



Multiskaliger Ansatz zur Lebensdauerabschätzung von Wälzlagern mit Hilfe des lokalen Ermüdungsmodells nach Fatemi-Socie

Flavien Foko Foko¹ · Lukas Rüth¹ · Oliver Koch¹ · Bernd Sauer¹

Eingegangen: 5. September 2022 / Angenommen: 31. März 2023 / Online publiziert: 16. Mai 2023
© Der/die Autor(en) 2023

Zusammenfassung

Ein multiskaliger Ansatz zur Lebensdauerabschätzung von Wälzlagern wird vorgestellt und auf Innenringe von Zylinderrollenlagern des Typs NU 1006 angewendet. Aus einer Systemmodellierung auf der Makroebene werden die im Wälzkontakt wirkenden Kräfte bestimmt. Die mikroskaligen Kontaktsimulationen erfolgen in einem Halbraum-Kontaktmodell. Die Spannungen auf dem Innenring werden unter Berücksichtigung der plastischen Deformationen bestimmt und in den lokalen Ermüdungsansatz nach Fatemi-Socie zur Lebensdauerabschätzung eingesetzt. Drei Lastfälle: 3,8, 3,5 und 2,5 GPa als maximale Pressung im Kontakt Wälzkörper-Innenring werden dabei simulativ untersucht. Die simulierten und experimentell ermittelten Eigenspannungen und Ermüdungslebensdauern zeigen eine gute Übereinstimmung.

Multiscale approach to fatigue life estimation of rolling bearings using the local fatigue model according to Fatemi-Socie

Abstract

A multiscale approach to fatigue life estimation of rolling bearings is presented and applied to inner rings of cylindrical roller bearings of type NU 1006. The forces acting in the rolling contact are determined from a system modelling on a macro level. The microscale contact simulations are carried out in a half-space contact model. The stresses on the inner ring are determined taking into account the plastic deformations and used in the local fatigue approach according to Fatemi-Socie for fatigue life estimation. Three load cases: 3.8, 3.5 and 2.5 GPa as maximum pressure in the contact between rolling element and inner ring are simulated. The simulated and experimentally determined residual stresses and fatigue lifes show good correlation

1 Einleitung

Die Berechnung der Ermüdungslebensdauer ist in der DIN 26281 genormt [1]. Dort sind mehrere Lebensdauerberechnungsformeln mit variierendem Detaillierungsgrad beschrieben. Es kann die nominelle L_{10} für Lager unter „üblichen Bedingungen“ als auch unter Hinzunahme des Lebensdauerbeiwerts a_{ISO} die modifizierte Referenzlebensdauer L_{10mr} bestimmt werden. Jedoch bleibt dabei

der Eigenspannungszustand unberücksichtigt. Neben dem plastizitätsbedingten Eigenspannungsanteil spielt auch der Eigenspannungsanteil durch die im Material vorliegenden Inhomogenitäten eine Rolle. Basierend auf der Arbeit von Brown und Millers [2] wurde von Fatemi und Socie ein Ermüdungsansatz, in der die Materialparameter und die Spannungshistorie betrachtet werden, vorgeschlagen. Für die daraus ermittelbare lokale Lebensdauer wird eine Systemlebensdauer mit Berücksichtigung von sämtlichen belasteten Kontakten zur besseren Vergleichbarkeit der Ergebnisse mit der DIN 26281 bestimmt.

Im aktuellen Stand der Technik wird z.B. in [3] bereits das Fatemi-Socie Modell zur Simulation des hochbeanspruchten Wälzkontakts eingesetzt. Ein wesentlicher Aspekt, der bis jetzt außer Acht blieb, ist die Berücksichtigung des Einflusses der Plastizität im Modell. Als Neuheit, wird in dieser Arbeit ein Ansatz zur Berücksichtigung

✉ Flavien Foko Foko
fokofoko@mv.uni-kl.de

✉ Lukas Rüth
lukas.rueth@mv.uni-kl.de

¹ Chair of Machine Elements, Gears and Tribology,
Rheinland-Pfälzische Technische Universität
Kaiserslautern-Landau, Kaiserslautern, Deutschland

der bei der Plastizität im Material entstehenden Eigenspannungen im Fatemi-Socie Modell vorgestellt. Dabei bleibt eine zentrale Frage die Beschaffung der erforderlichen zyklischen Werkstoffkennwerte zur Bestimmung der lokalen Beanspruchbarkeit. Hierzu werden die Ergebnisse der vom Institut für Maschinelle Anlagentechnik und Betriebsfestigkeit (IMAB) der TU Clausthal vorgeschlagenen FKM-Methode aus [4, 5] eingesetzt. Die belastungsinduzierten plastischen Eigenspannungen während der Materialverfestigung haben einen großen Einfluss auf die Lebensdauer des betroffenen Bauteils. Orte im Material mit hoher Eigenspannungskonzentration gelten meistens auch als Rissinitiierungsorte [6]. Eine kritische Rissausbreitung führt zu Schadensmechanismen (z. B. Pittings), die einen Funktionsausfall verursachen können.

Zur simulativen Untersuchung des plastischen Materialverhaltens im Kontakt können Finite Elemente (FE) Modelle oder, wie in dieser Arbeit der Fall, auf der Halbraum-Theorie basierte semi-analytische Kontaktmodelle eingesetzt werden. Letztere bieten die Möglichkeit hochaufgelöste Kontaktprobleme auf der Mikroskala mit einer im Vergleich zum FE Modell vertretbaren Rechenzeit zu lösen. Das implementierte semi-analytische Kontaktmodell basiert auf dem Kontaktalgorithmus von Polonsky und Keer [7, 8] für den Normalkontakt mit elastischem Materialverhalten und der Erweiterung nach Jacq [9, 10] zur Berücksichtigung der plastischen Materialvorgänge.

Neben der Kontaktmodellierung ist die realitätsnahe Definition der Simulationsparameter von entscheidender Bedeutung. Dazu zählen die Geometrie-, Material- und Belastungsparameter. Die Geometrie der Kontaktpartner (Innenring (IR) und der Zylinderrolle) wird als ideal glatt angenommen, da von einer Ermüdung aus der Materialtiefe ausgegangen wird und somit die Rauheiten vernachlässigt werden können [1]. Zur Beschreibung des plastischen Materialverhaltens wird das Swift Verfestigungsmodell [11] verwendet.

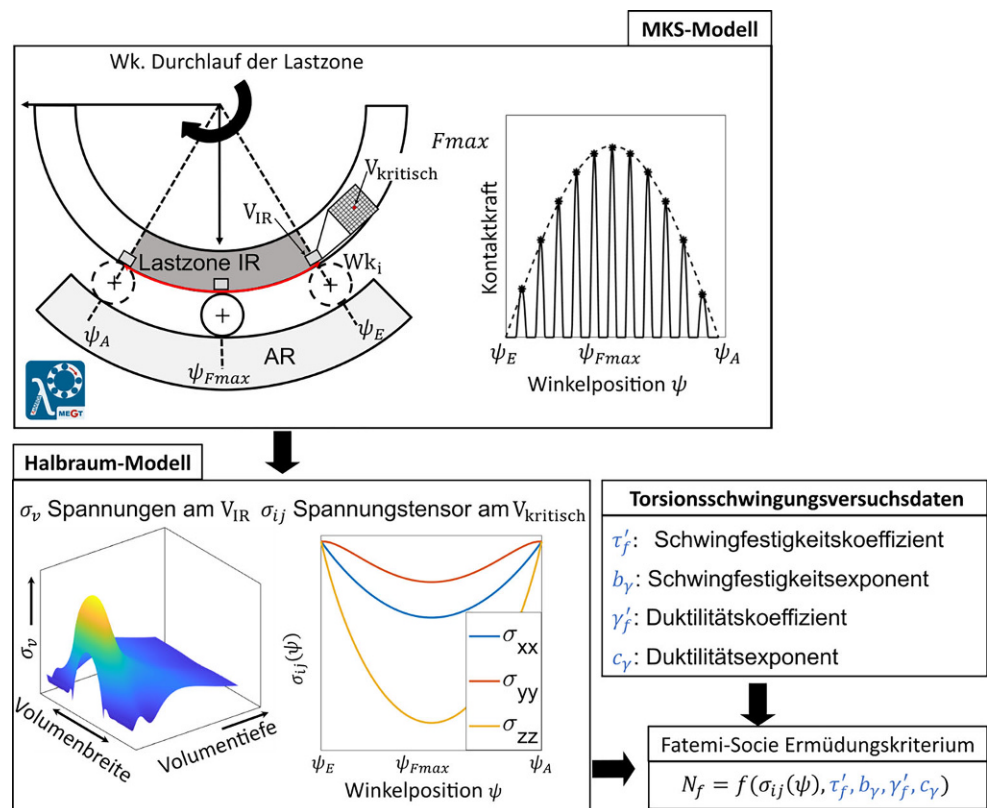
Die Makrobelastung auf den Wälzkontakt hängt im Betrieb von vielen Systemparametern ab und wird im Einzellagermodell eines Mehrkörpersimulations(MKS)-modells ermittelt. Aus der Makrobelastung wird die im Halbraum-Kontaktmodell auf der Mikroskala definierte Belastung abgeleitet.

2 Modellierungsansatz

Die Modellierungsstrategie basiert auf zwei Simulationsebenen wie in Abb. 1 schematisch dargestellt.

In der ersten Ebene wird die Belastungssituation in einem mit dem Tool LaMBDA (steht für **L**ager**M**ehr**k**örper **B**erechnung und **D**ynamik**A**nalyse) aufgebauten Einzellagermodell ermittelt. LaMBDA ist dabei kein Stand-alone Tool, sondern ein Plugin für die kommerzielle MKS-Soft-

Abb. 1 Schematische Darstellung des gesamten Modellierungsansatzes basierend auf zwei Kontaktmodellen: MKS-Modell in der die Wälzkörperbelastungen vom Einlauf in die Lastzone (bei der Winkelposition ψ_E) bis zum Auslauf (bei der Winkelposition ψ_A) ermittelt werden; Halbraum-Modell in der die im Innenring (IR) resultierenden Spannungen (X: axiale Richtung, Y: Umfangsrichtung, Z: Tiefenrichtung) berechnet werden und als Eingang zur Lebensdauerabschätzung in das Fatemi-Socie Modell dienen



ware Simpack, welches im Wesentlichen aus einer benutzerfreundlichen Bedienoberfläche zur Modellerzeugung sowie den notwendigen hochwertigen Kontaktmodellen besteht. Hier werden verschiedene Einflussgrößen (z. B. Wälzkörper- und Laufbahnprofilierung) mittels eigenentwickelten Berechnungsroutinen [12–14] berücksichtigt, um die am Wälzkörper wirkenden Kräfte in Abhängigkeit der Winkelposition zu ermitteln.

Im Halbraum-Modell wird der Einzelkontakt zwischen Wälzkörper und dem darunter stehenden Innenring Volumenelement V_{IR} auf der Mikroskala gelöst. Hier werden einzelne statische Kontaktanalysen durchgeführt und somit die maximale Kontaktkraft im Kontakt WK/IR über der Winkelposition berücksichtigt. Der in Abb. 1 dargestellte Kraftverlauf (gestrichelte Linie) stellt eine Vereinfachung dar. In der Realität erfährt ein Volumenelement am IR während des Durchlaufs der Lastzone kurzzeitige Lastspitzen (Peaks mit * gekennzeichnet). Die verwendete Vereinfachung ist somit eine Worst Case Abschätzung. Beide Kontaktpartner werden zuerst diskretisiert. Zu jeder winkelpositionsabhängigen Normalkraft wird die äquivalente Vergleichsspannung σ_v nach Tresca in jedem diskretisierten Volumenelement gebildet. Das Volumenelement mit der maximalen Vergleichsspannung bei der höchsten Belastung F_{max} (bei der Winkelposition $\psi_{F_{max}}$) wird als kritisches Volumenelement definiert. Die winkelpositionsabhängige Komponente des Spannungstensors am kritischen Volumenelement wird zum Schluss in das multiaxiale Ermüdungskriterium nach Fatemi-Socie eingesetzt, um eine kritische Lastspielzyklenanzahl N_f zu ermitteln.

3 Fatemi-Socie-Ermüdungsansatz

Das eingesetzte Fatemi–Socie Modell kommt aus der Bruchmechanik und basiert auf der Beobachtung, dass bei vielen Metallen eine Rissinitiierung an einem kritischen Volumenelement in der kritischen Ebene mit maximaler

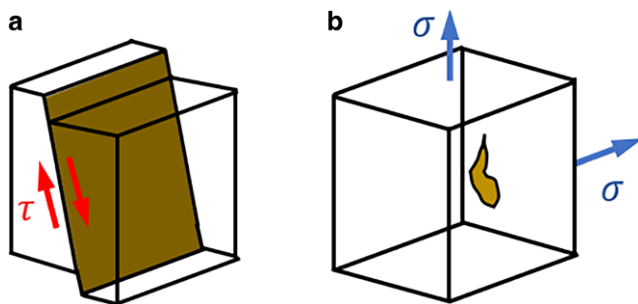


Abb. 2 Schematische Darstellung der zwei im Fatemi-Socie Modell berücksichtigten Grundkonzepte der Materialermüdung. **a** Initiierung der Gleitbänder (auch Orte der Mikroriss Initiierung) durch die Schubspannung τ , **b** Mikrorissaufweitung durch die Normalspannung σ

Scherdehnung stattfindet, und die Normalspannung senkrecht zu dieser Ebene den Ermüdungsprozess beschleunigt (siehe Abb. 2).

Es wird folgende Beziehung vorgeschlagen [15]:

$$\begin{aligned} \gamma_{a,eq} &= \gamma_{max} \left(1 + k_e \cdot \frac{\sigma_{n,max}}{\sigma_y} \right) \\ &= \frac{\tau'_f}{G} (2 \cdot N_f)^{b_y} + \gamma'_{f'} (2 \cdot N_f)^{c_y} \end{aligned} \tag{1}$$

Die linke Seite der Gl. 1, häufig Schadensparameter SP genannt [16], beschreibt die Beanspruchung durch eine äquivalente Scherdehnungsamplitude $\gamma_{a,eq}$. Die rechte Seite hingegen gibt in Abhängigkeit von Materialparametern aus zyklischen Torsionsschwingungsversuchen die Werkstoffbeanspruchbarkeit an.

Die einachsigen zyklischen Materialparameter sind für die meisten Wälzlagerstähle in der Standardliteratur z. B. [17] zu finden. Allerdings sind die hier angegebenen Werte für Werkstoffe mit einer kleinen Anzahl von ertragbaren Schwingungspielzahlen gültig. Eine aktuelle Methode zur Abschätzung zyklischer Werkstoffkennwerte für die Werkstoffgruppen Stahl, Stahlguss und Aluminiumlegierungen ist in [4, 5] vorgeschlagen. Die FKM-Methode basiert auf einer großen Datenbasis mit quasi-statischen und dehnungsgeregelten Versuchsergebnissen und benötigt als Eingabewert lediglich die Zugfestigkeit R_m .

Die Ergebnisse der FKM-Methode werden in der Tab. 1 zusammengefasst.

Eine Ableitung der benötigten mehrachsigen zyklischen Materialparameter (τ'_f , b_y und c_y) in (1) aus den einachsigen Größen in der Tab. 1 kann wie in [18] beschrieben, mittels folgender Zusammenhänge erfolgen:

$$\begin{cases} \tau'_f \approx \frac{\sigma'_f}{\sqrt{3}} \\ \gamma'_{f'} \approx \sqrt{3} \epsilon'_{f'} \\ b_y \approx b \\ c_y \approx c \end{cases} \tag{1}$$

In der Tab. 2 sind die bei der Lebensdauerberechnung im Fatemi-Socie Modell für 100Cr6 (bei 60HRC und $R_m = 2016 \text{ MPa}$) eingesetzten Werte zusammengefasst.

3.1 Bestimmung des Schadensparameters im Fatemi-Socie Modell

Die äquivalente Scherdehnungsamplitude im Fatemi-Socie Modell beschreibt die Beanspruchung am Volumenelement durch die zwei Größen maximale Scherdehnungsamplitude γ_{max} und maximale Normalspannung σ_{Nmax} senkrecht zur kritischen Ebene. Im Folgenden soll zuerst auf die Bestimmung der maximalen Scherdehnungsamplitude ein-

Tab. 1 Einachsige zyklische Werkstoffkennwerte für die Werkstoffgruppe Stahl nach der FKM-Methode [5] in Abhängigkeit der Zugfestigkeit

Parameter	Wert
σ'_f	$3,1148 \left(\frac{R_m}{\text{MPa}}\right)^{0,897}$
b	-0,097
ε'_f	$\min\left(\frac{0,338}{1033\left(\frac{R_m}{\text{MPa}}\right)^{-1,235}}\right)$
c	-0,52
Gültigkeitsbereich	$R_m = 121\dots2296 \text{ MPa}$

Tab. 2 Materialparameter für die Lebensdauerberechnung nach Fatemi-Socie [17]

Parameter	Wert
σ_y/MPa	1953
τ'_f/MPa	1656
G/MPa	80.769
$\gamma'_f/-$	0,148
$b_y/-$	-0,097
$c_y/-$	-0,52

gegangen werden. Anschließend wird für das allgemeine Wälzkontaktproblem eine Methode zur Berücksichtigung der Normalspannungen im Fatemi-Socie Modell vorgeschlagen.

Der Ausgangspunkt sind die Spannungskomponenten σ_{ij} zu den jeweiligen Winkelpositionen am ausgewählten kritischen Volumenelement, wie in Abb. 3 gezeigt. Als kritisches Volumenelement wird für den Wälzlagerkontakt das Volumenelement mit der maximalen Schubspannung gewählt. Zur Bestimmung der kritischen Ebene

soll zuerst mit Hilfe einer Winkeldiskretisierung $f(\theta, \phi)$ ($\theta = 0 : \dots 2\pi; \phi = 0 : \dots \pi$) und der Beziehungen:

$$\begin{aligned} \vec{n}_\Pi &= \begin{pmatrix} \cos \theta \sin \varphi \\ \sin \theta \sin \varphi \\ \cos \varphi \end{pmatrix}; \\ \vec{v}_\Pi &= \begin{pmatrix} -\cos \theta \cos \varphi \\ -\sin \theta \cos \varphi \\ \sin \varphi \end{pmatrix}; \\ \vec{u}_\Pi &= \begin{pmatrix} -\sin \theta \\ \cos \theta \\ 0 \end{pmatrix} \end{aligned} \tag{2}$$

der Normalenvektor \vec{n}_Π und die Tangentialvektoren \vec{v}_Π, \vec{u}_Π an einer beliebigen Ebene Π am kritischen Volumenelement bestimmt werden [19]. Mit Hilfe dieser Vektoren werden die Normalspannung $\sigma_{n,\Pi}(\psi)$ und Schub-

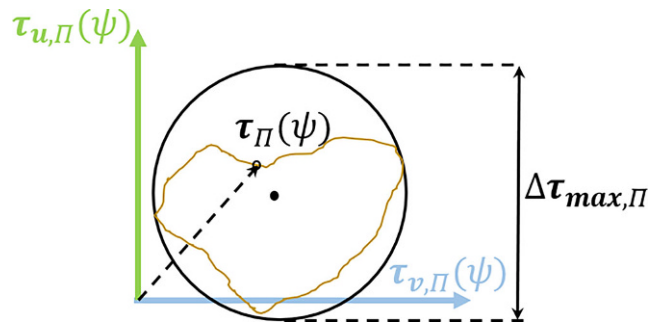


Abb. 4 Auftragung der winkelpositionsabhängigen Schubspannungsvektoren für eine Ebene Π zur Bestimmung der Schubspannungsamplitude

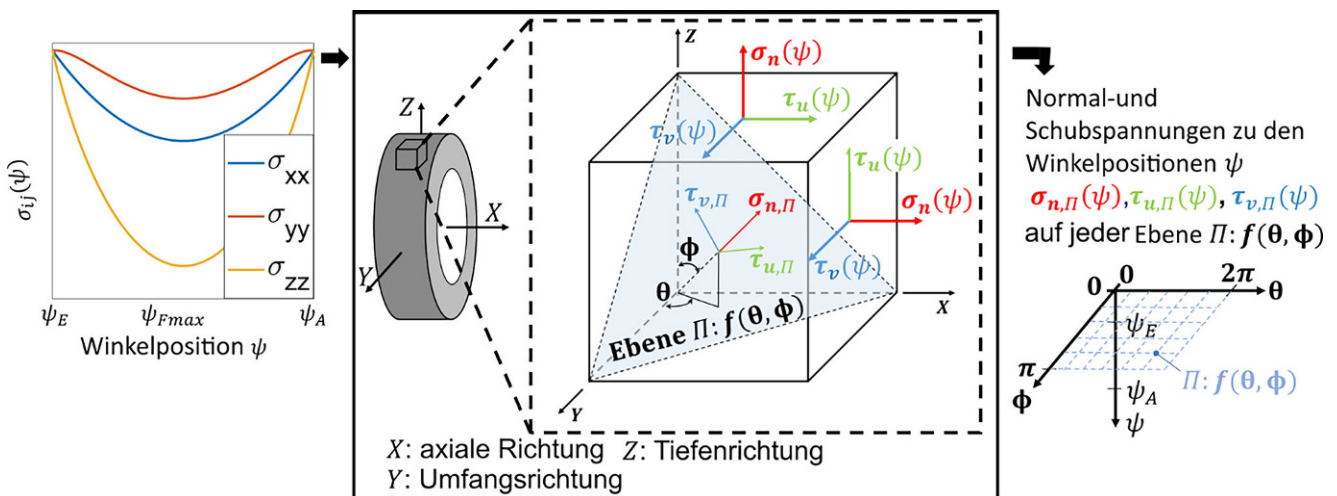


Abb. 3 links: Spannungskomponente am kritischen Volumenelement für die jeweilige Winkelposition, Mitte: Bestimmung der Normal- und Schubspannungen auf beliebiger Ebene Π des kritischen Volumenelements für jede Winkelposition, rechts: Ergebnisse als Eingangsgrößen zur Ermittlung der Schubspannungsvektoren

spannungen $\tau_{u,\Pi}(\psi)$, $\tau_{v,\Pi}(\psi)$ auf der jeweiligen Ebene Π ermittelt. Für jede Ebene werden, wie in Abb. 4 veranschaulicht, die winkelpositionsabhängigen Schubspannungsvektoren dargestellt, und der Radius des kleinsten umschließenden Kreises als maximale Schubspannungsamplitude $\Delta\tau_{\max}/2$ bestimmt.

Als kritische Ebene Π wird diejenige mit der größten maximalen Schubspannungsamplitude gewählt. Die gesuchte maximale Scherdehnungsamplitude γ_{\max} in (3) wird aus der maximalen Schubspannungsamplitude $\Delta\tau_{\max,\Pi}/2$ und dem Schubmodul G bestimmt:

$$\gamma_{\max} = \frac{\Delta\tau_{\max,\Pi}}{2G} \tag{3}$$

3.2 Maximale Normalspannung im Fatemi-Socie Modell beim Wälzkontaktproblem

Im Gegensatz zur maximalen Scherdehnungsamplitude gibt es in der Literatur [3] Unklarheit über die Bestimmung der max. Normalspannung $\sigma_{n,\max}$ im Fatemi-Socie Modell. Im allgemeinen komplexen multiaxialen Beanspruchungsfall soll standardweise die max. Normalspannung senkrecht zur kritischen Ebene eingesetzt werden. Als Normalspannung soll für Wälzkontaktprobleme, wie die Ergebnisse der Arbeit [3] bestätigen, die maximale Drucknormalspannung $\sigma_{DN,\max}$ (im Betrag mit negativem Vorzeichen) auf der kritischen Ebene zum Einsatz kommen. Dies beruht darauf, dass die schädigenden Spannungen durch die vorliegenden

Druckeigenstressen reduziert werden und dadurch das Risswachstum behindert wird [20]. Dabei soll die plastische Eigenstressen mitberücksichtigt werden. Die Berücksichtigung der Plastizität sorgt im Vergleich zur linear elastischen Berechnung zu einer Minderung der maximalen Kontaktpressungswerte und somit auch zu geringeren Drucknormalspannungen. In Abschn. 4.3 werden in der Tab. 6 die Ergebnisse mit und ohne Berücksichtigung der Drucknormalspannung gegenübergestellt.

4 Simulationsergebnisse

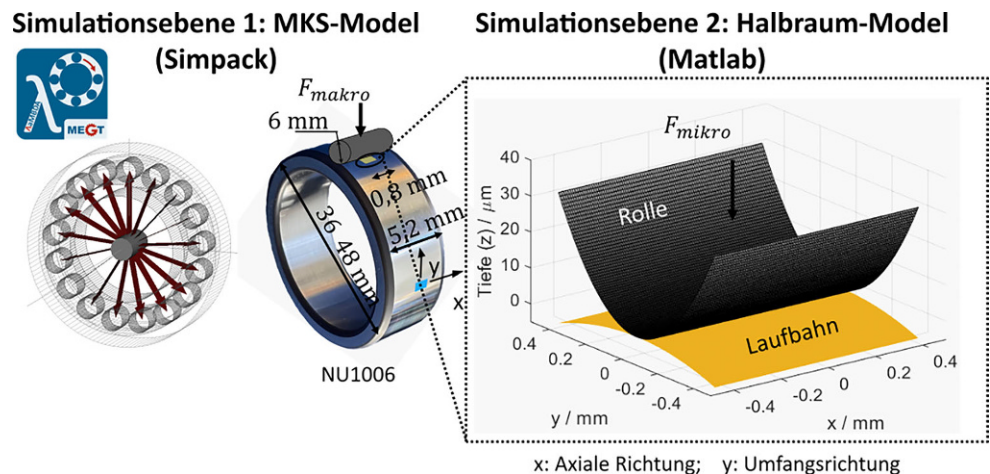
Im MKS Modell werden für die drei untersuchten Lastfälle die maximalen Wälzlagerbelastungen bestimmt. Aus diesen Belastungen resultieren im Halbraum-Kontaktmodell die maximalen Pressungen von 3,8 GPa, 3,5 GPa und 2,5 GPa.

Die Abb. 5 veranschaulicht den Kontakt Wälzkörper-Innenring; (links) im MKS-Modell und (rechts) reduziert im Halbraum-Modell. Das Halbraum-Modell zeichnet sich durch eine Definition der Geometrie und Belastung auf der Mikroskala aus. In der Tab. 3 sind die Geometrie und die auftretenden Belastungen zusammengefasst.

In der Abb. 6 sind die zu den drei untersuchten Lastfällen im Einzellagermodell ermittelten maximalen Kontaktkräfte zwischen Wälzkörper und Innenring dargestellt.

Die hier präsentierten Ergebnisse können in drei Abschnitten zusammengefasst werden. In den zwei ersten

Abb. 5 Veranschaulichung der in den zwei Simulationsebenen verwendeten Kontaktmodelle, makroskaliges MKS-Modell (links) und geometrische Eingangsgrößen des mikroskaligen Halbraum-Modells (rechts)



Tab. 3 Geometrische und Belastungsgrößen des MKS- und Halbraum-Modells

Makro-Größen		Mikro-Größen	
Durchmesser Rolle/mm	6	Länge in X-Richtung L_x /mm	0,8
Durchmesser IR/mm	36,48	Länge in Y-Richtung L_y /mm	0,8
Effektive Kontaktlänge/mm	5,2	–	–
Lastfall 3,8 GPa: F_{makro}/N	5162	Lastfall 3,8 GPa F_{mikro}/N	865
Lastfall 3,5 GPa: F_{makro}/N	4313	Lastfall 3,5 GPa F_{mikro}/N	723
Lastfall 2,5 GPa: F_{makro}/N	1999	Lastfall 2,5 GPa F_{mikro}/N	249

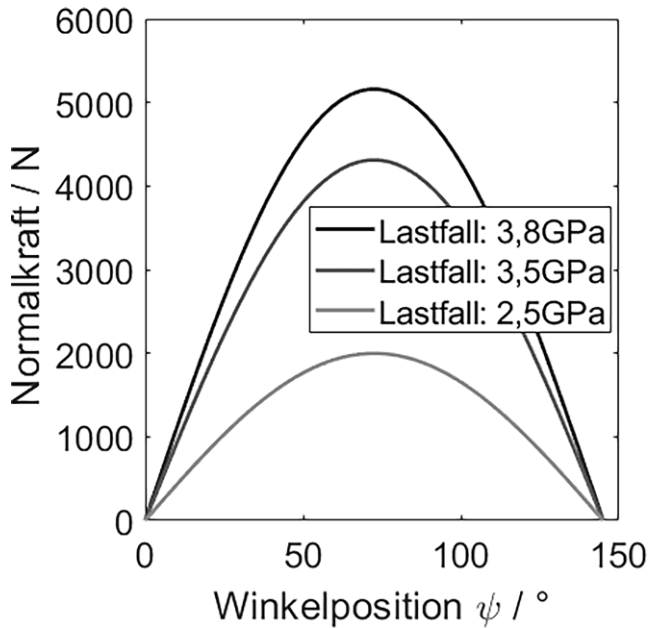


Abb. 6 Im Einzellagermodell ermittelte maximale Kontaktkräfte im Kontakt Wälzlager-Innenring

Abschn. 4.1 und 4.2 wird das plastische Verhalten des Innenrings untersucht. Dies erfolgt auf der Mikroebene mit Hilfe des Halbraum-Kontaktmodells. Dafür wird zuerst wie in Abschn. 4.1 beschrieben für die drei untersuchten

Tab. 4 Mikroplastische Materialparameter des Swift-Verfestigungsmodells für 100Cr6 Wälzlagerstahl [11, 21, 23, 24]

Parameter	Wert
B/MPa	945
$C/-$	40
n	0,121

Lastfälle eine Abschätzung der plastischen Zonen mit Hilfe elastischer Kontaktsimulationen gemacht. Im Abschn. 4.2 wird die Plastifizierung untersucht. Die Ergebnisse der Lebensdauerberechnung und der Vergleich mit experimentellen Werten werden im Abschn. 4.3 präsentiert.

4.1 Abschätzung der plastischen Zone

Zur Validierung zeigt die Abb. 7 einen Vergleich zwischen den Ergebnissen des Halbraum-Modells und denen nach der Hertz'schen Theorie für die maximalen Belastungen 3,8 GPa, 3,5 GPa und 2,5 GPa im Wälzkontakt. Es zeigt sich eine gute Übereinstimmung der beiden Ergebnisse hinsichtlich der Spannungs Komponente und den daraus berechneten von Mises Vergleichsspannungen. Die maximalen Vergleichsspannungen liegen bei der Tiefe von 0,1317 mm, 0,1135 mm und 0,0867 mm. Aus den Verläufen der von Mises Vergleichsspannungen ist für eine Mikrofließspannung von 1477 MPa nach [21] bei dem Lastfall 2,5 GPa keine plastische Verformung zu erwarten. Im Weiteren werden

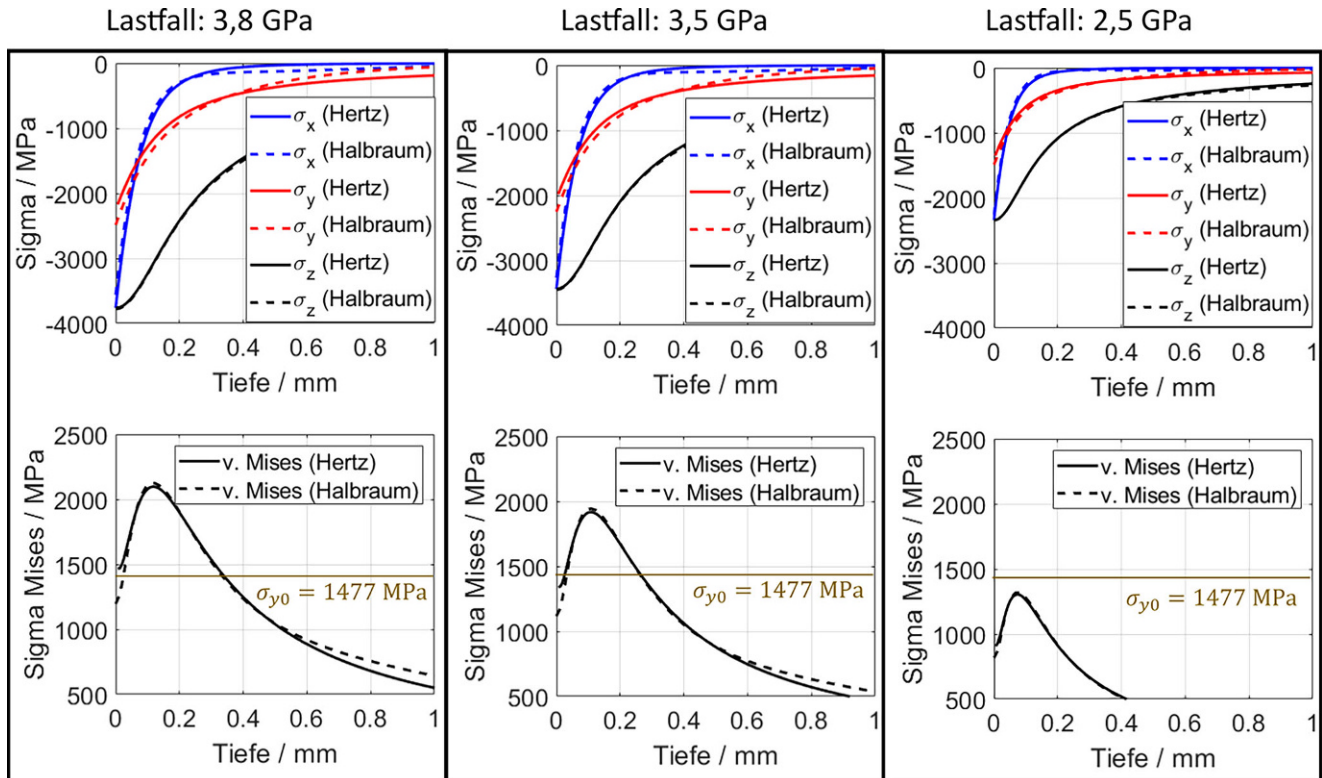


Abb. 7 Validierung der elastischen Halbraum-Kontaktberechnung mit der Hertz'schen Theorie für die drei untersuchten Lastfälle, plastische Verformungen sind bei den zwei Lastfällen: 3,8 GPa, 3,5 GPa zu erwarten

mit den in Tab. 4 angegebenen Materialwerten für die Lastfälle 3,8 GPa, 3,5 GPa die plastischen Eigenspannungen mit Hilfe des Swift Verfestigungsmodells simuliert.

Das Swift-Verfestigungsmodell [22] beschreibt den plastischen (nichtlinearen) Anteil eines elasto-plastischen Materialverhaltens durch folgenden Zusammenhang:

$$\sigma_y = B(C + \varepsilon_p)^n \quad (4)$$

4.2 Simulation des plastischen Verhaltens

Die Analyse im Abschn. 4.1 zeigt bei den in Tab. 4 angegebenen Swift-Materialparametern für 100Cr6 Wälzlagerstahl, dass Plastifizierungen nur bei den Lastfällen 3,8 GPa und 3,5 GPa zu erwarten sind. Zur Untersuchung des plastischen Verhaltens der Innenringe wurden mit dem Halbraum-Modell zyklische quasistatische Indentationen zwischen Rolle und Innenring bei der maximalen Last von 5162 N, 4313 N (siehe Abb. 6) jeweils für die beiden Lastfälle simuliert. Als Kriterium für die maximale Zyklenanzahl wurde die Konvergenz der simulierten Eigenspannungen definiert.

4.2.1 Formänderung und Spannungsreduktion durch die Plastizität

Die Plastizität sorgt an der Oberfläche für eine Formänderung, die zu einer Begrenzung der maximalen Kontaktpressungen durch eine breitere Lastverteilung führt. Daraus resultieren ebenfalls im Gegensatz zum elastischen Berechnungsfall geringere Spannungen im Material.

In Abb. 8 werden die simulierten plastischen Oberflächendeformationen im konvergierten Zustand (26. Zyklus) gezeigt. Eine Vereinfachung im Vergleich zur Realität besteht dahingehend, dass die zyklische Belastung immer an der gleichen Position erfolgt. Es ergeben sich bei den Lastfällen 3,8 GPa und 3,5 GPa jeweils maximale plastische Deformationen von $-0,62 \mu\text{m}$ und $-0,29 \mu\text{m}$. Diese Deformationen sorgen wie in Abb. 9 dargestellt zu einer Formänderung der initialen Innenringgeometrie (a,b) und einer Minimierung der Kontaktpressung (c). Die hier aufgrund der Modellannahme auftretenden plastischen Deformationen sind im realen überrollenden Kontakt nicht zu erwarten. In Abb. 9(a) wird für die zwei Lastfälle 3,8 GPa und 3,5 GPa die plastisch deformierte Innenringgeometrie dargestellt. Der Vergleich in (b) und (c) zeigt im Schnitt jeweils die Innenringkontur und Kontaktpressung im initialen Zustand und im konvergierten plastischen Endzustand (nach 26 Lastzyklen). Es zeigt sich durch die Plastizität eine Reduzierung der maximalen Kontaktpressung von 3780 MPa (im initialen Zustand) auf 3547 MPa (nach 26 Lastzyklen) für den Fall 3,8 GPa.

4.2.2 Simulierte vs. experimentelle Eigenspannung

In der Abb. 10 sind das Konvergenzverhalten der simulierten Eigenspannungen und die Rechenzeit der jeweiligen Zyklen aufgeführt. Das Konvergenzverhalten lässt sich in der obigen Reihe qualitativ aus den Verläufen der Eigenspannungen mit zunehmenden Lastzyklen feststellen. Zur quantitativen Veranschaulichung dieser Konvergenz, wird in der unteren Reihe neben der Simulationszeit auf der rechten y-Achse der Verlauf der maximalen Eigenspannungen am kritischen Volumenelement dargestellt. Eine schnelle Konvergenz der simulierten Eigenspannung ist bereits nach 26 Zyklen festzustellen. Die Rechenzeit pro Lastzyklus beträgt max. 8 min bei einer Netzfeinheit von 2 Mio. Elementen. Die simulierten Eigenspannungen ergeben sich zwar nach einem konvergierten Zustand, jedoch kann dieser Zustand beim Überwalzen instationär werden. Eine genauere Simulation der im Wälzkontakt entstehenden Eigenspannungen im Halbraummodell wird in zukünftigen Arbeiten vorgenommen. Dafür kann beispielsweise die in [11] beschriebene Methode verwendet werden. In [11] wird das Überrollen als sukzessiv aufgebrachte quasistatische Indentationen entlang des Rollwegs vereinfacht abgebildet. Es wurde für den Fall eines Punktkontakts ein Rollzyklus mit einem Rollweg von 18-mal a_H (nach Hertz berechnete Berührbreite) simuliert. Hier zeigte sich ein stationärer Zustand erst nach einem Rollweg von 4-mal a_H . Dieser Ansatz könnte in zukünftigen Arbeiten auf einen Linienkontakt angewendet und damit auch das Verhalten nach mehreren Rollzyklen analysiert werden.

Zur Validierung der simulierten Eigenspannungen wurden diese mit den Werten aus am Institut für Werkstofforientierte Technologien in Bremen im Rahmen des AiF geförderten FVA Projekts 866 I (Kurzfristige Überlasten) durchgeführten Eigenspannungsmessungen verglichen [25]. Die gemessenen Eigenspannungswerte bei den belasteten Innenring-Proben beinhalten eine Überlagerung aus fertigungsbedingten und belastungsinduzierten Anteilen. Zur Trennung des lastinduzierten Anteiles (siehe Abb. 11, c) wurden vorher an Innenringproben aus der gleichen Charge im unbelasteten Zustand (siehe Abb. 11, a), tangentialen Eigenspannungsmessungen durchgeführt. Dieser Spannungszustand wurde von dem Spannungszustand nach 3,05 Mio. Umdrehungen gelaufenen Innenring (siehe Abb. 11, b) abgezogen.

Der Vergleich in Abb. 12 zwischen experimentell und simulativ bestimmten belastungsinduzierten Eigenspannungen zeigt, dass mit dem Halbraum-Modell die maximalen Eigenspannungswerte nach dem Betrag und der Tiefe abgeschätzt werden können. Allerdings wird der gesamte Bereich der Eigenspannungszone im Halbraum-Modell leicht schmaler abgeschätzt, insbesondere bei dem Lastfall 3,8 GPa. Im Abschn. 5 werden mögliche Gründe erläutert.

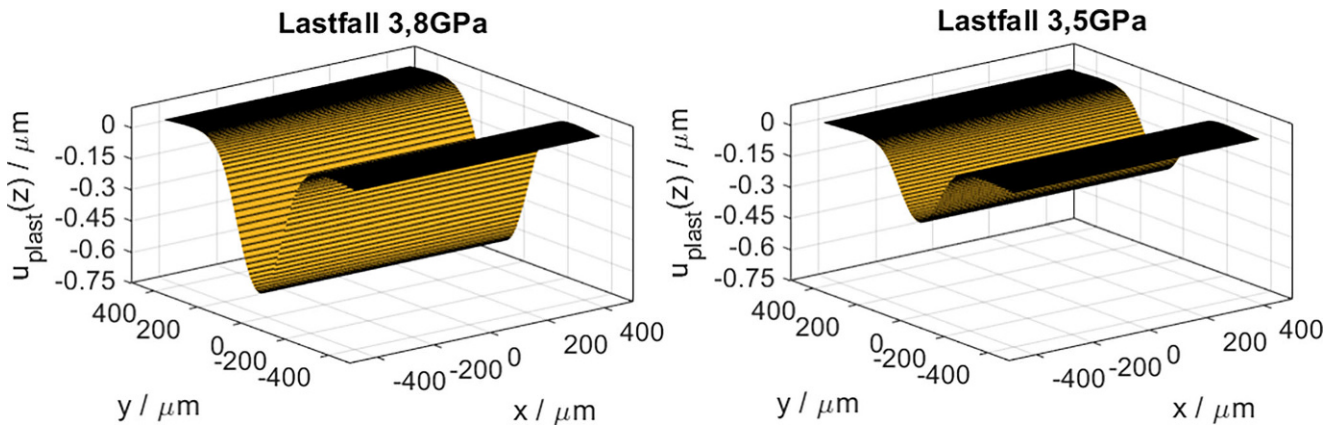


Abb. 8 Im Halbraum-Modell simulierte plastische Oberflächen deformation im konvergierten Zustand (nach 26 Zyklen)

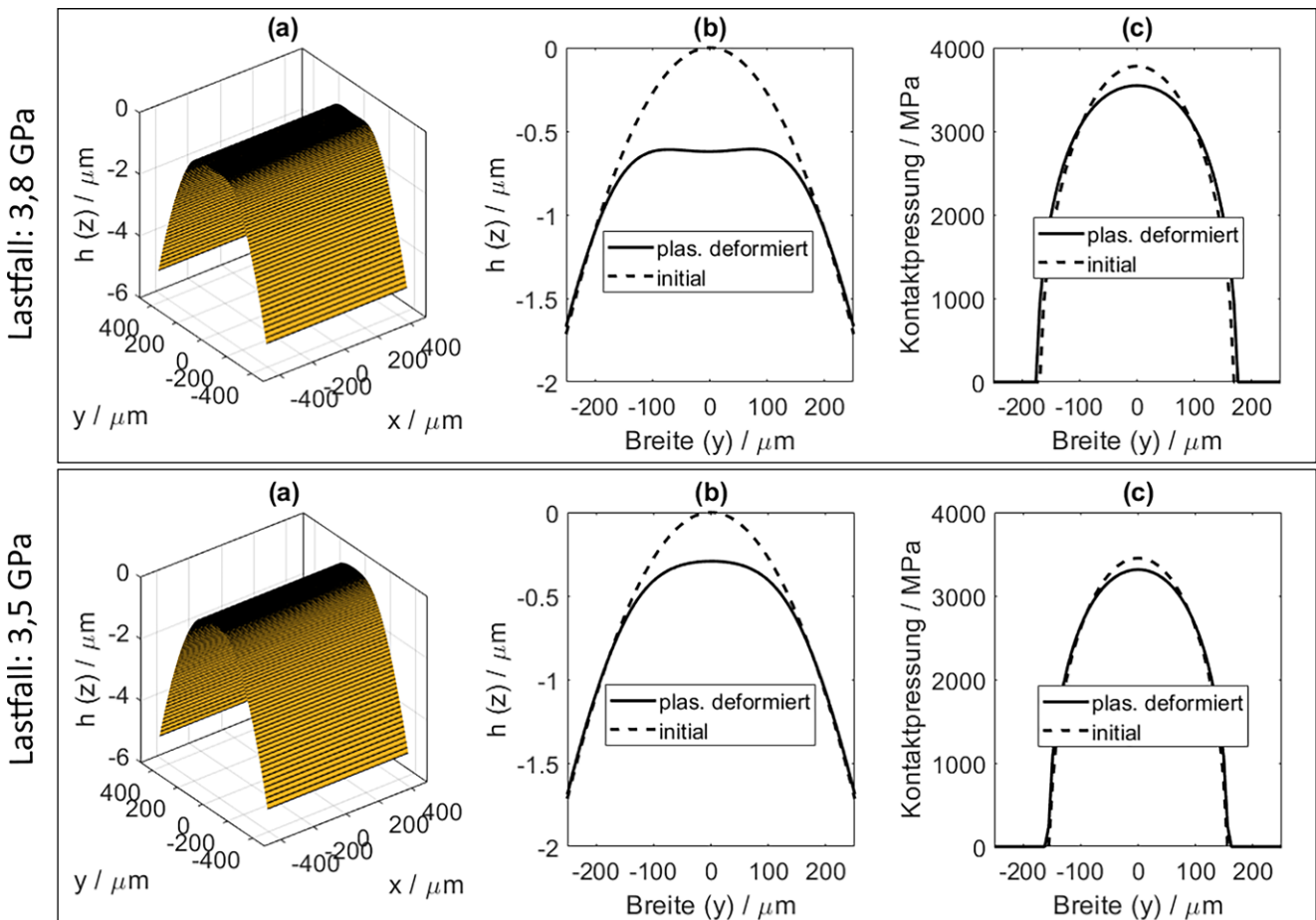


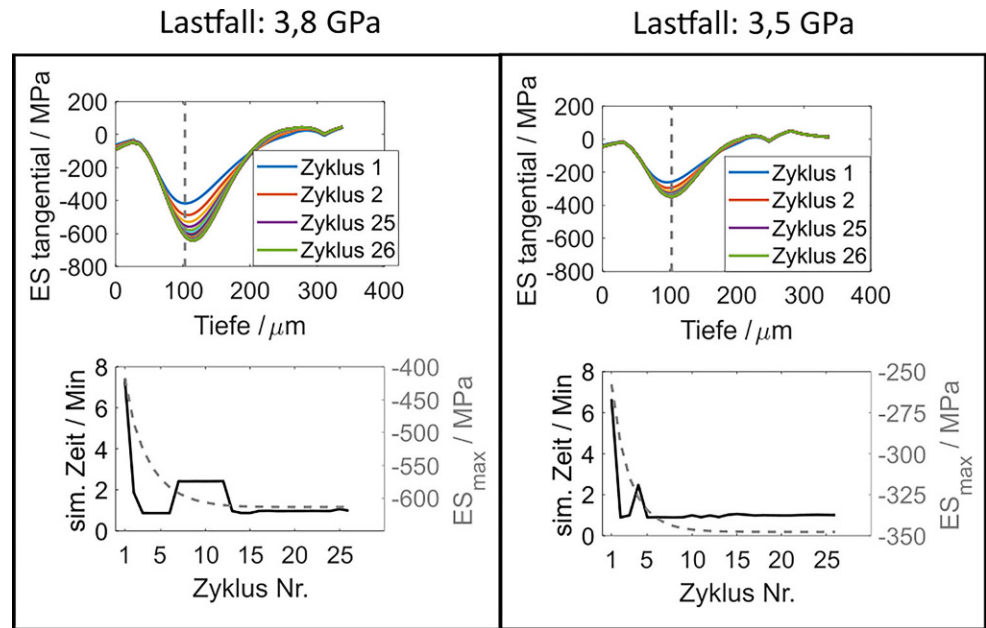
Abb. 9 Plastisch deformierte Innenring Oberflächen, (b), (c) Vergleich der Innenringkontur und Kontaktpressung im initialen Zustand und im konvergierten plastischen Endzustand (nach 26 Lastzyklen)

Der bereits beschriebene spannungsreduzierende Einfluss der Plastizität wird im Weiteren bei der Lebensdauerberechnung genutzt, um Rechenzeit zu sparen. Hier werden die Spannungskomponenten zu den jeweiligen Winkelpositionen bei dem Durchlauf der Lastzone nicht elastoplastisch, sondern rein elastisch (mit ca. 80% niedrigerer Rechenzeit) berechnet. Der Einfluss der Plastizität wird

berücksichtigt in dem, die im Betrag genommene simulierte Druckeigen Spannung am kritischen Volumenelement zu der elastisch berechneten maximalen Drucknormalspannung addiert wird.

Die Zulässigkeit dieser vereinfachten Methode wird im Folgenden überprüft. Die Komponente des Spannungstensors ($\sigma_{xx}, \dots, \sigma_{xz}$), die simulierte Eigen Spannung σ_{ES} am

Abb. 10 Konvergenzverhalten der simulierten Eigenspannungen (*oben*) und Rechenzeit und Verlauf der maximalen Eigenspannung am kritischen Volumenelement (*unten*) für die jeweiligen Zyklen bei den Lastfällen 3,8 GPa und 3,5 GPa

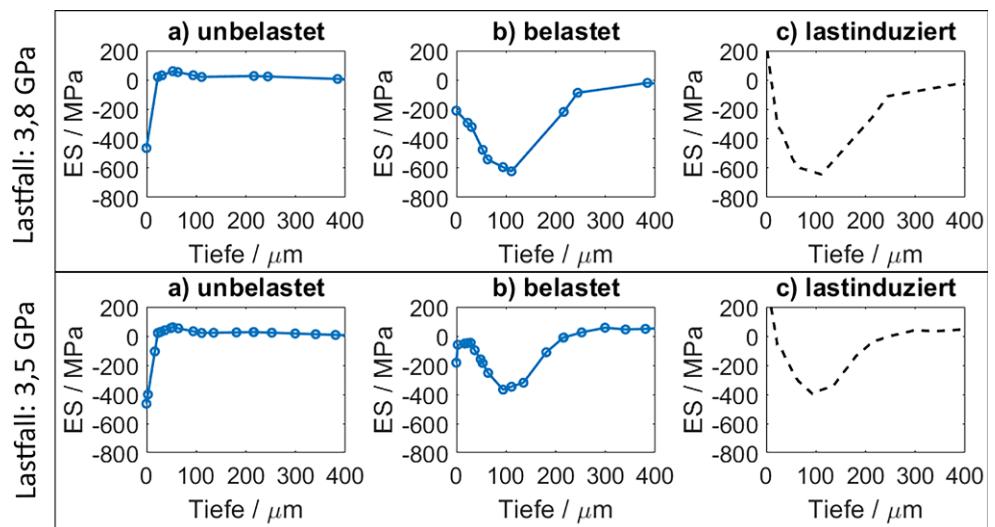


kritischen Volumenelement und die Normalspannungen σ_n an der kritischen Ebene werden in der Tab. 5 angegeben. Im Fokus stehen die zwei plastischen Lastfälle 3,8 GPa und 3,5 GPa, für die bei elastischer Kontaktberechnung senkrecht zur kritischen Ebene Drucknormalspannungen von jeweils -1859 MPa und -1696 MPa bestimmt werden. Im elasto-plastischen Berechnungsfall reduzieren sich die Drucknormalspannungen jeweils auf -1120 MPa und -1317 MPa . Es ergibt sich eine Reduzierung der Drucknormalspannungen aufgrund der Plastizität jeweils von -739 MPa und -379 MPa . Diese Werte entsprechen mit einer Abweichung von ca. 15% und 10% den simulierten Eigenspannungswerten von -644 MPa und -334 MPa für die Lastfälle 3,8 GPa und 3,5 GPa.

4.3 Lebensdauerabschätzung mittels Fatemi-Socie Ermüdungsansatz

Bei dem Fatemi-Socie Ermüdungsansatz wird die Lebensdauer lokal auf einem kritischen Volumenelement ausgewertet. Hier wurde die Schubspannungshypothese eingesetzt und das kritische Volumenelement mit der maximalen Schubspannung ausgewählt. Dieses liegt in den Tiefen: 0,1317 mm, 0,1135 mm und 0,0867 mm jeweils für die Lastfälle 3,8 GPa, 3,5 GPa und 2,5 GPa. Die simulierten Eigenspannungen σ_{ES} am kritischen Volumenelement betragen bei den zwei Lastfällen mit Plastizität 3,8 GPa und 3,5 GPa jeweils -644 MPa und -334 MPa (siehe Abb. 12). Die Spannungskomponenten an den kritischen Volumenelementen für die drei untersuchten Lastfälle werden in Abb. 13 dargestellt.

Abb. 11 Experimentelle Bestimmung des belastungsinduzierten Eigenspannungsanteils nach 3,05 Mio. Umdrehungen in (c), durch Subtraktion der gemessenen Eigenspannungen am Innenring im unbelasteten Zustand in (a) von dem belasteten (3,8 GPa und 3,5 GPa) Zustand in (b)



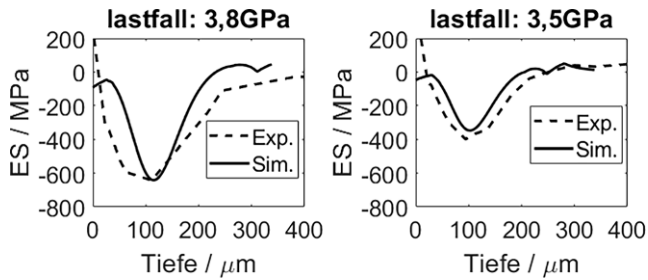


Abb. 12 Vergleich der experimentell und simulativ bestimmten lastinduzierten Eigenspannungen

Die äquivalente Scherdehnungsamplitude $\gamma_{a,eq}$ in Gl. 1 berechnet sich wie in Abschn. 3.1 beschrieben aus den zwei Hauptbeanspruchungsgrößen: Scherdehnungsamplitude und der maximalen Normalspannung. In Abb. 14 wird für drei untersuchten Lastfälle an den kritischen Volumenelementen die Scherdehnungsamplitude für alle diskretisierten Ebenen dargestellt.

Die maximale Scherdehnungsamplitude wird aus der maximalen Schubspannungsamplitude mittels Gl. 3 abgeleitet. Es ergeben sich maximale Scherdehnungsamplituden von 0,0073, 0,0067, und 0,0045 jeweils für die Lastfälle 3,8 GPa, 3,5 GPa und 2,5 GPa. Zu erkennen ist in Abb. 14, dass die maximalen Scherdehnungen bei den kritischen Ebenen mit den Winkelkombinationen $\theta=90^\circ$, 270° und $\phi=45^\circ$, 135° auftreten. Die Orientierung der kritischen Ebene kann durch die Komponenten des Normalenvektors aus Gl. 2 bestimmt werden. Zur Veranschaulichung liegen wie in Abb. 15 schematisiert die kritischen Ebenen Π_1, Π_2 bei den genannten Winkelkombinationen. Diese liegen unter einem 45° Winkel zur Umfangsrichtung. Dies steht im Einklang mit der Ermüdungstheorie zur Wälzlagerberechnung [1], welche sich auf die Wechselschubspannungshypothese stützt.

In der Abb. 16 werden bei den untersuchten Lastfällen die auf dem kritischen Volumenelement für die verschiedene

Tab. 5 Spannungskomponente am kritischen Volumenelement, resultierende Drucknormalspannungen senkrecht zur kritischen Ebene und simulierte Eigenspannungen am kritischen Volumenelement

	Lastfall: 3,8 GPa (elasto-plastisch)		Lastfall: 3,5 GPa (elasto-plastisch)		Lastfall: 2,5 GPa (elastisch)
	Elastisch	Elasto-plastisch (26. Zyklus)	Elastisch	Elasto-plastisch (26. Zyklus)	
σ_{xx}/MPa	-1275	-925	-1159	-865	-767
σ_{yy}/MPa	-679	-380	-617	-351	-389
σ_{zz}/MPa	-3037	-1306	-2773	-1217	-1852
σ_{xy}/MPa	-3,4e-12	-5,84e-05	6,334e-15	1,060e-04	9,15e-13
σ_{yz}/MPa	7,34e-09	0,4593	-3,21e-13	0,25	2,30e-10
σ_{xz}/MPa	-1,27e-07	-0,004	-6,36e-12	-4,73e-05	4,9e-10
σ_n/MPa	-1859	-1120	-1696	-1317	-1122
σ_{ES}/MPa	-	-644	-	-334	-

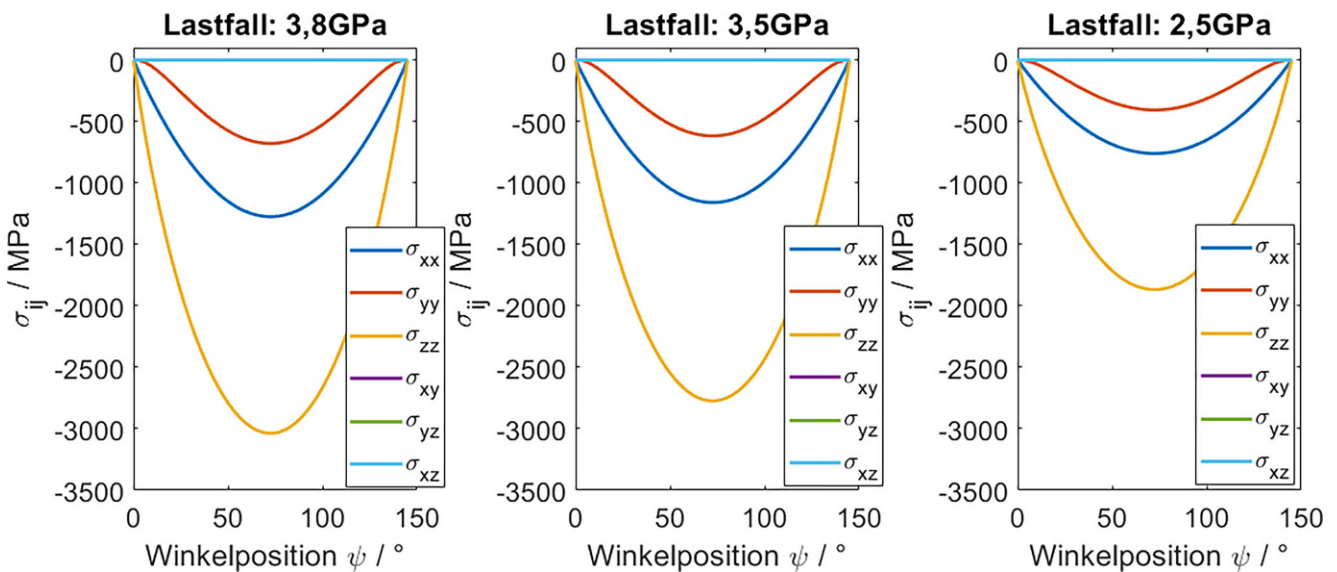


Abb. 13 Berechnete Spannungskomponenten am kritischen Volumenelement für verschiedene Winkelpositionen

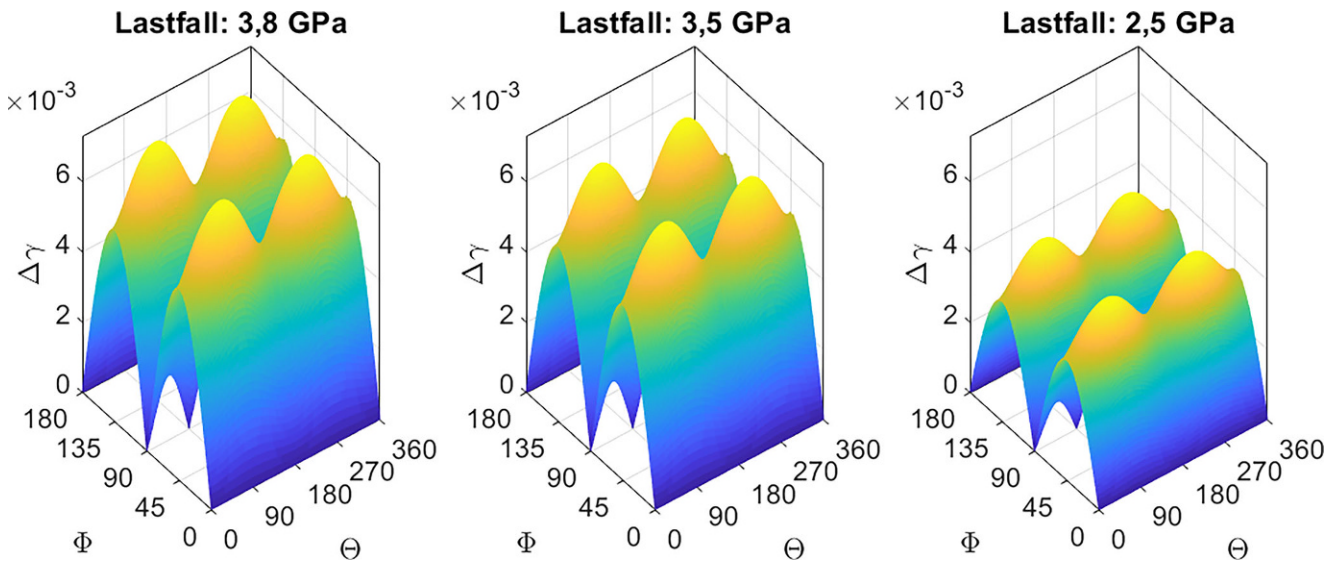


Abb. 14 Maximale Scherdehnungsamplitude auf allen diskretisierten Ebenen des kritischen Volumenelements für die drei Lastfälle 3,8 GPa, 3,5 GPa und 2,5 GPa

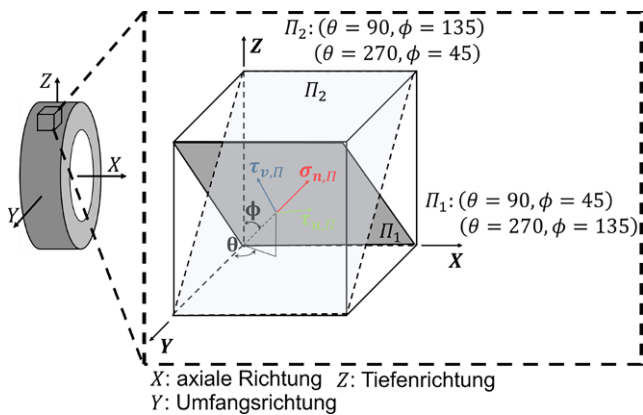


Abb. 15 Veranschaulichung der Orientierung der kritischen Ebene für die Winkelkombinationen $\theta = 90^\circ, 270^\circ$ und $\phi = 45^\circ, 135^\circ$

nen Winkelpositionen berechneten Normalspannungen σ_N (senkrecht zur kritischen Ebene) dargestellt.

Die Verläufe in Abb. 16 werden aus den Spannungskomponenten in Abb. 13 mit Hilfe der Gleichungen (2.7–2.9) aus [26], bestimmt. Diese Verläufe sind bei einer rein elastischen Kontaktsimulationen bestimmt worden. Für die Lastfälle 3,8 GPa, 3,5 GPa und 2,5 GPa betragen die maximalen Drucknormalspannungen -1859 MPa, -1696 MPa und -1119 MPa. Um der Einfluss der Plastizität bei den Lastfällen 3,8 GPa und 3,5 GPa zu berücksichtigen, werden diese Werte zu den im Betrag genommen simulierten maximalen Druckeigenspannungen von 644 MPa und 334 MPa addiert. Der Einsatz der Eigenspannungen im Betrag dient dazu den Einfluss der Plastizität auf die im elastischen Fall berechneten Drucknormalspannungen sinnvoll zu berücksichtigen.

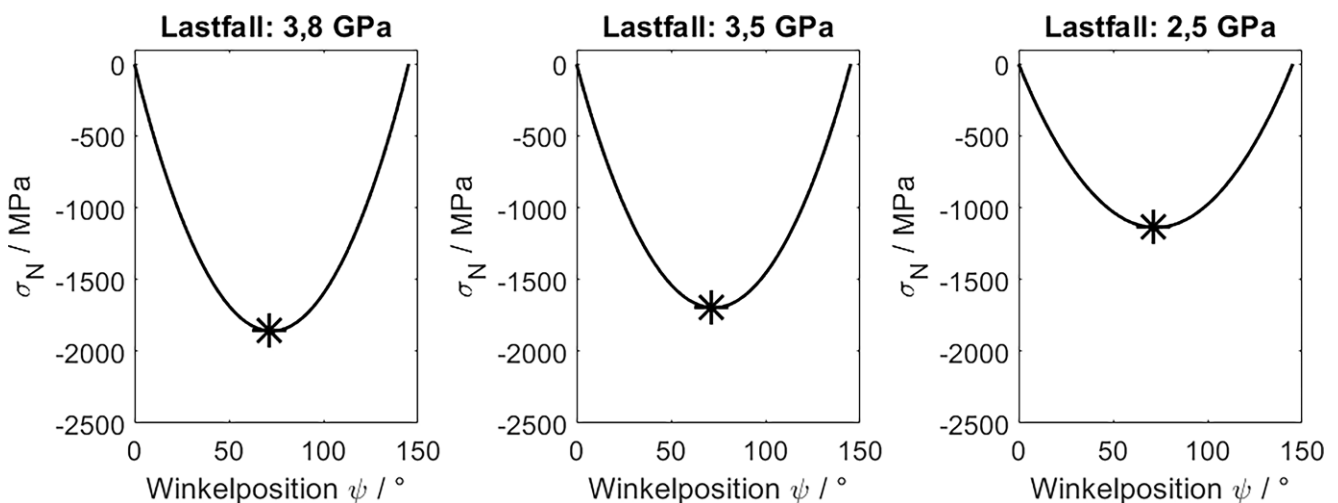


Abb. 16 Normalspannungen senkrecht zur kritischen Ebene, maximale Drucknormalspannung mit Sternchen gekennzeichnet

Tab. 6 Zusammenfassung der Simulationsergebnisse: Schadensparameter $\gamma_{a,eq}$ und kritische Lastzyklenanzahl N_f

Lastfall	Ohne Einfluss der Drucknormalspannung		Mit Einfluss der Drucknormalspannung	
	$\gamma_{a,eq}$	N_f	$\gamma_{a,eq}$	N_f
P_{max} : 3,8 GPa; $\lambda = 3,5$	0,0073	0,0306 Mio	0,0038	16,351 Mio
P_{max} : 3,5 GPa; $\lambda = 3,5$	0,0067	0,0639	0,0032	42,028 Mio
P_{max} : 2,5 GPa; $\lambda = 3,5$	0,0045	2,5973 Mio	0,0026	543,272 Mio

Die Plastizität sorgt wie im Abschn. 4.2.1 gezeigt zur Spannungsreduktion.

In der Tab. 6 sind die Ergebnisse der berechneten Schadensparameter und die Lastzyklenanzahl im Fatemi-Socie Modell für die drei untersuchten Lastfälle mit und ohne Berücksichtigung der Drucknormalspannungen zusammengefasst.

Der signifikante Einfluss der Drucknormalspannungen lässt sich anhand der simulierten Lastzyklenzahlen feststellen, vgl. Tab. 6. Die Nicht-Berücksichtigung der Drucknormalspannung liefert für die drei Lastfälle sehr kleine Lastzyklenzahlen. Es ergeben sich aus der Berücksichtigung der maximalen Drucknormalspannungen, 16,351 Mio. und 42,028 Mio. und 543,272 Mio. Lastzyklen jeweils für die Lastfälle 3,8 GPa, 3,5 GPa und 2,5 GPa. Eine Umrechnung der Lastzyklenzahlen in die Anzahl der Innenringumdrehungen liefert jeweils 2,2, 5,8 und 74,4 Mio. Umdrehungen. Diese Lebensdauerwerte beziehen sich jedoch nur auf den Kontakt des Innenrings mit dem höchst belasteten Wälzkörper. Da die Kontaktpressung am Innenring aufgrund der Krümmungsverhältnisse stets größer ist als am Außenring, würde nach dem hier vorgestellten Verfahren nach Fatemi-Socie stets dieser Kontakt als Erstes versagen. In Kon-

sequenz hieße das, dass die Lebensdauer des Wälzlagers gleich der Lebensdauer des höchst belasteten Kontaktes ist.

Es ist aber bekannt, dass die Lebensdauer von Wälzlager keine deterministische Größe ist, sondern einer großen Stochastik unterliegt. Es gibt also stets eine Wahrscheinlichkeit größer Null, dass ein anderer, als der höchstbelastete Wälzkörper zuerst ausfällt [27, 28]. Wie signifikant dieser Einfluss ist, zeigt exemplarisch Abb. 17. Ein Rillenkugellager 6411 wurde in beiden Fällen mittels der Software Lager2 einmal rein axial und einmal rein radial derartig belastet, dass die maximale Pressung im Kontakt Wälzkörper-Innenring mit ca. 2400 MPa jeweils identisch ist. Lediglich die Anzahl der maximal belasteten Kontakte unterscheidet sich mit 1 (radial) zu 8 (axial). Die berechnete modifizierte Referenz-Lebensdauer liegt im rein axial belasteten Berechnungsbeispiel mit $186 \cdot 10^6$ Umdrehungen im Vergleich zu $3397 \cdot 10^6$ Umdrehungen aufgrund der umlaufenden Lastzone und der damit verbundenen 8-mal größeren Anzahl an Überrollungen bei maximaler Belastung im gleichen Zeitraum deutlich niedriger.

Dieses stochastische Ausfallverhalten von Wälzlager liegt darin begründet, dass Wälzlagerstähle aufgrund der hohen auftretenden Belastung sehr hart und somit ver-

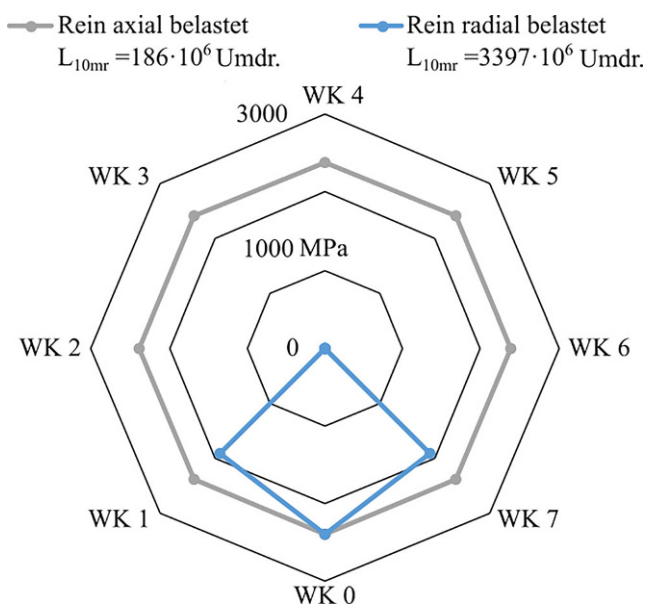


Abb. 17 Mittels der Software Lager2 berechnete modifizierte Referenzlebensdauern und zugehörige Pressungsverteilung im Kontakt Wälzkörper-Innenring eines Rillenkugellagers 6411

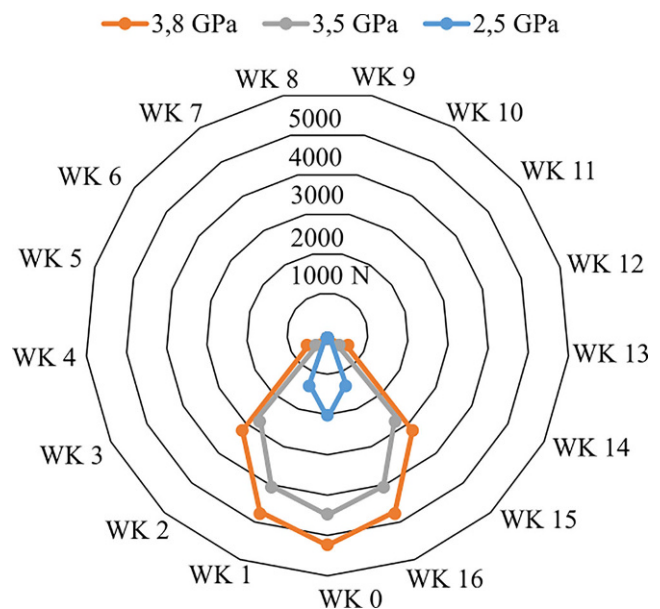


Abb. 18 Mittels LaMBDA ermittelte Kontaktkräfte als Kreisdiagramm zur Veranschaulichung der Belastungssituation in der Lastzone bei den untersuchten Lastfällen 2,5 GPa, 3,5 GPa und 3,8 GPa

Abb. 19 Zusammenfassung der Simulationsergebnisse: Wälzkörperkräfte in der Lastzone, Kontaktpressung am Innenring und Außenring bei den jeweiligen Kräften, Tiefe des kritischen Volumenelementen am Innenring z_{IR} und Außenring z_{AR} , lokale Lebensdauern am Innenring FS_{IR} und Außenring FS_{AR}

		Kontaktstellen 2,5 GPa			
		WK 2 & 15	WK 1 & 16	WK 0	
Kontaktkraft / N		122	1250	1999	
Pressung / MPa	WK-IR	583	1853	2454	
	WK-AR	510	1643	2079	
Tiefe $V_{kritisch}$	z_{IR} / mm	0,021	0,063	0,079	
	z_{AR} / mm	0,024	0,071	0,089	
FS / 10^6 Umdr.	FS_{IR}	$2,47 \cdot 10^6$	226	74	
	FS_{AR}	$8,63 \cdot 10^6$	455	118	
		Kontaktstellen 3,5 GPa			
		WK 3 & 14	WK 2 & 15	WK 1 & 16	0
Kontaktkraft F / N		322	2497	3848	4313
Pressung / MPa	WK-IR	940	2621	3258	3451
	WK-AR	833	2324	2891	3061
Tiefe $V_{kritisch}$	z_{IR} / mm	0,0317	0,0897	0,1082	0,1135
	z_{AR} / mm	0,0369	0,1003	0,1214	0,1267
FS / 10^6 Umdr.	FS_{IR}	$3,7 \cdot 10^4$	49,3	12,7	7
	FS_{AR}	$9,5 \cdot 10^4$	72,6	31,5	26
		Kontaktstellen 3,8 GPa			
		WK 3 & 14	WK 2 & 15	WK 1 & 16	4
Kontaktkraft F / N		567	3132	4637	5162
Pressung / MPa	WK-IR	1246	2937	3579	3779
	WK-AR	1104	2606	3175	3353
Tiefe $V_{kritisch}$	z_{IR} / mm	0,0422	0,0979	0,1188	0,1240
	z_{AR} / mm	0,0501	0,1108	0,1320	0,1372
FS / 10^6 Umdr.	FS_{IR}	$3,7 \cdot 10^3$	27,4	3,8	1,6
	FS_{AR}	$8,4 \cdot 10^3$	43,8	19,2	12,9

gleichsweise spröde sind. Je nach Kornorientierung und Einschlussverteilung im Bereich der maximal auftretenden Wechselschubspannung kommt es zu einer früheren oder späteren Rissbildung unter der Oberfläche. Dieser Effekt wird in der genormten Lebensdauerberechnung berücksichtigt, indem die Überlebenswahrscheinlichkeiten aller belasteten Kontakte berechnet und diese anschließend zu einer Systemlebensdauer zusammengefasst werden [1].

Um der bekannten Ausfallcharakteristik Rechnung zu tragen, werden daher im Folgenden die Lebensdauern sämtlicher belasteten Kontakte sowohl am Innenring als auch am Außenring mittels des vorgestellten Ansatzes nach Fatemi-Socie berechnet. Das in der Abb. 18 dargestellte Kreisdiagramm mit den Kontaktkräften aus LaMBDA fasst die Belastungssituation in der Lastzone für die drei untersuchten Lastfälle zusammen.

Fünf Wälzkörper befinden sich bei 2,5 GPa und sieben Wälzkörper bei 3,5 GPa und 3,8 GPa in der Lastzone. In der Abb. 19 werden neben den ermittelten Kontaktkräften die zugehörigen resultierenden Pressungen sowie Tiefen des kritischen Volumenelements zur Bestimmung der Lebensdauer für Innen- und Außenring angegeben. Durch die vorliegende Symmetrie gleich belastete Wälzkörper sind in der Abb. 19 einmal aufgeführt. An dem jeweiligen kriti-

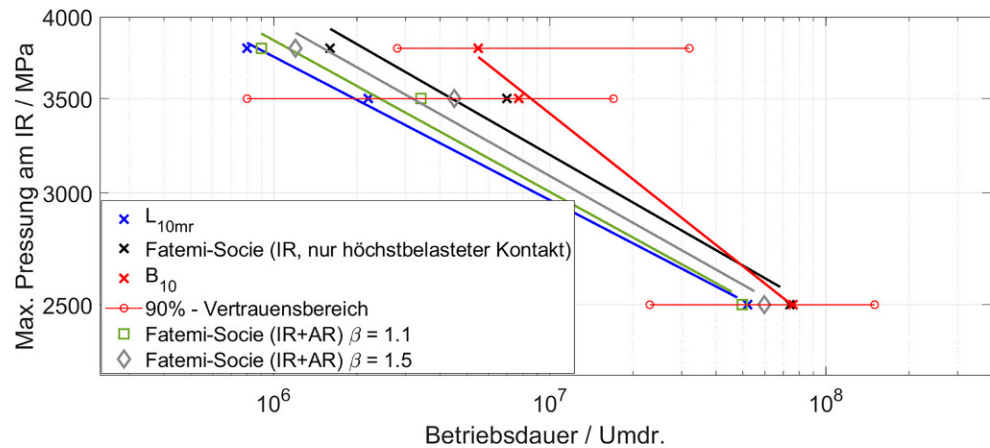
schen Volumenelement werden mittels der Fatemi-Socie (FS) Gleichung die Lebensdauern in Innenringumdrehungen FS_{IR} bzw. FS_{AR} an jeder Kontaktstelle bestimmt. Die Lebensdauer des Lagers ist dann die Systemlebensdauer aller belasteten Kontakte. Die Systemlebensdauer des Lagers FS_{Ges} kann mithilfe folgender Gleichung ermittelt werden:

$$FS_{Ges} = \frac{1}{\left(\sum_{i=1}^{i_{Ges}} \frac{1}{FS_i^\beta}\right)^{\frac{1}{\beta}}} \tag{5}$$

Darin gibt β den Weibull-Exponenten an [27, 29]. Dieser kann für Rollenlager mit $9/8 \sim 1,1$ angenommen werden und bei Ausfallwahrscheinlichkeiten kleiner 10% 1,5 betragen [30]. Physikalisch ist dieses Vorgehen darin begründet, dass die Lebensdauern nach Fatemi-Socie auf der Annahme eines homogenen Materials beruhen. Durch die nachträgliche Berechnung der Systemlebensdauer mit den bekannten Weibull-Exponenten kann dann der Einfluss der Inhomogenitäten auf das Ausfallverhalten berücksichtigt werden.

In der Abb. 20 wird die Anzahl der simulierten Umdrehungen mit experimentellen Werten (5,5, 7,7 und 76,1 Mio. Umdrehungen jeweils für die Lastfälle 3,8 GPa, 3,5 GPa und 2,5 GPa) verglichen. Diese stammen aus statistisch abgesi-

Abb. 20 Vergleich von simulierten, experimentellen und nach DIN 26281 berechneten Lebensdauerwerten



cherten am Institut für Maschinenkonstruktion und Tribologie der Leibniz Universität Hannover im Rahmen des AiF geförderten FVA Projekts 866 I (Kurzfristige Überlasten) durchgeführten Ermüdungslebensdaueruntersuchungen [25] und betrachten ausschließlich Innenringausfälle. Für die nach Fatemi-Socie berechneten Lebensdauern ist neben der Lebensdauer des ausschließlich höchst belasteten Kontakts auch eine Variation des Weibull-Exponenten durchgeführt worden. Für die Fälle $\beta = 1,1$ und $\beta = 1,5$ werden sämtliche Kontaktstellen am Innen- und Außenring berücksichtigt. Außerdem sind die mit Lager2 berechneten Ergebnisse für die modifizierte Referenz-Lebensdauer L_{10mr} nach [1] angegeben.

Die Gegenüberstellung der Ergebnisse zeigt, dass für 2,5 und 3,5 GPa die Normberechnung als auch die Ergebnisse auf Basis von Fatemi-Socie innerhalb des 90%-Vertrauensbereichs der Versuchsergebnisse liegen. Mit einem Weibull-Exponenten von 1,1 ergeben sich die höchsten Übereinstimmungen zwischen Simulation und Norm, während die Lebensdauer des maximal belasteten Kontakts die Experimente am besten abschätzt. Wie schon in [25] beschrieben, kann gefolgert werden, dass die Normberechnung für 3,8 GPa konservativer ausgelegt ist als es die Experimente zeigen. Ähnlich verhalten sich auch die Resultate nach Fatemi-Socie, welche unterhalb der unteren Grenze des Vertrauensbereichs liegen.

5 Zusammenfassung und Ausblick

Ein Multiskalenansatz basierend auf zwei Kontaktsimulationsmodellen (Einzellager (MKS) und Einzelkontakt (Halbraum-Modell)) wurde zur lokalen Lebensdauerabschätzung von Zylinderrollenlagern des Typs NU1006 entwickelt. Der lokale Ermüdungsansatz nach Fatemi-Socie wurde dabei zur Bestimmung der kritischen Lastzyklenzahl verwendet. Dafür wurden im Halbraum-Modell auf der Mikroskala die plastischen Spannungen auf einem definierten kritischen

Volumenelement bestimmt. Der Einfluss der Plastizität auf die Kontaktpressung und der spannungsmindernde Effekt konnten simulativ gezeigt werden. Ein Vergleich der simulierten Eigenspannung mit den experimentellen Werten zeigte, dass mit dem Halbraum-Kontaktmodell Eigenspannungen nach dem Verlauf und den maximalen Werten gut abgeschätzt werden können.

Die mit diesem Ansatz berechneten Lebensdauern des höchstbelasteten Wälzkontaktes liegen im Fall von 2,5 GPa und 3,5 GPa im Vertrauensbereich der Messungen, im Fall vom 3,8 GPa leicht darunter. Ermittelt man aus der nach Fatemi-Socie ermittelten Kontaktlebensdauer die Systemlebensdauer des Wälzlagers, so ist diese fast deckungsgleich mit den nach Norm berechneten nominellen Referenzlebensdauern.

Folgende Schlussfolgerungen und Empfehlungen resultieren aus diesem Ergebnis:

- Da die Systemlebensdauer aus den Fatemi-Socie Ergebnissen mit gleichem Weibull-Exponenten $\beta = 1,1$ der auch in der DIN ISO 281 verwendet wird, nahezu identisch mit der nominellen Referenzlebensdauer des Lagers ist, müssen auch die Lebensdauern der einzelnen Wälzkontakte in beiden Modellen nahezu identisch sein.
- Mit den richtigen Materialparametern für das Fatemi-Socie Modell kann man mit dem vorgestellten Ansatz die Lebensdauer der Wälzlager mit vergleichbarer Güte wie die Norm vorhersagen. Das bietet in Zukunft die Möglichkeit bei neuen Werkstoffentwicklungen für Wälzlager deutlich früher im Entwicklungsprozess und zu reduzierten Kosten Aussagen über die Lebensdauer der Lager mit diesen neuen Werkstoffen treffen zu können. Voraussetzung hierfür ist die Ermittlung der Materialparameter für das Fatemi-Socie Modell an Werkstoffproben. Es ist zu erwarten, dass diese Ermittlung deutlich weniger aufwändig und viel günstiger ist, als statistisch abgesicherte Wälzlagerlebensdaueruntersuchungen durchzuführen.

- Eine genauere Bestimmung der tiefenabhängigen plastischen Materialparameter kann die Genauigkeit des vorgestellten Ansatzes weiter zu steigern. Der Vergleich zwischen experimentellen und simulierten Eigenspannungen in Abb. 12 zeigte trotz ähnlichem Verlauf eine simulativ schmalere Eigenspannungszone. Größere Abweichungen können insbesondere im oberflächennahen Bereich festgestellt werden. Arbeiten wie [31] konnten die Tiefenabhängigkeit (im English: Indentation size effect) der Härte und somit auch der plastischen Materialparameter zeigen. Eine realistische Identifikation der tiefenabhängigen plastischen Materialparameter kann mittels Nanoindentation erfolgen [32].

6 Nomenklatur

Die Nomenklatur ist in Tab. 7 dargestellt.

Tab. 7 Nomenklatur

<i>Allgemeine Abkürzungen</i>	
FE; MKS	Finite Element; Mehrkörpersimulation
FKM	Festigkeitsnachweis von Maschinenbauteilen
IR; AR Wk_i	Innenring; Außenring; Wälzkörper
Ψ ψ_E , ψ_A	Winkelposition in der Lastzone; beim Einlauf, und Auslauf aus der Lastzone
V_{IR} ; $V_{kritisch}$	Diskreditierter Innenring-Volumenbereich (Bezeichnungsvolumen); kritisches Volumenelement im diskretisierten Innenring Volumenbereich
σ_v ; σ_{y0}	Äquivalente Vergleichsspannung; Startfließspannung
<i>Materialparameter (elasto-plastisch)</i>	
E ; ν	Elastizitätsmodul, Poissonzahl
B ; C ; n	Swift-Verfestigungsmodell Parameter
<i>Materialparameter (Fatemi-Socie Modell)</i>	
$\gamma_{a,eq}$	Äquivalente Scherdehnungsamplitude
γ_{max}	Maximale Scherdehnungsamplitude in der kritischen Ebene
k_e	Dimensionslose Materialkonstante (Normalspannungsempfindlichkeitskoeffizient)
$\sigma_{n,max}$	Max. Normalspannung senkrecht zur kritischen Ebene
σ_{y0}	Fließgrenze
τ'_f	Zyklischer Schwingfestigkeitskoeffizient bei reiner Torsionsbeanspruchung
G	Schubmodul
N_f	Kritische Lastzyklenanzahl
b_y	Schwingfestigkeitsexponent bei reiner Torsionsbeanspruchung
γ'_f	Zyklischer Duktilitätskoeffizient bei reiner Torsionsbeanspruchung
c_y	Duktilitätsexponent bei reiner Torsionsbeanspruchung

Danksagung Die Autoren danken der Deutschen Forschungsgemeinschaft (DFG) für die Förderung des Projekts 172116086 – SFB 926 – Teilprojekt T05 sowie der Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen (AiF) e.V. und der Forschungsvereinigung Antriebstechnik (FVA) e.V. für die Förderung des Projektes FVA 866 I, IGF-Projekt Nr. 20733N.

Förderung DFG (Projekt-ID 172116086), AiF (Vorhaben 20733N)

Funding Open Access funding enabled and organized by Projekt DEAL.

Interessenkonflikt F. Foko Foko, L. Rüth, O. Koch und B. Sauer geben an, dass kein Interessenkonflikt besteht.

Open Access Dieser Artikel wird unter der Creative Commons Namensnennung 4.0 International Lizenz veröffentlicht, welche die Nutzung, Vervielfältigung, Bearbeitung, Verbreitung und Wiedergabe in jeglichem Medium und Format erlaubt, sofern Sie den/die ursprünglichen Autor(en) und die Quelle ordnungsgemäß nennen, einen Link zur Creative Commons Lizenz beifügen und angeben, ob Änderungen vorgenommen wurden.

Die in diesem Artikel enthaltenen Bilder und sonstiges Drittmaterial unterliegen ebenfalls der genannten Creative Commons Lizenz, sofern sich aus der Abbildungslegende nichts anderes ergibt. Sofern das betreffende Material nicht unter der genannten Creative Commons Lizenz steht und die betreffende Handlung nicht nach gesetzlichen Vorschriften erlaubt ist, ist für die oben aufgeführten Weiterverwendungen des Materials die Einwilligung des jeweiligen Rechteinhabers einzuholen.

Weitere Details zur Lizenz entnehmen Sie bitte der Lizenzinformation auf <http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/deed.de>.

Literatur

1. DIN 26281 (2010) Wälzlager – Dynamische Tragzahlen und nominelle Lebensdauer – Berechnung der modifizierten nominellen Referenz-Lebensdauer für Wälzlager, Beuth Verlag, Berlin
2. Brown MW, Miller KJ (1973) A theory for fatigue failure under multiaxial stress-strain conditions. Proc Inst Mech Eng 187:745–755. https://doi.org/10.1243/PIME_PROC_1973_187_161_02
3. Sauvage P, Jacobs G, Sous C et al (2019) On an extension of the Fatemi and Socie equation for rolling contact in rolling bearings. In: Wahab AM (Hrsg) Proceedings of the 7th International Conference on Fracture Fatigue and Wear. Springer Singapore, Singapore, S 438–457
4. Wächter M, Esderts A (2018) On the estimation of cyclic material properties: Part 1: quality of known estimation methods : dedicated to Professor Dr.-Ing. Harald Zenner on the occasion of his eightieth birthday = Zur Abschätzung zyklischer Werkstoffkennwerte : Teil 1: Güte bekannter Abschätzmethoden. Mater Test. <https://doi.org/10.3139/120.111236>
5. Wächter M, Esderts A (2018) On the estimation of cyclic material properties: Part 2: introduction of a new estimation method : dedicated to Professor Dr.-Ing. Harald Zenner on the occasion of his eightieth birthday = Zur Abschätzung zyklischer Werkstoffkennwerte : Teil 2: Einführung einer neuen Abschätzmethode. Mater Test. <https://doi.org/10.3139/120.111237>
6. Yang ZG, Zhang JM, Li SX, Li GY, Wang QY, Hui WJ, Weng YQ (2006) On the critical inclusion size of high strength steels under ultra-high cycle fatigue. Mater Sci Eng A 427:167–174. <https://doi.org/10.1016/j.msea.2006.04.068>
7. Polonsky IA, Keer LM (1999) A numerical method for solving rough contact problems based on the multi-level multi-summation and conjugate gradient techniques. Wear 206–219. [https://doi.org/10.1016/S0043-1648\(99\)00113-1](https://doi.org/10.1016/S0043-1648(99)00113-1)

8. Polonsky IA, Keer LM (2000) Fast methods for solving rough contact problems: a comparative study. *J Tribol* 122:36–41. <https://doi.org/10.1115/1.555326>
9. Jacq C (2001) Limite d'endurance et durée de vie en fatigue de roulement du 32CrMoV13 nitruré en présence d'indentations. Dissertation, l'Institut National des Sciences Appliquées de Lyon
10. Jacq C, Nelias D, Lormand G et al (2002) Development of a three-dimensional semi-analytical elastic-plastic contact code. *J Tribol* 124:653–667. <https://doi.org/10.1115/1.1467920>
11. Juetner M, Bartz M, Tremmel S et al (2022) On the transient effects at the beginning of 3D elastic-plastic rolling contacts for a circular point contact considering isotropic hardening. *Lubricants* 10:47. <https://doi.org/10.3390/lubricants10030047>
12. Aul V (2014) Kontaktmodelle zur dynamischen Simulation vollrolliger Zylinderrollenlager. Dissertation, TU Kaiserslautern
13. Dahiwal R (2017) Entwicklung eines Berechnungsmoduls zur Dynamiksimulation und Betriebsanalyse von Zylinderrollenlagern unter Berücksichtigung der Umgebungskonstruktion in Simpack: Abschlussbericht zum FVA-Vorhaben 625 II
14. Kiekbusch T, Magyar B, Sauer B (2017) Multi-Ebenen-Simulation zur Berechnung der lokalen Lebensdauer in hochbelasteten Wälzkontakten. 12 VDI-Fachtagung Gleit- und Wälzlager – VDI Berichte:103–112
15. Fatemi A, Socie D (1988) A critical plane approach to multiaxial fatigue damage including out-of-phase loading. *Fatigue Fract Engng Mater* 11:149–165
16. Yu Z-Y, Zhu S-P, Liu Q et al (2017) Multiaxial fatigue damage parameter and life prediction without any additional material constants. *materials* 10:923. <https://doi.org/10.3390/ma10080923>
17. Boller C, Seeger T (1987) Materials data for cyclic loading. *Materials science monographs*, Bd. 42. Elsevier, Amsterdam
18. Zhu S-P, Liu Q, Peng W et al (2018) Computational-experimental approaches for fatigue reliability assessment of turbine bladed disks. *Int J Mech Sci* 142–143:502–517
19. Socie D (2000) *Multiaxial Fatigue*, 1. Aufl. SAE International, Warrendale
20. Neubauer T (2016) Betriebs- und Lebensdauerverhalten hartgedrehter und festgewalzter Zylinderrollenlager. Dissertation, Gottfried Wilhelm-Leibniz-Universität
21. Boucly V, Ne'lias D, Liu S et al (2005) Contact analyses for bodies with frictional heating and plastic behavior. *J Tribol* 127:355–364. <https://doi.org/10.1115/1.1843851>
22. Swift HW (1952) Plastic instability under plane stress. *J Mech Phys Solids* 1:1–18. [https://doi.org/10.1016/0022-5096\(52\)90002-1](https://doi.org/10.1016/0022-5096(52)90002-1)
23. Lamagnere P, Fougeres R, Lormand G et al (1998) A physically based model for endurance limit of bearing steels. *J Tribol* 120:421–426. <https://doi.org/10.1115/1.2834565>
24. Chaise T (2012) Mechanical simulation using a semi analytical method : from elasto-plastic rolling contact to multiple impacts. Dissertation, l'Institut National des Sciences Appliquées de Lyon
25. Dechant S, Rüth L, Dimov G et al. (2022) Kurzfristige Überlasten. AiF 20733N Forschungsvorhaben Nr. 866 I. Abschlussbericht, FVA Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V.
26. Fesich TM (2012) Festigkeitsnachweis und Lebensdauerberechnung bei komplex mehrachsiger Schwingbeanspruchung. Ph. D. Thesis., Universität Stuttgart
27. DIN EN 61649 (2008) Weibull Analyse, Beuth Verlag. Berlin
28. Bertsche B, Dazer M (2022) *Zuverlässigkeit im Fahrzeug- und Maschinenbau*. Springer, Berlin, Heidelberg
29. DIN 55303-7 (1996) Statistische Auswertung von Daten – Teil 7: Schätz- und Testverfahren bei zweiparametrischer Weibullverteilung, Beuth Verlag. Berlin
30. DIN ISO/TR 1281-1 (2022) Wälzlager – Erläuternde Anmerkungen zur ISO 281 – Teil 1: Dynamische Tragzahlen und nominelle Lebensdauer (ISO/TR 1281-1:2021), Beuth Verlag. Berlin
31. Gerberich WW, Tymiak NI, Grunlan JC et al (2002) Interpretations of indentation size effects. *J Appl Mech* 69:433–442. <https://doi.org/10.1115/1.1469004>
32. Pöhl JF (2014) Randschichtbeanspruchung metallischer Werkstoffe durch Indentation und Kavitation. Dissertation, Ruhr-Universität Bochum