. Bei diesen Anwendungen wird die komplette Laufbahn des Innenrings gleichermaßen beansprucht (siehe Untersuchungen in z. B. [49]). Die in dieser Arbeit verwendete Belastungssituation des idealisierten Einzelkontaktees erleichtert erheblich die Gegenüberstellung mit der Simulation. Es genügt die Betrachtung des einzelnen Kontaktes, da dieser stets den gleichen Laufbahnbereich am Bolzen belastet.

Die fehlende Miteinbeziehung der Außenringlaufbahn und der Wälzkörper stellt eine weitere Vereinfachung dar. In der realen Anwendung wird eine Wälzlagerung ganzheitlich betrachtet. Sobald eine darin enthaltene Komponente an Ermüdung versagt, ist die Lebensdauer beendet. Es ist dabei nicht von Bedeutung, welche der drei Komponenten (Innenring, Außenring, Wälzkörper) ermüdet. Für die Lebensdauerberechnung nach DIN ISO 281 [31] ist die Situation ebenfalls vereinfacht betrachtet, da hier davon ausgegangen wird, dass an den Wälzkörpern keine Ermüdung auftritt. Für detaillierte Berechnungen kann mittlerweile die Wälzkörperlängsdauer durch den Lagerhersteller ermittelt werden [147].

Weiterhin ist die Betrachtung eines Lastniveaus mit 3 200 MPa maximaler Kontaktcompression nicht unmittelbar auf andere Beanspruchungshöhen übertragbar. In einer Gesamt-lagerbetrachtung mit mehreren Kontakten kommt es gleichzeitig zu verschiedenen Kontaktpressungen und damit Vergleichsspannungsniveaus. Simulationen unter Berücksichtigung der Verfestigungseinflüsse können hierbei erste Aussagen über das Wälzlagerverhalten liefern. Die Simulation ersetzt jedoch keine umfassenden Wälzlagerverlebensdauerversuche zur Bestimmung des Gesamt-lagerverhaltens. In zukünftigen Untersuchungen müssen daher zur Validierung der Lebensdauersteigerung verschiedene Beanspruchungsniveaus und Lagerbauarten betrachtet werden, um die Aussagen weiter abzusichern.

4.6 Einfluss von Gefügeunterschieden und Verfestigung

Die Lebensdauerversuche wurden mit durchgehärteten und induktiv randschichtgehärteten Bauteilen durchgeführt. In Abschnitt 3.1.2.3 ist beschrieben, dass es aufgrund der geänderten Wärmebehandlungsmethode zu Unterschieden in der visuell erfassbaren Korngröße des gehärteten Gefüges, welches der Wälzbeanspruchung ausgesetzt ist, kommt. Somit liegen neben den Wärmebehandlungseigenspannungen auch Unterschiede im Gefüge vor. Resultierende Lebensdauerunterschiede zwischen den Wärmebehandlungsvarianten können daher nicht nur auf mögliche Eigenspannungsunterschiede zurückgeführt werden, da die Gefügegrundstruktur einen weiteren Einflussparameter darstellt. Damit können auch die durch induktive Randschichthärtung eingebrachten Druckeigenspannungen nicht direkt mit mechanisch induzierten Eigenspannungen hinsichtlich Lebensdauersteigerung verglichen werden.

Die gesteigerte Ermüdungsfestigkeit der Variante mit induktiver Randschichthärtung gegenüber der durchgehärteten Variante kann durch das erzeugte feinkörnigere Gefüge erklärt werden. Aus der Werkstoffkunde ist bekannt, dass zwischen der Korngröße in vielkristallinen Metallen ein Zusammenhang zwischen Korngröße bzw. den dadurch vorliegenden Korngrenzen und den Festigkeitseigenschaften besteht. Ausgedrückt wird das z. B. mit der Hall-Petch-Beziehung [148]. Weiterhin ist allgemein bekannt, dass ein feinkörnigeres Gefüge bessere Eigenschaften hinsichtlich Verformung und Bruch mit sich bringt. Die Erklärungen beruhen alle auf der Annahme, dass durch eine höhere Anzahl von Korngrenzen die Bewegung von Versetzungen blockiert werden [149].

Es ist grundsätzlich in Frage zu stellen, ob die Eigenspannungen überhaupt das relevante Merkmal für die Lebensdauersteigerung darstellen. Die Ergebnisse deuten vielmehr darauf hin, dass die Veränderung des Werkstoffs durch mechanische oder thermische Verfahren für ein geändertes Werkstoffverhalten und schließlich für die Lebensdauersteigerung verantwortlich ist. Die durch mechanische Verfestigung hervorgerufenen Druckeigenspannungen sind folglich nur das Resultat der Verfestigung und Werkstoffbeeinflussung und stellen damit indirektes Beurteilungskriterium dar. Wie die Untersuchungen zeigen kann damit dennoch eine gute Beurteilung der Auswirkungen auf die Lebensdauer ermöglicht werden.

4.7 Röntgenlinienhalbwertsbreite als Charakterisierungsmerkmal

Es zeigt sich, dass durch Kaltverfestigung – unabhängig von Herstellung oder Wälzbeanspruchung mit hohen Lasten (Shakedown) – eine Reduzierung der Halbwertsbreite im höchstbeanspruchten Werkstoffbereich erreicht wird. In [90] wird angegeben, dass Halbwertsbreitenveränderungen ein Indiz für Veränderungen der Gitterverzerrungen sind. Diese Verzerrungen, die sich auch als gesteigerte Versetzungsichte beschreiben lassen, stellen eine Stabilisierung im Gefüge dar, die ohne strukturelle Änderungen (z. B. DEA) einhergeht.

Gleiches zeigt sich in den hier präsentierten Untersuchungen. Kugelgestrahlte oder festgewalzte Prüflinge zeigen sehr ähnliche Werte der Halbwertsbreite gegenüber nichtverfestigten Prüflingen, die im Randbereich einer längeren Wälzbeanspruchung ausgesetzt waren. Das zeigt, dass die initiale Kaltverfestigung einen Shakedown-Effekt und die damit verbundene Eigenspannungs- und Halbwertsbreitenveränderung vorwegnimmt. Unterstützt wird diese Erkenntnis durch die zeitliche Betrachtung der vorher verfestigten Prüflinge. Die dauerhafte Wälzbeanspruchung führt gegenüber dem Initialzustand zu keiner weiteren Veränderung der Halbwertsbreite mehr (siehe Abbildung 3-27 und Abbildung 3-29). Der Shakedown Vorgang ist also bereits durch die Verfestigung erzielt worden. Das führt scheinbar zu einer höheren Beanspruchbarkeit bzw. Ermüdfestigkeit und damit zu längeren experimentellen Lebensdauern. Damit kann auch die Halbwertsbreite als Charakterisierungsmerkmal zur Beschreibung der Verfestigung und der Veränderung der Ermüfungsgrenze genutzt werden. Denkbar wäre also eine Korrektur der zulässigen Beanspruchung oder Biegegewehlfestigkeit mittels eines Einflussfaktors zur Gewichtung der Halbwertsbreitenveränderung. Vorteilhaft wäre die

Unabhängigkeit von umliegenden Werkstoffbereichen. Die für die röntgenographische Beurteilung notwendige Abtragung der Oberfläche führt im Gegensatz zur Eigenspannung zu keiner Veränderung der Halbwertsbreite, da sie kein Resultat eines Kräftegleichgewichts darstellt.

Der Unterschied zwischen der durchgehärteten und induktiv randschichtgehärteten Variante kann mit diesem Ansatz allerdings ebenfalls nicht quantifiziert werden, da die gemessenen Halbwertsbreiten bei beiden Varianten in der gehärteten Randschicht bei etwa 6 ° liegen. Das bedeutet, die unterschiedliche Korngröße hat keinen Einfluss auf die Gitterverzerrung bzw. die damit verbundene Versetzungsichte.

5 Zusammenfassung der Ergebnisse und Erkenntnisse

In diesem Abschnitt werden die vorher beschriebenen Ergebnisse in kurzer Form zusammengefasst. Zuerst werden die experimentellen und rechnerischen Ergebnisse zusammengefasst und nachfolgend um die Erkenntnisse der Diskussion (Abschnitt 4) ergänzt. Abschließend wird ein allgemeines Fazit formuliert.

- Die eingesetzten Verfahren zur Erzeugung von Druckeigenspannungen durch Kaltverfestigung führen bei den untersuchten Wälzlagerkomponenten zu einer Steigerung der Lebensdauer unter Zugrundelegung klassischer Ermüdung. Die Verfestigung mittels Kugelstrahlen führte zur größten Lebensdauersteigerung. Die Gebrauchsduer unter Einbeziehung oberflächeninduzierter Schäden wird dagegen nur geringfügig gesteigert.
- Die induktive Randschichthärtung ergibt in der belasteten Bauteilrandschicht ein feinkörniges Gefüge im Vergleich zu einem durchgehärteten Prüfling. Das Ergebnis der geänderten Wärmebehandlung ist eine gesteigerte Ermüdungslaufzeit. Auf die Gebrauchsduer zeigen sich keine positiven Auswirkungen.
- Mit ausgewählten Vergleichsspannungshypothesen können zusätzliche Eigenspannungseinflüsse auf die Beanspruchung erfasst werden. Die gewählte Variante der Schubspannungsintensitätshypothese berücksichtigt zusätzliche Eigenspannungen als statische Spannungen. Bei der VON MISES Hypothese ist diese statische Erfassung nicht möglich.
- Die konkreten Rechenergebnisse sind stark von den Werkstoffkennwerten, der Vergleichsspannungshypothese, dem Lebensdauermodell sowie der Art der Berücksichtigung der Eigenspannungen bzw. Verfestigung abhängig.
- Mit Verwendung der Schubspannungsintensitätshypothese, Berücksichtigung der Verfestigungseinflüsse auf Beanspruchbarkeitsseite und Wahl des IOANNIDES & HARRIS Lebensdauermodells ergibt sich die beste Korrelation mit den Versuchsergebnissen.

- Es wird bestätigt, dass Druckeigenspannungen in der wälzbeanspruchten Randschicht einer zeitabhängigen Veränderung unterliegen. Sowohl bei nichtverfestigten als auch bei verfestigten Prüflingen konnten Veränderungen beobachtet werden.
- In der rechnerischen Bewertung sollte stets der Initialzustand der mechanisch induzierten Eigenspannungen berücksichtigt werden. Das gilt sowohl für die Berücksichtigung auf Beanspruchungs- als auch auf Beanspruchbarkeitsseite.
- Die Verwendung von Werkstoffkennwerten hat einen großen Einfluss auf das Simulationsergebnis. Daraus ergibt sich die Notwendigkeit einer besseren experimentellen Bestimmung von Werkstoffkennwerten mit Verfestigungseinfluss.
- Die Berücksichtigung der Beanspruchungstiefe im Lebensdauermodell ist berechtigt und für die Interpretation von Versuchsergebnissen nötig.
- Die Rissinitiierung als lebensdauerbestimmende Zeit bis zum Auftreten der ersten Pittings wird bestätigt.
- Aufgrund von Vereinfachungen in den experimentellen Untersuchungen sind weitere Validierungen mit kompletten Wälzlagerungen sowie geänderten Lastniveaus notwendig.
- Unterschiedliche Gefügestrukturen der wälzbeanspruchten Randschicht beeinflussen die Lebensdauer.
- Wärmebehandlungsbedingte Druckeigenspannungen in Randschichten, wie sie durch die induktive Randschichthärtung eingebracht werden, können nicht beurteilt werden. Die Lebensdauersteigerung kann nicht unmittelbar auf die Druckeigenspannung zurückgeführt werden.
- Die Kaltverfestigung durch Kugelstrahlen oder Festwalzen bewirkt in der beanspruchten Randschicht einen „Shakedown“, welcher dem Einlaufvorgang bei der Wälzbeanspruchung ähnlich ist. Der Vorgang lässt sich an der Röntgenlinienhalbwertsbreite erkennen.
- Die Röntgenlinienhalbwertsbreite kann nur Aufschluss auf die Verfestigung bzw. Gitterverzerrungen geben. Korngrößenunterschiede werden nicht erfasst.

Allgemeines Fazit:

Die Eigenspannungsveränderung sowie die Bedeutung der Initialzustände der Eigenspannungen sprechen für die Berücksichtigung lebensdauersteigernden Einflüsse auf Seiten der Beanspruchbarkeit. Die Kaltverfestigung durch Kugelstrahlen oder Festwalzen sorgt für eine gesteigerte Gitterverzerrung, was sich in der Röntgenlinienhalbwertsbreite bemerkbar macht. Die gleichzeitig erfassten Druckeigenspannungen stellen dabei nur einen sekundären Indikator der Verfestigung dar. Wie die Untersuchungen zeigen, ist die Eigenspannung aber zur Beurteilung der Verfestigung geeignet. Dies kann über einen Einflussfaktor zur Anpassung der zulässigen Spannung erfolgen. Hierbei wird die vorliegende Druckeigenspannung mit dem Faktor 0,1 gewichtet und der zulässigen Spannung hinzugerechnet.

Die Kaltverfestigung in der Randschicht führt bereits vor Beginn der Wälzbeanspruchung zu einer Reduzierung der Röntgenlinienhalbwertsbreite und damit zu einer Art eingelaufenem Zustand. Ohne die Vorverfestigung kommt es durch die zyklische Belastung des Wälzkontaktes mit zeitlicher Verzögerung ebenfalls zu diesem Zustand. Daraus lässt sich schließen, dass die schnelle Erzeugung des stabilen Zustandes durch die Kaltverfestigung und die damit verbundene gesteigerte Versetzungsichte für die höhere Ermüdungsfestigkeit verantwortlich ist. Folglich ist es sinnvoll, diesen Effekt in den Werkstoffkennwerten zu berücksichtigen.

6 Ableitung von weiterem Forschungsbedarf

In den vorangegangenen Kapiteln wurden die Ergebnisse und Erkenntnisse aus den Versuchen und Berechnungen beschrieben. Um darauf aufbauend eine allgemeingültige Aussage zum Einfluss mechanisch induzierter Druckeigenspannungen zu entwickeln besteht noch weiterer Forschungsbedarf:

- i. *Versuchstechnische Ermittlung von Beanspruchbarkeitswerten mit Berücksichtigung von Kaltverfestigung in Wälzlagerelebensdauerversuchen.*

Das Ziel ist die Bestimmung der gesteigerten Ermüdungsgrenze. Für den Einsatz von Vergleichsspannungsberechnungen mit der Variante der Schubspannungsin-tentsitätshypothese müssen entsprechend die notwendigen zyklischen Werk-stoffkennwerte für die eingesetzten Stähle ermittelt werden.

- ii. *Wälzlagerelebensdauerversuche mit verschiedenen Beanspruchungsniveaus.*

Die präsentierten Untersuchungen wurden bei einem Belastungsniveau von 3 200 MPa durchgeführt. Für die Allgemeingültigkeit ist notwendig, dass die Lebensdauerbeeinflussung auch für andere Belastungsniveaus ermittelt wird.

- iii. *Wälzlagerelebensdauerversuche mit Verfestigung an Innen- und Außenring.*

Die ermittelten Steigerungen beziehen sich auf die Innenringlaufbahn (Planetenbolzen). In weiteren Versuchen muss die Allgemeingültigkeit der Lebensdauersteigerung an einer Komplettlagerung unter Einbeziehung der Außenringlaufbahn und optional der Wälzkörper untersucht werden.

- iv. *Wälzlagerelebensdauerversuche mit geändertem Gefüge (z. B. Korngröße) in Kombination mit Kaltverfestigung der Randschicht.*

Die induktiv randschichtgehärtete Variante zeigte bereits deutliches Lebensdauerpotential. Es muss geklärt werden, ob die zusätzliche Kaltverfestigung noch weitere positive Effekte zur Lebensdauersteigerung beiträgt.

- v. *Berücksichtigung in der Lebensdauerberechnung nach Norm DIN ISO 281:2007*

Für die weitreichende Nutzung der Lebensdauersteigerung durch Verfestigungseffekte oder Gefügeeinflüsse ist die Berücksichtigung in der Lagerdimen-sionierung notwendig. So können Wälzlagereungen anwendungsorientiert, mit geringem Bauraum und reduzierter Reibung zum Einsatz kommen. Beispielsweise können Einflussfaktoren in der Tragzahlberechnung (b_m Faktor) oder die Berücksichtigung in der modifizierten Lebensdauerrechnung (Ermüdungsgrenze im a_{ISO} Faktor) umgesetzt werden.

7 Potentialabschätzung an einem Anwendungsbeispiel

Die vorgestellten Ergebnisse machen deutlich, dass die Ermüdungsliebensdauer von Wälzlagern gesteigert werden kann. Damit besteht eine Möglichkeit ein Downsizing von Wälzlagern zu realisieren und bei gleicher Tragfähigkeit ein kleineres, leichteres und vor allem reibungsärmeres Lager einzusetzen. Durch ganzheitliche Betrachtung des Antriebsstrangs kann dadurch erheblich zur Reduzierung des CO₂-Ausstoßes und schließlich zum Kraftstoffverbrauch von Fahrzeugen beigetragen werden.

Wie in Kapitel 6 angemerkt, sind noch weitere Untersuchungen für eine ganzheitliche Aussage notwendig. Aus diesem Grund, können die erreichten Steigerungsfaktoren, von bis zu 7,8 für die kugelgestrahlte Variante, nicht beliebig übertragen werden. Bis zur Absicherung allgemeingültiger Lebensdauersteigerungsfaktoren für die komplette Lagerung muss eine Annahme getroffen werden. Für eine konservative Abschätzung wird eine Verdoppelung der Lebensdauer angesetzt. Das kann im Rückschluss als eine Steigerung der dynamischen Tragzahl um den Faktor 1,23 betrachtet werden. Der Wert ergibt sich über das Verhältnis der Tragzahl und der äquivalenten Belastung mit dem Lebensdauerexponenten von 10/3 für den Linienkontakt (siehe Abschnitt 2.1.6.6) [31]. Mit dem Ziel „Downsizing“ bedeutet das bei gleichbleibender Lebensdauervorgabe und gesteigerter Tragzahl eine Reduzierung der Lagerabmessung. Das führt wiederum zu weniger Materialeinsatz für das Lager, geringeren Reibungsverlusten und schließlich mehr Bauraum oder Gestaltungsfreiheit in der Peripherie der Lagerung. Beispielsweise können damit in Planetengetrieben die Planetenräder kleiner und leichter ausgeführt werden. Entsprechend ergeben sich Vorteile im Gesamtbauraum, dem Materialeinsatz für die Zahnräder sowie den Fliehkräften und damit wiederum den Reibungsverlusten [150]. Neben allen genannten Vorteilen, soll zur Verdeutlichung des Potentials der Ermüdungsliebensdauersteigerung nun allein auf die Auswirkung der Lagerreibung eingegangen werden.

Die hier betrachtete Planetenlagerung besteht aus den Komponenten Planetenbolzen und Planetenrad mit den entsprechend ausgeführten Laufbahnen. Ein weiterer Bestandteil ist der Lagerkäfig mit den Wälzkörpern. Unter der getroffenen Annahme, dass sich für alle wälzbeanspruchten Komponenten eine gesteigerte Tragzahl ergibt, kann ein deutlich kleineres Lager gestaltet werden. Unter diesen Gesichtspunkten ergeben sich wieder vielfältige geometrische Gestaltungsmöglichkeiten. Es ist denkbar, den Bohrungsdurchmesser im Planetenrad oder den Planetenbolzendurchmesser zu reduzieren.

Dabei muss der Nadelkranz ebenfalls angepasst werden. Beispielsweise können Wälzkörperlängen, -anzahl oder -durchmesser angepasst werden. Gleiches gilt für die Möglichkeit die Durchmesser beizubehalten und die Lagerung lediglich in axialer Richtung zu verkürzen. Natürlich sind auch beliebige Kreuzkombinationen der Anpassungen denkbar.

Nachfolgend werden zwei exemplarische Gestaltungsbeispiele für ein Downsizing dargestellt. Beide wurden auf ihr Reibungsverhalten hin untersucht und mit dem Ausgangszustand verglichen. Als Beispiel dient eine typische Automatikgetriebeanwendung, in der derartige Lagerungen 15- bis 20-fach eingesetzt werden. Der erste Ansatz ist, ausschließlich die Breite des Lagers anzupassen und die Wälzkörperlängen sowie -anzahl beizubehalten. Ausgehend von einem Lagerkäfig, mit den in Abbildung 7-1 dokumentierten Abmessungen, reduziert sich unter der Annahme der zweifachen Lebensdauer die axiale Bauhöhe um 12 %. Der zweite untersuchte Ansatz stellt einen Käfig mit reduzierter Wälzkörperanzahl und infolgedessen reduziertem Teilkreisdurchmesser dar. Durch den Entfall von drei Wälzkörpern kann der Außendurchmesser um 20 % verkleinert werden. Die axiale Baulänge sowie die Nadeldurchmesser bleiben unverändert.



Abbildung 7-1: Radialnadelkränze: links unverändertes Lager, mitte: axiale Bauhöhe um 12 % reduziert, rechts: reduzierte Nadelanzahl und Teilkreisdurchmesser um 20 % reduziert

Durch die angenommene Tragfähigkeitssteigerung wird mit den Anpassungen eine ähnliche Lebensdauer wie mit der ursprünglichen Lagerausführung berechnet. Zur Ermittlung der Reibungspotentiale erfolgte eine theoretische Untersuchung mit dem Schaeffler Berechnungsprogramm Bearinx [151]. Darin sind alle notwendigen Einflüsse für die Ermittlung der Reibung im beschriebenen Anwendungsfall berücksichtigt. Verluste in Planetenlagerungen entstehen einerseits durch die abwälzenden Nadeln auf den Laufbahnen, durch Gleitkontakte zwischen Nadeln und Käfigen bzw. Laufbahnen sowie zwischen Käfigmantelflächen und Planetenbohrung und axialen Kontaktten des Käfigs zur Anlaufscheibe. Gerade in Anwendungsfällen mit hohen Fliehkräften spielen die

Gleitkontakte zwischen Nadeln und Käfig sowie Käfig und Bohrung die dominante Rolle [126]. In Lastfällen mit geringen Fliehkräften tritt mehr und mehr die Rollreibung in den Vordergrund.

Die Reibungsberechnungen für die in Abbildung 7-1 dargestellten Varianten wurden mit Getriebeeingangsdrehzahlen von $1\,000 \text{ Umin}^{-1}$ bis $4\,000 \text{ Umin}^{-1}$ und Getriebeeingangsmomenten von 50 Nm bis 400 Nm durchgeführt. Dabei ergeben sich für die Variante mit verkürzten Wälzkörpern Reibungsvorteile über alle Betriebspunkte hinweg mit einem Mittelwert von 10 %. In Lastfällen mit höheren Drehzahlen werden die Vorteile noch deutlicher. Die Variante mit Wälzkörperreduzierung bietet ein noch größeres Potential. Hier werden im Mittel Reibungsvorteile von etwa 40 % errechnet. Abbildung 7-2 zeigt zusammenfassend die berechneten Reibungsverluste in relativer Darstellung.

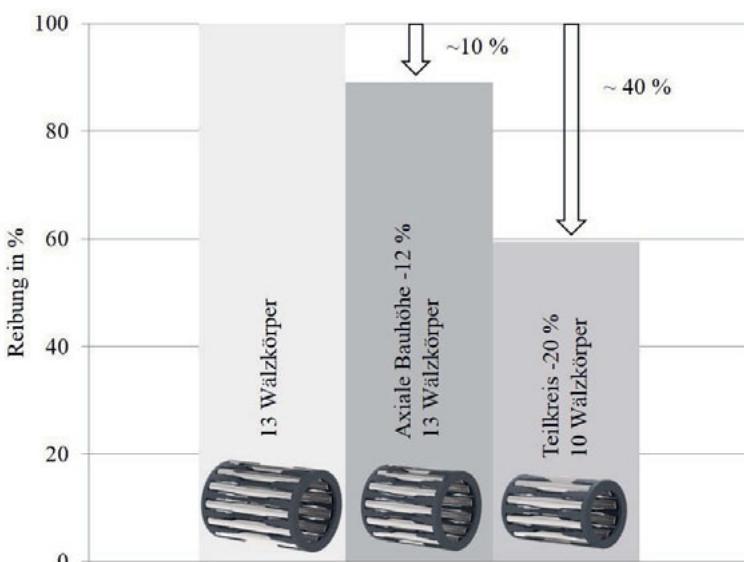


Abbildung 7-2: Mittleres Reibungsverhalten von Planetenlagerkäfigen bei Betriebspunkten zwischen $1\,000 \text{ Umin}^{-1}$ und $4\,000 \text{ Umin}^{-1}$ Getriebeeingangsdrehzahl und 50 Nm bis 400 Nm Eingangsmoment

Damit wird deutlich, dass ein großes Potential durch Downsizing besteht. Die Ergebnisse zeigen aber auch, dass die geometrische Ausführung des Downsizeings einen großen Einfluss hat. Das Beispiel mit reduzierter Wälzkörperanzahl führt u. a. zu weniger Nadel-Käfig-Kontakten und geringeren Nadeldrehzahlen, was sich in der reduzierten Rei-

bung bemerkbar macht. Gerade in Bezug auf die vielfache Verwendung von Planetenlagern kann diese qualifizierte Designoptimierung erheblich zur CO₂-Reduzierung bei Fahrzeugen beitragen. Es muss jedoch beachtet werden, dass für eine Umsetzung alle Wälzpartner genau betrachtet werden müssen und hier die Annahme einer Lebensdauersteigerung um den Faktor zwei für die gesamte Lagerung zugrunde liegt!

Zusätzlich muss bei den präsentierten Maßnahmen beachtet werden, dass die Optimierungsmaßnahme die statische Tragfähigkeit nicht beeinflusst. Die resultierende Kontaktpressung ist bei kleineren Lagern entsprechend höher. Im Anwendungsfall muss speziell das Pressungsniveau geprüft werden. Zu hohe Pressungen und die damit verbundenen plastischen Verformungen müssen durch anderweitige konstruktive Anpassungen oder Drehmomentbegrenzungen verhindert werden.

8 Fazit und Ausblick

Die Ausführungen zeigen, dass durch gezielte Druckeigenspannungseinbringung mittels Kaltverfestigung die Ermüdungslebensdauer von Wälzlagerkomponenten gesteigert werden kann. Die induktive Randschichthärtung bewirkt ebenfalls eine Erhöhung der Ermüdungslebensdauer. Bei diesem Verfahren sind aber nicht die resultierenden Eigenspannungen, sondern vielmehr die Unterschiede in der Gefügestruktur und die dadurch höhere Werkstoffbeanspruchbarkeit verantwortlich. Die experimentelle Untersuchung an allen Prüflingen erfolgte dabei stets an einheitlichen gehonten Oberflächen. Die resultierenden Lebensdauerunterschiede stehen somit nicht in Zusammenhang mit der Oberflächenfeingestalt und können direkt auf die Verfestigungs- oder Gefügeeinflüsse zurückgeführt werden.

Die vorgestellten Ansätze zur rechnerischen Beurteilung der Druckeigenspannungen oder vielmehr der Verfestigungseffekte zeigen grundsätzlich die Möglichkeiten zur Erfassung der Lebensdauerveränderung auf. Aus den angestellten Betrachtungen und den vorliegenden Berechnungsergebnissen geht hervor, dass die Verfestigungs- und Gefügeeinflüsse am geeignetsten auf der Beanspruchbarkeitsseite zu berücksichtigen sind. Mit der Variante der Schubspannungsintensitätshypothese und dem Lebensdauermodell nach IOANNIDES & HARRIS ergibt sich bisher die beste Übereinstimmung mit den Versuchsergebnissen.

Das präsentierte Anwendungsbeispiel und die damit erreichbare Reibungsreduzierung macht das mögliche Potential deutlich, welches die gezielte Verfestigung oder angepasste Wärmebehandlung bei Wälzlagern aufweisen. Wie in Kapitel 6 beschrieben, sind hierfür jedoch noch weitere grundlegende Untersuchungen notwendig, um die Aussagen weiter abzusichern und auf diese Weise nachhaltig nutzbar zu machen.

Weiterführende Untersuchungen an anderen induktiv randschichtgehärteten Planetenbolzen mit geänderten Abmessungen zeigen positive Ergebnisse hinsichtlich der ergänzenden Kaltverfestigung durch Kugelstrahlen auf die Lebensdauer. In Lebensdauerversuchen wurden induktiv randschichtgehärtete Prüflinge aus einem Serienprozess mit nachträglich verfestigen Teilen bei unterschiedlichen Pressungsniveaus verglichen. Sowohl bei einer maximalen Kontaktspannung von 2 800 MPa als auch bei 3 200 MPa zeigt die verfestigte Variante eine Steigerung der experimentellen Lebensdauer. Bei einem Vertrauensniveau von 50 % liegt der Steigerungsfaktor gegenüber der nicht verfestigten Variante für die niedrige Last bei 2,95 und für die höhere Last bei 1,43. Zu den

Ergebnissen muss angemerkt werden, dass es sich um die Gebrauchs dauer handelt. Die vorliegenden möglichen oberflächeninduzierten Schäden führen tendenziell zu früheren Ausfällen. Daraus lässt sich schließen, dass die klassischen Ermüdungsschäden an den hier vorliegenden Prüflingen ebenfalls verzögert auftreten und damit noch höhere Lebensdauerwerte resultieren.

Die beiden Beispiele zeigen, dass sich die Lebensdauersteigerung bestätigt. Es ist daher zielführend in weiteren Forschungsarbeiten und anwendungsnahen experimentellen Untersuchungen die hier vorgestellten Betrachtungen weiter zu verfolgen und zu verifizieren. In zukünftigen Lagerauslegungen sollen letztendlich die Merkmale wie „Kaltverfestigung“ oder „induktive Randschichthärtung“ mit in die Gestaltung und Berechnung eingehen. Dementsprechend können Lagerungen bei gleicher Lebensdauerforderung kleiner, leichter und deutlich reibungsärmer in Serienanwendungen in allen Bereichen der Technik eingesetzt werden. Folglich schließt sich der Kreis zur Forderung nach Downsizing.

9 Literatur

- [1] Institut für Marktforschung: „Was Kunden wirklich wollen“. URL http://www.autoleasing.de/download/LeaseTrend_Was_Kunden_wirklich_wollen.pdf. – Abgerufen am: 12.09.2015.
- [2] Schaeffler Technologies AG & Co. KG: Wälzlagerpraxis. 4. Auflage. Mainz: Vereinigte Fachverlage GmbH 2015.
- [3] Ioannides, E.; Harris, T. A.: A New Fatigue Life Model for Rolling Bearings. J. Tribol. 107 (1985), S. 367–378.
- [4] Schaeffler Technologies AG & Co. KG: TPI 226. Werkstoffübersicht. 2012.
- [5] FAG Kugelfischer Group: WL 51 133. Rolling Bearings Made of Crnidur 30. 1999.
- [6] Günther, D.; Hoffmann, F.; Mayr, P.: Steigerung der Gebrauchsduer von wälzbeanspruchten Bauteilen unter verschmutztem Schmierstoff. Z. Werkst. Wärmebehandlung. Fertigung 59 (2003) Nr. 2, S. 98–112.
- [7] Schaeffler Technologies AG & Co. KG: SSD22. Carbonitrierte Wälzlager. 2013.
- [8] NSK Europe (Hrsg.): Technical Insight. Erhöhte Lagerlebensdauer durch ultrareinen Stahl. URL http://www.nskeurope.de/cps/rde/dtr/eu_de/literature_bearing/TI-D-0004-Final.pdf. – Abgerufen am: 6.7.2016.
- [9] Schreiber, E.; Simon, W.; Zoch, H.-W.: Work Hardening of Ball Surfaces. In: Hoo, J. (Hrsg.): Creative Use of Bearing Steels. San Diego: ASTM, 1991, S. 81–92.
- [10] Cretu, S.; Popinceanu, N.: Influence of Residual Stresses Induced by Plastic Deformation on Rolling Contact Fatigue. Wear 105 (1985), S. 153–170.
- [11] ISO/TR 1281-2: Rolling Bearings. Explanatory Notes on ISO 281. Hrsg. International Organisation for Standardization. Genf: ISO Copyright Office 2008.
- [12] Da Vinci, L.: Codex Madrid I. Tratado de estatica y mechanica en italiano. In: Fischer, S.: Codices Madrid: Nationalbibliothek Madrid / Leonardo da Vinci. Frankfurt a. M., 1974, S. 20v.
- [13] Schaeffler Technologies AG & Co. KG: Wälzlager HR1. Herzogenaurach: o. V. 2011.
- [14] Poll, G.: Wälzlager. In: Grote, K.-H.; Feldhusen, J.: Dubbel Taschenbuch für Maschinenbau. 21. Auflage. Berlin: Springer-Verlag, 2005, S. G81–G96.
- [15] Stribeck, R.: Kugellager für beliebige Belastungen. Z. VDI 45 (1901), S. 73–79 u. 118–125.
- [16] Lundberg, G.; Palmgren, A.: Dynamic Capacity of Rolling Bearings. In: Acta Polytechnica. Mechanical Engineering Series Vol. 1 Nr. 3. Stockholm: Royal Swedish Academy of Engineering Sciences 1947.

- [17] Hertz, H.: Über die Berührung fester elastischer Körper. *Journal für die reine und angewandte Mathematik* 92 (1881), S. 156–171.
- [18] Föppl, L.: Der Spannungszustand und die Anstrengung des Werkstoffes bei der Berührung zweier Körper. *Forschung auf dem Gebiet der Ingenieurwesens* 7 (1936) Nr. 5, S. 210–215.
- [19] Schlicht, H.; Broszeit, E.: Die Werkstoffbeanspruchung im Wälzkontakt bei hoher Flächenpressung, ermittelt nach HERTZ und nach der EHD-Strömungshypothese. *Mat.-wiss. Werkstofftech.* 38 (2007) Nr. 4, S 255–262.
- [20] Hertter, T. et al.: Abschlußbericht über das Forschungsvorhaben: Kontaktspannungsanalyse. Analyse der Spannungsfelder in EHD-Kontakten. TU München, Lehrstuhl für Maschinenelemente, 2000.
- [21] Birkhofer, H.; Kümmerle, T.: Feststoffgeschmierte Wälzlager. Berlin: Springer-Verlag 2012.
- [22] Reusner, H.: Druckflächenbelastung und Oberflächenverschiebung im Wälzkontakt von Rotationskörpern. Universität Karlsruhe, Dissertation, 1977.
- [23] Schaeffler Technologies AG & Co. KG: WL 82 102/2 DA. Wälzlagerschäden. 2000.
- [24] Schaeffler Technologies AG & Co. KG: TPI 109. Schadensanalysen. 2002.
- [25] ISO 15243: Rolling Bearings – Damage and Failures – Terms, Characteristics and Causes. Hrsg. International Organization for Standardization. Geneva 2004.
- [26] SKF: PI 401 E. Bearing Failures and Their Causes. 1994.
- [27] Lösche, Th.: New Aspects in the Realistic Prediction of the Fatigue Life of Rolling Bearings. *Wear* 134 (1989), S. 357–375.
- [28] ISO/TS 16281: Rolling bearings – Methods for Calculating the Modified Reference Rating Life for Universally Loaded Bearings. Hrsg. International Organization for Standardization. Geneva 2008.
- [29] Issler, L.; Ruß, H.; Häfele, P.: Festigkeitslehre. Berlin: Springer-Verlag 1995.
- [30] Mang, H.; Hofstetter, G.: Festigkeitslehre. Wien: Springer 2008.
- [31] DIN ISO 281: Wälzlager – Dynamische Tragzahlen und nominelle Lebensdauer. Hrsg. Deutsches Institut für Normung. Berlin: Beuth-Verlag 2010.
- [32] DIN SPEC 1281-1: Wälzlager – Erläuternde Anmerkungen zur ISO 281 – Teil 1: Dynamische Tragzahlen und nominelle Lebensdauer. Hrsg. Deutsches Institut für Normung. Berlin: Beuth-Verlag 2010.
- [33] Ulrich, E.: Elementare Festigkeitslehre. Essen: Girardet 1976.
- [34] Sauter, J.; Wingerter, N.: Neue und alte statische Festigkeitshypothesen. VDI Reihe 1 (1990) Nr. 191.
- [35] Ulrich, E.: Über das Problem der Vergleichsspannungen in der Festigkeitslehre. *Forschung auf dem Gebiet des Ingenieurwesens* A 25 (1959) Nr. 4, S 106–114.

- [36] Nierlich, W.; Brockmüller, U.; Hengerer, F.: Vergleich von Prüfstand- und Praxisergebnissen an Wälzlagern mit Hilfe von Werkstoffbeanspruchungsanalysen. *Härtereite-Techn. Mitt.* 47 (1992) 4, S. 209.
- [37] Zwirlein, O.; Schlicht, H.: Werkstoffanstrengung bei Wälzbeanspruchung – Einfluss von Reibung und Eigenspannungen. *Z. Werkstofftech.* 11 (1980), S. 1–14.
- [38] Broszeit, E.; Adelmann, J.; Zwirlein, O.: Einfluss von Eigenspannungen auf die Werkstoffanstrengung in wälzbeanspruchten Bauteilen. *Z. Werkstofftech.* 16 (1985), S. 19–24.
- [39] Ilg, U.; Wohlfahrt, H.; Macherauch, E.: Überrollinduzierte Eigenspannungen in Wälzelementen aus 100Cr6. *Härtereite-Techn. Mitt.* 39 (1984), S. 30–38.
- [40] Schlicht, H.; Schreiber, E.; Zwirlein, O.: Ermüdung bei Wälzlagern und deren Beeinflussung durch Werkstoffeigenschaften. *Wälzlagertechnik* 1 (1987), S. 14–22.
- [41] Broszeit, E.; Schmidt, F.; Schröder, H. J.: Werkstoffanstrengung im Hertzschens Kontakt infolge Last- und Eigenspannungen. *Z. Werkstofftech.* 9 (1975), S. 210–214.
- [42] Liu, J.: Weakest Link Theory and Multiaxial Criteria. In: Macha, E.; Mroz, Z. (Hrsg.): *Fifth International Conference on Biaxial/Multiaxial Fatigue and Fracture*. Cracow: o. V. 1997, S. 45–62.
- [43] Hertter, T.: Rechnerischer Festigkeitsnachweis der Ermüdungstragfähigkeit vergüteter und einsatzgehärteter Stirnräder. Technische Universität München, Dissertation, 2003.
- [44] Broszeit, E. et al.: Stress Hypotheses and Material Stresses in Hertzian Contacts. *Z. Werkstofftech.* 17 (1986), S. 238–246.
- [45] Dang Van, K. et al.: Criterion for High Cycle Fatigue Failure under Multiaxial Loading. *Mechanical Engineering Publications* (1989), S. 459–478.
- [46] Ioannides, E.; Bergling, G.; Gabelli, A.: An Analytical Formulation for the Life of Rolling Bearings. In: *Acta Polytechnica Scandinavica, Mechanical Engineering Series No. 137*. Espoo: Finnish Academy of Technology, 1999.
- [47] Gleß, M.: Wälzkontaktermüdung bei Mischreibung. Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Dissertation, 2009.
- [48] Leimann, D.; Meeusen, W.; Haefke, N.: Wälzlagerlebensdauer-Windgetriebe. FVA-Abschlussbericht 967. 2011.
- [49] Neubauer, T.: Betriebs- und Lebensdauerverhalten hartgedrehter und festgewalzter Zylinderrollenlager. Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover. Dissertation, 2016.
- [50] Liu, J.: Beitrag zur Verbesserung der Dauerfestigkeitsberechnung bei mehrachsiger Beanspruchung. Technische Universität Clausthal, Dissertation, 1991.

- [51] Haibach, E.: Betriebsfestigkeit – Verfahren und Daten zur Bauteilberechnung. 3. Auflage. Berlin: Springer-Verlag 2006.
- [52] Zenner, H.; Richter, I.: Eine Festigkeitshypothese für die Dauerfestigkeit bei beliebigen Beanspruchungskombinationen. Konstruktion 29 (1977), S. 11–18.
- [53] Tobie, Th.: Zur Grübchen- und Zahnußtragfähigkeit einsatzgehärteter Zahnräder. TU München, Dissertation, 2001.
- [54] Schwienbacher, S.: Einfluss von Schleifbrand auf die Flankentragfähigkeit einsatzgehärteter Zahnräder. Technische Universität München, Dissertation, 2008.
- [55] Koller, P. J.: Steigerung der Zahnflankentragfähigkeit durch Optimierung von Eigenspannungs- und Oberflächenzustand. Technische Universität München, Dissertation, 2013.
- [56] DIN ISO 281-1: Dynamische Tragzahlen und nominelle Lebensdauer – Beiblatt 1. Hrsg. Deutsches Institut für Normung. Berlin: Beuth-Verlag 2003.
- [57] Yu, W. K.; Harris, T.: A New Stress-Based Fatigue Life Model for Ball Bearings. Tribol. Trans. 44 (2001), S. 11–18.
- [58] Gupta, P. K.; Zaretsky, E. V.: Generalized Models for Rolling-Element Fatigue. Part 1: Analytical Formulation. In: Society of Tribologists and Lubrication Engineers (Hrsg.): Proc. Society of Tribologists and Lubrication Engineers Annual Meeting and Exhibition. Lake Buena Vista, Florida: o. V. 2014.
- [59] Houpert, L.; Chevalier, F.: Rolling Bearing Stress Based Life—Part I: Calculation Model. J. Tribol. 134 (2012).
- [60] Weibull, W.: A Statistical Theory of the Strength of Materials. Stockholm: Royal Swedish Institute for Engineering Research, Nr. 151 (1939).
- [61] Lorösch, H.-K.: Die Lebensdauer und Dauerfestigkeit von Wälzlagern. VDI-Berichte 549, Düsseldorf: VDI Verlag 1984.
- [62] Schlicht, H.: Material Properties Adapted to the Actual Stressing in a Rolling Bearing. FAG Ball Roller Bear. Eng. 1 (1981), S. 24–29.
- [63] Lorösch, H. K.: Influence of Load on the Magnitude of the Life Exponent for Rolling Bearings. ASTM Paper STP 771 (1982) S. 275–292.
- [64] Palmgren, A.: Die Lebensdauer von Kugellagern. VDI-Z 68 (1924) Nr. 14, S. 339–341.
- [65] 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. Lyon: o. V. 1989.
- [66] Lorösch, H.-K.: Die Lebensdauer des Wälzlers bei unterschiedlichen Lasten und Umweltbedingungen. Wälzlagertechnik 1 (1981), S. 17–23.
- [67] Zaretsky, E. V.; Poplawski, J. V.; Miller, C. R.: Rolling Bearing Life Prediction - Past, Present and Future. NASA Research Center. Ohio: 2000.

- [68] Zaretsky, E. V.: Design for Life, Plan for Death. *Machine Design* 66 (1994) Nr. 15, S. 55–59.
- [69] Eschmann, P.: Das Leistungsvermögen der Wälzlager. Berlin: Springer-Verlag 1964.
- [70] Weibull, W.: A Statistical Representation of Fatigue Failure in Solids. *Transactions of the Royal Institute of Technology* 27 (1949), S. 1-50.
- [71] Kühlmeyer, M.; Kühlmeyer, C.: Statistische Auswertungsmethoden für Ingenieure. Berlin: Springer-Verlag 2001.
- [72] VDA-Band 3: Zuverlässigkeitssicherung bei Automobilherstellern und Lieferanten – Teil 2. Hrsg. Verband der Automobilindustrie. 3. Auflage. 2000.
- [73] Bertsche, B.: Reliability in Automotive and Mechanical Engineering. Determination of Component and System Reliability. Berlin: Springer-Verlag 2008.
- [74] WEI-TG-07: Weibull++ 7 Schulungshandbuch. ReliaSoft Corporation. 2011.
- [75] Schreiber, H.-H.: Lebensdauerversuche mit Wälzlagern – ihre Aussagegenauigkeit und Planung. *Wälzlagertechnik* 3 (1963), S. 2–12.
- [76] Probst, M.: Comparative Life Tests – How to Assess Examined Life Differences with Confidence and Demonstrate That They Differ from Each Other Randomly. In: Applied Reliability Symposium (Hrsg.): ARS Proceedings 2014. Paris: o. V. 2014.
- [77] Tietz, H.-D.: Grundlagen der Eigenspannungen. 1. Auflage. Leipzig: Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie 1982.
- [78] Scholtes, B.: Eigenspannungen in mechanisch randschichtverformten Werkstoffzuständen Ursachen, Ermittlung, und Bewertung. Frankfurt, DGM Informationsgesellschaft mbH, 1990.
- [79] Kloos, K. H.: Eigenspannungen, Definition und Entstehungsursachen. *Z. Werkstofftech.* 10 (1979) Nr. 9, S. 293–302.
- [80] Kloos, K. H.; Broszeit, E.; Koch, M.: Eigenspannungsänderungen beim Überrollen von gehärtetem Wälzlagerringstahl 100Cr6. *Z. Werkstofftech.* 11 (1980), S. 68–72.
- [81] Voskamp, A. P. et al.: Gradual Changes in Residual Stress and Microstructure during Contact Fatigue in Ball Bearings. *Metals Technology* 7 (1980), S. 14–21.
- [82] Zaretsky, E. V.; Parker, R. J.; Anderson, W. J.: A Study of Residual Stress Induced during Rolling. NASA TM X-52422, 1968.
- [83] Muro, H.; Tushima, N.: Microstructural, Microhardness and Residual Stress Changes Due to Rolling Contact. *Wear* 15 (1970), S. 309–330.
- [84] Macherauch, E.; Wohlfahrt, H.; Wolfstieg, U.: Zur zweckmäßigen Definition von Eigenspannungen. *Härtereite-Techn. Mitt.* 28 (1973) 200–211.
- [85] Hauk, V.: Methoden zur Bestimmung von Eigenspannungen. In: Macherauch, E. (Hrsg.): Eigenspannungen. Entstehung – Berechnung – Messung –

- Bewertung. Oberusel: Deutsche Gesellschaft für Metallkunde e.V., 1980, S. 21–39.
- [86] Münker, J.: Untersuchung und Weiterentwicklung der Auswertungsmethoden für teilzerstörende Eigenspannungsmeßverfahren. Universität Siegen, Dissertation, 1995.
- [87] DIN EN 15305:2009-01: Zerstörungsfreie Prüfung – Röntgendiffraktometrisches Prüfverfahren zur Ermittlung der Eigenspannungen. Hrsg. Deutsches Institut für Normung. Berlin: Beuth-Verlag 2009.
- [88] Nierlich, W.; Voskamp, A.; Hengerer, F.: Röntgenographische Werkstoffbeanspruchungsanalyse zur Beurteilung der Ausfallwahrscheinlichkeit von Wälzlagern. VDI Berichte 1380. Düsseldorf: VDI Verlag 1998, S. 113–129.
- [89] Scholtes, B.; Vöhringer, O.: Grundlagen der mechanischen Oberflächenbehandlung. In: Broszeit, E.; Steindorf, H. (Hrsg.): Mechanische Oberflächenbehandlung. Festwalzen – Kugelstrahlen – Sonderverfahren. Oberusel: DGM Informationsgesellschaft m.b.H. 1989, S. 3–20.
- [90] Gegner, J.: Tribological Aspects of Rolling Bearing Failures. In: Kuo, C.-H.: Tribology – Lubricants and Lubrication. Hrsg. InTech 2011, S. 33–94.
- [91] Nierlich, W.; Gegner, J.; Brückner, M.: XRD Residual Stress Analysis for the Clarification of Failure Modes of Rolling Bearings. Z. Werkst. Wärmebeh. Fertigung 62 (2007) Nr. 1, S. 27–31.
- [92] Schreiber, E.: Eigenspannungsanalyse bei Schadensfällen von Wälzlagerelementen. In: Macherauch, E.; Hauk, V. (Hrsg.): Eigenspannungen. Entstehung – Messung – Bewertung. Bd 2. Oberusel: Deutsche Gesellschaft für Metallkunde e.V., 1983, S. 193–21.
- [93] Ilg, U.: Einfluss von Normal-/Gleitbeanspruchung auf Gefüge- und Eigenspannungsänderungen von Wälzelementen unterschiedlicher Eigenspannungszustände. FVA 103 (1981) Nr. 35.
- [94] Koller, P. J.: Steigerung der Zahnflankentragfähigkeit durch Optimierung von Eigenspannungs- und Oberflächenzustand. Technische Universität München, Dissertation, 2013.
- [95] Liu, C. R.; Choi, Y.: Rolling Contact Fatigue Life Model Incorporating Residual Stress Scatter. International Journal of Mechanical Sciences 50 (2008), S. 1573–1577.
- [96] Maeda, K.; Tsushima, N.: Influence of Preexisting Residual Stress on Rolling Bearing Fatigue Life. In: Residual Stresses in Science and Technology, Hrsg. Macherauch, E.; Hauk, V., DGM Informationsgesellschaft Verlag, Oberursel (1987), S. 899–906.
- [97] Pabst, A. et al.: Berücksichtigung von Druckeigenspannungen in wälzbeanspruchten Werkstoffbereichen von Wälzlagern. In: Gesellschaft für Tribologie e.V. (Hrsg.): 53. Tribologie-Fachtagung. Reibung, Schmierung und Verschleiß. Göttingen: o. V. 2012., S. 55/1–55/16.

- [98] Röttger, K.: Walzen hartgedrehter Oberflächen. RWTH Aachen, Dissertation, 2002.
- [99] Neubauer, T.; Poll, G.; Maiß, O.: Einfluss des Eigenspannungszustandes auf die Ermüdungslebensdauer von Zylinderrollenlagern. In: Gesellschaft für Tribologie e.V. (Hrsg.): 54. Tribologie-Fachtagung. Reibung, Schmierung und Verschleiß. Göttingen: o. V. 2013., S. 75/1–75/11.
- [100] Klocke, F.; Maier, B.; Tönissen, S.: Methodik zur Identifizierung von funktionsrelevanten Oberflächen- und Randzoneneigenschaften in der Hartfeinbearbeitung. 1. Auflage. Aachen: Apprimus Verlag 2012.
- [101] Oswald, F. B.; Zaretsky, E. V.; Poplawski, J. V.: Relation Between Residual and Hoop Stresses and Rolling Bearing Fatigue Life. *Tribol. Trans.* 57 (2014) S. 749–765.
- [102] Chen, Q.; Leng, X.; Shao, E.: Influence of Microstructure and Residual on the Stage of Case Crushing. *Wear* 122 (1988), S. 45–55.
- [103] Merkblatt 236: Wärmebehandlung von Stahl. Hrsg. Wirtschaftsvereinigung Stahl. 2009.
- [104] Burtchen, M.: Untersuchungen zur Eigenspannungsentstehung bei der Wärmebehandlung von Wälzlagerkomponenten. IWT Bremen, Dissertation, 2009.
- [105] Trojahn, W.: Wälzlager in carbonitrierter Ausführung. VDI Berichte 2147. Düsseldorf: VDI Verlag 2001, S. 391–399.
- [106] Pabst, A. et al.: Untersuchung von Druckeigenspannungen in Wälzlagerkomponenten und deren Einfluss auf die Lebensdauer – Simulation und Versuch. In: Kisssoft AG (Hrsg.): Schweizer Maschinenelemente Kolloquium 2014. Rapperswil, Schweiz. o. V. 2014.
- [107] Kepple, R. K.; Mattson, R. L.: Rolling Element Fatigue and Microresidual Stress. *ASME J. Lubr. Technol.* 92 (1970), S. 76–81.
- [108] Hähl, Th.: Randschichtermüdung. FVA-Abschlussbericht 478. 1996.
- [109] Voskamp, A. P.: Fatigue and Material Response in Rolling Contact. *ATSM STP 1327* (1998), S. 152–166.
- [110] Schlicht, H.: Die Werkstoffermüdung bei Wälzbeanspruchung – Eine Hypothese zum Mechanismus. *Mat.-wiss. Werkstofftech.* 37 (2006) Nr. 5, S. 383–395.
- [111] Voskamp, A. P.: Ermüdungsvorgänge im Wälzkontakt an Wälzlager-Laufbahn. In: Randschichtermüdung im Wälzkontakt, AWT-Tagung, Suhl (1992), S. 19–33.
- [112] Voskamp, A. P.; Mittemeijer, E. J.: The Effect of the Changing Microstructure on the Fatigue Behaviour during Cycling Rolling Contact Loading. *Z. Metallkd.* 88 (1997) Nr. 4, S. 310–320.
- [113] Parker, R. J.; Zaretsky, E. V.: Effect of Residual Stresses Induced by Prestressing on Rolling-Element Fatigue Life, *NASA-TN-D-6995* (1972).

- [114] Warhadpande, A. et al.: Influence of Plasticity-Induced Residual Stresses on Rolling Contact Fatigue. *Tribol. Trans.* 55 (2012) Nr. 4, S. 422–437.
- [115] Urakami, S.; Liu, J.; Matsumoto, Y.: Development of Ultrahigh-Speed Planetary Needle Roller Bearings. *NSK Technical Journal Motion & Control* 20 (2007), S. 25–30.
- [116] Hongbin, X. et al.: The Effect of Shot Peening on Rolling Contact Fatigue Behaviour and its Crack Initiation and Propagation in Carburized Steels. *Wear* 151 (1991), S. 77–86.
- [117] Allison, B. et al.: Influence of Initial Residual Stress on Material Properties of Bearing Steel during Rolling Contact Fatigue. *Tribol. Trans.* 57 (2014) S. 533–545.
- [118] Zahnradfabrik Friedrichshafen AG: Verfahren zur Steigerung der Grübchenfestigkeit gehärteter Werkstücke mit gekrümmten Oberflächen. Patent, Deutschland, 1558022, 1970.
- [119] Neubauer, T.; Poll, G.: Untersuchungen zum Randzonen- und Lebensdauerverhalten hartgedrehter und festgewalzter Zylinderrollenlagerringe. In: Gesellschaft für Tribologie e.V. (Hrsg.): 56. Tribologie-Fachtagung. Reibung, Schmierung und Verschleiß. Göttingen: o. V. 2015., S. 65/1–65/10.
- [120] Pabst, A.; Tremmel, S.; Wartzack, S.: Investigation of Residual Compressive Stresses in Rolling Bearing Components and Their Impact on the Rating Life. In: Society of Tribologists and Lubrication Engineers (Hrsg.): Proc. Society of Tribologists and Lubrication Engineers Annual Meeting and Exhibition. Lake Buena Vista, Florida. 2014.
- [121] Zaretsky, E. V.: Rolling Bearing Steels – A Technical and Historical Perspective, Part II. *Power Transmission Engineering* (2013), S. 36–40.
- [122] Zaretsky, E. V. et al.: Effects of Component Differential Hardness on Residual Stress on Rolling-Contact Fatigue. *NASA-TN-D-2664* (1965).
- [123] Schreiber, E.: Werkstoffliche Schadensanalyse – ein Instrument zur Ermittlung realer Beanspruchungsverhältnisse. FAG Publ.-Nr. WL 40205DA.
- [124] Dang Van, K.; Griveau, B.; Message, O.: On a New Multiaxial Fatigue Criterion: Theory and Application. *Biaxial and Multiaxial Fatigue EGF 3*. Mechanical Engineering Publications (1989), S. 479–496.
- [125] Kotzalas, M. N.: A Theoretical Study of Residual Stress Effects on Fatigue Life Prediction. *Tribol. Trans.* 44 (2001) Nr. 4, S. 609–614.
- [126] Pabst, A.; Beeck, F.: Increasing the Performance of Planetary Bearings for Modern Automatic Transmissions. *VDI-Berichte 2158*, Düsseldorf: VDI Verlag 2012, S. 357–372.
- [127] Schaeffler Technologies AG & Co. KG: Thrust Washer for a Planetary Gearbox. Patent, USA, 7384360, 2004.
- [128] Laukotka, E. M.: Referenzölkatalog. FVA-Abschlussbericht 660. 2007.

- [129] Harris, T. A.: Rolling Bearing Analysis. 4. Auflage. New York: John Wiley & Sons 2001.
- [130] DIN 8200: Strahlverfahrenstechnik. Begriffe, Einordnung der Strahlverfahren. Hrsg. Deutsches Institut für Normung. Berlin: Beuth-Verlag 1982.
- [131] Impact Anwendungsbericht. Antriebstechnik. Hrsg. Metal Improvement Company. Paramus, NJ/USA: Metal Improvement Company.
- [132] Metal Improvement Company (Hrsg.): Kugelstrahlen. Anwendungen. 9. Auflage. Paramus, NJ/USA: Metal Improvement Company 2006.
- [133] Merkblatt 212: Strahlen von Stahl. Hrsg. Wirtschaftsvereinigung Stahl. 2010.
- [134] Wohlfahrt, H.: Ein Modell zur Vorhersage kugelstrahlbedingter Eigenspannungszustände. In: Macherach, E.; Hauk, V. (Hrsg.): Eigenspannungen. Entstehung – Messung – Bewertung. Bd 2. Oberursel: Deutsche Gesellschaft für Metallkunde e.V. 1983, S. 301–319.
- [135] Clausen, R.: Untersuchungen zur Erfassung von Einflussgrößen beim Kugelstrahlen. Zeitschrift für wirtschaftliche Fertigung Bd. 76 (1981) Nr. 3, S. 128–131.
- [136] DIN EN ISO 11124: Anforderungen an metallische Stahlmittel. Hrsg. Deutsches Institut für Normung. Berlin: Beuth-Verlag.
- [137] VDFI 8001: Metallisches Strahlmittel. Gerundetes Strahldrahtkorn. Bezeichnung, Güteanforderungen, Prüfungen. Hrsg. Verband der Deutschen Federnindustrie. 2009.
- [138] SAE J2441: Shot Peening. Hrsg. SAE International. 2015.
- [139] Ecoroll: Werkzeugtechnologie für die Oberflächenveredelung. Glattwalzen, Festwalzen, Zylinderrohrbearbeitung. Hrsg. Ecoroll AG. Celle: o. V. 2006.
- [140] Schaeffler Technologies AG & Co. KG: Bearinx® - Lagerauslegung auf hohem Niveau. 2014.
- [141] Townsend, D. P.; Zaretsky, E.V.: Effect of Shot Peening on Surface Fatigue Life of Carburized and Hardened AISI 9310 Spur Gears. NASA/TP-2047 (1982).
- [142] Voskamp, A. P.; Mittemeijer, E. J.: State of Residual Stress induced by Cyclic Rolling Contact Loading. Materials Science and Technology 13 (1997), S. 430–438.
- [143] FKM-Richtlinie: Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile aus Stahl, Eisenguss- und Aluminiumwerkstoffen. Hrsg. Forschungskuratorium Maschinenbau. 6. Auflage. Frankfurt am Main: VDMA Verlag 2012.
- [144] Niemann, G.; Winter, H.; Höhn, B.-R.: Maschinenelemente. Bd 1. 3. Auflage. Berlin: Springer-Verlag 2001.
- [145] Wahler, M.: Schmierung bestimmt die Lebensdauer. Antriebspraxis (2006) Nr. 1, S. 38–41.

- [146] Morales-Espejel, G.; Gabelli, A.; de Vries, A.: A Model for Rolling Bearing Life with Surface and Subsurface Survival—Tribological Effects. *Tribol. Trans.* 58 (2015), S. 894–906.
- [147] Correns, M.: Berechnung der Ermüdungslebensdauer von Wälzkörpern. *VDI-Berichte 2257*. Düsseldorf: VDI Verlag 2015, S. 3–11.
- [148] Hornbogen, E.; Warlimont H.: Metalle. Struktur und Eigenschaften der Metalle und Legierungen. 5. Auflage. Berlin: Springer-Verlag 2006.
- [149] Bargel, H.-J.; Schulze, G.: Werkstoffkunde. 11. Auflage. Berlin: Springer-Verlag 2012.
- [150] Schübel, R.; Gegner, M.; Beeck, F.: Neue Lösungen im Planetengetriebe zeigen überraschende Potenziale. Teil 1: Planetenradsatz. In: Schaeffler AG: 18. Schaeffler Kolloquium. Baden-Baden: o. V. 2014, S. 256–269.
- [151] Koch, O. et al.: Energieeffiziente Auslegung von Wälzlagern. *VDI-Berichte 2147*, Düsseldorf: VDI Verlag 2011. S. 205–217.

Online-Buchshop für Ingenieure

■■■ VDI nachrichten

Online-Shops



Fachliteratur und mehr -
jetzt bequem online recher-
chieren & bestellen unter:
www.vdi-nachrichten.com/
Der-Shop-im-Ueberblick



Täglich aktualisiert:
Neuerscheinungen
VDI-Schriftenreihen



BUCHSHOP

Im Buchshop von vdi-nachrichten.com finden Ingenieure und Techniker ein speziell auf sie zugeschnittenes, umfassendes Literaturangebot.

Mit der komfortablen Schnellsuche werden Sie in den VDI-Schriftenreihen und im Verzeichnis lieferbarer Bücher unter 1.000.000 Titeln garantiert fündig.

Im Buchshop stehen für Sie bereit:

VDI-Berichte und die Reihe **Kunststofftechnik**:

Berichte nationaler und internationaler technischer Fachtagungen der VDI-Fachgliederungen

Fortschritt-Berichte VDI:

Dissertationen, Habilitationen und Forschungsberichte aus sämtlichen ingenieurwissenschaftlichen Fachrichtungen

Newsletter „Neuerscheinungen“:

Kostenfreie Infos zu aktuellen Titeln der VDI-Schriftenreihen bequem per E-Mail

Autoren-Service:

Umfassende Betreuung bei der Veröffentlichung Ihrer Arbeit in der Reihe Fortschritt-Berichte VDI

Buch- und Medien-Service:

Beschaffung aller am Markt verfügbaren Zeitschriften, Zeitungen, Fortsetzungsreihen, Handbücher, Technische Regelwerke, elektronische Medien und vieles mehr – einzeln oder im Abo und mit weltweitem Lieferservice

VDI nachrichten

BUCHSHOP www.vdi-nachrichten.com/Der-Shop-im-Ueberblick

Die Reihen der Fortschritt-Berichte VDI:

- 1 Konstruktionstechnik/Maschinenelemente
- 2 Fertigungstechnik
- 3 Verfahrenstechnik
- 4 Bauingenieurwesen
- 5 Grund- und Werkstoffe/Kunststoffe
- 6 Energietechnik
- 7 Strömungstechnik
- 8 Mess-, Steuerungs- und Regelungstechnik
- 9 Elektronik/Mikro- und Nanotechnik
- 10 Informatik/Kommunikation
- 11 Schwingungstechnik
- 12 Verkehrstechnik/Fahrzeugtechnik
- 13 Fördertechnik/Logistik
- 14 Landtechnik/Lebensmitteltechnik
- 15 Umwelttechnik
- 16 Technik und Wirtschaft
- 17 Biotechnik/Medizintechnik
- 18 Mechanik/Bruchmechanik
- 19 Wärmetechnik/Kältetechnik
- 20 Rechnerunterstützte Verfahren (CAD, CAM, CAE CAQ, CIM ...)
- 21 Elektrotechnik
- 22 Mensch-Maschine-Systeme
- 23 Technische Gebäudeausrüstung

ISBN 978-3-18-344401-4