

14. VDI-Fachtagung

Gleit- und Wälzlagerungen 2021

Gestaltung – Berechnung – Einsatz

03. und 04. Mai 2021, Online-Tagung

Bildquelle: © Bildarchiv Institut für Produktionstechnik und Umformmaschinen (PtU)

VDI-BERICHTE

Herausgeber:

VDI Wissensforum GmbH

Bibliographische Information der Deutschen Nationalbibliothek

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

Bibliographic information published by the Deutsche Nationalbibliothek (German National Library)

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

© VDI Verlag GmbH · Düsseldorf 2021

Alle Rechte vorbehalten, auch das des Nachdruckes, der Wiedergabe (Photokopie, Mikrokopie), der Speicherung in Datenverarbeitungsanlagen und der Übersetzung, auszugsweise oder vollständig.

Der VDI-Bericht, der die Vorträge der Tagung enthält, erscheint als nichtredigierter Manuskriptdruck.

Die einzelnen Beiträge geben die auf persönlichen Erkenntnissen beruhenden Ansichten und Erfahrungen der jeweiligen Vortragenden bzw. Autoren wieder. Printed in Germany.

ISSN 0083-5560

ISBN 978-3-18-092378-9

► Wälzlager: Auslegung für Windenergieanlagen	
Steigerung der Betriebssicherheit von Windenergieanlagen durch kooperative Berechnungsansätze bei der Wälzlagerauslegung	1
S. Schemmert MBA, Eickhoff Antriebstechnik GmbH, Bochum; M. Kohlhepp, Schaeffler Technologies AG & Co. KG, Schweinfurt; M. Dally, Nordex Energy SE & Co. KG, Rostock	
Profilauslegung und Vorspannung des Momentenlagers einer Windenergieanlage – Besondere Randbedingungen bei der Dimensionierung von Großwälzlager	13
G. Breslau, B. Schlecht, Lehrstuhl Maschinenelemente, Technische Universität Dresden	
► Wälzlager: Dämpfung und Geräusch	
An Approach to Study the Damping Properties in Solid-Lubricated Rolling Bearing Contacts – Fundamental Experimental Investigation through Drop-Tests	23
R. Dahiwal, B. Sauer, Lehrstuhl für Maschinenelemente und Getriebetechnik (MEGT), Technische Universität Kaiserslautern	
Hysterese in der Steifigkeit von Linearführungen im Kontext sensorgestützter Lastbestimmung	29
D. Krampert, S. Unsleber, Bosch Rexroth AG, Schweinfurt; L. Reindl, IMTEK, Albert-Ludwigs-Universität, Freiburg	
Wälzlagergeräuschberechnung im quasistatischen Regime	41
H. Grillenberger, Schaeffler Technologies AG & Co. KG, Herzogenaurach	
► Wälzlager: Stromdurchgang	
Simulation des Betriebsverhaltens von Wälzlager unter elektrischer Beanspruchung	51
V. Aul, ZF Wind Power Antwerpen NV, Lommel, Belgien; T. Riemer, T. Meinerz, M. Schwarz, ZF Friedrichshafen AG, Friedrichshafen	
Initiierungs- und Abklingeffekte von elektrischen Schädigungsmechanismen im Wälzlager	65
A. Harder, L. Piske, M. Neu, E. Kirchner, Institut für Produktentwicklung und Maschinenelemente (pmd), Technische Universität Darmstadt	

Effiziente Berechnung des elektrischen Feldes im Wälzkontakt – Beitrag zur Ermittlung der elektrischen Impedanz	75
S. Puchtler, T. Schirra, E. Kirchner (VDI), Institut für Produktentwicklung und Maschinenelemente (pmd), Technische Universität Darmstadt	
Y. Späck-Leigsnering, H. De Gerssem, Institut für Teilchenbeschleunigung und Elektromagnetische Felder (TEMF), Technische Universität Darmstadt	

Prüfstand für elektrisch isolierende Eigenschaften maßhaltig Al2O3/TiO2-beschichteter Wälzlager	87
J. Vorgerd, P. Tenberge, Lehrstuhl für Industrie- und Fahrzeugantriebstechnik (IFA), Ruhr-Universität Bochum;	
H. Kummer, S. Hartmann, F. Trenkle, obz innovation GmbH, Bad Krozingen	

► **Gleitlager: Validierung und Simulation**

Planetengleitlager Prüfstand – Aufbau, Messung und Simulation relevanter Betriebsparameter.	99
C. Lohmann, P. Wiersch, T. Bertels, Flender GmbH, Voerde/Bocholt	
Simulationsgestützter Ansatz zur verformungsgerechten Gestaltung von hydrodynamischen Radialgleitlagern – Kompensation von Wellenschiefstellungen mithilfe Axialer Laufflächenprofilierungen.	111
M. Stottrop, A. Engels, B. Bender, Lehrstuhl für Produktentwicklung, Ruhr-Universität Bochum	
3D-Simulation voll- und teilstrukturierter Radialgleitlager mittels CFD	123
P. Wieckhorst, D. Bartel, Lehrstuhl für Maschinenelemente und Tribologie, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg	

► **Gleitlager: Werkstoffe und Beschichtungen**

Standzeitverlängerung einer Plungerpumpe durch simulationsgestützte Gleitlagerauslegung mit REACH-konformen Werkstoffen	133
F. Hartmann, Hammelmann GmbH, Oelde;	
V. Hoffmann, Tribo Technologies GmbH, Magdeburg;	
C. Stelzer, CADFEM GmbH, Grafting b. München	
Untersuchung thermisch gespritzter Gleitbeläge für große Freiformflächen	149
K. Bobzin, W. Wietheger, E. Burbaum, M. Schulz, Institut für Oberflächentechnik (IOT), RWTH Aachen University	

► Wälzlager: Lebensdauer und Zuverlässigkeit

Ermittlung der Einflussfaktoren für Schlupf, Hydrogen und Stromdurchgang in der Berechnung zur Abschätzung des Risikos auf frühzeitige Lagerschäden durch White Etching Cracks WEC	161
D.-O. Leimann, Moers	
Bruchmechanische Bewertung von Einschlüssen in Wälzlagerkomponenten.	177
J. Binderszewsky, W. Kruhoffer, Schaeffler Technologies AG & Co. KG, Herzogenaurach; T. Blass, Schaeffler Technologies AG & Co. KG, Schweinfurt	
Turnkey-Modelle: Komplexe Simulation – ganz einfach	187
J. Schirmer, SKF GmbH, Schweinfurt	

► Wälzlager: Ermüdung, Lebensdauer

Eine Näherungsmethode zur schnellen Simulation von mehrfach überrollten elasto-plastischen Kontakten in Wälzlagern.	197
M. Jüttner, S. Wartzack, M. Bartz, Lehrstuhl für Konstruktionstechnik, Friedrich-Alexander-Universität, Erlangen-Nürnberg; S. Tremmel, Lehrstuhl für Konstruktionslehre und CAD, Universität Bayreuth; M. Correns, Schaeffler Technologies AG & Co. KG, Herzogenaurach	
Oberflächeninduzierte Wälzermüdung am Beispiel von Hiebmarken – Experiment und Simulation	207
J. H. Kehl, G. Poll, Institut für Maschinenkonstruktion und Tribologie, Leibniz Universität Hannover	

► Wälzlager: Reibung, Verschleiß

Visualisierung der Schmierstoffverteilung in fettgeschmierten Wälzlagern durch Versuche und 3D-CFD-Simulationen	219
---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------	-----

R. Lühe, D. Bartel, Lehrstuhl für Maschinenelemente und Tribologie,
Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg

Verschleißmodellierung mischreibungsbehafteter Maschinenelemente am Beispiel eines Axial-Zylinderrollenlagers	229
-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------	-----

A. Winkler, M. Bartz, S. Wartzack, Lehrstuhl für Konstruktionstechnik (KTmfk),
Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg

Neue Lösungen für noch weniger Reibung – Die neue Generation reibungsoptimierter Schaeffler-Kegelrollenlager	239
---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------	-----

T. Stahl, R. Rumpel, P. Wirth, Schaeffler Technologies AG & Co.KG, Schweinfurt

► Wälzlager: Electrical Impedance

Development of the Electrical Impedance Method for Oil Film Measurement in EHD Contact Area	249
-------------------------------------------------------------------------------------------------------	-----

M. Maeda, T. Maruyama, NSK Ltd., Fujisawa, Japan;
K. Nakano, Yokohama National University, Yokohama, Japan

► Wälzlager: Ermüdung, Lebensdauer

Rolling Contact Fatigue Life Evaluation utilizing Mode II Stress Intensity factor	259
---------------------------------------------------------------------------------------------	-----

S. Hashimoto, H. Komata, K.Ueda, NSK Ltd., Fujisawa, Japan

► Posterbeiträge

Smartes Großwälzlager mit Verschleißmonitoring durch integrierte Sensorik für Großmaschinen wie Miningbagger oder Offshore-Krane	271
J. Weimer, Liebherr Components Biberach GmbH, Biberach a. d. Riß	
Der Blick ins Lager!	
How to take a look inside of roller bearings during operations.	277
L. Meisenbach, BestSens AG, Niederfüllbach; J. Chmelar, Brno, Tschechien	
Effiziente Modellierung von Wälzlager in der Getriebeentwicklung	285
M. Keller, WITTENSTEIN SE, Igersheim; M. Feuchter, CADFEM GmbH, Leinfelden-Echterdingen	
Zustandsüberwachung von Profilschienenführungen mittels magnetoresistiven Sensoren . .	291
R. Slatter, J. Traute, Sensitec GmbH, Wetzlar; R. Lindemann, SNR Wälzlager GmbH, Bielefeld	
Rillenkugellager mit innovativem Käfig im Trichtertaschen-Design – Das Ermöglichen von Höchstleistungen – trotz härtester Einsatzbedingungen	297
H. Niedermeier, R. Büchner, T. Kreis, Gebr. Reinfurt GmbH & Co.KG, Rimpar	
Backward Whirl-förmige Käfiginstabilität in Wälzlager	303
F. Unterderweide, M. Weigold, E. Abele, Institut für Produktionsmanagement, Technologie und Werkzeugmaschinen (PTW), Technische Universität Darmstadt	

**VDI NACHRICHTEN RECRUITING TAG –
DEUTSCHLANDS FÜHRENDE
KARRIEREMESSE FÜR INGENIEURE.**

Ideal für Ihre erfolgreiche Jobsuche:

- Renommierete Unternehmen
- Direkter Kontakt mit Entscheidern
- Karriereberatung und -vorträge
- Job Board

Wir machen Ingenieurkarrieren.
Vor Ort. Und Online.

VDI nachrichten Recruiting Tag und VDI nachrichten Recruiting Tag Online. Deutschlands führende Karrieremessen für Ingenieure und IT-Ingenieure.

Für alle Studierenden der Ingenieurwissenschaften, Absolventen und Young Professionals ein absolutes Muss. Knüpfen Sie Kontakte zu renommierten Unternehmen und sprechen Sie direkt mit Entscheidern aus den Fachabteilungen. Viele Serviceangebote wie Karriereberatung und -vorträge unterstützen Sie bei Ihrem erfolgreichen Einstieg ins Berufsleben.



Jetzt informieren und kostenfrei teilnehmen: www.ingenieur.de/recruitingtag

Mehr Informationen?

Silvia Becker, Telefon: +49 211 6188-170

Franziska Opitz, Telefon: +49 211 6188-377

recruiting@vdi-nachrichten.com

VDI nachrichten
recruiting tag

Steigerung der Betriebssicherheit von Windenergieanlagen durch kooperative Berechnungsansätze bei der Wälzlagerauslegung

Dipl.-Ing. (FH) **S. Schemmert** MBA,
Eickhoff Antriebstechnik GmbH, Bochum;
Dipl.-Ing. (FH) **M. Kohlhepp**,
Schaeffler Technologies AG & Co. KG, Schweinfurt;
Dr. Ing. **M. Dally**,
Nordex Energy SE & Co. KG, Rostock

Kurzfassung

Um ihre Produktionskosten weiter zu senken, stellen sich Turbinenhersteller der Herausforderung einer fortlaufenden Erhöhung der Leistungsdichte innerhalb des Antriebsstranges. Mit dem Ziel einer stetigen Steigerung der Ressourceneffizienz während der Triebstrangentwicklung trägt nach wie vor der „klassische“ Berechnungsansatz der Finite-Element-Methode einen substanziellen Beitrag zur Lösungsfindung.

Gilt es jedoch, die mit der Gewichtsreduktion einhergehenden elastischen Umgebungsstrukturen und die daraus resultierenden Wechselwirkungen bei der Entwicklung von Windgetrieben zu berücksichtigen, sind dem einzelnen Komponentenhersteller bei den klassischen Berechnungsansätzen systembedingte Grenzen gesetzt.

Um die Betriebssicherheit auch unter dem Einfluss immer kürzerer Produktentwicklungszeiten weiter zu steigern, kann eine Betrachtung eben dieser heterogenen Wechselbeziehungen der verschiedenen Subsysteme einen unternehmensübergreifenden Berechnungsansatz bei der Triebstrangauslegung erfordern.

Das Gemeinschaftsprojekt SENCE der beteiligten Firmen Nordex, Eickhoff und Schaeffler stellt sich dieser Herausforderung durch Verwendung einer gemeinschaftlichen Simulationsplattform, wobei entsprechende Schnittstellen und Bibliotheken den Arbeitsaustausch ermöglichen, jedoch das jeweilige Kern-Know-How geschützt bleiben kann.

Der Beitrag stellt ausgesuchte Ergebnisse des Gemeinschaftsprojekts „SENCE, Schaeffler-Eickhoff-Nordex-Co-Engineering“ vor, in dem zum einen exemplarische Verformungsmessungen an Gehäusebauteilen eines Getriebes während des Anlagenbetriebs und Toleranzbetrachtungen bei der Triebstrangmontage aufgezeigt werden. Die Beispiele aus der praktischen Anwendung zeigen zum anderen, dass eine detaillierte rechnerische Analyse zum Einfluss elastischer Tragstrukturen auf ausgewählte Getriebelagerstellen sinnvoll sein kann. Eine Gegenüberstellung mit konventionellen Berechnungsansätzen wird ebenso dargestellt wie der

aktuelle Stand einer systemübergreifenden Modellierungsstrategie. Eine durchgeführte Parameterstudie zum Aufzeigen von Sensitivitäten gegenüber äußerer Verformung des Antriebsstrangs wird vorgestellt. Die sich aus dem erhöhten Detaillierungsgrad ergebenden Potenziale werden erläutert.

1. Einleitung

Im Allgemeinen fokussieren sich Unternehmen bei der Produktentwicklung auf ihr Produkt. So konzentriert sich ein Hersteller von Anlagen für die Windenergie auf das Gesamtsystem und leitet die Produkthanforderungen aus den stetig steigenden Marktanforderungen ab. Die daraus abgeleiteten Betriebsbedingungen der Windenergieanlage werden als Lastenheft an die Komponentenhersteller z.B. des Hauptgetriebes oder der Rotorwellenlagerung kommuniziert. Bei der Beschaffung von Teilkomponenten wie z.B. Wälz- oder Gleitlagern für das Hauptgetriebe wird ebenso verfahren. Dieser Top-down-Prozess der Anforderungen erfolgt oft unilateral, ohne die Möglichkeit einer Rückkopplung der umfangreichen Leistungsanforderungen von den Teilkomponenten auf das Gesamtsystem.

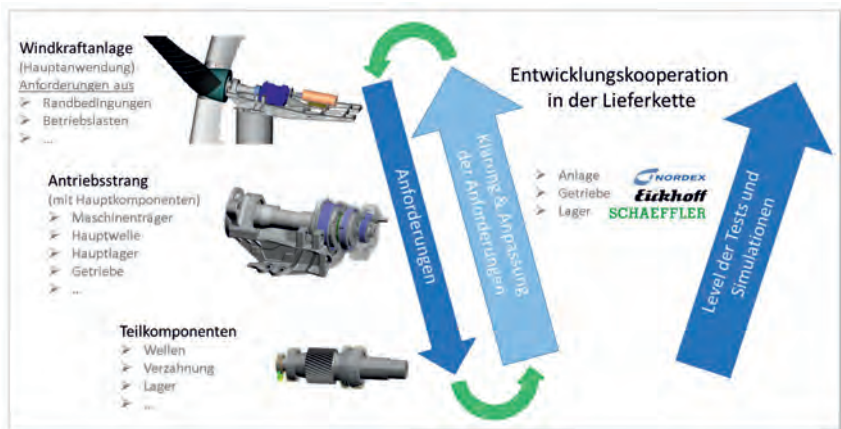


Bild 1: Ziele für eine erfolgreiche Zusammenarbeit

In der Folge kann dem einzelnen Entwicklungspartner der umfassende Überblick über die Randbedingungen, Belastungen und möglichen Fehlersituationen fehlen. Ein gebräuchlicher Ansatz, um dieses Informationsdefizit zu kompensieren, ist die Berücksichtigung von Sicherheitsfaktoren, was zu nicht effizient ausgelegten Produkten führen kann. Zusätzlich wird die

Herausforderung der Produktentwicklung durch die Tendenz zu immer kürzeren Entwicklungszeiten und begrenzten Entwicklungskapazitäten verstärkt.

Zielsetzung ist daher ein umfassender und vor allem harmonisierter Wissensstand über die spezifischen Produktanforderungen bei allen beteiligten Komponentenherstellern, so wie in Bild 1 dargestellt. Das Vorgehen ermöglicht die Erstellung von funktions- und kostenoptimierten Produkten durch die Entwicklung eines gemeinsamen Verständnisses der Systemanforderungen und steigert dadurch die Wettbewerbsfähigkeit aller Projektbeteiligten. Das Gemeinschaftsprojekt SENCE der beteiligten Firmen Nordex, Eickhoff und Schaeffler stellt sich dieser Herausforderung durch die Verwendung einer gemeinschaftlichen Simulationsplattform, wobei die in Bild 2 dargestellten Schnittstellen und Bibliotheken den Arbeitsaustausch ermöglichen, jedoch das jeweilige Kern-Know-How geschützt bleiben kann.



Bild 2: Simulationsplattform BEARINX, SIMPLA und Schnittstellen der Firma Schaeffler

Die vom Projektpartner entwickelte Simulationsplattform deckt von der quasistatischen bis zur dynamischen Systemsimulation alle Anforderungen an eine ergänzende Systembetrachtung ab und unterstützt darüber hinaus die Projektpartner mit geeigneten Schnittstellen für die jeweiligen verwendeten inhouse Softwaresysteme.

Dadurch können kurzfristig Simulationsmodelle des Versuchsstandes sowie der Windenergieanlage erstellt werden. Diese ermöglichen, durch eine gleichbleibende Datenbasis der Modelle, umfassende Validierungs- und Analysemöglichkeiten, die wiederum in die Vorentwicklung neuer Anlagengenerationen einfließen können.

In Bild 3 ist exemplarisch der Prozess der Getriebeentwicklung für die Windenergieanwendung dargestellt. Die Entwicklungszeit vom Start der Konstruktion bis zur Prototypenauslieferung beträgt weniger als 48 Wochen.

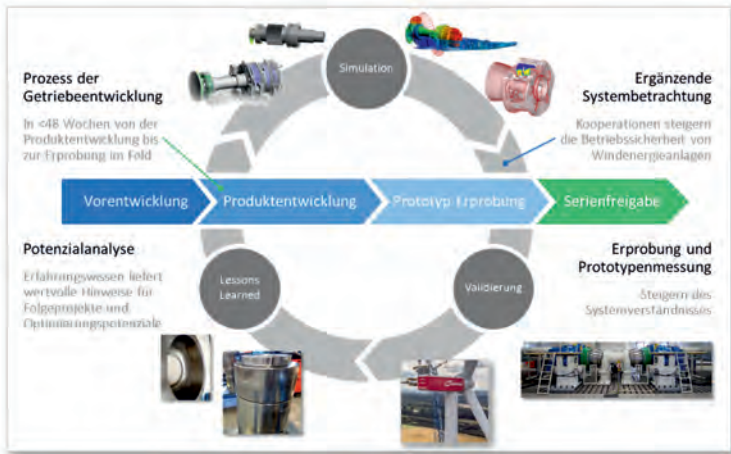


Bild 3: Getriebeentwicklungsprozess mit ergänzenden Systembetrachtungen

Um schnellere Entwicklungszeiten zu erreichen, sind effiziente und gut aufeinander abgestimmte Prozesse erforderlich. In dem kurzen Zeitfenster zwischen Vorauslegung und Rohlingsbeschaffung werden für die Struktur-, Lager- und Verzahnungsauslegung wirksame und etablierte Berechnungswerkzeuge für die Nachweisführung verwendet. Ergänzende Systembetrachtungen können in diesem frühen Stadium der Getriebeentwicklung nur vereinzelt durchgeführt werden.

Aus den Prototypenuntersuchungen am Prüfstand und im Feld sowie Begutachtungen nach einem Robustness-Test können sich Optimierungspotenziale für die Serie oder Anstöße für detailliertere Systembetrachtungen ergeben. Mit einer Simulationskooperation lässt sich die Produktentwicklung beschleunigen und neue Erkenntnisse können zeitnah in die Serie und Neuentwicklungen einfließen.

2. Triebstrangvalidierung im Feld und Lessons Learned

Vorgestellt werden exemplarisch zwei Feldbeobachtungen, die den Anstoß für erweiterte Systembetrachtungen innerhalb der Simulationskooperation lieferten. Zum einen wird der Einfluss von elastischen Gehäusestrukturen auf die Wälzlagerlebensdauer der Trägerlager der ersten

Planetenstufe betrachtet, zum anderen wird die mögliche Wechselwirkung von Montage-toleranzen innerhalb des Antriebsstrangs untersucht.

In der Vergangenheit konnte es trotz geeigneter Stützstrukturen zu Ringwandereffekten von Wälzlageraußenringe kommen. Materialabtrag durch Relativbewegungen oder übermäßige Reibkorrosionsbildung waren die Folge. Die Ringwanderphänomene sind in [5] näher untersucht, und werden an dieser Stelle nicht weiter erläutert.

In Bild 4 sind Daten aus einer Feldvermessung dargestellt. Es lässt sich eine Wechselwirkung der ovalen Verformungen der Drehmomentstütze mit der periodischen Anregungen aus den Planetenradzahnkräften und Rotorblattdurchgängen erkennen. Diese ist als ursächlich für die „raupenartige“ Ringwanderneigung von Lageraußenringen anzusehen. Die daraus resultierenden Beanspruchungen auf Sicherungselemente können sehr hoch werden, sind aber bei geeigneter Konstruktion und unter Berücksichtigung entsprechender Passungen beherrschbar. In Einzelfällen kann es sinnvoll sein, die elastischen Tragstrukturen vollständig in die Wälzlagerauslegung mit einzubeziehen.

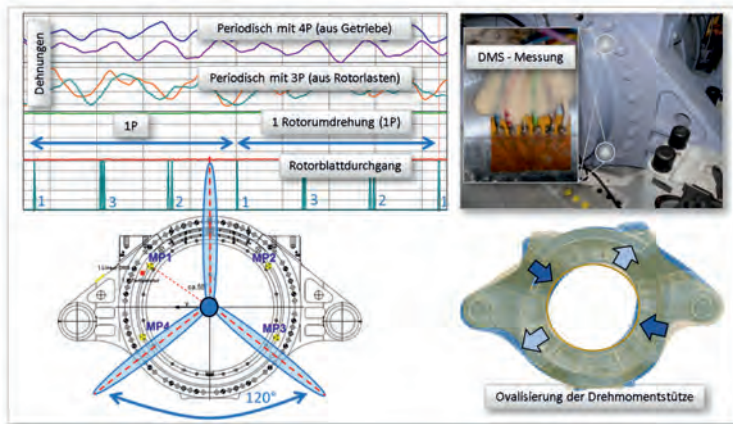


Bild 4: Exemplarische Strukturverformung an Gehäusebauteilen im Anlagenbetrieb

Um die Modellannahmen der Strukturverformungen zu verifizieren, unterstützten durchgeführte Belastungsmessungen. Dies war ein wesentlicher Bestandteil bei der Validierung der Simulationsrechnungen. Über dem Umfang des Gehäuselagersitzes applizierte Dehnmessstreifen-Rosetten wurden die Verformungen während des Anlagenbetriebs erfasst.

In ergänzenden Messungen wurden die auftretenden Kräfte ermittelt, die den Lageraußenring am „Wandern“ hindern. Diese, an mehreren Anlagen durchgeführten Messungen zeigen, dass

die Gehäuseelastizität einen Einfluss auf die Ringwanderkräfte hat. Bild 5 zeigt den qualitativen Vergleich der gemessenen Ringhaltekkräfte in Abhängigkeit der Planetenträgerlagerung an unterschiedlichen Anlagenplattformen. An vier Getrieben sind die Planetenträger (PLT) der Eingangsstufe mit Zylinderrollenlagern gelagert. Hier zeigen sich geringe Beanspruchungen oder Ringhaltekkräfte. Wird der PLT mit Kegelrollenlagern gelagert, ergeben sich – je nach Umgebungs konstruktion – um den Faktor fünf bis zehn höhere Beanspruchungen auf die Sicherungselemente.

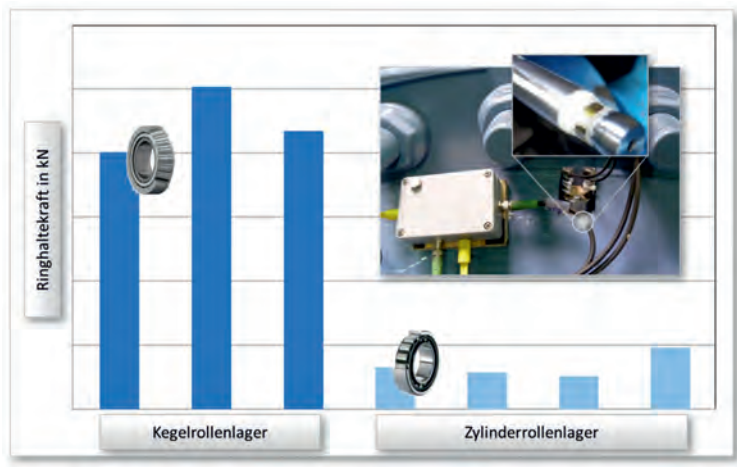


Bild 5: Vergleich der Ringhaltekkräfte in Abhängigkeit der Planetenträgerlagerung

Einen weiteren Ansatz für ergänzende Systembetrachtungen liefern die Beobachtungen der Getriebeverlagerung im Feld. Bild 6 zeigt die axialen Verlagerungen einer Drehmomentstütze. Während sich die linke Seite nach vorne verlagert, schwingt die rechte Seite nach hinten. Die Rotorblattdurchgänge des Turmvorstaus erzeugen einen weiteren Impuls, der deutlich auf dem Signal der linken Axialverlagerung zu erkennen ist. Das Getriebe giert in den Aufhängungen der Elastomerlager um seine vertikale Achse. Dieses Phänomen ist bei jeder Anlagenvermessung zu beobachten und bei moderaten Schwingwegen als unkritisch einzustufen. Im Rahmen des Gemeinschaftsprojektes wurde zusätzlich untersucht, ob neben der Hauptwellenbiegung auch die aus der Triebstrangmontage entstehenden Toleranzen einen Einfluss auf die Beanspruchung der Planetenträgerlager haben.

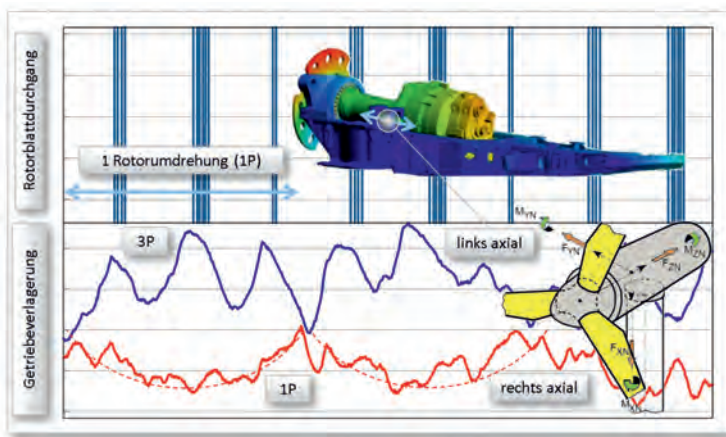


Bild 6: Gemessene Triebstrangverlagerung im Feld (exemplarisch die axiale Verlagerung)

Die Toleranzen am Triebstrang resultieren aus der Verkettung unvermeidbarer Ungenauigkeiten in der Fertigung und der Positionierung der Triebstrangkomponenten.

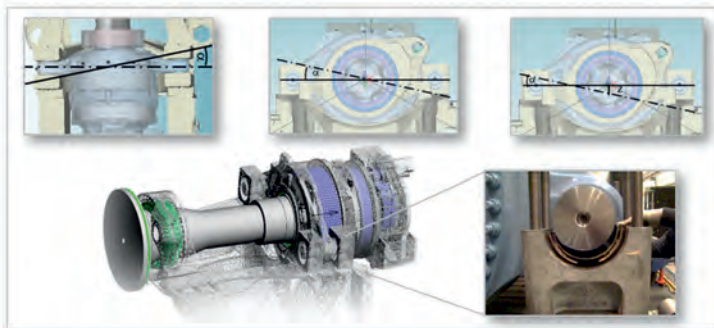


Bild 7: Auswirkungen von Montagetoleranzen des Anlagentriebstranges (exemplarisch)

Bild 7 zeigt mögliche Schiefstellungen der Bolzen in den Elastomerlagern der Getriebeaufhängung. Beim anschließenden Verspannen der Elastomerlager können Zwangskräfte entstehen, die auf das Getriebegehäuse einwirken und die Drehmomentstütze verformen. Dies hat eine mögliche Veränderung des Belastungszustands an der Trägerlagerung zur Folge, die als Anlass für ergänzende Systembetrachtungen dient.

3. Einfluss der Gehäuseelastizitäten auf die Wälzlagerlebensdauer

Um die Feldbeobachtungen und deren Wechselwirkungen auf die Wälzlager zu bewerten, wird in einem ersten Schritt das Standardmodell um ein elastisches Getriebegehäuse erweitert (siehe Bild 8). Die Berücksichtigung des Getriebegehäuses ermöglicht die Bewertung der Ovalisierung des rotorseitigen Lagersitzes, resultierend aus dem Antriebsmoment an der Rotorwelle. Die Verformung hat lokale Verengungen an den Wälzkörperbahnen zu Folge, wodurch neue Belastungszonen im Lager entstehen können. Im zweiten Schritt wird der Maschinenträger der Windenergieanlage als elastisches Strukturelement betrachtet, um auch hier die Einflüsse der Elastizität ableiten zu können.

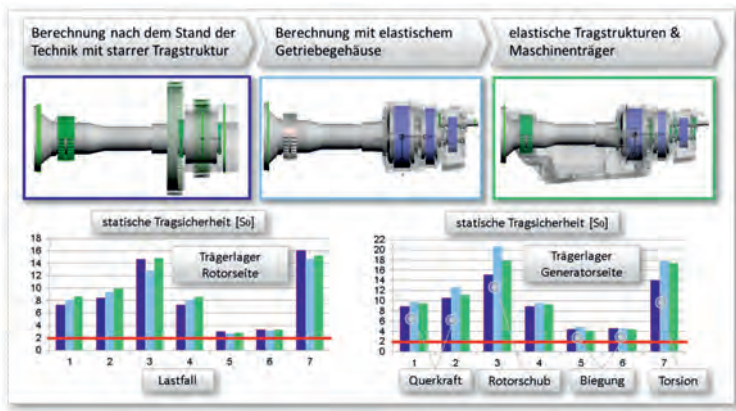


Bild 8: Einfluss der Gehäuseelastizitäten auf den statischen Lastsicherheitsfaktor

In Bild 8 sind die aus den Designlastfällen resultierenden statischen Sicherheiten gegenübergestellt. Die Ergebnisse ermöglichen den direkten Vergleich der Modellerweiterungen für das rotorseitige und das generatorseitige Trägerlager. Die hervorgehobene horizontale Linie entspricht der Mindestanforderung der statischen Sicherheit, die nach DIN EN 61400-4 mindestens 2 betragen muss.

Die Ergebnisse am rotorseitigen Trägerlager weisen - je nach Lastfall - ein mehrdeutiges Verhalten der statischen Sicherheiten auf. Die Einbindung einer verformbaren Gehäusestruktur sorgt bei den Lastfällen eins, zwei und vier für erhöhte Tragfähigkeiten, was zu einer Vergrößerung der Lagerlastzone und infolgedessen zu einer Steigerung der rechnerischen Lagerlebensdauer führt. Der gegenteilige Effekt tritt bei den Lastfällen drei, fünf, sechs und sieben auf. Hier sorgt die Berücksichtigung der elastischen Gehäusestruktur für eine Verringerung der statischen Tragfähigkeit. Am generatorseitigen Trägerlager liegen die statischen

Sicherheiten deutlich über dem geforderten Sollwert. Eine Verringerung der Tragfähigkeit zeigt sich hingegen nur bei den beiden Biegebelastfällen fünf und sechs.

Anders als die Beobachtungen aus dem Feld anfänglich vermuten lassen, liegen die beschriebenen Abweichungen auf die statischen Sicherheiten in einem vernachlässigbaren Bereich, was vorrangig auf eine ausreichende Dimensionierung durch die „klassische“ Auslegung der Finite-Elemente-Methode (FEM) im Getriebeentwicklungsprozess zurückzuführen ist. Durch die stetige Steigerung der Leistungsdichte von Triebstrangkomponenten, die oftmals mit einer Gewichtsreduktion und Progression der Strukturelastizitäten einhergehen, liefert der hier aufgezeigte Analyseansatz ein geeignetes Werkzeug für punktgenauere Lastanalyse und Wälzlagerauslegung.

Aus den beobachteten Triebstrangverlagerungen im Feld werden als zweite ergänzende Systembetrachtung die Einflüsse der Montagetoleranzen auf die Trägerlagerung durch Einbindung der elastischen Umgebungsstrukturen untersucht. Dazu werden die in Bild 9 aufgezeigten Parameterstudien durchgeführt.

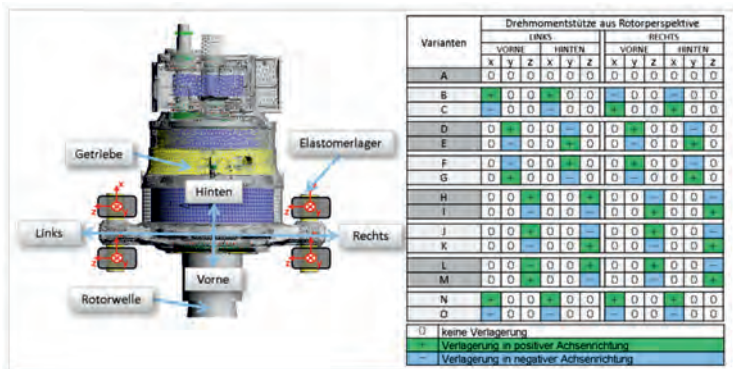


Bild 9: Parameterstudie zum Einfluss von theoretischen Montagetoleranzen

Um den Einfluss der toleranzbedingten Verschiebewege zu verdeutlichen, sind die modifizierten Referenz-Lebensdauern in Bild 10 normiert abgebildet. Dabei dienen die Ergebnisse ohne Verlagerungen an den Elastomerlagern als Normierungsreferenz. Um mögliche Einflüsse zu verdeutlichen, werden Verschiebungen von einem und zwei Millimetern analysiert. Diese sind zunächst deutlich größer als die tatsächlich auftretenden Montagetoleranzen, welche nur wenige zehntel Millimeter betragen.

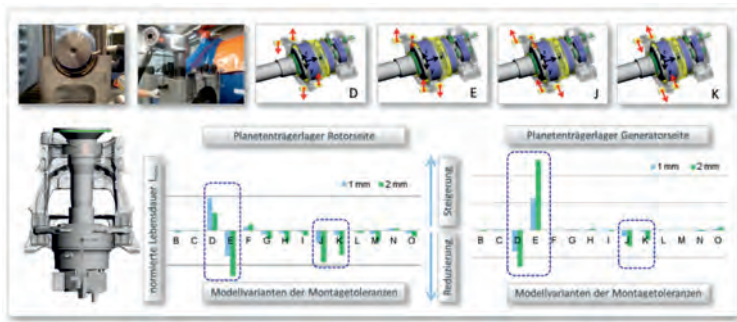


Bild 10: Einfluss von Montagetoleranzen auf die Lebensdauer der Planetenträgerlager

Die Parameterstudie ermöglicht die Anwendung des Ausschlussverfahrens für die Varianten, die keine relevanten Einwirkungen auf die Trägerlager haben. Bild 10 zeigt, bei welchen Montagevarianten es zu einer Steigerung bzw. Reduzierung der Lagerlebensdauer kommt. Die Varianten D, E, J und K haben den größten Einfluss auf die Trägerlagerlebensdauern. Eine Aufteilung der Fertigungstoleranzen nach Variante E zeigt dabei den negativsten Effekt. Bild 11 zeigt die Ergebnisse einer detaillierten Abtastung der Toleranzbereiche für die Montagevariante E.

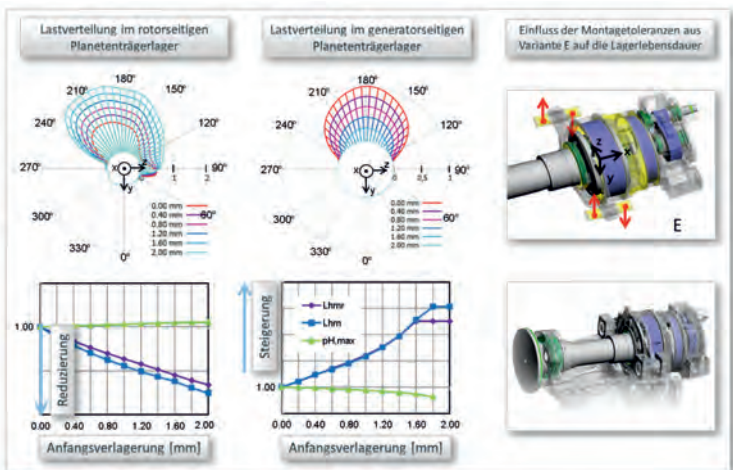


Bild 11: Einfluss von Montagetoleranzen der Variante E

Dabei werden neben der modifizierten Referenz-Lebensdauer die maximalen Hertz'schen Pressungen sowie die radialen Lastverteilungen der Trägerlager in Abhängigkeit der Verschiebewege untersucht. Die durchgeführten Analysen zeigen, dass zum einen durch gezielte Ausrichtungen des Antriebsstrangs die Trägerlager entlastet werden können, was zu einer Steigerung der Trägerlagerlebensdauer führt. Zum anderen können durch Fehlausrichtungen die Trägerlager zusätzlichen Beanspruchungen ausgesetzt werden, was zu einer Reduzierung oder sogar zu einer Überbeanspruchung der Trägerlager führen kann.

Die ergänzenden Betrachtungen zu den Einflüssen der Montagetoleranzen auf die Trägerlager geben Aufschluss darüber, dass infolge geringer Positionsstreuungen „klassische“ Auslegungsrechnungen in der Nachweisführung ausreichend sind. Sollten infolge einer fehlerhaften Antriebsstrangmontage Risikobeurteilungen für die Getriebeträgerlager erforderlich sein, kann eine Berücksichtigung von Elastizität der Strukturbauteile hilfreiche Hinweise liefern und damit die Betriebssicherheit von Windenergieanlagen steigern.

5. Zusammenfassung

Die stetige Steigerung der Ressourceneffizienz bei gleichbleibender Produktentwicklungszeit stellt die Triebstrangentwickler vor großen Herausforderungen. Durch effiziente und aufeinander abgestimmte Entwicklungsprozesse liefern die „klassischen“ Berechnungsansätze nach wie vor einen substantziellen Anteil bei der Lösungsfindung neuer Triebstrangentwicklungen für die Windenergie.

Um die Betriebssicherheit auch unter dem Einfluss immer kürzerer Produktentwicklungszeiten weiter zu steigern, können Entwicklungskooperationen einen wichtigen Beitrag zu einem umfassenden und harmonisierten Wissensstand der spezifischen Produkthanforderungen leisten. Die Nutzung einer gemeinsamen Simulationsplattform ermöglicht nicht nur die Erstellung von funktions- und kostenoptimierten Produkten, sondern steigert darüber hinaus die Betriebssicherheit von Windenergieanlagen durch ergänzende Systembetrachtungen. Die daraus resultierenden Erkenntnisse fließen wiederum in neue Produktentwicklungen ein, was bei allen Projektbeteiligten mit einer Steigerung der Wettbewerbsfähigkeit einhergehen kann.

Der Beitrag zeigt ausgewählte Ergebnisse des Gemeinschaftsprojekts „SENCE, Schaeffler-Eickhoff-Nordex-Co-Engineering“, in dem exemplarische Verformungsmessungen an Gehäusebauteilen während des Anlagenbetriebs und Toleranzeinflüsse bei der Triebstrangmontage betrachtet werden.

Die Analyse von Feldvermessungen mit anschließender Systemsimulation zeigt, dass Gehäuseverformungen nennenswerte Auswirkungen auf die Wälzlager und deren Ringwanderneigung haben können. Die sich daraus ergebenden Beanspruchungen auf Sicherungselemente

sind unter Beachtung geeigneter Passungen beherrschbar. Es zeigt sich aber auch, dass es in Einzelfällen sinnvoll sein kann, elastische Tragstrukturen bei der Wälzlagerauslegung mit einzubeziehen.

Die Ergebnisse der systemübergreifenden Berechnungsätze dokumentieren, dass eine Berücksichtigung der Gehäuseelastizitäten einen Einfluss auf die statischen Lastsicherheitsfaktoren der Wälzlager haben, allerdings konventionelle Auslegungsrechnungen in der Produktentwicklung bei heutigem Stand der Getriebeleistungsdichte hinreichend genau sind.

Gilt es besondere Fragestellungen wie Risikoabschätzungen oder beispielsweise Einflüsse von Montagetoleranzen zu bewerten, liefern die ergänzenden Systembetrachtungen den Entwicklern von Anlagentriebsträngen hilfreiche Hinweise für aktuelle und künftige Produktentwicklungen.

Literatur

- [1] Dally, Marco. Kohlhepp, Matthias. Schemmert, Stefan. 2021. SENCE – Co-Engineering for optimized products. Tagungsband CWD 2021, Aachen
- [2] Hamidi, Alham. 2019. Analyse und Bewertung zum Einfluss elastischer Tragstrukturen für die Wälzlagerauslegung von Windkraftgetrieben. Bachelorarbeit. Eickhoff Antriebstechnik GmbH, RWTH Aachen
- [3] IEC 61400-4. 2012. Wind turbines – Part 4: Design requirements for wind turbine gear-boxes. International Electrotechnical Commission
- [4] Lubenow, Kai. Schuhmann, Florian, Schemmert, Stefan. 2019. Anforderungen an Windkraftgetriebe mit erhöhter Leistungsdichte hinsichtlich eines geräuscharmen Anlagenbetriebs, Eickhoff Antriebstechnik GmbH, Tagungsband CWD 2019, Aachen
- [5] Maiwald, A. 2017. Besondere Wanderphänomene in Wälzlagersitzen von Planetengetrieben im Industrie- und Windkraftbereich. VDI-Verlag, 12. VDI-Fachtagung Gleit- und Wälzlagerungen
- [6] Musbach, Johannes. 2018. Einfluss elastischer Tragstrukturen bei der Wälzlagerauslegung von Windkraftgetrieben. Masterarbeit. Eickhoff Antriebstechnik GmbH, Universität Duisburg-Essen
- [7] Quitzrau, Dirk. 2017 Elastisches Gehäuse in BEARINX. Reduzierte Steifigkeitsmatrix mit ANSYS WB (Ansys Superelement). Schaeffler Technologies AG & Co. KG

Profilauslegung und Vorspannung des Momentenlagers einer Windenergieanlage

Besondere Randbedingungen bei der Dimensionierung von Großwälzlagern

Dipl.-Ing. **Georg Breslau**, Prof. Dr.-Ing. **Berthold Schlecht**,
Lehrstuhl Maschinenelemente, Technische Universität Dresden

Kurzfassung

Aufgrund unterschiedlicher Triebstrangkonzzepte existiert für die Lagerung der Rotornabe in Windenergieanlagen (WEA) eine Vielzahl verschiedener Lösungen. Die Variante eines Momentenlagers führt dabei zu einem besonders kompakten Antriebsstrang. Durch den Einsatz eines zweireihigen Kegelrollenlagers mit großem Durchmesser in O-Anordnung werden infolge der breiten Stützweite die Aufnahme und Übertragung von hohen Biegemomenten ermöglicht. Die Auslegung und Dimensionierung eines solchen Momentenlagers auf Grundlage eines vorgegebenen Lastkollektivs stellt hinsichtlich der Rollenprofilierung und erforderlichen Lagervorspannung eine besondere Herausforderung dar. Dieser Beitrag behandelt wichtige Aspekte der Lagerauslegung einschließlich der erforderlichen Methoden und Berechnungsmodelle. Das beinhaltet die numerische Ermittlung der Lagerlastverteilung und Rollenverkippen für verschiedene Lastfälle, sowie die Wälzkörperprofilierung auf Basis von elastischen Halbraummodellen. Ein weiterer Schwerpunkt ist die Dimensionierung der Lagervorspannung in Abhängigkeit der Referenz-Lebensdauer nach [4] für das gesamte Lastkollektiv. In einer Gegenüberstellung zur Ausgangskonfiguration - ohne Lagervorspannung und mit einer Rollenprofilierung nach Norm - kann eine Steigerung der Lebensdauer um mehr als das Doppelte erreicht werden. Mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode wurde in einer abschließenden Analyse der Einfluss der Lagerringdeformation bezüglich der inneren Lastverteilung und Lebensdauer für eine Flanschlagerausführung untersucht. Dazu wurden die Lasteinleitung und Modellfesselung der Anschlussflächen an den Lagerringen unter Vernachlässigung der Anbindungsgeometrien über flexible Mehrpunkt-Randbedingungen (RBE3) modelliert. Diese Modellbildung ermöglicht die maximale Flexibilität der Lagerringe und stellt somit den ungünstigsten Fall dar. Unter Berücksichtigung der Lagerringverformungen konnte eine Verringerung der Lebensdauer um etwa 22 % ermittelt werden.

1. Einleitung

In diesem Beitrag wird die Rotorlagerung einer WEA exemplarisch untersucht. Betrachtet wird ein kompakter Triebstrang mit teilintegriertem Momentenlager auf einer kurzen Rotorwelle zwischen Nabe und Getriebe, siehe Bild 1a. Die Nabenlasten werden über ein doppelreihiges Kegelrollenlager in O-Anordnung abgestützt und sind in der Tabelle 1 für das akademische Berechnungsbeispiel auf drei Lastfälle reduziert. Im vorliegenden Fall ist das Momentenlager konstruktiv als Flanschlager ausgeführt und die Lagerringe werden axial über Schrauben fixiert. In diesem Berechnungsbeispiel wird eine Lebensdauer der Anlage von 20 Jahren bei einer Betriebsdauer von 8000 h im Jahr und einer durchschnittlichen Rotordrehzahl von 15 min^{-1} vorausgesetzt. Das Belastungskollektiv entspricht hinsichtlich der Größenordnung den Kräften und Momenten an einer 5 Megawatt-Anlage.

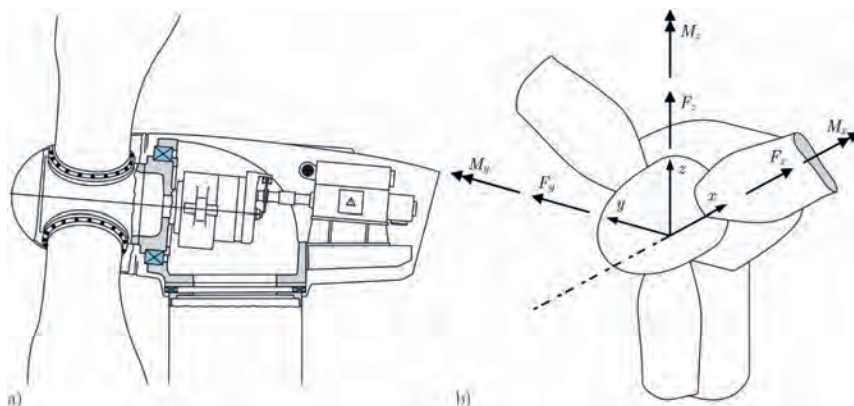


Bild 1: Schnittansicht des Triebstrangs (a) nach [6] und Koordinatensystem (b) nach [7]

Die Nabenlasten sind als Schnittgrößen der Rotornabe unter Berücksichtigung der Gewichtskräfte in einem axialen Abstand von 750 mm zwischen Kraftangriffspunkt und der Lagermitte definiert. Das Lastkollektiv ist so dimensioniert, dass Lastfall A den größten Laufzeitanteil α und die geringste Belastung aufweist, Lastfall B den größten Schädigungsanteil verursacht und der Lastfall C durch kurzzeitig auftretende Maximalbelastung und den geringsten Laufzeitanteil gekennzeichnet ist. Ziel ist die Dimensionierung und Auslegung eines Momentenlagers, welches unter den gegebenen Lasten die geforderte Anlagenlebensdauer erreicht. Die Tragfähigkeit eines Lagers wird maßgeblich durch die Lager- und Wälzkörpergröße, die Rollenanzahl und die Wälzkörperlänge beein-

flusst. Daher wird in diesem Beispiel die Größe des Lagers so gewählt, dass unter Annahme einer starren Lagerumgebung mit Nullspiel sowie der Verwendung einer Norm-Profilierung der Wälzkörper nach [4] die Lagerlebensdauer zwischen 15 und 20 Jahren beträgt.

Tabelle 1: Rotorlasten im Koordinatensystem nach Bild 1b (α : Laufzeitanteil)

Lastfall	F_x [kN]	F_y [kN]	F_z [kN]	M_y [kNm]	M_z [kNm]	α [%]
A	500	25	-1000	-1000	800	70
B	300	-150	-1000	-10000	-3500	25
C	-250	-125	-1400	-17000	-1500	5

In Bild 2a ist eine Skizze mit den Hauptabmessungen des gewählten Momentenlagers dargestellt. Durch die Wahl einer optimalen Lagervorspannung sowie der anschließenden Auslegung der Rollenprofilierung soll eine Verbesserung der Lagerlebensdauer erzielt werden.

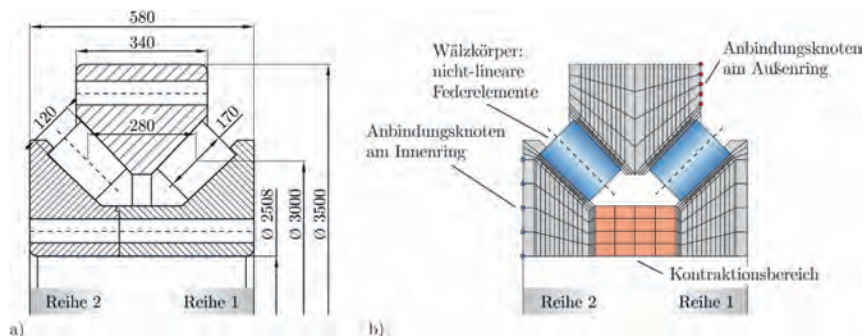


Bild 2: Skizze des Momentenlagers (a), FEM-Modell (b), Druckwinkel $\alpha = 45^\circ$

2. Ermittlung der Lagerlastverteilung

In Abhängigkeit der äußeren Belastung resultiert für jeden Lastfall eine unterschiedliche innere Lastverteilung des Lagers. Das in [4] vorgestellte Berechnungsverfahren wird zur Ermittlung der internen Lastverteilung und Referenz-Lebensdauer von Rollenlagern eingesetzt und ermöglicht eine Berücksichtigung von Lagerspiel, Wälzkörperprofilierung und Verkipfung. Für diesen Beitrag wurden die Modellbildung und numerische Simulation mit MATLAB bzw. der FEM-Software ANSYS durchgeführt. Gegenüber dem Scheibenmodell entsprechend der Norm [4] wurde eine Erweiterung des Systemfreiheitsgrades hinsichtlich Verkipfung und radialer Verlagerung der Wälzkörper vorgenommen. Dadurch wird eine separate Betrachtung der Kontakte beider Laufbahnen ermöglicht. Zur Auslegung einer Rollenprofilfunktion ist

die Kenntnis der maximalen Wälzkörperlast Q und die dazugehörige Verkipfung gegenüber der Laufbahn erforderlich. Jedoch hat die Änderung der Profilierung im Scheibenmodell wiederum einen Einfluss auf die innere Lastverteilung und folglich auf die Belastung und Verkipfung. Demzufolge kann die Ermittlung einer optimalen Profilfunktion nur iterativ erfolgen und bedarf somit einer günstigen Ausgangsprofilierung, welche das Risiko von Kantentragen bereits deutlich reduziert. Zu diesem Zweck eignet sich die Näherungsgleichung zur Rollenprofilierung von Kegelrollenlagern entsprechend der Norm. Die ersten Berechnungsergebnisse werden daher für eine allgemeine Profilierung der Kegelrollen nach [4] durchgeführt. Für alle Lastfälle werden bei unterschiedlichen Lagervorspannungen die Referenz-Lebensdauern L_{10r} und die radialen dynamisch äquivalenten Referenzlasten P_{ref} gegenübergestellt. Da für eine höhere Verkipfung des Lagers eine stärkere Vorspannung erforderlich wird, resultieren die Minima hinsichtlich der Referenzbelastung bei unterschiedlichen Vorspannungen. Aus den Referenzbelastungen der drei Lastfälle lässt sich wiederum die dynamisch äquivalente Referenzlast bzw. die Referenz-Lebensdauer des gesamten Kollektivs berechnen, womit sich eine optimale Vorspannung von etwa $65\text{ }\mu\text{m}$ ergibt. Die Ergebnisse der Analyse sind im Bild 3 zusammengefasst. Demnach wird eine Erhöhung der Lagerlebensdauer von 16,6 auf 18,8 Jahren erreicht. In [3] wird ebenfalls die höhere Zuverlässigkeit von vorgespannten Lagersystemen am Beispiel der Momentlagerung einer WEA diskutiert. Die Lastverteilung unter Berücksichtigung der ermittelten Lagervorspannung dient nachfolgend als Ausgangslage für die Profilloptimierung. Nachdem eine optimierte Profilierungsfunktion der Wälzkörper gefunden ist, wird der Lagervorspannweg erneut angepasst.

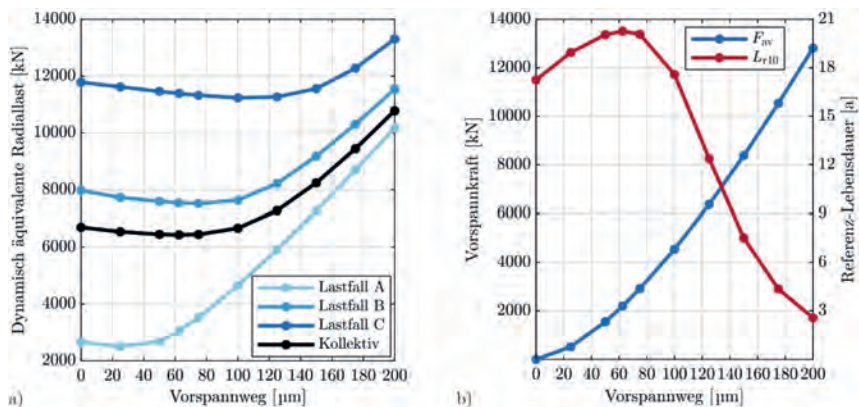


Bild 3: Referenzbelastung (a) und Lebensdauer (b) in Abhängigkeit der Lagervorspannung

3. Pressungsermittlung und Profilloptimierung

Für die Ermittlung eines optimalen Wälzkörperprofils ist eine exakte Bestimmung der Kontaktdruckverteilung erforderlich. Gegenüber der numerischen Kontaktsimulation mittels FEM stellt die Halbraummethode ein effizienteres Berechnungswerkzeug dar. Elastische Halbraummodelle eignen sich für Kontakte mit kleiner Berührungsfläche, deren Kontaktverformungen hinreichend klein sind, um die lineare Elastizitätstheorie (kleine Dehnungen) anzuwenden [8]. Diese Bedingung wird i.d.R. bei Rollenlagern erfüllt. HARTNETT [5] hat im Jahre 1979 eine numerische Methode auf Basis eines Halbraummodells vorgestellt und zur Pressungsermittlung von Wälzlagern eingesetzt. Zuvor hatte KUNERT [9] bereits im Jahre 1961 die Spannungsverteilung im elastischen Halbraum für eine in Kontaktbreitenrichtung elliptisch verteilte Flächenpressung über einer rechteckigen Druckfläche ermittelt. Er konstatierte, dass diese vorausgesetzte Pressungsverteilung nicht verwirklicht werden kann, da selbst bei entsprechender Profilierung der Wälzkörper noch Spannungsspitzen an den Stirnseiten des Rollenkontaktes auftreten. Unter Nutzung des Berechnungsansatzes nach HARTNETT können durch Lösung eines linearen Gleichungssystems die Verformungen der Halbraumoberfläche für eine vorausgesetzte, beliebige Pressungsverteilung ermittelt werden, worüber sich wiederum die erforderliche Kontaktprofilierung bestimmen lässt. Wird, wie nach KUNERT, ein idealer Linienkontakt vorausgesetzt, resultiert daraus eine Profilierung in exakter Übereinstimmung mit der geläufigen Profilfunktion nach LUNDBERG [10]. Wird diese Profilfunktion als Kontaktspiel im Halbraummodell berücksichtigt, ergeben sich jedoch stark singuläre Spannungsspitzen an den Druckflächenenden und die ursprünglich vorausgesetzte Pressungsverteilung wird nicht erreicht, womit sich KUNERT's Aussage in [9] bestätigt. Bei genauerer Betrachtung der Oberflächenverformung wird ersichtlich, dass die Einsenkung im elastischen Halbraum zu den Stirnseiten der Rolle keiner zylindrischen Krümmung entspricht. Demzufolge existiert zwar eine mathematische Lösung für eine erforderliche Kontaktprofilierung, jedoch ist diese bezüglich der Rolle nicht rotationssymmetrisch. Zudem verweist KUNERT darauf, dass eine ideale Flächenpressungsverteilung ohnehin nicht erstrebenswert ist, da hierbei weiterhin Beanspruchungsspitzen an den Druckflächenenden unterhalb der Halbraumoberfläche auftreten. Aus diesem Grund sei der Abbau der Druckspannungen zu den Stirnseiten des Linienkontaktes zweckmäßig. Für eine Gegenüberstellung werden entsprechend der Tabelle 2 drei weitere Kontakttypen betrachtet. Der Rollenkontakt lässt sich über eine entsprechende Profilierung von einem Linien- in einen Punktkontakt überführen, sodass anstatt der rechteckigen eine elliptische Druckfläche resultiert. Bei einem Punktkontakt (Variante 2) lassen sich Spannungsspitzen infolge von Kantentragen zwar sicher vermeiden jedoch ist die Belastbarkeit gegenüber dem Linienkontakt (Variante 1) deutlich vermindert.

Tabelle 2: Rollenprofilierung nach Kontakttyp (L_{we} : effektive Wälzkörperlänge)

Variante	Kontakttyp	Große Halbachse a der Druckellipse	Belastbarkeit	Spannungsüberhöhung
1	korrigierter Linienkontakt [10]	$2 a \gg L_{we}$	sehr hoch	sehr hoch
2	Punktkontakt	$2 a \leq 1,5 L_{we}$	gering	keine
3	modifizierter Linienkontakt	$L_{we} < 2 a < 1,5 L_{we}$	mittel	mittel
4	optimierter Linienkontakt	—	hoch	keine

Als modifizierter Linienkontakt (Variante 3) wird im Allgemeinen eine unvollständige elliptische Druckfläche verstanden, welche ebenso wie der Linienkontakt nicht verwirklicht werden kann und zu Spannungsspitzen führt. Ein Kompromiss zwischen der generellen Belastbarkeit durch eine große Druckfläche und der Vermeidung von Kantenrängen wird durch den optimierten Linienkontakt (Variante 4) erzielt. Dabei wird keine elliptische Druckfläche vorausgesetzt, sondern die Druckellipse durch einen rechteckigen Bereich der Länge L_{konst} vergrößert. Eine qualitative Gegenüberstellung der Pressungsverteilungen über der Druckfläche bei gleicher Belastung und unterschiedlicher Profilierung ist dem Bild 4 zu entnehmen.

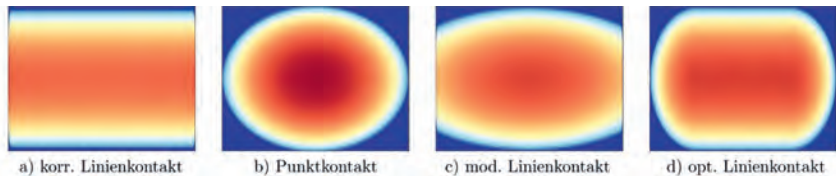


Bild 4: Qualitative Darstellung der Pressungsverteilung über der Druckfläche

Durch einen optimierten Linienkontakt wird innerhalb des Bereiches von L_{konst} eine gleichmäßige Pressungsverteilung erreicht und außerhalb davon die Pressung bis zum Wälzkörperende vollständig abgebaut. Im folgenden Beispiel wird diese Profilierungsmethode exemplarisch für den Wälzkörperkontakt des Kegelrollenlagers nach Bild 2a angewendet. Es lässt sich eine veränderliche Abplattungsbreite über der Rollenlänge beobachten, welche aus der Verkippung sowie Geometrie der Kegelrolle resultiert und in Richtung der Kegelspitze geringfügig abnimmt. Demnach ergibt sich für das Momentenlager keine zur Wälzkörpermitte symmetrische Pressungsverteilung bzw. Profilierungsfunktion.

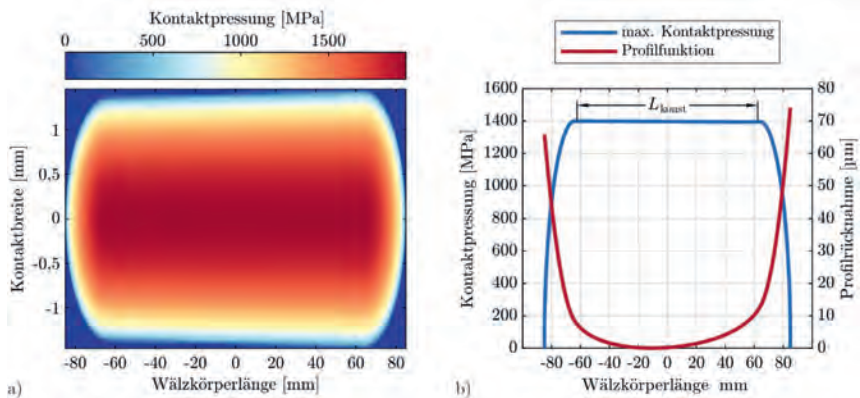


Bild 5: Pressungsverteilung einer Kegelrolle, $Q = 482 \text{ kN}$, $L_{\text{konst}} = 0,75 L_{\text{we}}$, 11" Verkipfung

Im letzten Iterationsschritt der Profilloptimierung ergibt sich bei einem Vorspannweg von $65 \mu\text{m}$ eine maximale Wälzkörperlast von $Q = 482 \text{ kN}$ und eine Verkipfung der Wälzkörper von ca. 11 Winkelsekunden gegenüber der Laufbahn. Da eine Änderung der Profilierungsfunktion einen Einfluss auf die Lastverteilung des Lagers hat, ist der optimale Vorspannweg erneut zu bestimmen, welcher sich von $65 \mu\text{m}$ auf $50 \mu\text{m}$ reduziert. In Bild 6 werden die Ergebnisse der beiden Modelle am Beispiel des Lastfalls C gegenübergestellt.

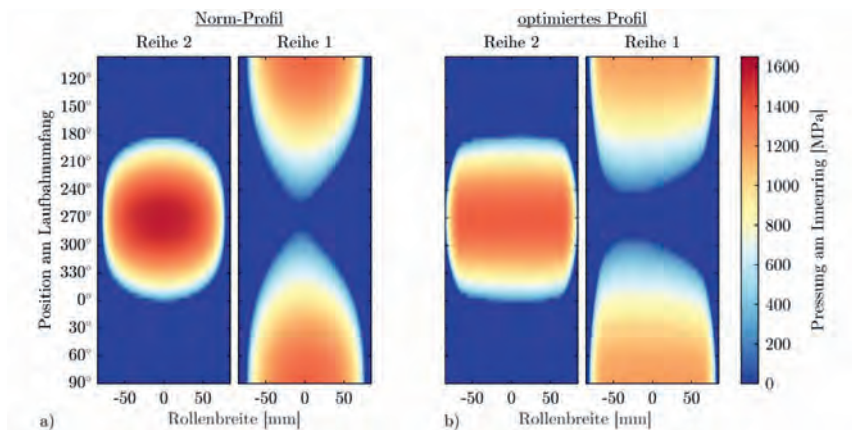


Bild 6: Vergleich der Pressungsverteilung für Lagervorspannweg $65 \mu\text{m}$ (a) und $50 \mu\text{m}$ (b)

Die Kontaktbeanspruchung mit dem Norm-Profil konzentriert sich, aufgrund der vergleichsweise starken Bombierung, in der Mitte des Wälzkörpers. Darüber hinaus ist nicht die gesamte effektive Wälzkörperlänge in Kontakt, sodass zu den Stirnseiten unbelastete Bereiche vorkommen. Weiterhin ist bei der Reihe 1 sehr gut zu sehen, dass sich die Beanspruchungslänge mit abnehmender Wälzkörperbelastung schnell verkürzt. Demgegenüber ist die Pressungsverteilung mit dem optimierten Profil gleichmäßiger über der Rollenlänge verteilt. Die Breite der Druckfläche verringert sich zu den Stirnseiten, sodass keine Spannungsspitzen - infolge von Kantenträgen - auftreten. Bezüglich der Pressungsverteilung könnte eine höhere Tragfähigkeit des Lagers nur durch eine Vergrößerung von L_{konst} erreicht werden. Damit wäre jedoch das Risiko von Kantenträgen infolge unvorhergesehener Stoß- bzw. Maximalbelastungen höher. Durch Auswertung des gesamten Kollektivs ergibt sich mit dem optimierten Wälzkörperprofil eine Erhöhung der Lebensdauer auf 36,8 Jahre, was gegenüber dem Norm-Profil (18,8 Jahre) fast einer Verdopplung entspricht.

4. Untersuchung der Lagerringverformung mit der Finite-Elemente-Methode

Die bisherigen Untersuchungen haben ein starres Lagerumfeld vorausgesetzt, was hinsichtlich der Last- und Pressungsverteilung eine ideale Voraussetzung darstellt. Der Modellierungsansatz des Scheibenmodells nach [4] lässt sich ebenfalls mit der FEM umsetzen, siehe Bild 2b. Hierzu wird die Steifigkeitscharakteristik des Kontaktes über nicht-lineare Federelemente abgebildet. Diese Federn können mit einer flexiblen Umgebung gekoppelt werden, wobei eine Korrektur der Steifigkeitskennlinie infolge der lokalen Knotennachgiebigkeit an den Lagerringen erforderlich ist. Eine detailliertere Beschreibung der Modellierungsstrategie findet sich in [2] und [11]. Da das untersuchte Momentenlager lediglich ein akademisches Berechnungsbeispiel darstellt, ist keine Umgebungs- bzw. Anbindungsstruktur an das Gehäuse oder die Rotorwelle gegeben. Um dennoch den Einfluss der Lagerringverformungen bezüglich der Lastverteilung und Lebensdauer des Momentenlagers zu analysieren, wird die größtmögliche Flexibilität der Anbindungsstruktur angenommen. Hierzu wird eine ungehinderte Radialverformung beider Lagerringe über eine flexible Mehrpunkt-Randbedingung (RBE3) ermöglicht. Ziel ist es, sowohl die Lasteinleitung am Innenring als auch die Fixierung des Außenrings am Gehäuse über RBE3-Elemente umzusetzen. Die Knoten der Anschlussflächen werden jeweils mit einem Zentralknoten verbunden, dessen Verschiebung aus einer Linearkombination der angebundenen Knoten resultiert. Die Anbindungsknoten können sich relativ zueinander verschieben, sodass für die Lagerringe keine zusätzliche Versteifung resultiert. Die Vernetzung der Lagerringe erfolgt unter Vernachlässigung der Durchgangsbohrungen und ist in Bild 2b qualitativ dargestellt. Die blauen Punkte kennzeichnen die am Um-

fang verteilten Knoten der RBE3-Elemente des Innenrings und analog dazu für den Außenring die roten Punkte. Da das FE-Modell im Gegensatz zu einem Kontaktmodell nicht zur direkten Spannungsermittlung eingesetzt wird, sondern vorwiegend eine Auswertung der Lastverteilung zum Ziel hat, ist die Knotenanzahl bzw. der Systemfreiheitsgrad des Modells weitestgehend zu reduzieren. Zur Aufbringung der erforderlichen Vorspannung im FE-Modell wird für die Elementen innerhalb des Kontraktionsbereichs am Innenring (Bild 2b) ein Temperaturexpansionskoeffizient in axialer Richtung definiert. Auf diese Weise kann durch die Vorgabe einer globalen Temperatur die Lagervorspannung gesteuert werden. Abschließend wird sichergestellt, dass die Ergebnisse der Lastverteilung des FE-Modells mit versteiften Lagerringen, den Ergebnissen des zuvor genutzten Berechnungsmodells in MATLAB entsprechen. Im Bild 7a ist die Lagerlastverteilung des FE-Modells mit starren und flexiblen Lagerringen für den Lastfall C gegenübergestellt. Die radialen Ringverformungen infolge der Belastung liegen im Bereich zwischen $-0,5\text{ mm}$ und $1,25\text{ mm}$ und haben eine deutliche Vergrößerung der Lastzone zur Folge. Anhand der Pressungsverteilung in Bild 7b wird ein einseitiges Tragen der Wälzkörper ersichtlich, was insgesamt zu einer Reduzierung der Lagerlebensdauer auf 29,7 Jahre führt.

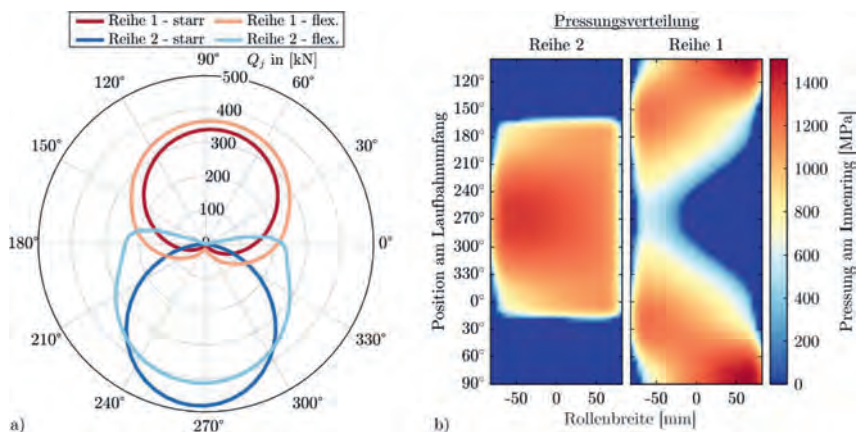


Bild 7: Last- und Pressungsverteilung des FE-Modells mit flexiblen Lagerringen für Lastfall C

5. Zusammenfassung und Ausblick

In diesem Beitrag wurde veranschaulicht, welchen Einfluss die Profilierungsauslegung und die Wahl der Lagervorspannung auf die rechnerische Referenz-Lebensdauer nach [4] haben. Dazu wurde das methodische Vorgehen beschrieben und auf die verwendeten Berech-

nungsansätze eingegangen. Ergebnis der Analysen ist eine optimierte Rollenprofilierungsfunktion, welche in Verbindung mit einer idealen Lagervorspannung zu einer signifikanten Steigerung der Lebensdauer führt. Bei genauer Kenntnis der Anbindungsstruktur können folglich unter Berücksichtigung der Lagerringverformung die ermittelten Lastverteilungen für eine weitere Anpassung der Profilierungsfunktion eingesetzt werden. Im Anschluss daran kann für die ermittelte Wälzkörperprofilfunktion des Momentenlagers eine elastohydrodynamische (EHD) Kontaktsimulation und eine weitere Optimierung des Profils erfolgen. Beispielsweise werden in [1] die Ergebnisse einer numerischen Simulation der EHD-Kontakte für ein Rotorhauptlager ausgewertet.

6. Literaturangaben

- [1] Becker, D.: Hoch belastete Großwälzlagerungen in Windenergieanlagen. Technische Universität Clausthal Diss. 2012
- [2] Breslau, G., Schlecht, B.: Modelling and simulation of roller bearings. NAFEMS DACH conference Bamberg (2018)
- [3] Eolotec: Höhere Zuverlässigkeit mit vorgespannten Lagersystemen. Konstruktion VDI Fachmedien GmbH & Co. KG (2014)
- [4] Norm DIN 26281:2010-11. Wälzlager — Dynamische Tragzahlen und nominelle Lebensdauer — Berechnung der modifizierten nominellen Referenz-Lebensdauer für Wälzlager (ISO/TS 16281:2008 + Cor. 1:2009)
- [5] Hartnett, M. J.: The Analysis of Contact Stresses in Rolling Element Bearings. Journal of Lubrication Technology 101 (1979), S. 105–109
- [6] Hofmann, M.: Neue Herausforderung für Rotorlagerungen in der 8-MW-Offshore-Klasse. Evolution Technology Magazin from SKF (2017)
- [7] Hofmann, M.: Berechnung der nominellen Referenz-Lebensdauer von Rollenlagern. IMM Technische Universität Dresden Diplomarb. 2020
- [8] Johnson, K. L.: Contact Mechanics. Cambridge: Cambridge University Press. 1985
- [9] Kunert, K.: Spannungsverteilung im Halbraum bei elliptischer Flächenpressungsverteilung über einer rechteckigen Druckfläche. Forschung auf dem Gebiete des Ingenieurwesens 27 (1961) 6, S. 165–174
- [10] Lundberg, G.: Elastische Berührung zweier Halbräume. Forschung auf dem Gebiete des Ingenieurwesens 10 (1939) 5, S. 201–211
- [11] Schlecht, B., Breslau, G., Ulrich, C.: Zur Modellbildung und Simulation von Zylinderrollenlagern, Dresdner Maschinenelemente Kolloquium (2017)

An Approach to Study the Damping Properties in Solid-Lubricated Rolling Bearing Contacts

Fundamental Experimental Investigation through Drop-Tests

Ansatz zur Untersuchung der Dämpfungseigenschaften in feststoffgeschmierten Wälzlagerkontakten

Experimentelle Grundlagenuntersuchungen durch die Fallversuche

Rahul Dahiwal, M.Sc., Prof. Dr.-Ing. Bernd Sauer

Lehrstuhl für Maschinenelemente und Getriebetechnik (MEGT),
Technische Universität Kaiserslautern

Abstract

In solid-lubricated rolling bearings, the cage, apart from guiding the balls through the no-load zone, plays a lubrication role through sacrificial wear. The contact forces occurring at cage pocket-rolling element contact strongly depend on the damping behavior of the contact pair. The parametric damping approach is considered so far in the bearing simulation model for a dry contact, as a function of penetration between the contact partners [1].

For this reason, with the proposed approach, it is attempted to derive the material-specific damping properties with the help of experiments to have a more accurate description and validate them using a simulation model. In this way, the future bearing model developments will be supported with sensible input.

1. Introduction

Solid lubrication is being widely used in rolling bearing applications due to its excellent tribological characteristics and sustainability in critical environmental conditions. Thus, solid lubricating material offers the durability prolongation of such machine elements. The wear behavior of the cage in these rolling bearings dominates their service life as the cage itself behaves as the major source of lubrication. In addition to the material-specific wear rates, the contact and friction forces between the material pair influence their wear behavior. The contact forces are, in turn, significantly influenced by the damping characteristics of, especially ball-raceway or ball-cage material contact.

In this proposed contribution, experiments have been conducted. To determine the coefficient of restitution for the contact partners, drop tests with a ball on a plate were carried out through the self-developed model set-up. Different material combinations of the test objects, ball, and plate, as well as various sizes of the balls, are considered. The high-speed camera then recorded the impacts of the ball on a plate. The damping parameters can thus be determined from the conversion of the potential or kinetic energy of the ball. The work from Nagurka provides the analytical evaluation of drop tests [2]. Additionally, a multi-body simulation model which corresponds to the model test is developed, and the model is validated based on the experimentally determined data.

2. Test Setup – Drop Tests

The design approach of the test setup was based on the guidelines mentioned in [3]. The test setup consists of a high-speed-camera, made by Chronos Company, an object lens from Canon, and the self-designed structure for dropping the balls on the plate (Fig. 1). The default settings of the camera with 1057 images per second and the maximum resolution of 1280x1024 pixels were sufficient for the accuracy of the measurement results. The tests are carried out with three types of mounting plates, seven different drop heights, six ball diameters, and two test plate materials (Polyimide with 15% Molybdenum Disulfide - PIM15, Steel). A schematic of the structure is depicted in Fig. 1 (left). A real test setup image is shown in Fig. 1 (right). The test ball is being held at a defined height with the aid of electromagnetic force and allowed to fall freely on the test plate. Bounces have been recorded with the camera, and the videos will be analyzed and evaluated with the program “Measure Dynamic.”

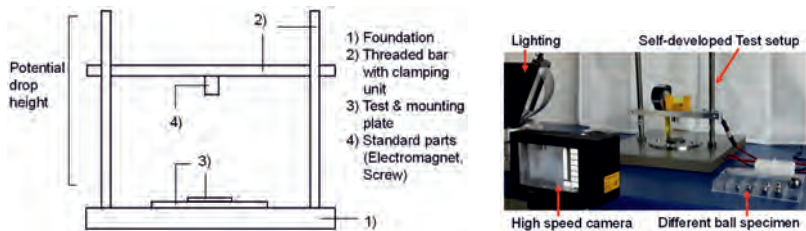


Fig. 1: Test setup sketch, schematic (left); real test setup structure (right)

3. Simulation Model

A multibody-simulation model of a ball on the plate has been developed with the program MSC. Adams. The plate is fixed to the ground marker. A floating marker is defined for the ball to describe the forces between the ball and the plate. Furthermore, contact forces are calculated based on the current ball position, velocity, and acceleration (Fig. 2 left). For a negative value of penetration, the damping force acts; otherwise, it is equal to zero. The current damping value d is calculated based on the impact velocity (Vel_{Ba-Pi}).

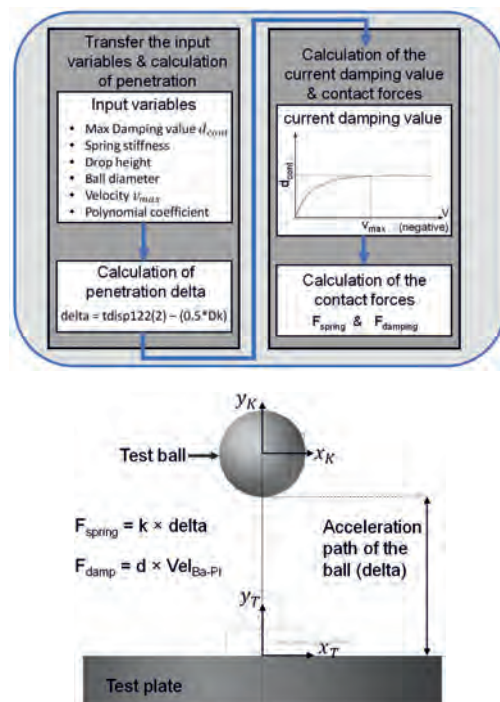


Fig. 2: Calculation process in MSC. Adams (above); Multibody Simulation Model developed (below); delta: Spring deflection, k: Spring stiffness value, d: current damping value, Vel_{Ba-Pi} : impact velocity

Damping is implemented as a polynomial function of the velocity based on the experimental results (Fig. 3 right). During the impact process, both the spring and the damping force act. Thus, the whole contact force is calculated using the following relation:

$$F_{\text{contact}} = F_{\text{spring}} + F_{\text{damping}} \quad (1)$$

4. Results

Fig. 3 shows the exemplary test results to visualize a comparison between different test plate materials (Steel, PIM15).

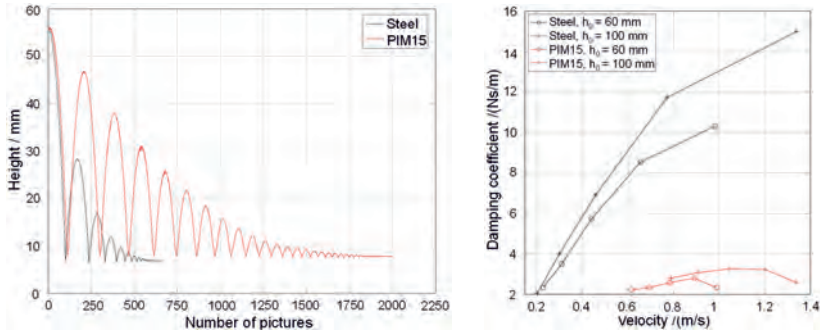


Fig. 3: Measurement values from video analysis in comparison (left) and damping coefficient plot over impact velocities (right) ($\varnothing 12$ mm, Steel & PIM15, $m = 7.06$ g)

The result is shown for a ball of 12 mm diameter and a drop height of 60 mm. It is noticeable that the rebound heights between the impact contacts on the steel plate decrease much faster than the drop on the PIM15 plate. It is probably the material pairing (Steel/Steel, Steel/PIM15), which influences the energy loss during the impact process through deformation work. Thus, the test balls get much more damped through the steel plate. A comparison of the determined damping values is plotted against the impact velocities of the different material pairs in Fig. 3 right. The damping values (coefficient of restitution - c) are calculated using formula (2). It can be concluded that the damping value between the ball and the steel plate is much more than the damping value of the ball and the PIM15 test plate.

$$c = -\frac{2m}{\Delta T} \ln(e) \quad (2)$$

where,

m = mass of the ball

ΔT = contact time of ball with the plate

5. Validation

The validation of simulation results is carried out based on experimental results using the amplitude values of the rebound height. As a result of this, it is possible to compare the dynamic behavior of the test ball, assuming the ball has no velocity components in other directions than vertical to the plate impact surface. The number of values in the experiments depend on the number of recorded images from the high-speed camera (1000 to 3000 values). Therefore, the number of values of the simulation results is modified to match the number of values with the test results. The rebound heights between the individual impact contacts are the most critical parameter for this validation. Fig. 4 (left) shows the progress of the amplitude values of rebound heights for the test ball with $\varnothing 16$ mm and a drop height of 75 mm. Furthermore, a comparison between the rebound height from simulation and test, along with their deviation, can be depicted from Fig. 4 (right). The absolute values of the differences between the test and simulation results are less than 2%.

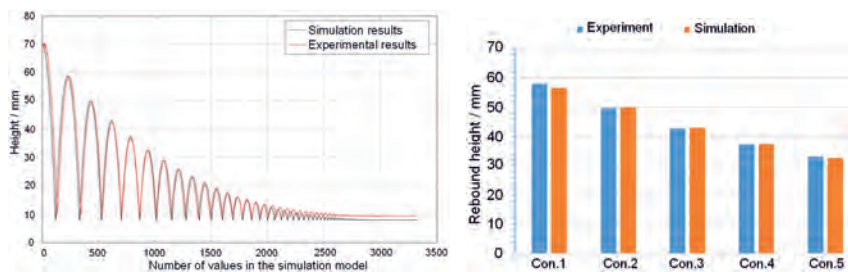


Fig. 4: Comparison of the rebound heights (left) and goodness of simulation results (right);
Test ball diameter: $\varnothing 16$ mm ($m = 16,71$ g), drop height: $h_0 = 75$ mm, Steel & PIM15

6. Summary and Outlook

In this work, drop tests are conducted to investigate the damping-related parameter for a ball and plate analogous to the contact material pair in cage pocket-ball contact. Bounces of the balls have been recorded with the high-speed camera. Furthermore, a spring-damper-model was developed in the multibody-simulation environment. Damping-velocity dependent curves have been derived and implemented in the simulation model and are validated with the experimental results. By a precise determination of the damping and stiffness parameters, it is possible to reach a high agreement between the test and simulation results. Furthermore, the implementation must be carried out in the bearing simulation models and also, the damping characteristics must be determined for other material combinations.

Literature

- [1] Wohlgemuth, M.: "Ein Beitrag zur Lebensdauerverlängerung von feststoffgeschmierten Rillenkugellagern", Dissertation, TU Kaiserslautern, 2010.
- [2] Nagurka. M.; Huang. S.: *A Mass-Spring-Damper Model of Bouncing Ball*. International Journal of Engineering. Ed. Volume 22, No 2, pp. 393-401, 2006
- [3] VDI2221: VDI 2221:1993-05, Methodik zum Entwickeln und Konstruieren technischer Systeme und Produkte

Acknowledgement

The authors would like to thank the German Research Foundation (DFG) for supporting and funding DFG project SA 898/20-1 "Lebensdauereinfluss von Käfigverschleiß bei Transferschmierung von feststoffgeschmierten Wälzlagern ".

Hysterese in der Steifigkeit von Linearführungen im Kontext sensorgestützter Lastbestimmung

Hysteresis in the Stiffness of Linear Guides in the Context of Sensor Based Load Determination

David Krampert, Sebastian Unsleber, Bosch Rexroth AG, Schweinfurt;
Leonhard Reindl, IMTEK, Albert-Ludwigs-Universität, Freiburg

Kurzfassung

Linearführungen finden als Standardkomponente weit verbreitete Anwendung z.B. in Werkzeugmaschinen. Als solche war ihr Verhalten bereits Gegenstand zahlreicher Untersuchungen, dennoch konnten wir vor kurzem zum ersten Mal eine Hysterese in der Steifigkeit als Antwort auf eine äußere Last dokumentieren. In dieser Arbeit wird zunächst die Manifestation der Hysterese in den verschiedenen eingesetzten Messsystemen gezeigt und ein Ansatz zur Modellierung des zugrundeliegenden Prozesses erläutert. Der Fokus liegt auf der Entwicklung eines einfachen Modells, welches eine effektive und praxisgerechte Korrektur des durch die Hysterese verursachten Fehlers in Messsystemen ermöglicht. Der dafür entwickelte Algorithmus auf Basis eines erweiterten Kalman Filters wird abschließend erfolgreich für die Korrektur bei der Lastbestimmung aus der Einfederung der Linearführung verwendet.

Abstract

Linear guides are widely used as standard components e.g. in machine tools. Their behavior has been the subject of numerous studies in the past, nevertheless we lately could demonstrate and document hysteresis in the stiffness as a response to external loading for the first time. This work provides a description of the manifestation of hysteresis in the employed sensor systems and an approach for modeling the origin of the phenomenon. The focus lies on the development of a simple model, which enables effective and practice-oriented correction of the hysteresis induced errors. For this, an algorithm is developed based on an extended Kalman filter, which is successfully demonstrated for error correction while measuring the external load on the linear guide via its overall deflection.

1. Einleitung

Linearführungen sind als eine der Hauptkomponenten von Achsen in Werkzeugmaschinen weit verbreitet. Steigende Präzisionsansprüche stellen hohe Anforderungen an die Steifigkeit der Führung. Hierbei wird unter Steifigkeit die Nachgiebigkeit der Führung unter einer einwirkenden Last verstanden. Für sehr hohe Steifigkeiten kommen hier vor allem Führungen mit zylindrischen, oder fast zylindrischen, Wälzkörpern zum Einsatz, welche auch im Fokus dieser Arbeit stehen. Die Steifigkeit ist nicht linear und ändert sich je nach Arbeitspunkt, was durch ein inneres Lastverteilungsmodell der äußeren Last auf die einzelnen Laufbahnen und Wälzkörper dargestellt werden kann und bereits untersucht ist [1]. Es wird allerdings, nach dem besten Wissen der Autoren, an keiner Stelle nichtlineares Verhalten in Form einer Hysterese, d.h. unterschiedlicher Steifigkeiten in Abhängigkeit des Vorzeichens der Laständerung und ihrer Historie, erwähnt. Bei Versuchen mit verschiedenen Sensorsystemen zur Bestimmung der Last auf die Linearführung konnten wir allerdings eine übereinstimmende Hysterese in allen Sensorsystemen dokumentieren. Eine ausführliche Beschreibung der Ergebnisse wurde bereits in [2] veröffentlicht. Als Ursprung der Hysterese konnte der reibungsbehaftete Wälzkontakt, genauer das Gleiten der Laufbahnen entlang der Längsachse der Wälzkörper unter Lasteinwirkung, ausgemacht und in ein mathematisches Modell überführt werden. Dieses Modell erweist sich jedoch als rechenaufwändig, weshalb der Fokus dieser Arbeit auf der Implementierung eines Kompensationsalgorithmus basierend auf einer vereinfachten Zustandsraumdarstellung des Problems liegt. Dieses Modell soll dann in einem statistischen Schätzalgorithmus verwendet werden, um den Fehler in der berechneten einwirkenden Last, der durch die Hysterese in der Messgröße eingeführt wird, zu kompensieren. Hiermit liefert es eine wichtige Grundlage für alle Sensorsysteme zur Lastbestimmung an Linearführungen, deren Messgröße durch das Hysteresephänomen beeinflusst wird. Zunächst werden jedoch die eingesetzten Sensorsysteme vorgestellt und die Charakteristika der Hysterese, inklusive ihrer Modellierung, zusammengefasst, um eine fundierte Basis für die Kompensationsmethode zu schaffen.

2. Methoden

Um die Reaktion des Führungswagens auf Belastung zu untersuchen, wurde ein Prüfstand genutzt, bei dem zwei Linearführungen, die an ihren Schienen gegeneinander verschraubt sind, gleichzeitig belastet werden können. Dies erlaubt das Verschieben der Schienen relativ zu den Wägen, ohne den kompletten Versuchsaufbau umsetzen zu müssen. Der restliche Prüfstand besteht aus einem steifen Rahmen aus vier Säulen, einer Adapterplatte, die mit dem oberen Führungswagen verschraubt wird, einer darauf befindlichen Belastungseinheit und

einer Kraftmessdose. Die Belastungseinheit ist hydraulisch aufgebaut und erlaubt so das manuelle Aufbringen von Lasten. Die Kraftmessdose ist ein Eigenbau und basiert auf Dehnmessstreifen. Die gesamte Kraftmessdose wird regelmäßig kalibriert, um min. 1 kN absolute Systemgenauigkeit über den gesamten Messbereich von 0 kN bis 100 kN zu erreichen. Die Einfederung, und damit die Systemsteifigkeit der Linearführungen, wird mithilfe von vier Wegmesstastern vom Typ MT1271 der Firma Heidenhain, platziert an den vier Ecken der Adapterplatte erfasst. Ausgewertet wird der Mittelwert der vier Taster. Ihr Messprinzip basiert auf einem Glasmaßstab und sie erreichen so eine Systemgenauigkeit von ± 200 nm. Die Einfederung und ihre Hysterese stehen im Fokus dieser Arbeit. Um die Manifestation der Hysterese an anderen Messstellen zu beleuchten und außerdem die Theorie zum Ursprung der Hysterese zu veranschaulichen, werden noch zwei weitere Sensorsysteme herangezogen. Auf den Flanken der Wagen wurden Dehnmessstreifen vom Typ 1-LY11-1.5/120 der Firma HBM aufgebracht. Die Dehnmessstreifen aus Konstantan haben einen nominellen Widerstand von 120Ω , die Widerstandsänderung wird mit Vorwiderstand in einer Viertelbrücke mit 2.5 V Speisepannung durch ein National Instruments NI-9237 Eingangsmodul erfasst. Hiermit kann die Dehnung, die bei dem Aufbiegen der Schenkel des Führungswagens entsteht, erfasst werden. Unter der Stahleinlage, welche die Laufbahn auf Seiten des Führungswagens bildet, befindet sich ein drittes Sensorsystem, welches die Dehnungen misst, welche durch Belastung der Wälzkörper entstehen. Es nutzt eine Diamond-Like-Carbon Beschichtung, welche starke piezoresistive Eigenschaften aufweisen können [3]. Hiermit ist eine Messung direkt am Punkt der Lastübertragung im Lager möglich. Das Messprinzip ist gründlich in [4] beleuchtet. Hier konnten wir zeigen, dass ein fast linearer Zusammenhang zwischen der Last auf den Wälzkörpern und dem Sensorsignal besteht. Somit ist dieses Sensorsystem gut geeignet, um die Last auf den darüberliegenden Wälzkörpern zu messen.

Im Folgenden werden zunächst die elementaren Eigenschaften der Hysterese aus [2] wiederholt. Bei Belastung und anschließender Entlastung zeigt sich eine Hysterese in allen drei eingesetzten Sensorsystemen, d.h. die Kurven des Messsignals unterscheiden sich für ansteigende und abfallende Last. Die Form für einen kompletten Lastzyklus für alle drei Sensorsysteme ist in Bild 1(a) dargestellt. Die Kurven sind auf ihre jeweilige maximale Auslenkung normiert. Die relative maximale Ausprägung der Hysterese liegt bei 0.18 bei 35 kN für die Wegmesstaster, bei 0.56 bei 35 kN für die Dehnmessstreifen und 0.1 bei 41 kN für die Sensoren auf den Stahleinlagen. Die Abweichung in der Last des maximalen Hysteresepekts der Stahleinlagen Sensoren kann mit der abweichenden Maximallast erklärt werden.

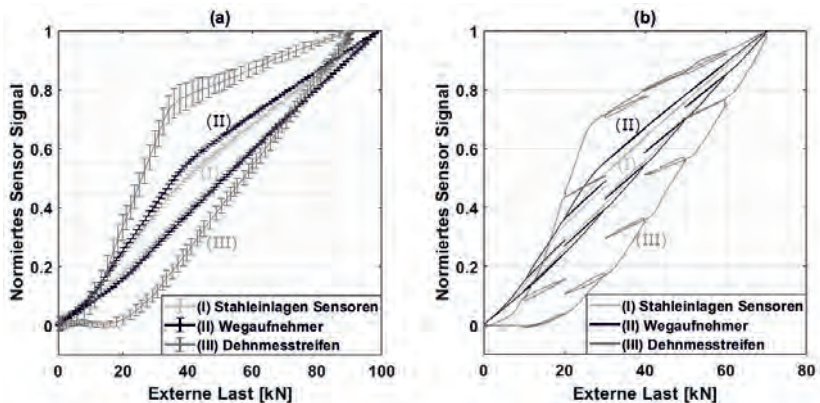


Bild 1: Hysteresebefahene Sensorsignale. (a) Lastzyklus 0 kN → 90 kN → 0 kN, Mittelwert \pm eine Standardabweichung und (b) Alternierender Lastzyklus 0 kN → 20 kN → 10 kN → 30 kN etc. nach [2].

Bei gleicher Maximallast wie auch in Bild 1(b) zeigt sich äquivalentes Verhalten der Sensorsysteme. Hier wird die Reaktion bei mehrmaligem Wechsel zwischen steigender und fallender Last beleuchtet und so ein Einblick in das Verhalten der Hysterese um verschiedene Arbeitspunkte ermöglicht.

Der Ursprung der Hysterese konnte auf den reibungsbehafteten Kontakt der Wälzkörper mit den Laufbahnen zurückgeführt werden. Bei Belastung findet ein seitliches Aufbiegen und gleichzeitiges Absenken der Schenkel und der darauf befindlichen Laufbahnen der Führungswagen statt, der Vorgang ist vereinfacht skizziert in Bild 2. Das führt zu einer Gleitbewegung x senkrecht zur Verfahrrichtung, welche durch das Kräftegleichgewicht der Reibungskraft im Kontakt F_R (abhängig von der Kraft auf den Wälzkörpern $F_{re,b}$), der elastischen Federkraft F_d , die durch die aufgebogenen Schenkel ausgeübt wird, sowie der nach außen treibenden Kraft F_x bestimmt wird. F_x wird hierbei aus der Last auf der oberen Wälzkörperreihe, $F_{re,t}$, der Last auf der unteren Wälzkörperreihe, $F_{re,b}$, und der äußeren einwirkenden Kraft F_y bestimmt nach Gl. (1) [2].

$$F_x = \sqrt{\frac{(F_{re,b} + F_{re,t})^2}{2}} + \frac{F_y^2}{4} \quad (1)$$

$F_{re,b}$ und $F_{re,t}$ werden dabei aus F_y mithilfe eines iterativen Lastverteilungsmodells berechnet. Die Reibungskraft F_R wird mithilfe des sog. LuGre Modells berechnet [5]. Dieses führt eine

interne Hilfsvariable z ein und definiert deren zeitliche Ableitung. Eine Zusammenfassung der zentralen Gleichungen findet sich in [6], welche angewandt auf das vorliegende Problem in Gl. (2) und Gl. (3) dargestellt sind

$$\frac{dz}{dt} = v - \sigma_0 \frac{\sqrt{2}|v|}{\mu_f F_{re,b} + (\mu_s F_{re,b} - \mu_f F_{re,b}) e^{-|v/v_s|}} z, \quad (2)$$

$$F_R = \sigma_0 z + \sigma_1 \frac{dz}{dt} + \sigma_2 v, \quad (3)$$

wobei v die Geschwindigkeit der Bewegung in x Richtung, μ_f der Gleitreibungskoeffizient, μ_s der Haftreibungskoeffizient und v_s die Grenzggeschwindigkeit für den Übergang von Haft- in Gleitreibung ist. σ_0, σ_1 und σ_2 sind weitere Modellparameter die die Form der Hysterese bestimmen.

Das Phänomen lässt sich also in ein vereinfachtes reibungsbehaftetes Masse-Feder System überführen [2]. Dieses ist in Bild. 2 skizziert.

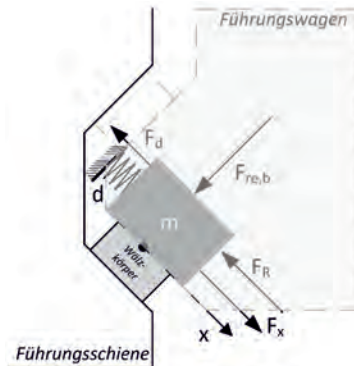


Bild 2: Skizze des vereinfachten reibungsbehafteten Masse-Feder Modells, nach [2].

F_x und $F_{re,b}$ werden aus der einwirkenden Kraft mithilfe eines iterativen Lastverteilungsmodells berechnet. Dieses vereinfachte Modell eines reibungsbehafteten Masse-Feder Systems ist in der Lage, die Hysterese in allen Sensorsystemen vorherzusagen und kann damit prinzipiell auch zur Kompensation der Hysterese als Störgröße im Messsystem verwendet werden. Dies kann über einen Schätzalgorithmus wie den Kalman Filter und Varianten dieses geschehen. Hierfür wird das Modell in eine Zustandsraumdarstellung überführt, in dem der aus

Sensorwerten abgeleitete Systemzustand über eine Wahrscheinlichkeitsverteilung repräsentiert wird. Die Auswertung des Modells durch Integration der Beschleunigung als resultierende Größe der einwirkenden Kräfte, speziell unter Berücksichtigung einer Unsicherheit im Systemzustand, ist hierbei sehr rechenaufwendig und anfällig für Instabilität, v.a. da die Zeitschritte unter praktischen Gesichtspunkten nicht beliebig klein gewählt werden können. Die exakte Beschreibung der Dynamik würde sich erst bei hohen Änderungsraten der Last signifikant auswirken, wie in [2] gezeigt wurde die Hysteresekurve bis 12.2 kN/s^{-1} Änderungsrate im Experiment nicht beeinflusst. Das System sollte für eine effizientere Auswertung deshalb unter Berücksichtigung des zugrundeliegenden physikalischen Prozesses in ein weiter vereinfachtes Hysteresemodell mit reduzierter Parameterzahl überführt werden. Dieses kann dann, gesetzt einen gleichbleibenden Parametersatz des zugrundeliegenden Modells, zur Korrektur verwendet werden.

3. Kompensationsmethode

Ein generisches Hysteresemodell ist das Bouc-Wen Modell [7] [8], welches eine virtuelle innere Zustandsvariable, im Folgenden hier h , als Repräsentation des hysteresebehafteten Anteils des Systems einführt und die Entwicklung dieser als nichtlineare Differentialgleichung beschreibt. Diese Grundidee wird hier aufgegriffen. Im vorliegenden Fall ergibt sich die Definition der zeitlichen Änderung von h aus dem Kräfteverhältnis des vereinfachten Masse-Feder-Modells. h entspricht der Auslenkung x im Masse-Feder Modell, welche sich ändert, sobald die Differenz aus Federrückstellkraft $F_d = d \cdot x$ und nach außen treibender Kraft die Reibungskraft übersteigt, und sich somit x ändert. Die zeitliche Ableitung von h sei im Folgenden proportional zum Absolutwert der zeitlichen Ableitung der nach außen treibenden Kraft F_x . Die Proportionalitätskonstante sei abhängig von der gewichteten Differenz der Reibungskraft, $d_3 F_{re,b}$, der nach außen wirkender Kraft $d_1 F_x$ und der Hysterevariable h . Das Verhalten wird durch die drei Konstanten d_1 bis d_3 bestimmt und ist in Tabelle 1 zusammengefasst.

Tabelle 1: Berechnung der Änderungsrate der Hysterevariable h

(I) $d_1 F_x - h < d_3 F_{re,b}$, $\frac{dF_x}{dt} \geq 0$	(II) $d_1 F_x - h \geq d_3 F_{re,b}$, $\frac{dF_x}{dt} \geq 0$
$\frac{dh}{dt} = 0$	$\frac{dh}{dt} = \left \frac{dF_x}{dt} \right d_2 (d_1 F_x - h - d_3 F_{re,b})$
(III) $d_1 F_x - h > -d_3 F_{re,b}$, $\frac{dF_x}{dt} < 0$	(IV) $d_1 F_x - h \leq -d_3 F_{re,b}$, $\frac{dF_x}{dt} < 0$
$\frac{dh}{dt} = 0$	$\frac{dh}{dt} = \left \frac{dF_x}{dt} \right d_2 (d_1 F_x - h + d_3 F_{re,b})$

Die Fallunterscheidung lässt sich in einer Gleichung zusammenfassen wie in Gl. (4) gegeben,

$$\frac{dh}{dt} = \left| \frac{dF_x}{dt} \right| d_2 \left(d_1 F_x - h - \operatorname{sgn} \left(\frac{dF_x}{dt} \right) d_3 F_{re,b} \right) \eta \left(\operatorname{sgn} \left(\frac{dF_x}{dt} \right) (d_1 F_x - h) - d_3 F_{re,b} \right) \quad (4)$$

wobei $\operatorname{sgn}()$ die signum Funktion und η die Heaviside Stufenfunktion darstellt. Die Koeffizienten d_1 bis d_3 bestimmen die Form der Hysterese. Sie können entweder direkt an empirische Sensordaten angepasst werden, oder es wird zunächst das ausführliche Hysteresemodell benutzt, um die Glieder der in Tab. 1 dargestellten Gleichungen und Ungleichungen zu berechnen und das entstehende Gleichungssystem nach d_1 bis d_3 zu lösen. Für die Parametrierung des im Folgenden genutzten Modells wurde die Bestimmung aus den Simulationsdaten gewählt. Hierfür wurden zunächst drei Zeitpunkte definiert. t_1 beschreibt den Zeitpunkt, an dem die Ableitung von h , also im ursprünglichen Simulationsmodell die Geschwindigkeit v , einen bestimmten Schwellwert v_{th} überschreitet. An diesem Punkt beginnt die Änderung von h , und es kann die Ungleichung (II) aus Tab.1 als Gleichung aufgefasst werden. Analog beschreibt t_2 den Zeitpunkt, an dem v den Schwellwert $-v_{th}$ unterschreitet, diesmal für fallende äußere Last. An diesem Punkt wird Ungleichung (IV) aus Tab.1 als Gleichung herangezogen. Aus den beiden Gleichungen lässt sich nun mithilfe der Simulationsdaten, die auch F_x und F_y enthalten, d_1 und d_3 berechnen. Der dritte Zeitpunkt t_{max} beschreibt den Umkehrpunkt von steigender zu fallender Last. An diesem ist auch die Hysterese h maximal. Es kann somit die Konstante d_2 aus der Gleichung für die Ableitung von h in steigender Lastrichtung errechnet werden, indem die rechte Seite von 0 bis t_{max} integriert und mit $h(t_{max}) - h(t=0)$ gleichgesetzt wird. Es ergibt sich somit das Gleichungssystem aus Gl.5, Gl. 6 und Gl. 7.

$$d_1 F_x(t_1) - h(t_1) = d_3 F_{re,b}(t_1) \quad (5)$$

$$d_1 F_x(t_2) - h(t_2) = d_3 F_{re,b}(t_2) \quad (6)$$

$$h(t_{max}) - h(t = 0) = d_2 \int_0^{t_{max}} \left| \frac{dF_x}{dt} \right| (d_1 F_x - h - d_3 F_{re,b}) dt \quad (7)$$

Es ist hierbei zu beachten, dass h aus dem ursprünglichen Modell, und nicht dem weiter vereinfachten Modell, zur Parametrierung verwendet wird, wodurch sich leichte Abweichungen ergeben können. Dies kann ggf. bei einer erneuten Kalibrierung berücksichtigt werden, also bei der Bestimmung der Parameter der Gleichungen, die die Sensorsignale in die zu messende physikalische Größe überführen.

Das so parametrisierte Modell kann nun direkt genutzt werden, um die Hysterese in Abhängigkeit der äußeren Last zu bestimmen. Benötigt wird hier außerdem erneut das Lastverteilungsmodell, welches die Kräfte F_y und F_x bestimmt. Bild 3 zeigt den Vergleich der simulierten Hysterese h durch das neue Modell und das detaillierte Modell aus [2] für einen äußeren Lastzyklus von 0 kN \rightarrow 90 kN \rightarrow 0 kN. Die Einheit von h ist μm , da sie das Gleiten der Laufbahnen auf den Wälzkörpern repräsentiert. Die Kurven der beiden Modelle sind sehr gut deckungsgleich. Zum Anpassen der Kurve wurde lediglich der Parameter v_{th} variiert, sodass eine möglichst gute Übereinstimmung erreicht wurde.

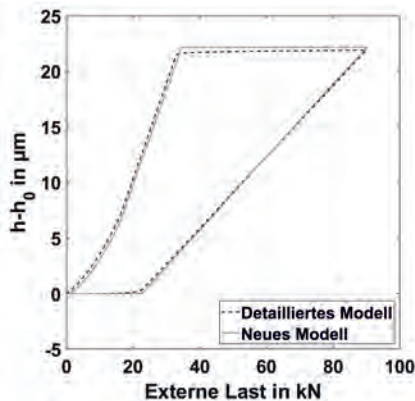


Bild 3: Vergleich der Hysteresevariable h mit ausführlichem und neuem weiter vereinfachtem Modell.

Wie zu erwarten war, ist das ursprüngliche Modell etwas glatter in den Übergängen sowohl in steigender als auch in fallender Richtung.

Das parametrisierte Modell kann nun auch zur Kompensation der Hysterese in einem Sensorsystem benutzt werden. Im Folgenden wird dies anhand der Daten der Wegaufnahme demonstriert, d.h. es soll die einwirkende Last aus der Einfederung der Linearführung bestimmt werden. Wie bereits in [2] wird die Abhängigkeit der Einfederung s von der einwirkenden Last durch das Polynom in Gl. 8 beschrieben.

$$s = p_1 h + p_2 \delta_{wk} + p_3 F_y + p_4 F_y^2 \quad (8)$$

Die Hysterese h geht linear ein, genauso wie die Verformung der Wälzkörper δ_{wk} , welche sich aus dem Lastverteilungsmodell und dem dort verwendeten Modell für die Wälzkörper ergibt. Die restliche Verformung des Aufbaus in Abhängigkeit von der einwirkenden Last F_y wird durch ein Polynom zweiten Grades beschrieben. Im nächsten Schritt muss das Modell invertiert werden. Dies kann effizient durch einen Kalman Filter geschehen. Aufgrund der Nichtlinearität sowohl der Ableitung von h als auch der Messgleichung Gl. 8 wird ein erweiterter Kalman Filter angewandt. Zunächst wird hierfür eine Zustandsraumdarstellung definiert. Der Zustand x des Systems besteht aus der äußeren Kraft F_y , deren zeitlichen Ableitung und der Hysteresevariablen h . Die Funktion f , die den Vorhersageschritt des Kalman-Filters bestimmt ist somit

$$x_{t+1} = f(x_t) = \begin{pmatrix} x_{1,t} + x_{2,t} \Delta t \\ x_{2,t} \\ x_{3,t} + \frac{dh}{dt}(x_{1,t}, x_{2,t}, x_{3,t}) \Delta t \end{pmatrix}, x_t = \begin{pmatrix} x_{1,t} \\ x_{2,t} \\ x_{3,t} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} F_y(t) \\ \frac{dF_y}{dt}(t) \\ h(t) \end{pmatrix}, \quad (9)$$

wobei $\frac{dh}{dt}$ durch Gl. 4 definiert wird, hier über den Zustand x per Gl. 10,

$$\begin{aligned} \frac{dh}{dt}(x_1, x_2, x_3) &= \left| \frac{dF_x}{dt}(x_1, x_2) \right| d_2 \left(d_1 F_x(x_1) - x_3 - \operatorname{sgn} \left(\frac{dF_x}{dt}(x_1, x_2) \right) d_3 F_{re,b}(x_1) \right) \\ &\quad \cdot \eta \left(\operatorname{sgn} \left(\frac{dF_x}{dt}(x_1, x_2) \right) (d_1 F_x(x_1) - x_3) - d_3 F_{re,b}(x_1) \right). \end{aligned} \quad (10)$$

Das kontinuierliche Hysteresemodell wird diskretisiert und die somit diskrete Variante des Kalman Filters verwendet. Durch die Wahl von f wird festgelegt, dass $\frac{dF}{dt}$ als konstant modelliert wird. Das ist natürlich i.A. nicht zutreffend und wird durch erhöhte Unsicherheit in der Prozessunsicherheitsmatrix Q ausgedrückt. Die Messgleichung g für den Korrekturschritt des Filters ist gegeben durch Gl. 8, daraus entsteht mit Zustand x und Messwert y Gl. 11,

$$y = g(x_1, x_2, x_3) = p_1 x_3 + p_2 \delta_{wk}(x_1) + p_3 x_1 + p_4 x_1^2. \quad (11)$$

Für die Implementierung des erweiterten Kalman Filters müssen sowohl f als auch g linearisiert werden durch die Berechnung ihrer Jacobi Matrizen F und G am Punkt x . Der Zusammenhang

zwischen äußerer Kraft F_y und den Kräften $F_{re,b}$ und F_x bzw. der Ableitung $\frac{dF_x}{dt}$ wird durch die Auswertung des iterativen Lastverteilungsmodells oder aber durch eine vorberechnete Look-Up Tabelle dargestellt. Aufgrund des hohen Rechenaufwands bietet sich hier letzteres an. Die partiellen Ableitungen in den Jacobi Matrizen werden daher numerisch angenähert durch zentrale Differenzenquotienten. Bild 4 (b) zeigt die Ausgabe des erweiterten Kalman Filters mit Hysterese Kompensation für einen Lastzyklus von 0 kN \rightarrow 90 kN \rightarrow 0 kN. Zum Vergleich zeigt Bild 4 (a) für den gleichen Lastzyklus die Ausgabe eines erweiterten Kalman Filters ohne Hysterese Kompensation, der lediglich an den Ast der Kurve in steigender Lastrichtung angepasst ist. Bild 4 (c) zeigt den jeweiligen Fehler der beiden Filterausgaben im Vergleich zur tatsächlich gemessenen Last. Wie zu erwarten zeigt die Ausgabe ohne Kompensation eine Hysterese analog zur Sensorausgabe. Durch die Kompensation mit Hilfe des hier vorgestellten Modells ist es möglich den Fehler sehr effektiv zu verringern. Der RMS (Root Mean Square) Fehler verringert sich von 5.6 kN ohne Kompensation auf 410 N mit Kompensation.

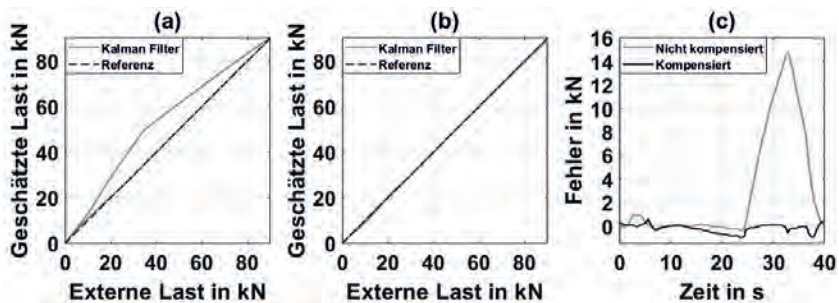


Bild 4: Rekonstruierte Last aus der Einfederung mithilfe eines Kalman Filters für einen Lastzyklus. (a) Ohne Hysterese Kompensation, (b) mit Hysterese Kompensation und (c) Vergleich des Fehlers der Ausgabe

Bild 5 (a) – (c) zeigen analog die Filterausgaben für einen Lastverlauf, bei denen die Lastrichtungsänderung mehrfach gewechselt wurde, und somit die Performance der Kompensation an mehreren Arbeitspunkten beleuchtet wird. Die maximale Last betrug hier 70 kN. Der RMS Fehler wurde von 5.4 kN beim Filter ohne Kompensation auf 300 N mit Kompensation verringert. Die Koeffizienten der Messgleichung Gl. 8 waren für beide Filter gleich gewählt.

Zum Vergleich kann der in [2] vorgestellte Ansatz der Kompensation durch die Fusion zweier Sensorsysteme herangezogen werden, die einerseits die Einfederung und andererseits die Dehnung auf den Flanken messen. Der Ansatz erreichte nach der Korrektur eines Lastzyklus von 0 kN \rightarrow 90 kN \rightarrow 0 kN eine Reduktion des RMS Fehlers auf 1.6 kN. Der erhöhte

verbleibende Fehler ist wahrscheinlich auf die kombinierte Unsicherheit aus beiden Sensorsystemen zurückzuführen. Es sei außerdem erwähnt, dass die exakte Performance der einzelnen Algorithmen auch von der Parametrierung des jeweils eingesetzten Kalman Filters abhängt. Nichtsdestotrotz lässt sich insgesamt eine sehr gute Performance des entworfenen Kompensationsalgorithmus feststellen.

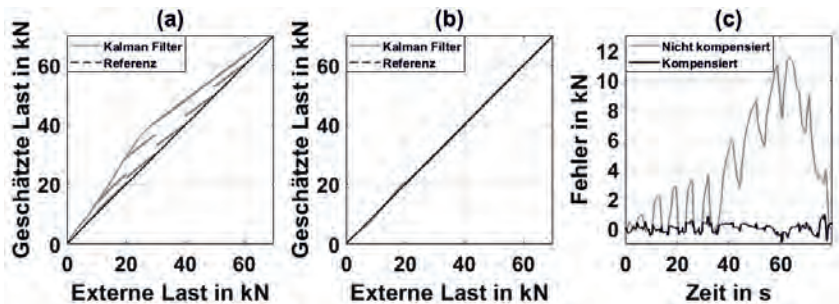


Bild 5: Rekonstruierte Last aus der Einfederung mithilfe eines Kalman Filters unter mehrfachem Erhöhen und Verringern der Last. (a) Ohne Hysterese Kompensation, (b) mit Hysterese Kompensation und (c) Vergleich des Fehlers der Ausgabe

Wenn sich die Parameter des zugrundeliegenden physikalischen Modells ändern, etwa bei Einsatz bei einer anderen Linearführung, sollte zunächst das physikalische Modell neu parametrisiert werden, sodass die Hysterese möglichst exakt berechnet werden kann. Aus dieser Vorhersage kann dann leicht, wie zuvor in diesem Abschnitt beschrieben, die Parametrierung des weiter vereinfachten Modells zur Hysteresekompensation abgeleitet werden.

4. Zusammenfassung und Ausblick

Bei den untersuchten Linearführungen mit zylindrischen Wälzkörpern tritt bei Belasten und anschließendem Entlasten in mehreren Messgrößen eine Hysterese auf. Diese kann auf ein reibungsbehaftetes Gleiten der Laufbahnen auf den Wälzkörpern zurückgeführt werden. Die Hysterese tritt vorrangig nach Aufhebung der Vorspannung auf. Das Verständnis und die Modellierung des Hysteresephänomens kann einen wichtigen Beitrag zur Weiterentwicklung existierender Modelle von Linearführungen leisten. Besonders wenn durch eine Messgröße, zu meist eine Verformung an verschiedensten Stellen, auf die einwirkende Last zurückgeschlossen werden soll, kann diese Messung durch die Hysterese stark beeinträchtigt werden. Die

vorliegende Arbeit beschäftigte sich deshalb vorrangig mit der Entwicklung einer Kompensationsmethode für die sensorgestützte Lastbestimmung. Hierfür wurde ein bestehendes, vereinfachtes Modell für feststehende Parameter weiter vereinfacht und in eine Zustandsraumdarstellung überführt. Dies ermöglichte den Einsatz eines erweiterten Kalman Filters, der sowohl die einwirkende Last als auch die Ausprägung der Hysterese bestimmen kann. Die Leistungsfähigkeit des gesamten Kompensationsalgorithmus wurde erfolgreich anhand zweier Lastverläufe demonstriert. Die Vorgehensweise ist auf beliebige Sensorsysteme übertragbar.

In Zukunft sollte die Auswirkung von verschiedenen Parametern, wie der Geometrie der Linearführung in ihren Ausprägungen, insbesondere die der Wälzkörper, oder dem aktuellen Schmierzustand untersucht werden. Des Weiteren sollte die Kompensationsmethode für den Einsatz bei Überlagerung verschiedener Lastarten angepasst und geprüft werden.

5. Literaturangaben

- [1] Lenssen, S. und Sarfert, J.: Berechnung wälzgelagerter Linearführungen. Konstruktion Band 46 (1994) S. 209-214
- [2] Krampert, D., Ziegler, M., Unsleber, S., Reindl, L. und Rupitsch, S.J.: (Im Druck). On the Stiffness Hysteresis of Profiled Rail Guides. Tribology International (2021)
- [3] Tibrewala, A., Peiner, E., Bandorf, R., Biehl, S. und Lühje, H.: Piezoresistive gauge factor of hydrogenated amorphous carbon films. Journal of Micromechanics and Microengineering (2006) S. 75-81
- [4] Krampert, D., Unsleber, S., Janssen, C. und Reindl, L.: Load Measurement in Linear Guides for Machine Tools. Sensors (2019)
- [5] Wit, C. C., Olsson, H., Åström, K. J. und Lischinsky, P.: A New Model for Control of Systems with Friction. IEEE Transactions on Automatic Control Bd. 40 (1995) S. 419-425.
- [6] Åström, K. J. und Wit, C. C.: Revisiting the LuGre friction model. IEEE Control Systems Magazine Bd. 28 (2008) S. 101-114.
- [7] Bouc, R.: Forced Vibration of mechanical systems with hysteresis. Proceedings of the Fourth Conference on Nonlinear Oscillation (1967) S. 315
- [8] Wen, Y. K.: Method for random vibration of hysteretic systems. Journal of Engineering Mechanics (1976) S. 249-263

Wälzlagergeräuschberechnung im quasistatischen Regime

Dr. rer. nat. **Hannes Grillenberger**,
Schaeffler Technologies AG & Co. KG, Herzogenaurach

Kurzfassung

Geräuschanforderungen für Maschinen bekommen zunehmend Aufmerksamkeit. Da dies auch für Wälzlager gilt, ist es essenziell diese auch bezüglich ihres Geräuschverhaltens auszulegen. Es geht dabei nicht nur darum, leise Lager zu produzieren, sondern das Geräusch muss auch vorhergesagt, bewertet und ausgelegt werden. Daher sind Simulationen unabdingbar, um die große Vielzahl an Lagertypen und Einflussfaktoren abdecken zu können. Beispielsweise können in Simulationen alle Last und Anwendungsszenarien simuliert werden, im Gegensatz zu Geräuschtests, die typischerweise unter Referenzbedingungen durchgeführt werden.

Die Geräuschsimulationen werden typischerweise im Zeitbereich mit Finiten-Elemente Analysen oder Mehrkörpersimulationen durchgeführt. Beide Methoden liefern sehr genaue Ergebnisse. Allerdings sind die Simulationen sehr langsam und die Bedienung der Programme ist komplex, was den Anwenderkreis beeinträchtigt.

Falls das normale Laufgeräusch untersucht werden soll, kann der Fokus der Untersuchung auf Variable-Compliance (VC) Vibrationen gelegt werden. Diese entstehen aufgrund der unterschiedlichen Steifigkeit des Lagers während der Satzrotation. In jeder Satzstellung unterstützt eine unterschiedliche Anzahl an Wälzkörpern eine (konstante) externe Kraft, was zu einer variierenden Steifigkeit und letztendlich in einer variierenden Verlagerung führt, die als Vibration detektiert wird. Dieses Phänomen kann genauso auch von einer Abweichung von der idealen Geometrie des Wälzkörpers oder der Laufbahn – wie einer Welligkeit, der Wälzkörpersortierung, oder auch einem Pitting - angeregt werden, dann allerdings mit einer anderen Frequenz. Daraus ergibt sich, dass ebenfalls ideale Lager durch VC-Schwingungen Geräusche emittieren.

Ist der Fokus auf VC-Schwingungen, dann kann auch im kinematischen und quasi-statischen Limit simuliert werden. Dieses gilt, da VC-Schwingungen hauptsächlich von der Lastzone ausgehen. Eine Simulation im kinematischen Limit bietet den Vorteil, dass die Berechnungen wesentlich schneller ablaufen und die Simulationsprogramme meist einem breiteren Nutzerkreis zur Verfügung stehen. Somit werden Optimierungen der Lagerperformance bzgl. Geräusch schneller möglich und die Geräuschanforderungen an Lager können effizient ausgelegt werden.

1. Einleitung

Nicht nur im Zuge der Elektrifizierung des Antriebsstrangs, sondern auch bei hoch präzisen Maschinen geraten Geräusche und Vibrationen weiter in den Fokus. Da dies auch für Wälzlager gilt, ist es essenziell diese auch bezüglich ihres Geräuschverhaltens auszulegen, das sich grob in einen passiven und aktiven Teil unterteilen lässt. In diesem Artikel wird der Begriff Geräusch mit Körperschall synonym verwendet. Dies ist im Fall der Wälzlager zulässig, da Wälzlager typischer Weise in größeren Systemen integriert sind, eine direkte Schallabstrahlung aus dem Lager in vielen Fällen durch Dichtungen gedämpft wird, und Körperschall die Basis von Luftschall bildet.

Der passive Anteil wird von der mittleren Steifigkeit eines Lagers bestimmt und trägt zur allgemeinen Dynamik des Gesamtsystems (z.B. des Wellensystems) und dessen Resonanzen bei. Der aktive Teil stellt die Vibrationsanregung des Lagers selbst dar und kann wiederum in mehrere Phänomene unterteilt werden – eine erste Einteilung könnte in zusätzliche Kraftstöße, Reibphänomene oder veränderliche Steifigkeit vorgenommen werden. Zusätzliche Kraftstöße können beispielsweise durch Käfigdynamik angeregt werden, Stick-slip Effekte zählen zu den Reibeffekten. Diese Phänomene werden typischerweise im Zeitbereich mit Finiten-Elemente Analysen oder Mehrkörpersimulationen durchgeführt. Beide Methoden liefern sehr genaue Ergebnisse. Allerdings sind die Simulationen sehr langsam und die Bedienung der Programme ist komplex, was den Anwenderkreis beeinträchtigt. veränderlichen Steifigkeit (Variable Compliance – VC) können ebenfalls im Zeitbereich simuliert werden – dies ist insbesondere wichtig, wenn deren Wechselwirkung mit der System- oder Käfigdynamik von Interesse ist. Allerdings können VC-Schwingungen auch im quasistatischen Regime simuliert werden, wenn auf dynamische Effekte in der aktuellen Fragestellung verzichtet werden kann.

2. Variable Compliance Schwingungen

Variable Compliance (englisch für Veränderliche Steifigkeit) Schwingungen werden durch die Rotation des Wälzlagers hervorgerufen. Wird ein Lager mit einer konstanten radialen Kraft belastet, so ändert sich dessen Steifigkeit aufgrund der relativen Rotation der Ringe und Wälzkörper. In Bild 1 ist für ein Radialzylinderrollenlager die Lastzone für die Symmetrie und Scheitelstellung

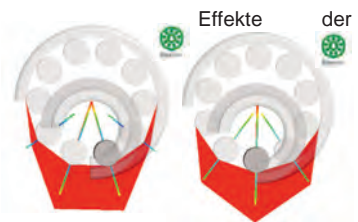


Bild 1: Lastzone (rot) eines idealen Lagers in Symmetriestellung (links) und Scheitelstellung (rechts) mit den Kontaktpressungen als farbliche Streifen. Die Ringverlagerung ist um den Faktor 200 überhöht.

dargestellt. Aufgrund der unterschiedlichen Anzahl der Wälzkörper in der Lastzone und deren jeweiligen Belastung, sind die einzelnen Kontaktsteifigkeiten und damit auch die Gesamtsteifigkeit des Lagers unterschiedlich und das Lager federt unterschiedlich stark ein.

In Bild 2 ist der Verlauf der radialen Einfederung parallel und senkrecht zur Kraftrichtung für dieses Lager mit dieser Belastung dargestellt. Die Grundfrequenz der beiden periodischen Funktionen ist die Überrollfrequenz am Außenring (BPF_0). Da die

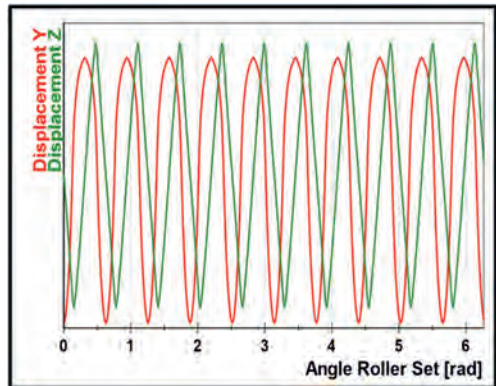


Bild 2: Verlagerung eines idealen Zylinderrollenlagers in radialer Richtung parallel (rot) und senkrecht (grün) zur radialen Last.

Verlagerungskurven nicht sinus-förmig sind, entstehen im Fourier-Spektrum harmonische Frequenzen höher Ordnung. Die BPF_0 ist in diesem Fall die Grundfrequenz, mit der die Symmetrie der Lastzone wiederhergestellt ist. Die Formeln zur Überrollfrequenzberechnung [1] spiegeln genau diese Symmetriebetrachtung wider. Die Amplitude der VC-Schwingungen und deren Harmonischen hingegen kann nicht mit einer einfachen Symmetriebetrachtung berechnet werden.

Einerseits wird dies deutlich, wenn ein ideales Lager rein axial belastet wird. Hier wird die äußere Last unabhängig von der Satz- und Wälzkörperstellung konstant unterstützt und das Lager hat eine zeitlich konstante Steifigkeit. Somit sind die VC-Amplituden in diesem idealisierten Fall gleich null. Dass eine axiale Anstellung eines Lagers zur Verringerung der Geräusche führt [3], wird durch diesen Effekt erklärt.

Andererseits wird die Abhängigkeit der VC-Amplituden deutlich, wenn Abweichungen von der idealen Geometrie eingebracht werden. Wird beispielsweise auf der Außenring-laufbahn eine Abweichung von der idealen Form mit einem quaderförmigen Aufwurf eingebracht, ändert sich der Zeitverlauf und das Spektrum desselben Lagers, wie in Bild 3 und 4 dargestellt. Die Frequenzen der Grundschiwingung und deren Harmonischen sind noch dieselben wie im idealen Fall. Die Amplituden haben sich stark verändert und sind somit nicht nur von der Lastzone, sondern auch von den Abweichungen abhängig. Für einen außenstehenden Betrachter scheint das sich Lager aufgrund der Abweichung trotz konstanter externer Kraft

unterschiedlich stark zu verlagern – was mit einer sich verändernden Steifigkeit gleichgesetzt werden kann. Somit erweitert sich das Konzept der VC-Schwingungen auf Abweichungen.

In Bild 4 ist deutlich zu erkennen, dass die BPF_i (Überrollfrequenz des Innenrings) nicht im Spektrum auftaucht, da in diesem Fall der Innenring als ideal rund angenommen ist. Wird dieser ebenfalls mit einer Abweichung versehen, so treten neben der BPF_i und der BPF_o auch noch Seitenbänder auf.

Diese entstehen aufgrund der Modulation der beiden Signale – eine reine Addition zweier ‚Elementarsignale‘ ist also nicht möglich. Vielmehr muss die Berechnung für jede Abweichungskonfiguration individuell durchgeführt werden.

Für ein reales Lager mit fertigungsbedingten Abweichungen der Laufbahnen aller Wälzlagerkomponenten wird das Spektrum sehr komplex. Ein direkter Schluss aus dem Spektrum zurück auf die zugrundeliegenden Abweichungen, deren Position, Form und Größe ist schwierig. Zwar ist durch die detektierten Frequenzen die Wälzlagerkomponente (Innenring, Außenring, Wälzkörper) relativ leicht identifizierbar, aber durch die Vielzahl der Kombinationsmöglichkeiten von Position, Größe und Überlagerung eine Rückrechnung nicht ohne Weiteres zu machen.

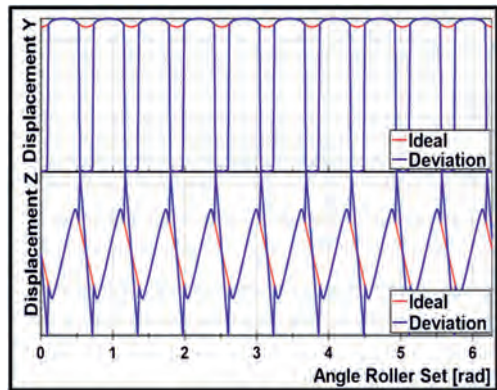


Bild 3: Verlagerung des Lagers in Abb. 2. Das Signal mit Abweichung (blau) folgt derselben Periodizität wie das Grundsignal des idealen Lagers (rot). Aufgrund der zusätzlichen Peaks sind höhere Harmonische zu erwarten.

3. Quasistatische Geräuschberechnung

Die Eigenschaften der Variable Compliance (VC) Schwingungen können sich für eine Geräuschberechnung im quasistatischen Regime zu Nutze gemacht werden. Wird eine Serie von Lagereinfederungen mit einer quasistatischen Berechnung durchgeführt, so kann unter Kenntnis der Drehzahlen und Positionen von eventuellen Abweichungen der Idealgeometrie für einen beliebigen Lastfall (Externe Last und Lagerdrehzahl) ein Zeitsignal der Lagerbewegung berechnet werden. Durch Ableiten ergeben sich Geschwindigkeits- und

Beschleunigungssignal – die typischen Daten zur Beschreibung von Körperschall, die anschließend mit den bekannten Methoden analysiert werden können [2].

Als quasistatisches Regime wird in diesem Zusammenhang die Berechnung der Lastverteilung und Einfederung für einen konkreten Zeitpunkt und der damit verbundenen Position und Verdrehung aller Wälzlagerkomponenten bezeichnet. Um die Quasistatik zu erreichen, wird dieser ‚statische Zeitpunkt‘ mit den Kräften und Beschleunigungen überlagert, die aus einer konstanten Lagerdrehzahl und Last entstehen. Typischerweise wird weiterhin eine konstante Wälzkörperteilung

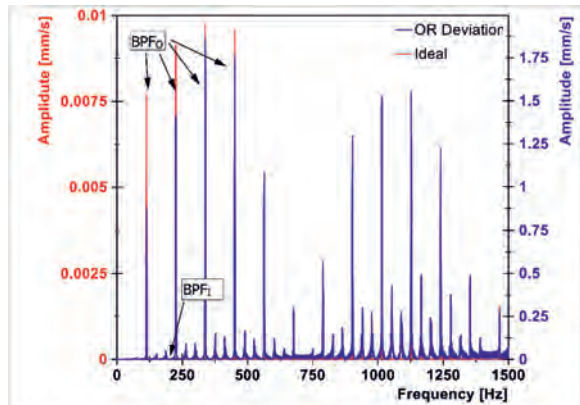


Bild 4: Geschwindigkeitsspektrum in Y-Richtung des Zeitsignals aus Bild 3. Die beobachtbaren Frequenzen sind dieselben, allerdings ist die Amplitude des Lagers mit Abweichung deutlich höher, was durch unterschiedliche Skalierungen der vertikalen Achsen zu erkennen ist.

angenommen und die Käfigdynamik vernachlässigt. Diese Art der Berechnung eignet sich insbesondere für den schnellen Vergleich von unterschiedlichen Konfigurationen des Lagers bezüglich Geometrie-(Abweichungen) oder dem Identifizieren kritischer Lastfälle.

Wird diese Methode in ein bestehendes Programm zur Lagerauslegung integriert, so kann eine schnelle und umfassende Auslegung durchgeführt werden. Alle aktuellen Berechnungen der quasistatischen Geräuschberechnung sind mit Bearinx der Firma Schaeffler Technologies AG & Co. KG durchgeführt worden [4].

3.1. Stärken und Limits der quasistatischen Geräuschberechnung

Die quasistatische Geräuschberechnung auf Basis von Variable Compliance Schwingungen hat intrinsische Grenzen aufgrund der Berechnungsmethode. Die offensichtlichsten sind die Vernachlässigung von Beschleunigungen und dynamischen Effekten, was zu schnellen Berechnungen und einfachen Modellen führt. Insbesondere Drehbeschleunigungen, Käfig- und System-Dynamik, aber auch der Drehzahlverlust der Wälzkörper in der lastfreien Zone sind hier zu nennen. Daraus ergibt sich, dass eine Stärke der quasistatischen

Geräuschberechnung die Geräuschanregung von unterschiedlichen (abweichungs-behafteten) Lagern und Lastfällen liegt.

Ein weiteres Limit kann das Kontaktmodell zwischen Wälzkörper und Laufbahn darstellen. Die meisten dieser Modelle in Programmen zur kompletten Lagersimulation sind auf bekannte Oberflächenpaarungen mit konstanter makroskopischer Krümmung optimiert. So kann beispielsweise ein Kugel-Laufbahnkontakt nach Hertz berechnet werden. Hierzu ist die nominale Durchdringung der Körper in der Mitte des Kontakts sowie deren Krümmungen und Materialkennwerte ausreichend. Für Rollen-Laufbahn-Kontakte kann ein Scheibchenmodell verwendet werden, was mit einer höheren eindimensionalen Abtastung des Kontakts entspricht. Abweichungen von der idealen Krümmung der Oberflächen innerhalb der Kontaktscheiben (bzw. des Kugelkontakts) können somit nicht korrekt berücksichtigt werden. Das Limit der minimalen Ausdehnung einer Abweichung ist somit auch lastfallabhängig. Ändert sich zusätzlich auch noch das Schmierungsregime (vollgeschmierter Kontakt, Mischreibung, trocken), so wird dies typischerweise von den optimierten Kontaktmodellen nicht betrachtet. Somit können beispielsweise Effekte der Rauigkeitsparameter auf die Vibration von Lagern nicht vollständig mit solchen Kontaktmodellen berechnet werden.

3.2. Validierung der quasistatischen Geräuschberechnung

Die Validierung einer Methode bezieht neben dem Vergleich mit anderen Methoden (Formeln, Simulationenmethoden oder auch Tests) auch die Fragestellung an die Methode und deren

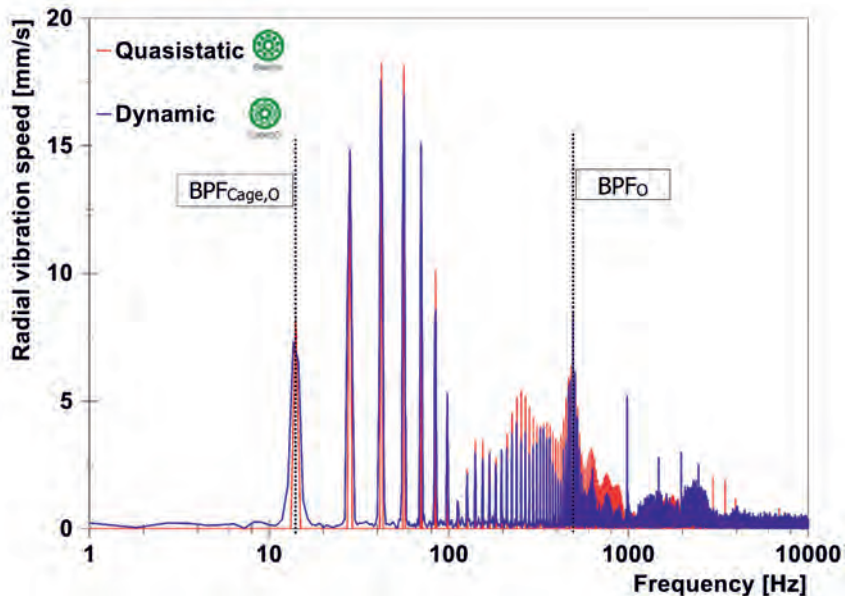


Bild 5: Vergleich des Spektrums einer dynamischen und quasistatischen Berechnung für ein Radialnadelager mit einer größeren Nadel.

Gültigkeitsbereich mit ein. Wie in Abschnitt 3.1. erwähnt sind die Grenzen der quasistatischen Berechnung einerseits in der Vernachlässigung der Dynamik und andererseits im verwendeten Kontaktmodell.

In Bild 5 ist als Beispiel der Vergleich berechneter Spektren eines radial belasteten Radialnadelagers mit einer Belastung von 0,65 % der statischen Tragzahl gezeigt, bei dem eine Nadel einen um 0,06 % größeren Durchmesser hat als alle anderen. Die dynamische Berechnung ist mit dem bereits für Geräuschberechnungen validierten Mehrkörpersimulationsprogramm Caba3D der Firma Schaeffler Technologies AG & Co. KG [5,6] durchgeführt worden. In beiden Spektren sind die charakteristischen Frequenzen des Lagers sehr gut zu erkennen. Die $BPF_{Cage,0}$ bezeichnet die Satzrotationsfrequenz und zeigt mit ihren Vielfachen die Symmetrie nach einer Satzumdrehung an. Die BPF_0 ist die Überrollfrequenz am Außenring. Sowohl die

Grundfrequenzen als auch die höheren Harmonischen werden mit beiden Berechnungsmodellen sehr gut getroffen. Auch die Übereinstimmung der Amplituden beider Kurven im Bereich der Überrollfrequenzen ist sehr gut, und unterscheidet sich nur aufgrund von Abtasteffekten, wie sie beispielsweise im Bereich der $BPF_{\text{Cage},O}$ in Bild 5 zu erkennen sind. Methodenbedingt kann die Quasistatische im Gegensatz zur dynamischen Berechnung zwischen den Überrollfrequenzen keinen Beitrag liefern, da dieser Anteil aus der Systemdynamik bzw. Käfigdynamik stammt. Die Kurven unterscheiden sich daher in diesem Bereich.

Eine ähnliche Untersuchung zeigt Bild 6, in der dieser Vergleich für ein Radialkegelrollenlager dargestellt ist. Der Innenring des Lagers wird mit einer Drehzahl von 400 Umdrehungen pro Minute gedreht und das Lager mit einer Belastung von 0,47% der statischen Tragzahl rein axial belastet. Die Rollen haben einen zufällig in einem Bereich von 0,06% variierenden Durchmesser. Die aufgrund der rein axialen Belastung symmetrische Lastzone wird nur durch die Anordnung der Wälzkörper gebrochen. Aufgrund deren statistischer Verteilung wird die Symmetrie erst nach einer Satzumdrehung erreicht. Daher ist ausschließlich die Satzfrequenz und deren höher Harmonischen im quasistatischen Spektrum zu erkennen – während aufgrund von dynamischen Effekten sich auch andere Anteile im dynamisch berechneten Spektrum finden lassen.

4. Zusammenfassung und Diskussion

Geräuschberechnung von Wälzlagern kann im quasistatischen Regime eine sehr erfolgreiche Methode sein, wenn Käfig- und Systemdynamik für die aktuelle Fragestellung von untergeordneter Rolle ist. Wird ein kinematischer Betrieb angenommen, ist es ausreichend, die Berechnung bis zur nächsten Symmetriestellung durchzuführen und anschließend künstlich aneinander zu reißen, um eine gute Auflösung im Spektrum zu erreichen. Dies ist im dynamischen Fall nicht möglich und die Berechnung muss zwingend bis zur gewünschten Auflösung laufen. Insbesondere bei der Bewertung von Toleranzlagen für einen konstanten Betrieb bietet diese Simulationsmöglichkeit aufgrund der geringeren Berechnungszeit und der größeren Usergruppe Vorteile.

Je nach in die Berechnung integriertem Kontaktmodell können auch Einflüsse der Steifigkeitsänderung auch innerhalb der Kontaktellipse aufgelöst werden. Für typische in Mehrkörpersimulationsprogramme integrierte und für ideale Kontaktmodelle, die auf Hertz beruhen, ist die Auflösungsgrenze allerdings im Bereich der Kontaktellipse, damit auch lastfallabhängig. So können die Effekte von beispielsweise Rauigkeit der Kontaktpartner nicht direkt auf die Geräuschentwicklung untersucht werden.

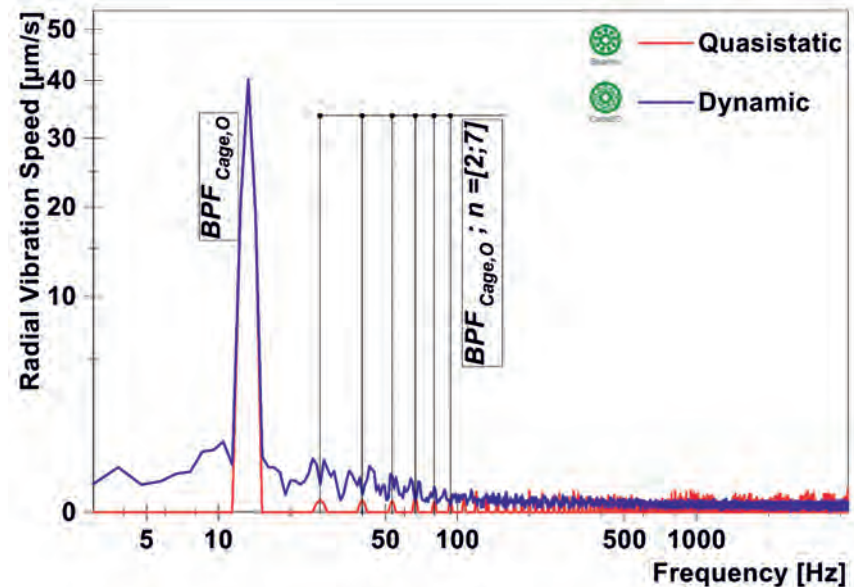


Bild 6: Vergleich des Spektrums einer dynamischen und quasistatischen Berechnung für ein Radialkegelrollenlager mit zufällig verteiltem Rollendurchmesser

5. Literaturverzeichnis

- [1] VDI Richtlinie 3832: Körperschallmessung zur Zustandsbeurteilung von Wälzlagern in Maschinen und Anlagen: Verein Deutscher Ingenieure; 2013; ICS 1.140.20,21.100.20;
- [2] ISO 15242-1: 2015: Rolling bearings - Measuring methods for vibration - Part 1: Fundamentals; ISO 15242-1:2015(E)
- [3] Wälzlagerkatalog HR1; Schaeffler Technologies AG & Co. KG; 2019;
- [4] https://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/brochure/downloads_1/pbb_de_de.pdf
- [5] https://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/brochure/downloads_1/pca_de_en.pdf
- [6] Vlasenko, D., Hahn, B.: Modeling of Elastic Cages in the Rolling Bearing Multi-Body-Tool Caba3D; In: Kecskeméthy, A., Geu Flores, F.: Multibody Dynamics 2019, Springer International Publishing, Cham, 2019

Simulation des Betriebsverhaltens von Wälzlagern unter elektrischer Beanspruchung

Dr.-Ing. **Viktor Aul**, ZF Wind Power Antwerpen NV, Lommel, Belgien;
Dipl.-Ing. **Tobias Riemer**, Dipl.-Ing. **Thomas Meinerz**,
Dipl.-Ing. **Marco Schwarz**, ZF Friedrichshafen AG, Friedrichshafen

Kurzfassung

Die stetig steigende Anzahl an Elektro- und Hybridfahrzeugen bringt steigende Anforderungen an elektrifizierte Antriebsstränge und deren Komponenten mit sich. Hierbei kann es zu Stromdurchgang an Wälzlagern kommen, welcher infolge Oberflächenveränderungen an den Laufbahnen zu akustischen Auffälligkeiten oder Bildung von Pittings führen kann.

Zur Untersuchung dieser Fragestellungen werden in der Zentralen Forschung und Entwicklung der ZF Friedrichshafen AG Simulationsmodelle entwickelt, die das Betriebsverhalten von Wälzlagern unter elektrischer Beanspruchung in einem weiten Betriebsbereich abbilden sollen. In vielen Anwendungen werden Wälzlager über weite Teile der Gebrauchsdauer im Mischreibungsbereich betrieben. Dieser Bereich ist daher für die Modellbildung auch wichtig, wird in vielen bisher bekannten Modellen jedoch nur unzureichend abgebildet.

Der vorliegende Beitrag erläutert einen Ansatz zur Simulation des Betriebsverhaltens von Wälzlagern unter elektrischer Beanspruchung. Im Fokus stehen hierbei Kugellager sowie der für die Praxis relevante Bereich der Mischreibung. Es werden Validierungsmaßnahmen vorgestellt und das Betriebsverhalten bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen untersucht. Schließlich werden gängige Abhilfemaßnahmen wie Isolierschichten bewertet.

1. Einleitung

Die elektrische Zusatzbeanspruchung an Wälzlagern in elektrifizierten Antriebssystemen hat ihren Ursprung in der Ansteuerung des Elektromotors mittels Frequenzumrichter. Prinzipbedingt liegen parasitäre Effekte im Elektromotor vor, welche sich in Abhängigkeit von den Betriebsbedingungen des Gesamtsystems unterschiedlich ausbilden. Einerseits können hochfrequente Ströme über die Wälzlager der Motoren fließen, andererseits kann der durch die Common-Mode-Spannung verursachte parasitäre Spannungsabfall an den Motorlagern bei Überschreiten der Durchschlagspannung im Schmierspalt eine sogenannte EDM-Lichtbogenentladung verursachen [2] [3] [6].

Ein Überblick über mögliche Schadensformen ist in Bild 1 zu sehen. Diese umfassen typische, mattgraue Laufspuren, welche durch Schmelzkrater in den Laufbahnen hervorgerufen werden. Folge dieser Schädigungen können im Anschluss Riffelbildung oder bei entsprechender Ausbildung des Potentials White Etching Cracks (WEC) bedingte Pittingschäden sein [3] [4].

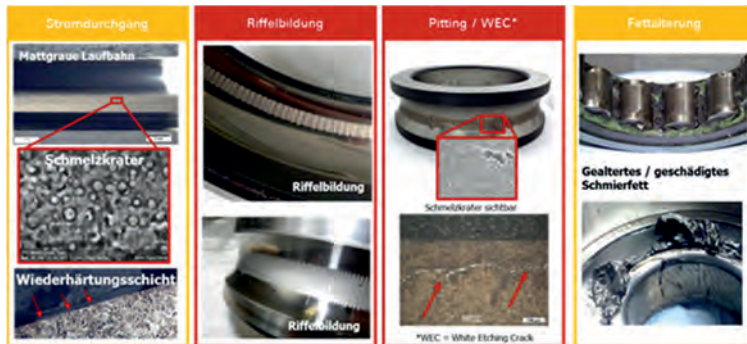


Bild 1: Wälzlagerschäden durch elektrischen Stromfluss bzw. elektrisches Potential

Um das parasitäre elektrische Systemverhalten zu verstehen, mögliche kritische Zustände zu identifizieren und geeignete Gegenmaßnahmen auswählen zu können, wird ein Gesamtsystemmodell aus Leistungselektronik, Elektromotor sowie Mechanik und deren Komponenten benötigt. In diesem Gesamtsystemmodell stellen Wälzlager ein zentrales Submodell dar, welches je nach Betriebspunkt Einfluss auf das Systemverhalten nimmt. [2] [6] Der vorliegende Beitrag erläutert das entwickelte Berechnungsmodell für Radial-Rillenkugellager unter elektrischer Beanspruchung. Im Fokus steht die Modellierung des elektrischen Verhaltens bei unterschiedlichen Betriebspunkten und unter Berücksichtigung verschiedener Schmierungsstände. Im nächsten Schritt werden Maßnahmen zur Modellverifikation erläutert. Abschließend wird das elektrische Betriebsverhalten unter Berücksichtigung von Last, Drehzahl, Öltemperatur sowie anliegender Spannung und Frequenz für Lager mit und ohne Isolierung aufgezeigt.

2. Berechnungsmodell

Mechanisch-elektrisches Modell

Das elektrische Verhalten von Wälzlagern wird insbesondere durch den als Dielektrikum wirkenden Schmierstoff in den Wälzkontakten zwischen Wälzkörpern und Laufbahnen bestimmt. Zur Beschreibung dieses Verhaltens wird nachfolgend das in [5] beschriebene Modell für Radial-Rillenkugellager verwendet.

Das Modell besteht aus zwei Teilmodellen. Im ersten, mechanischen Teilmodell werden mit Hilfe der am Lager wirkenden Kräfte und Momente sowie der Lagergeometrie die Wälzkörperlasten nach DIN16281 bestimmt. Des Weiteren werden die Geschwindigkeitsverhältnisse in jedem Wälzkontakt in Abhängigkeit der Lagerdrehzahl ermittelt. Mit Hilfe dieser Daten werden mittels der Wälzkörperlasten, der Geschwindigkeitsverhältnisse sowie den rheologischen Schmierstoffeigenschaften wie Viskosität und Dichte die Schmierfilmhöhen in jedem Kontakt ermittelt. Im zweiten, elektrischen Teilmodell wird jeder Wälzkontakt mit seinen elektrischen Eigenschaften abgebildet. Anschließend werden die Einzelkontakte der Z Wälzkörper zu einem Gesamtersatzschaltbild zusammengefasst. Dieses Ersatzschaltbild ist in Bild 2 dargestellt.

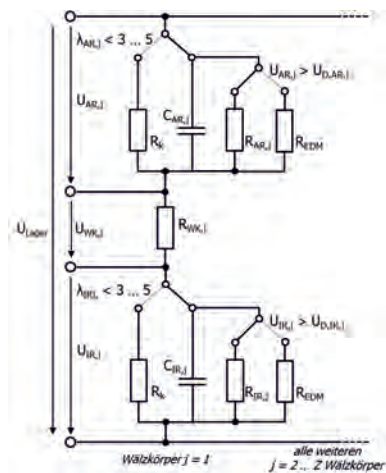


Bild 2: Elektrisches Ersatzschaltbild eines Radial-Rillenkugellagers [5]

Jeder der Z Wälzkörper wird als ohmscher Widerstand R_{WK} abgebildet. Der Wert dieses Widerstands ist bei Lagern mit Stahlwälzkörpern sehr klein. Bei der Modellierung von Hybridlagern mit keramischen Wälzkörpern ist der Widerstandswert sehr groß, was die Impedanz des Lagers signifikant beeinflusst. Die Schmierfilme in den Wälzkontakten am Innen- bzw. Außenring (IR bzw. AR) werden mit verschiedenen Kondensatoren, Widerständen und Schaltern abgebildet.

Der Schmierstoff im Schmierspalt wird mit $C_{IR,AR}$ und $R_{IR,AR}$ berücksichtigt. Die Werte für diese Ersatzschaltbildelemente ergeben sich unter Annahme eines Plattenkondensators mittels der elektrischen Schmierstoffeigenschaften wie Permittivität und spezifischer Leitfähigkeit. Da die

Annahme eines Plattenkondensators im Wälzkontakt durch die gekrümmten Kontaktpartner sowie den Ein- und Auslaufbereich des Schmierpals nicht hinreichend genau ist, werden die Werte für $C_{IR,AR}$ und $R_{IR,AR}$ durch Korrekturfaktoren k_c und k_r korrigiert.

Zur Abbildung von Entladungen, insbesondere bei transienten Berechnungen, enthält das Ersatzschaltbild aus Bild 2 einen Schalter. Dieser schließt sich, wenn die Durchschlagsspannung U_D im jeweiligen Kontakt überschritten wird. Dadurch entlädt sich der Kondensator im Kontakt über den relativ niederohmigen Entladewiderstand R_{EDM} . Zur Ermittlung der Durchschlagsspannung wird u. a. die Durchschlagfeldstärke des Schmierstoffs benötigt.

Ein zweiter Schalter wird benötigt, um den Schmierzustand des Wälzkontakts zu beschreiben. Als Schaltbedingung wird die spezifische Schmierfilmdicke λ herangezogen. Diese berechnet sich als Quotient aus Schmierfilmhöhe und kombinierter quadratischer Mittenrauheit der Kontaktpartner. Befindet sich zwischen den metallischen Kontaktpartnern ein oberflächentrennender Schmierfilm, verhält sich der Kontakt kapazitiv. Der Kontakt befindet sich in Flüssigkeitsreibung. Die Impedanz des kapazitiven Kontakts ist i. A. sehr hoch. Mit sinkender Schmierfilmhöhe beginnen sich die Oberflächenrauheiten im Kontakt zu berühren. Das Lager befindet sich in Mischreibung. Der niederohmige Kontaktwiderstand zwischen den metallischen Oberflächen R_k führt zu einem ohmschen Verhalten des Kontakts. Zwischen der Flüssigkeits- und der Mischreibung befindet sich ein Übergangsbereich. Die ungefähren Grenzen dieser Bereiche können mit Hilfe von λ beschrieben und als Schaltbedingung im Lagermodell aus Bild 2 verwendet werden.

Modellierung der Lagerimpedanz im Übergangsbereich

Bild 3 zeigt eine Impedanzmessung an einem Axialkugellager unter Variation der Lagertemperatur. Bei geringen Temperaturen verhält sich das Lager auf Grund des gut ausgebildeten Schmierfilms kapazitiv. Die Impedanz ist relativ hoch und der Phasenwinkel beträgt rund -90° . Bei hohen Temperaturen befindet sich das Lager durch die fallende Schmierstoffviskosität im Bereich der Mischreibung. Durch den Metall-Metall-Kontakt zwischen Wälzkörpern und Laufbahnen verhält sich das Lager niederohmig (Phasenwinkel 0°). Zwischen diesen Bereichen ist ein stetiger Übergang zu erkennen, in dem sich kapazitives und ohmsches Verhalten überlagern.

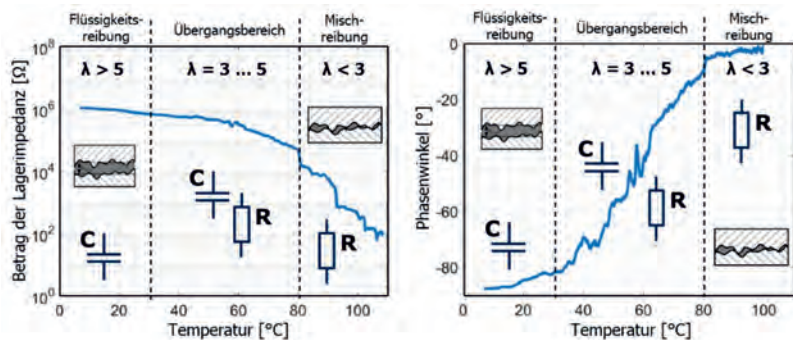


Bild 3: Messung der Lagerimpedanz im Übergangsbereich von Flüssigkeitsreibung und Mischreibung an einem Axialkugellager [1]

Beim Festlegen eines festen Werts für λ als Grenze zwischen kapazitivem und ohmschem Verhalten in das Ersatzschaltbild aus Bild 2, hätte dies einen schlagartigen Sprung im berechneten Impedanzverhalten zur Folge (vgl. Bild 9). Ein kontinuierlicher Übergang lässt sich mit diesem Ansatz nicht abbilden. Grund dafür ist, dass der Schalter nur zwei diskrete Zustände annehmen kann: „Kapazitives Verhalten“ oder „ohmsches Verhalten“. Aus dem gleichen Grund sind auch Ansätze zur Berechnung der Impedanz bei Mischreibung nicht anwendbar, wie sie zur Beschreibung der Mischreibung mit Hilfe des Festkörperlasttraganteils zum Einsatz kommen. Nachfolgend wird ein mögliches Verfahren beschrieben, mit dem das Übergangsverhalten der Lagerimpedanz durch Überlagerung der Schmierzustände rechnerisch ermittelt werden kann.

Unter der Annahme, dass sich die Zustände „kapazitiv“ und „ohmsch“ normalverteilt überlagern, lassen sich unter Zuhilfenahme der Verteilungsfunktion n gleichverteilte, jedoch diskrete λ als Schaltbedingung für das Lagermodell berechnen. Für die Normalverteilung müssen ein Erwartungswert μ sowie die Standardabweichung σ bekannt sein bzw. angenommen werden. Da die Verteilungsfunktion die Werte $x = 0$ bzw. $x = 1$ nicht annehmen kann, sondern sich diesen asymptotisch annähert, werden $\lambda > \lambda_{\max}$ und $\lambda < \lambda_{\min}$ vernachlässigt. Dies beruht auf der Annahme, dass sich nur sehr wenige normalverteilte λ außerhalb des Intervalls $[\lambda_{\min}, \lambda_{\max}]$ befinden und damit der Einfluss auf die später durchgeführte Mittelwertbildung vernachlässigbar ist. Anschließend lassen sich mit n gleichverteilten Stützstellen im Intervall $[x_1, x_2]$ n normalverteilte λ ermitteln. Diese Methode ist in Bild 4 beispielhaft dargestellt.

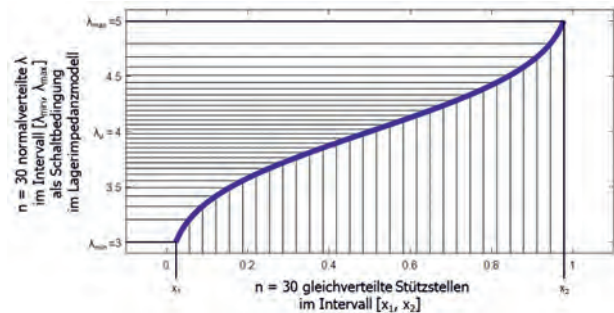


Bild 4: Ermittlung normalverteilter, spezifischer Schmierfilmdicken λ im Intervall $[3, 5]$ mit Erwartungswert $\mu = 4$ und Standardabweichung $\sigma = 0,5$ als Schaltbedingungen für das Lagerimpedanzmodell zur Ermittlung der Lagerimpedanz im Übergangsbereich

Werden die n verschiedenen, normalverteilten λ als Schaltbedingungen in das Ersatzschaltbild aus Bild 2 eingesetzt, so lassen sich n Werte für Betrag und Phase der Lagerimpedanz ermitteln. Die Lagerimpedanz unter Überlagerung kapazitivem und ohmschem Verhalten wird anschließend durch Mittelung der n Werte gewonnen. Das Ergebnis dieser Methode zeigt Bild 5 für eine beispielhafte Berechnung mit einem Radial-Rillenkugellager unter Variation der Lagertemperatur. Der qualitative Verlauf des Übergangs von kapazitivem zu ohmschen Verhalten wird gut abgebildet. Die messtechnische Validierung sowie insbesondere die Ermittlung der Parameter μ , σ und $\lambda_{\text{min,max}}$ sind noch ausstehend. Ein direkter Vergleich der Berechnungsergebnisse mit den Messwerten aus Bild 3 ist nicht möglich, da diese an einem Axialkugellager ermittelt wurden und das in diesem Beitrag beschriebene Berechnungsmodell derzeit nur Radial-Rillenkugellager abbildet.

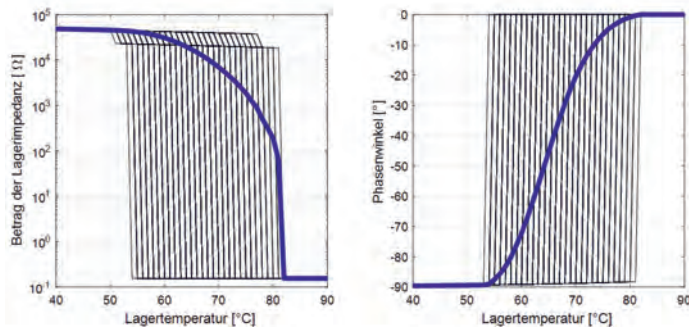


Bild 5: Berechnung der Lagerimpedanz eines Radial-Rillenkugellagers im Übergangsbereich durch Mittelung von Einzelberechnungen mit $n = 300$ normalverteilten Schaltbedingungen λ im Intervall $[3, 5]$ mit Erwartungswert $\mu = 4$ und Standardabweichung $\sigma = 0,5$

3. Modellverifikation

Die Modellverifikation erfolgte im ersten Schritt für das mechanischen Teilmodell anhand eines Abgleichs mit den Berechnungsprogrammen Lager2HP der FVA sowie dem ZF-internen Berechnungsprogramm Genia. Für den Abgleich wurden unterschiedliche Lastfälle (reine Radiallast, reine Axiallast sowie radial-axial-kombiniert) definiert und die Ergebnisse der Lagerverformung, Verkipfung, der Wälzkörperlasten, der Betriebsdruckwinkel sowie Kontaktpresungen sowie Größen der Kontaktellipsen a und b verglichen. In der Gegenüberstellung der Vergleichsgrößen zeigt sich eine sehr gute Übereinstimmung.

Im zweiten Schritt wurde das Modell anhand von Lagerimpedanzmessungen an einem speziell umgerüsteten Wälzlagerprüfstand verifiziert. Der schematische Aufbau und das darin integrierte elektrische Ersatzschaltbild sind in Bild 6 dargestellt. Um den gewünschten Strompfad zu erzielen und störende elektrische Einflüsse der Umgebung zu minimieren, wurde der Lagerbock des Prüfstands von seiner Umgebung galvanisch getrennt. Hierzu wurde eine elektrisch isolierende Bodenplatte als Zwischenschicht zum elektrisch geerdeten Maschinenbett unterlegt und eine elektrisch isolierende Kupplung an der Motorwelle verwendet. Alle Zu- und Abläufe des Schmieröls wurden über isolierte Zwischenstücke angeschlossen. Aller Temperatur- und Beschleunigungssensoren waren ebenfalls galvanisch getrennt befestigt.

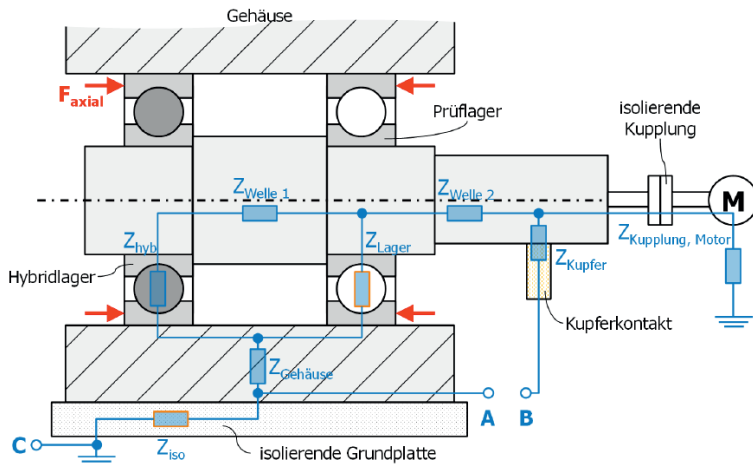


Bild 6: Schematischer Versuchsaufbau und el. Ersatzmodell zur Messung der Lagerimpedanz

Die Prüfstandversuche erfolgten unter statischer axialer Last, die über ein vorgespanntes Teilerfederpaket eingebracht wurde. Im Versuch wurde ein Hybridlager mit Keramikugeln und ein Rillenkugellager mit Stahlkugeln verwendet. Diese durchliefen eine mehrstündige Einlaufphase, um bestehende Rauheitsspitzen zu glätten. Die elektrische Kontaktierung der stehenden Außenringe beider Lager erfolgt über den Lagerbock. Die rotierenden Innenringe wurden über die rotierende Welle mittels Bronzekontaktkohlen kontaktiert. Es ergibt sich eine Parallelschaltung von Hybrid- und Prüflager. Trotz der elektrischen Isolierung wurden auch die Strompfade über die Kupplung zum Motor hin sowie über die Grundplatte zum Maschinenbett hin betrachtet.

Die Impedanzmessung erfolgte mittels Impedanzmessgerät (Wayne Kerr Precision Magnetic Analyser 3260B) zwischen den Klemmen A und B. Die gemessene Impedanz entspricht näherungsweise der Prüflagerimpedanz Z_{Lager} . In jeder Impedanzmessung wurde ein Frequenz-Sweep durchlaufen. Die zentralen Messgrößen „Betrag der Lagerimpedanz“ und „Phasenwinkel“ liegen somit als Funktion der Frequenz vor. Die Messungen wurden bei verschiedenen Drehzahlstufen jeweils zehnfach durchgeführt. Exemplarisch zeigt Bild 7 das Ergebnis von zehn gemittelten Messungen bei Lagerdrehzahl 1000 min^{-1} unter Axiallast $20,4 \text{ kN}$ bei $28,5 \text{ °C}$ Prüflagertemperatur. Außerdem sind verschiedene mit dem Modell ermittelte Impedanzverläufe dargestellt.

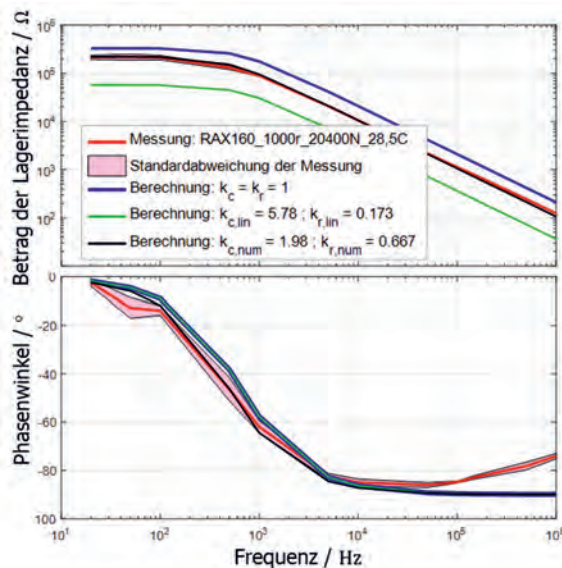


Bild 7: Vergleich von Berechnung und Simulation mit versch. Korrekturfaktoren k_C und k_R

Bei Verwendung der in Kapitel 2 beschriebenen Korrekturfaktoren k_C und $k_R = 1$, also ohne Berücksichtigung der Randzonen im Kontaktbereich, überschätzt die Berechnung den Betrag der Lagerimpedanz. Werden lineare Korrekturfaktoren $k_{C,lin}$ und $k_{R,lin}$ nach [2] verwendet, liefert die Berechnung zu niedrige Lagerimpedanzbeträge. Durch numerische Optimierungsverfahren lassen sich Korrekturfaktoren $k_{C,num}$ und $k_{R,num}$ mit minimaler Abweichung zu den gemessenen Verläufen bestimmen.

Im Phasenverlauf der Messung zeigt sich in der Messung ein Wiederanstieg im Frequenzbereich ab 10^5 Hz. Dies ist jedoch nicht plausibel zum physikalischen Verhalten von Wälzlagern und ist auf die mit steigender Frequenz leitfähiger werdende Prüfstandisolation zurückzuführen.

4. Ergebnisse

Betrag der Lagerimpedanz bei unterschiedlichen Belastungsrichtungen

In Bild 8 bis Bild 10 ist der Betrag der Lagerimpedanz (Lagerscheinwiderstand) bei unterschiedlichen Belastungsrichtungen dargestellt. In allen Fällen wurde $\lambda = 3$ als Wert für den Übergangsbereich von Mischreibung (ohmsches Verhalten) zu Flüssigkeitsreibung

(kapazitives Verhalten) festgelegt. Solange im unteren Drehzahlbereich in allen Kontakten die Bedingung $\lambda < 3$ vorliegt, verhalten sich alle Kontakte und somit das Gesamtlager ohmsch. Wenn hingegen im höheren Drehzahlbereich in allen Kontakten die Bedingung $\lambda > 3$ erfüllt wird, verhalten sich alle Kontakte und somit das Gesamtlager kapazitiv. Zwischen den beiden genannten Bereichen ‚alle Kontakte ohmsch‘ und ‚alle Kontakte kapazitiv‘ gibt es einen Bereich, bei dem (abhängig von der Belastungsrichtung) mind. an einem Wälzkörper am Innenringkontakt ohmsches, am Außenringkontakt hingegen kapazitives Verhalten vorliegt. Hiermit lassen sich die dargestellten Sprünge in den Verläufen erklären. Anhand von Bild 8 bis Bild 10 ist zu erkennen, dass die Drehzahlbereiche kapazitives oder ohmsches Verhalten von der Belastungs(-richtung) abhängen.

Auftreten von EDM-Lagerströmen

Für die in Bild 10 dargestellten Bedingungen ist in Bild 11 zu sehen, ab welcher Drehzahl keine schädlichen EDM-Lagerströme auftreten. Hierfür muss die Bedingung erfüllt werden, dass in keinem Kontakt des Wälzlagers die Durchschlagsspannung überschritten wird ($U_{\text{Kontakt}} \geq U_D$). In dem dargestellten Fall ist dies der Fall ab ca. 1.880 min^{-1} .

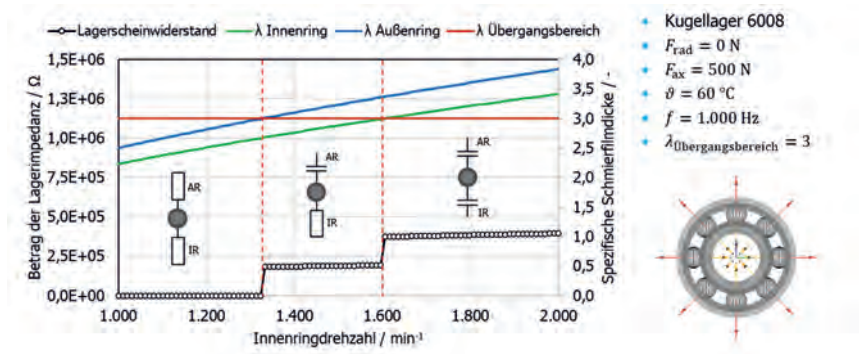


Bild 8: Betrag der Lagerimpedanz bei axialer Belastung

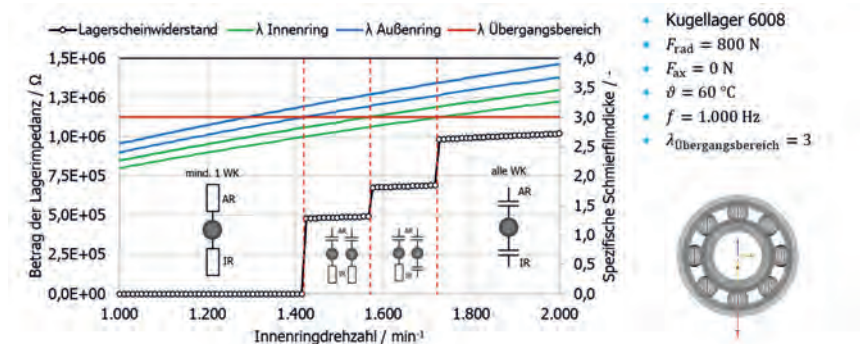


Bild 9: Betrag der Lagerimpedanz bei radialer Belastung

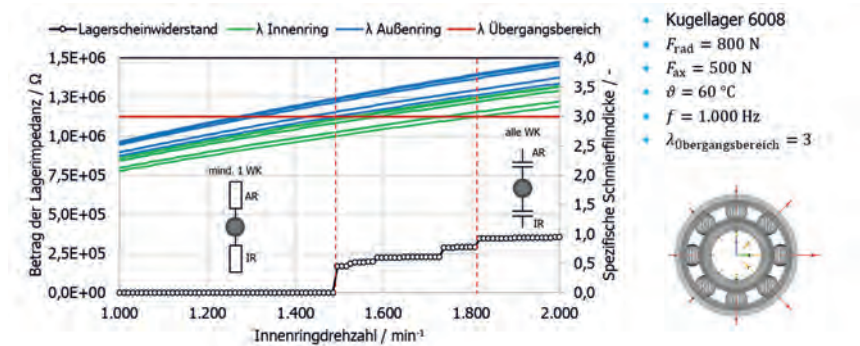


Bild 10: Betrag der Lagerimpedanz bei kombinierter Belastung

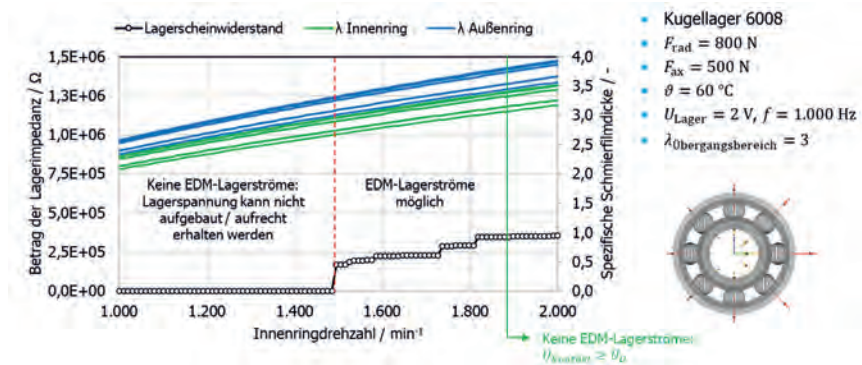


Bild 11: Auftreten von EDM-Lagerströmen

Einfluss von Isolierschichten

In Bild 12 ist beispielhaft der Einfluss einer Isolierschicht am Außenring auf den Betrag der Lagerimpedanz dargestellt. Diese wird als Reihenschaltung zum Wälzlager, bestehend aus einer parallel geschalteten Kapazität und eines Widerstandes der Schicht, modelliert. Es ist zu sehen, dass mit Hilfe einer Isolierschicht der kritische Drehzahlbereich, ab dem keine schädlichen EDM-Ströme mehr auftreten, zu niedrigeren Drehzahlen verschoben wird. Dünne Isolierschichten reduzieren EDM-Ströme jedoch nur in geringem Maß, da nur ein kleiner Teil der am Lager anliegenden Spannung über der Isolierschicht abfällt. Andere Maßnahmen wie keramische Wälzlager sind diesbezüglich deutlich effektiver.

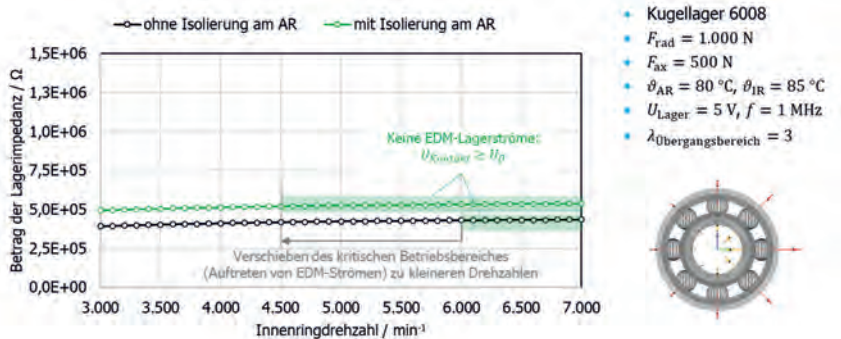


Bild 12: Einfluss einer Isolierschicht auf den Lagerscheinwiderstand

(Al_2O_3 -Schicht, $t = 200 \text{ }\mu\text{m}$, $\varepsilon_{r, \text{Iso}} = 9$, $\rho_{r, \text{Iso}} = 10^{12} \text{ }\Omega\text{m}$)

5. Zusammenfassung und Ausblick

In dem vorliegenden Beitrag wurde ein Ansatz zur Simulation des Betriebsverhaltens von Wälzlagern unter elektrischer Beanspruchung am Beispiel eines Radial-Rillenkugellagers vorgestellt. Mit Hilfe des physikalisch basierten Modells kann zum einen für unterschiedliche Betriebszustände (Drehzahl, Belastung, Belastungsrichtung, Temperatur) bestimmt werden, ob die Durchschlagsspannung des Lagers überschritten wird. Dies wird als Kriterium zur Bewertung kritischer Betriebspunkte herangezogen. Zum anderen lassen sich betriebspunktabhängig der Betrag der Lagerimpedanz (Scheinwiderstand) des Lagers ermitteln, der innerhalb eines elektrischen Gesamtmodells zur Untersuchung des Gesamtsystemverhaltens verwendet werden kann. In vielen Anwendungen werden Wälzlager über weite Teile der Gebrauchsdauer im Mischreibungsbereich betrieben. Hierfür wurde ein Ansatz vorgestellt, mit dem sich der

Scheinwiderstand bei Mischreibung bestimmen lässt. Erwartungsgemäß ist der Scheinwiderstand stark abhängig von dem Betriebszustand. Dies gilt auch für die Durchschlagsspannung eines Lagers. Für eine möglichst genaue Bestimmung dieser Werte sind detaillierte Lagermodelle notwendig. Letztendlich können mit dem vorgestellten Modell Abhilfemaßnahmen wie Isolierschichten oder Erdungsmaßnahmen (im Gesamtsystem) bewertet werden.

Die Genauigkeit des vorgestellten Simulationsmodells lässt sich durch eine detailliertere Berücksichtigung des Ein- und Auslaufbereichs steigern. Für tiefergehende Untersuchungen sind zusätzliche Modellerweiterungen im Zeitbereich notwendig. Durch Anwenden des Modells in einer transienten Berechnung könnte beispielsweise die Auswirkung tatsächlicher Common-Mode-Zeitverläufe des Umrichters auf das Lager untersucht oder auch die Anzahl von Durchschlägen pro Zeiteinheit ermittelt werden. Darüber hinaus sind weitere Validierungsschritte notwendig, um das Modell über einen weiten Betriebsbereich zu validieren. Dies trifft insbesondere auf das vorgestellte Mischreibungsmodell zu. Mit einem solchen validierten Modell kann im Anschluss die Bewertung kritischer Betriebszustände mit Hilfe weiterer Bewertungskriterien wie der scheinbaren Lagerstromdichte oder der Lagerscheinleistung [6] erfolgen. Letztendlich lassen sich die vorgestellten Ansätze auf andere Lagertypen oder Maschinenelemente übertragen.

6. Literaturangaben

- [1] Bechev, D.; Weicker, M.: Schädlicher Stromdurchgang – Methodik zur praxisnahen Charakterisierung von elektrischen Schmierstoffeigenschaften zur Verbesserung der rechnerischen Vorhersage von Lagerströmen. Abschlussbericht zum Forschungsvorhaben FVA-Nr. 650 II. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA), Frankfurt, 2020.
- [2] Furtmann, A.: Elektrisches Verhalten von Maschinenelementen im Antriebsstrang. Dissertation, Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover, 2017.
- [3] Gemeinder, Y.: Lagerimpedanz und Lagerschädigung bei Stromdurchgang in umrichter gespeisten elektrischen Maschinen. Dissertation, Technische Universität Darmstadt, 2016
- [4] Loos, J.; Blass, T.; Franke, J.; Kruhöffner, W.; Bergmann, I.; Goß, M.: WEC-Bildung in Wälzlagern infolge Stromdurchgang. 3. VDI-Fachkonferenz „Schadensmechanismen in Lagern 2018“. 10. und 11. Juli 2018, Aachen.
- [5] Riemer, T.: Aufbau eines Berechnungsmodells zur Abschätzung kritischer Betriebsbedingungen von Radialkugellagern unter Einfluss elektrischer Beanspruchung. Diplomarbeit ZF Friedrichshafen AG und TU Dresden, 2019.
- [6] Tischmacher, H.: Systemanalysen zur elektrischen Belastung von Wälzlagern bei umrichter gespeisten Elektromotoren. Dissertation, Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover, 2017.

Initiierungs- und Abklingeffekte von elektrischen Schädigungsmechanismen im Wälzlager

A. Harder, M.Sc., **L. Piske**, B.Sc., **M. Neu**, M.Sc.,
Prof. Dr.-Ing. **E. Kirchner**, Institut für Produktentwicklung und
Maschinenelemente (pmd), Technische Universität Darmstadt

Kurzfassung

Die elektrische Schädigung von Wälzlagern und der damit verbundene Ausfall der Lagerung, in der Peripherie umrichter gespeister Elektromotoren ist ein aktuelles Thema in der Wälzlagerforschung. Dabei verursachen elektrische Potentialdifferenzen Entladungen im Wälzkontakt, die zu Durchschlägen führen und dabei die Laufbahnoberflächen und den Schmierstoff schädigen. Es werden Ansätze verfolgt, die entweder das Lager durch elektrische Isolation gegen Entladungen absichern oder die Entstehung einer Potentialdifferenz durch den Einsatz von leitfähigen Dichtungen bzw. leitenden Schmierstoffen verhindern. Beiden Ansätzen gemein ist dabei die Betrachtung des Wälzlagers im Kontext des elektrischen Gesamtsystems. Im Gegensatz dazu wurde im Rahmen der vorgestellten Untersuchungen das elektrische Verhalten des Wälzlagers als Maschinenelement untersucht. Am Athene Wälzlagerprüfstand der TU Darmstadt wurden Untersuchungen an Wälzlagern mit definierten mechanischen und elektrischen Lagerlasten vorgenommen. Die dargestellten Versuchsergebnisse lassen darauf schließen, dass strominduzierte Schädigungen nicht kontinuierlich stattfinden, sondern es eines initialen Ereignisses benötigt, um den Schädigungsmechanismus zu starten. Dieses initiale Ereignis senkt die Durchschlagsfestigkeit, sodass in der Folge auch bei ursprünglich unterschwelligem Potentialdifferenzen, ein schädigender elektrischer Strom durch das Lager fließen kann.

Abstract

The electrical damage of rolling bearings in the periphery of converter-fed electric motors is a current topic in rolling bearing research. Here, electrical potential differences cause discharges in the rolling contact, which lead to breakdowns and thereby damage the raceway surfaces and the lubricant. Recent approaches investigate either to protect the bearing against discharges by electrical insulation or to prevent the occurrence of a potential difference by using conductive seals or conductive lubricants. Both approaches consider the rolling bearing in the context of the electrical system. In contrast to that, the presented research investigated the electrical behavior of the rolling bearing on the machine element level. Experiments were

carried out on rolling bearings with defined mechanical and electrical bearing loads at the Athene Testing Rig at TU Darmstadt. The test results presented show that current-induced damage does not occur continuously, but requires an initial event to start the damaging mechanism. This initial event lowers the dielectric strength, so that a damaging electric current can flow through the bearing even at decreased potential differences.

1. Einleitung

Strominduzierte Wälzlagerschäden sind ein bekanntes Problem umrichter gespeister technischer Systeme und werden zumeist durch induzierte Ladungstrennung hervorgerufen [1], [2]. Die entstehenden Potentialdifferenzen zwischen Wellen und der umliegenden Stützkonstruktion entladen sich aufgrund überhöhter Ladungsdichten in den Wälzkontakten der Lagerungen und haben eine charakteristische Schädigung der Laufbahn zur Folge. Diese schlägt sich unmittelbar in der verbleibenden Lebensdauer nieder und führt somit zu einem Ausfall des Bauteils vor dem prognostizierten Erreichen des Lebensdauerendes. Zur Vermeidung elektrischer Schädigungsmechanismen werden Schutzkonzepte umgesetzt, welche sich in Isolations- und Kurzschlusskonzepte untergliedern lassen, und reichen von Keramiklagern, mit deutlich veränderten (elektrischen) Eigenschaften, bis hin zu Isolationsschichten und leitfähigen Dichtungen und Schmierstoffen [3], [4].

Für eine Aussage bzgl. der schädigenden Wirkung elektrischer Lagerströme hat sich die Lagerstromdichte als Bewertungskriterium etabliert [5]. Allerdings ermöglicht die Lagerstromdichte nur eine qualitative Aussage darüber ob ein Lager elektrisch geschädigt wird. Bezüglich des Einsetzens und des Fortschritts der Schädigung lässt die Lagerstromdichte bisher keine hinreichende Aussage zu.

Wenngleich die Durchschläge mittlerweile auf Basis von Modellen, teils entlehnt aus der Hochspannungstechnik, erklärt werden können, ist der Einfluss, den Entladungen im zeitlichen Verlauf auf nachfolgende Entladungsereignisse nehmen, noch weitgehend unbekannt und nicht hinreichend beschrieben. Im vorliegenden Beitrag wird speziell auf die zeitliche Entwicklung konsekutiver Durchschlagereignisse eingegangen und durch Auswertung experimenteller Daten herausgestellt, dass initiale Durchschlagereignisse Folgeereignisse begünstigen. Darüber hinaus kann gezeigt werden, dass eine Anpassung der Potentialdifferenz, für eine Grenzspannung, zu einem Abklingen der Entladungsereignisse führt.

2. Theoretische Grundlagen

Während des hydrodynamischen Schmierzustandes stellt das Lager im elektrischen Stromkreis eine Anordnung von Parallelschaltungen aus elektrischen Widerständen und Kapazitäten dar, wobei die Beträge der jeweiligen Widerstände und Kapazitäten sich aus der Schmierfilmdicke und der Hertz'schen Kontaktfläche berechnen lassen [6]. Kommt es zur Lichtbogenentladung, wird die Durchschlagfestigkeit des Dielektrikums überschritten und der Schmierfilm durchschlagen, sodass der Widerstand in der Folge stark abfällt und ein Wechsel auf resistives Verhalten erfolgt [2].

Ansätze zu der modellhaften Beschreibung des Spannungsdurchschlags in Kondensatoren mit Öl als Dielektrikum finden sich in der Hochspannungstechnik [7]. Jedoch existiert bisweilen im Gegensatz zum Gasdurchschlag, der durch den Townsend Mechanismus [8] beschrieben werden kann, für Öle keine geschlossene physikalische Theorie. Grund dafür ist die im Vergleich zu Gasen deutlich höhere Komplexität und Variation der chemischen Zusammensetzung von Ölen, die in experimentellen Untersuchungen zu großen Streuungen führen [7]. Für die Initiierung eines elektrischen Durchschlags in nichtleitendem Öl existieren mehrere Modelle mit unterschiedlichen Wirkmechanismen. Tobazéon [9] geht bei sehr hohen Feldstärken in der Größenordnung von 1MV/mm und Elektrodenabständen in der Größenordnung von 1µm von Stoßionisationsprozessen im Öl selbst aus. Der damit einhergehende Energieeintrag führt zur Verdampfung des Öls, sodass in den aufkommenden Gasräumen weitere Elektronenlawinen folgen können, die sich sukzessiv bis zur Anode ausbreiten [9]. Ein weiteres Modell stellt die „kalte Mikrokavität“ dar, nach der in Anwesenheit elektrischer Felder die Oberflächenspannung des Öls abnimmt, sodass sich gasgefüllte Hohlräume bilden. Diese Gasbereiche können erneut durchschlagen werden [10].

Die Perkolationstheorie hingegen begründet die Durchschlagsinitiierung mit einer lokalen Ordnung der Flüssigkeit durch fokussierte elektrische Feldlinien. Es bilden sich fadenartige, verzweigte Bereiche erhöhter Leitfähigkeit aus, die sogenannten Streamer (Bild 1). Der gesteigerte Stromfluss in diesen Strukturen führt durch den einhergehenden Wärmeeintrag zu einem Absinken der Öldichte entlang der Kanäle [7]. Die Gemeinsamkeiten der Modelle bestehen in hohen benötigten Feldstärken sowie einer Dichtereduktion bis zum Phasenwechsel, sodass in der Gasphase letztendlich der eigentliche Spannungsdurchschlag stattfindet [7].

Zunächst ist zu beachten, dass unter Wechselstrom jeweils bei Nulldurchgang eine Löschung des Lichtbogens erfolgt. Der durch den Energieeintrag erhitzte Entladungskanal lässt thermisch induzierte Ionen zurück, die als leitfähiger Pfad eine neue Lichtbogenzündung ermöglichen, solange der Stromanstieg die abkühlungsbedingten Rekombinierungsprozesse

der Ionen übersteigt. Die durch erste Durchschläge aufgeraute Oberfläche begünstigt fortan an ihren Rauheitsspitzen durch lokale Feldüberhöhungen weitere Entladungen. Zudem muss durch die geänderte Geometrie von einem inhomogenen Feld ausgegangen werden. Aufgrund der alternierenden Stromrichtung werden die Entladungen abwechselnd negativ und positiv initiiert [7].

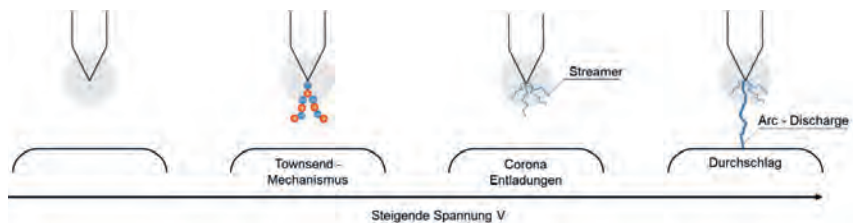


Bild 1: Einordnung unterschiedlicher Entladungsmechanismen anhand der für ihre Entstehung notwendigen Spannung [7];

Die bisherigen Beschreibungen der elektrischen Durchschläge von Ölen kommen hauptsächlich aus der Hochspannungstechnik, bspw. in Transformatoren. Die dort verwendeten Öle werden in der Regel bei Umgebungsbedingungen verwendet, im Gegensatz zu Wälzlager, in denen im elasto-hydrodynamischen Bereich Spitzendrücke in den Größenordnungen von $> 1 \text{ GPa}$ bei Schmierfilmdicken von $< 1 \mu\text{m}$ nicht unüblich sind. Innerhalb dieses Druckbereichs kann der Glasübergang des Isolieröls eintreten, sodass das Dielektrikum das Verhalten eines amorphen Festkörpers annimmt [11]. Bemerkbar macht sich dieser Effekt dadurch, dass auch in Ölen mit geringem elektrischen Widerstand bei Normalbedingungen ($< 10^4 \Omega\text{m}$), im Wälzkontakt ein Durchschlag entstehen kann, da der Übergang ihre Leitfähigkeit stark beeinträchtigt und sich dadurch ein Potential aufbauen kann, das zu einem Durchschlag führt [12].

3. Experimenteller Aufbau

Für die Untersuchung der elektrischen Lagerschäden wird der durch die DFG geförderte Athene Prüfstand der TU Darmstadt verwendet, welcher schon zur Untersuchung der sensorischen Eigenschaften in Wälzlager verwendet wurde [13]. In Bild 2a ist eine der vier vorhandenen Prüfkammern des Systemprüfstands dargestellt. Die mechanische Last wird über einen axial und einen radial angeordneten Hydraulikzylinder (1 und 2) aufgebracht. Die Drehzahl wird über einen externen Elektromotor (3) gesteuert, welcher über eine elastische

Klauenkupplung mit der Prüfwellen verbunden ist. Die Lageraußentemperatur wird über Temperatursensoren (4) erfasst und mechanische Schwingungen werden über Beschleunigungssensoren in der Stützkonstruktion detektiert (5). Die elektrische Kontaktierung erfolgt über einen Leiter am stehenden Lageraußenring (6) und über einen Schleifring (7) auf der Welle. Um einen eindeutigen Stromfluss über das Prüflager sicherzustellen und die Stützlager zu schützen, sind diese elektrisch vom Gehäuse isoliert (Siehe Bild 2b). Dadurch wird vermieden, dass diese Lager durch parasitäre Erdungsströme geschädigt werden. Als Schmiersystem wird eine heizbare Ölumlaufschmierung mit Filtereinheit verwendet. In Tabelle 1 sind die Leistungsdaten des Prüfstandes dargestellt.

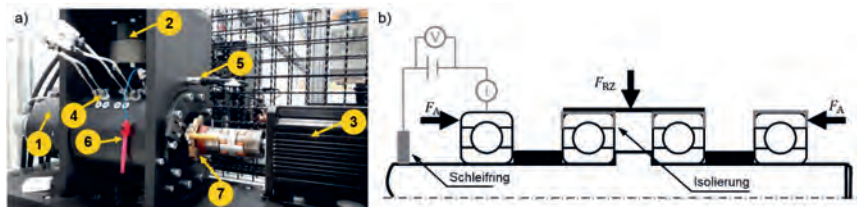


Bild 2: a) Prüfkammer für die mechanische und elektrische Lagerbelastung; b) Schnittansicht der mechanischen Funktionsweise einer Prüfkammer und ihre elektrische Kontaktierung [13].

Tabelle 1: Kenndaten des Prüfstandes

Parameter	Wertebereich		Einheit
	Min	Max	
Last (Radial und Axial)	0	40	[kN]
Drehzahl	0	8000	[1/min]
Temperatur	30	90	[°C]
Elektr. Spannung	0	24	[V]
Frequenz des elektr. Signals	0	20	[kHz]

4. Versuchsergebnisse

Zuerst werden mehrere Lebensdauerversuche durchgeführt. Die Lager werden bei einer reinen mechanischen Last eingelaufen und anschließend mit einer sinusförmigen elektrischen Wechselspannung beaufschlagt. Das Prüflager (6205) wird dabei so lange geschädigt, bis die Beschleunigungs- oder Stoßpegelmessung durch die gehäuseseitigen Beschleunigungssensoren einen Lagerschaden anzeigen.

In den durchgeführten Lebensdauerversuchen hat sich ein charakteristisches Verhalten gezeigt, welches anhand der in Bild 3 gezeigten Ergebnisse vorgestellt wird. In Bild 3a) ist der gemessene Effektivwert (RMS) der am Lager angelegten Spannung und in Bild 3b) der entsprechende Wert des Lagerstromes dargestellt. Es ist erkennbar, dass bis zur Minute 270 kein Strom durch das Lager fließt. Danach steigt die Effektivstromstärke schlagartig auf ca. 3A an. Im Vergleich mit den gemessenen Vibrationen in Bild 3c) ist erkennbar, dass bis zur 270. Minute die Vibrationen im Lager auf einem annähernd konstanten Niveau liegen, danach aber monoton steigen. Nach Versuchsende wurde das Lager demontiert. Die Laufbahn am Außenring zeigt die für elektrische Schädigung charakteristischen Riffel (Bild 3d).

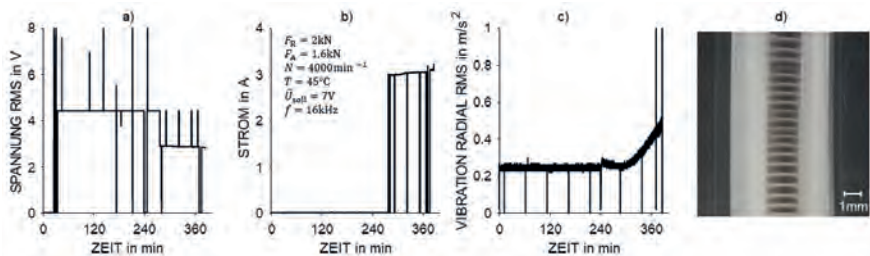


Bild 3: a) Verlauf der Spannung; b) Verlauf der Stromstärke; c) Verlauf der radialen Vibrationen; d) Aufnahme der Schädigung der Laufbahn am Außenring

Um diesen Übergang, der die elektrische Schädigung im Wälzlager einleitet, genauer betrachten zu können, werden Kurzzeitversuche durchgeführt, bei denen die angelegte Spannung stufenweise erhöht wird, bis ein elektrischer Strom durch das Lager fließt, wie exemplarisch in Bild 4a zu erkennen. In beiden Versuchsreihen lässt sich der grundlegende Verlauf qualitativ reproduzieren, allerdings zeigen die durchgeführten Lebensdauerversuche erhebliche Unterschiede in der Zeit bis zu einem Durchschlag. Die Kurzzeitversuche schwanken ebenfalls hinsichtlich der Spannung, ab der ein elektrischer Strom messbar ist. Im Weiteren wird daher die Wirkung der entstehenden initialen Durchschläge untersucht, um daraus mögliche Erklärungsansätze für deren Ursache abzuleiten. Dafür werden zunächst die in Bild 4a gezeigten Kurzzeitversuche wiederholt, im Anschluss an einen initialen Durchschlag wird das Signal abgestellt und das Lager für weitere 100 Sekunden ohne elektrische Last betrieben. Anschließend wird die stufenweise Erhöhung der angelegten Spannung wiederholt. In Bild 4 ist der zeitliche Verlauf des Spannungs- und Stromsignals exemplarisch für die durchgeführten Versuche dargestellt. Es ist zu erkennen, dass beim wiederholten Spannungsanstieg der Strom schon bei einer niedrigeren Spannung zu fließen beginnt.

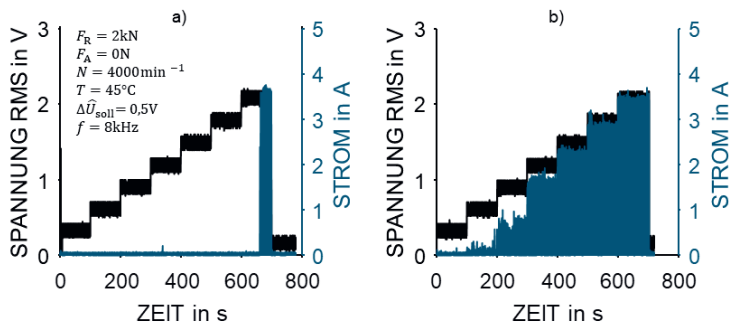


Bild 4: Zeitlicher Verlauf der Spannung und Stromstärke bei stufenweiser Erhöhung der Spannung um 0,5V; a) vor einer Initialschädigung, b) wenige Minuten nach einer Initialschädigung.

Der an dieser Stelle beobachtete Effekt kann in der weiteren Durchführung von Lebensdauerversuchen verwendet werden, um eine beabsichtigte initiale Schädigung zu erzeugen und damit die Zeit vor einer initialen Schädigung zu raffen. Anschließend kann der Schädigungsfortschritt bei vorgegebenem elektrischem Signal untersucht werden. In Versuchsreihen, in denen die angelegte Spannung unterschwellig blieb, hat sich ein weiterer Effekt gezeigt. Sobald die vorgegebene Spannung $U_{\text{soll},2}$ anliegt, nehmen Häufigkeit und Amplitude der gemessenen Stromschläge kontinuierlich ab, bis schließlich keine signifikanten Durchschläge mehr zu detektieren sind (Bild 5). Folglich würde es in diesem Betriebszustand über einen längeren Zeitraum zu keinem strombedingten Lagerausfall kommen.

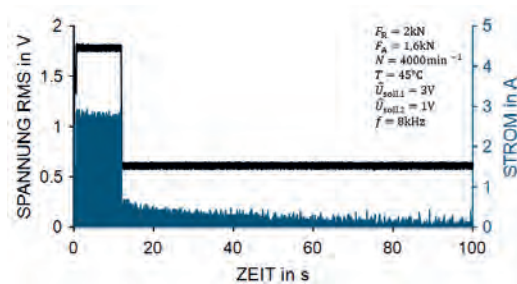


Bild 5: Zeitlicher Verlauf der Spannung und Stromstärke nach Absenken der angelegten Spannung von 3V auf 1V.

5. Interpretation und Auswertung

Aus den Lebensdauerversuchen (Bild 3) ist ersichtlich, dass ein initialer Stromdurchschlag das elektrische Verhalten des Lagers nachhaltig verändert. Sie zeigen, dass eine elektrische Zustandsänderung im Lager einen Verlust an elektrischer Durchschlagsfestigkeit initiiert, der letztendlich zu einem vorzeitigen Lagerausfall führt. Es kann angenommen werden, dass diese elektrische Zustandsänderung des Lagers aus einer Störung des Wälzkontaktbereichs resultiert, da alle regelbaren Betriebsparameter konstant gehalten werden. Mögliche Ursachen für eine solche Störung könnten Partikel im Schmierfilm, kurzzeitige Spannungsspitzen oder das Aufeinandertreffen von Rauigkeitsspitzen im Wälzkontakt sein und haben eine statistische Auftretenswahrscheinlichkeit welche die unterschiedlichen Zeitpunkte der initialen Entladung erklärt. Das daran anschließende Aufrechterhalten der Entladungsfähigkeit lässt sich mit den Wirkmechanismen für eine Lichtbogenzündung erklären. Auftretende Mikrokavitäten und leitfähige Kanäle überbrücken die Ölschicht, thermoionisieren die lokale Umgebung bei Erreichen der Gegenelektrode durch Zündung und ermöglichen die Stromleitung, solange die Signalquelle genügend Leistung für deren Aufrechterhaltung bereitstellt.

Die Kurzzeitversuche (Bild 4) verdeutlichen, dass nach Initialschäden auch trotz vorübergehender Entladungsunterbrechung bei Spannungen unterhalb der ursprünglichen Anfangsfestigkeit Stromdurchgang möglich ist. Da das Öl mit mehreren Litern pro Minute durch die Prüfkammer gefördert wird, kann zersetzter bzw. ionisierter Schmierstoff als Einflussfaktor ausgeschlossen werden. Als wesentlicher Parameter muss daher die Oberflächenveränderung angesehen werden. Die stromdurchgangsbedingte Aufrauung durch Schmelzkrater und die im fortgeschrittenen Stadium oftmals beobachtete Riffelbildung schaffen eine Topologie, welche die Annahme eines homogenen elektrischen Feldes im Wälzkontakt verwehrt. Vielmehr muss davon ausgegangen werden, dass essentielle Feldüberhöhungen an den entstehenden Rauheitsspitzen den primären Festigkeitsverlust begründen.

Aus den Kurzzeitversuchen mit reduzierter Spannung (Bild 5) ist erkennbar, dass bei zu geringer eingebrachter elektrischer Leistung immer weniger Strom durch das Lager fließt, bis schlussendlich der Lagerstrom vollständig abklingt. Eine mögliche Erklärung für das Abklingen könnte darin liegen, dass bei niedrigen Spannungen der Durchschlag nur beim Überrollen von Unebenheiten auf den Oberflächen der Wälzpartner entsteht. Bedingt dadurch, dass Aufrauungen durch lokale Aufschmelzungen auf den Oberflächen zu lokalen mechanischen Spannungsüberhöhungen bei Überrollen führen und diese dadurch sukzessive glatt gewalzt werden, müssen für einen kontinuierlichen Schadensfortschritt mehr Unebenheiten durch lokales Aufschmelzen entstehen, als dass durch Überrollung Unebenheiten glattgewälzt

werden. Wenn also die eingebrachte elektrische Energie weniger neue Unebenheiten verursacht, als alte überrollt werden, und Durchschläge durch die geringe Energie nur an Unebenheiten entstehen, werden diese sukzessive abklingen.

6. Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen der vorgestellten Untersuchungen wurde die zeitliche Entwicklung des Schädigungssignals von Wälzlagern betrachtet. In den Versuchen konnte festgestellt werden, dass Wälzlager bis zu einem bestimmten Zeitpunkt die angelegte elektrische Spannung ertragen, danach aber eine Änderung des Betriebszustandes eintritt. Nach der beschriebenen Änderung, die an dieser Stelle als Initialdurchschlag bezeichnet wird, fließt kontinuierlich ein elektrischer Strom im Lager, was zu einem vorzeitigen Ausfall des Wälzlagers führt. In anschließenden Untersuchungen des Initialdurchschlags hat sich gezeigt, dass dieser die Festigkeit des Lagers reduziert und auch bei einer niedrigeren Spannung einen elektrischen Stromfluss ermöglicht.

Bedingt durch die Komplexität des vorgestellten Themengebietes existiert noch keine Theorie, die die Entstehung von initialen Durchschlägen geschlossen beschreibt und damit prognostizierbar macht. Die hier vorgestellten Versuchsergebnisse zeigen allerdings, dass eine initiale Schädigung der Laufbahnoberfläche zu einem kontinuierlichen Schädigungsfortschritt führt und letztendlich zu einem vorzeitigen Ausfall der Lagerung. Darüber hinaus ermöglicht eine initiale Schädigung einen Stromfluss im Lager bei zuvor unkritischen Spannungen. Bei der Auslegung von Wälzlagern im elektrischen Umfeld muss somit sowohl die mittlere angelegte Spannung berücksichtigt werden, als auch die Wahrscheinlichkeit von Einzelereignissen, die einen Initialdurchschlag hervorrufen und somit die elektrische Schädigung des Lagers initiieren können.

Literatur

- [1] Boyanton, H. E.;Hodges, G.. Bearing fluting. IEEE Industry Applications Magazine 8.5 (2002): 53-57.
- [2] Gemeinder, Y.: Lagerimpedanz und Lagerschädigung bei Stromdurchgang in umrichter gespeisten Maschinen. TU Darmstadt Diss. 2016
- [3] Chmelik, K.; Cech, V.; Foldyna, J.: Devices for Prevention of Bearing Devaluation by Electric Current. 2007 IEEE International Symposium on Diagnostics for Electric Machines, Power Electronics and Drives. 2010

- [4] Magdun, O.; Gemeinder, Y.; Binder A.: Prevention of harmful EDM currents in inverter-fed AC machines by use of electrostatic shields in the stator winding overhang. IECON 2010 - 36th Annual Conference on IEEE Industrial Electronics Society. 2010
- [5] Mütze, A. Bearing currents in inverter-fed AC-motors. TU Darmstadt Diss. 2004.
- [6] Prashad, H.: Tribology in electrical Environments. Tribology and Interface Engineering Series, Vol. 49, Elsevier B.V., Amsterdam 2006
- [7] Küchler, A.: Hochspannungstechnik. Grundlagen – Technologie – Anwendungen. 4. Auflage. Scheinfurt: Springer Vieweg 2017
- [8] Townsend, J.: The Theory of Ionization of Gases by Collision. London: Constable & Company Ltd. 1910
- [9] Tobazéon, R.: Prebreakdown Phenomena in Dielectric Liquids. IEEE Transactions on Dielectrics and Electrical Insulation (1994) Vol. 1 No. 6 S. 1132-1147
- [10] Lewis, T.: Breakdown Initiating Mechanisms at Electrode Interfaces in Liquids. IEEE Transactions on Dielectrics and Electrical Insulation (2003) Vol. 10 No. 6 S. 948-955
- [11] Blair, S.: The viscosity at the glass transition of a liquid lubricant. Friction 7 (2019) 1 S. 86-91
- [12] Bechev, D.; Weicker, M. FVA: Schädlicher Stromdurchgang 2. Methodik zur praxisnahen Charakterisierung von elektrischen Schmierstoffeigenschaften zur Verbesserung der rechnerischen Vorhersage von Lagerströmen. Forschungsvorhaben Nr. 650 II Heft 1387. 2020
- [13] Martin, G.; Schirra, T.; Kirchner, E.: Experimental High Frequency Analysis of the Electric Impedance of Rolling Bearings. Bearing World Conference (2020)

Effiziente Berechnung des elektrischen Feldes im Wälzkontakt

Beitrag zur Ermittlung der elektrischen Impedanz

S. Puchtler, M.Sc., **T. Schirra**, M.Sc., Prof. Dr.-Ing. **E. Kirchner** (VDI),
Institut für Produktentwicklung und Maschinenelemente (pmd),
Technische Universität Darmstadt

Dr.-Ing. **Y. Späck-Leigsnering**, Prof. Dr.-Ing. **H. De Gersem**,
Institut für Teilchenbeschleunigung und Elektromagnetische Felder
(TEMF), Technische Universität Darmstadt

Kurzfassung

Die elektrischen Eigenschaften von Wälzlagern gewinnen zunehmend an Bedeutung. Um zu einer präziseren Berechnung des elektrischen Lagerverhaltens beizutragen, untersucht diese Arbeit verschiedene Methoden zur Kapazitätsberechnung. Im Mittelpunkt stehen dabei Randbereiche außerhalb der Hertz'schen Fläche an belasteten Wälzkörpern sowie unbelastete Wälzkörper. Dafür werden semianalytische Approximationen und Finite-Elemente-Simulationen angewendet. Dazu wird eine geschlossene zweidimensionale analytische Lösung hergeleitet und mit den numerischen und semianalytischen Lösungen verglichen. Dabei dient der Wälzkontakt von radial belasteten Rillenkugellagern als Anwendungsbeispiel. Die Ergebnisse zeigen, dass die verwendeten semianalytischen Approximationen zwar die aus numerischer und analytischer Berechnung erwarteten Verläufe abbilden, jedoch signifikante Differenzen aufweisen. So wurde insbesondere der Beitrag unbelasteter Wälzkörper zur Gesamtkapazität bisher unterschätzt.

Abstract

The electrical characteristics of rolling bearings become increasingly important. This work examines various methods for calculating the capacitance to contribute to a deeper understanding of electric behaviour of the rolling bearing. The focus is on the peripheral zone outside the Hertzian area of loaded as well as unloaded rolling elements. Semi-analytical approximations and finite element simulations are applied. A closed analytical, two-dimensional solution is derived and compared to the numerical and semi-analytical solutions. The rolling contact of radially loaded deep groove ball bearings serves as an application example. The results show

that the semi-analytical approximations reproduce the trend from numerical and analytical calculation, but show significant quantitative differences. Thus, in particular the contribution of unloaded rolling elements to the total capacity has been underestimated so far.

1. Motivation

In der Forschung gewinnen die elektrischen Eigenschaften von Wälzlagern zunehmend an Bedeutung. Einerseits nehmen mit einer steigenden Anzahl von umrichter gespeisten elektrischen Maschinen auch elektrisch induzierte Wälzlagerschäden zu, welche durch eine verbesserte elektrische Charakterisierung der Lager besser vorhergesagt und vermieden werden können. Andererseits können elektrische Lagereigenschaften sensorisch genutzt werden, da sie von der Schmierfilmdicke und somit vom Belastungszustand abhängen [1], was wiederum eine präzise elektrische Modellierung des Lagers voraussetzt. Bild 1.a zeigt exemplarisch ein Kondensatornetzwerk eines Rillenkugellagers mit leitfähigem Käfig.

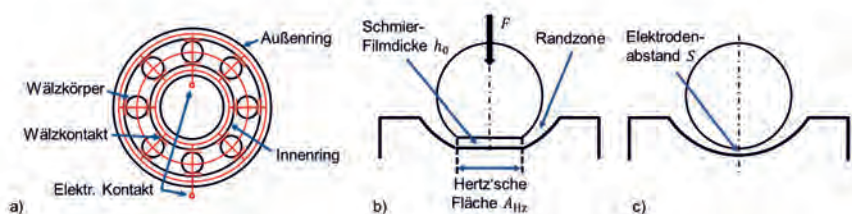


Bild 1: Abbildung des Rillenkugellagers als Kondensatornetzwerk: a) Einzelkondensatoren der Wälzkontakte mit leitfähigem Käfig, b) Hertz'sche Fläche des beanspruchten Einzelkontakts, c) Schmierspalt am lastfreien Wälzkörper.

In dieser Arbeit werden radial belastete Rillenkugellager untersucht. Bei den belasteten Wälzkörpern, Bild 1.b, bildet sich eine Hertz'sche Kontaktfläche A_{Hz} mit der mittleren Schmierfilmdicke h_0 aus, während sich die unbelasteten Wälzkörper, Bild 1.c, in etwa mittig im verfügbaren Spiel des Wälzkörpers positionieren.

Schwerpunkt dieser Arbeit sind die Randzonen belasteter Wälzkörper und unbelastete Wälzkörper, wo bevorzugt semianalytische Approximationen zur Kapazitätsberechnung herangezogen werden. Wie groß der Fehler durch die Verwendung der Approximationen für den Anwendungsfall des Wälzlagers ist, wird in dieser Arbeit erstmals tiefergehend untersucht. Dazu werden neben der Approximation verschiedene elektrostatische Modelle umgesetzt: ein zweidimensionales analytisches Modell sowie je ein zwei- und dreidimensionales Finite Elemente

(FE) Modell. Diese werden miteinander verglichen und die Abweichungen der berechneten Kapazität untersucht.

2. Grundlagen

Bei Wälzlageranwendungen mit voll ausgebildetem Schmierfilm in der Lastzone ist die relevante elektrische Größe zur Beschreibung des elektrischen Verhaltens die Kapazität [2]. Der Schmierstoff trennt Wälzkörper und Lagerringe und wirkt als Dielektrikum.

Ausgangspunkt für die Kapazitätsberechnung ist die Hertz'sche Kontaktfläche, Bild 1.b. Hier kann die Kapazität eines Plattenkondensators annähernd herangezogen werden mit den Eingangsgrößen Hertz'sche Fläche A_{Hertz} , Schmierfilmdicke h_0 und Permittivität des Schmierstoffes ε ,

$$C_{\text{Kontakt}} = \varepsilon \cdot \frac{A_{\text{Hertz}}}{h_0}. \quad (1)$$

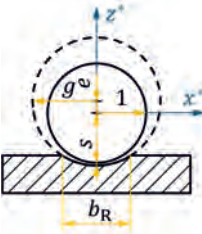
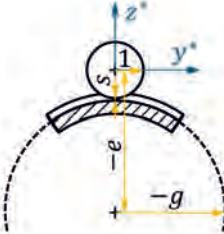
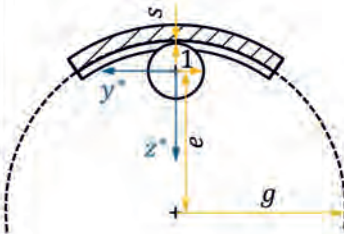
Versuche zeigen, dass die tatsächliche Kapazität mit der Gleichung (1) unterschätzt wird, was daran liegt, dass die Randzone, Bild 1.b, einen signifikanten Beitrag zur elektrischen Kapazität leistet. Verschiedene Autoren multiplizieren dazu Gleichung (1) mit einem konstanten Randfaktor [3, 4]. Andere nutzen einen Randfaktor, welcher von minimaler und zentraler Schmierfilmdicke abhängig ist [5, 6]. Schirra [7, 8] hat gezeigt, dass unbelastete Wälzkörper, Bild 1.c, nicht vernachlässigt werden sollten. Die Kapazitäten der unbelasteten Wälzkörper sowie der Randzonen können semianalytisch approximiert werden (siehe 4. Semianalytische Approximation der Kapazität). Bei dieser Näherung kann jedoch der real auftretende Verlauf der elektrischen Feldlinien nicht berücksichtigt werden, was zu einem Fehler in der Berechnung der Kapazität führt. Daher werden in dieser Arbeit verschiedene analytische und numerische Berechnungsmethoden verglichen, die das reale elektrische Feld berücksichtigen und die Berechnung der elektrischen Kapazität somit verbessern.

3. Dimensionslose Lagergeometrie

Für die zweidimensionalen (2D) Berechnungen werden in dieser Arbeit zwei Schnittebenen unterschieden: Schnittebene I entsprechend der (x, z) -Ebene in Tabelle 1 und Schnittebene II entsprechend der (y, z) -Ebene. In beiden Schnittebenen stellen Wälzkörper und Laufbahn nicht konzentrische Kreisausschnitte als Elektroden dar. Für diese soll eine Kapazität pro Längeneinheit, also der Kapazitätsbelag, berechnet werden. Da dieser skalierbar ist, bietet es sich an, die Geometrie dimensionslos darzustellen. Als Bezugsgröße wird hierfür der Wälzkörperradius R_{WK} gewählt. Tabelle 1 zeigt die verwendeten Geometriegrößen im dimensionslosen

(x^*, y^*, z^*) -Koordinatensystem. Das Problem wird für Innen- und Außenring generalisiert, indem für den Laufbahnradius am Innenring ein negativer Radius angenommen wird, aus dem negative dimensionslose Parameter e und g resultieren.

Tabelle 1: Dimensionslose Kontaktgeometrie mit dem Laufbahnradius g , dem Abstand zwischen den Mittelpunkten von Wälzkörper- und Laufbahnradius e , dem minimalen Abstand zwischen Wälzkörper und Laufbahn s und der Rillenbreite b_R .

Schnittebene I	Schnittebene II	
	Innenring	Außenring
		

4. Semianalytische Approximation der Kapazität

Um die Kapazität von Randbereichen belasteter Wälzkörper zu berechnen, wird häufig auf die semianalytische Approximation zurückgegriffen [2, 9, 10],

$$C_{\text{Rand}} = \iint_A \frac{\epsilon}{h} dA.$$

(2)

Dabei wird in dieser Arbeit von einem vollständig mit Öl gefluteten Lager ausgegangen, sodass die Permittivität zwischen den Elektroden als konstant angenommen wird. Das Gebiet wird in Plattenkondensatoren infinitesimal kleiner Fläche dA mit variabler Höhe h aufgeteilt und anschließend integriert. Diese Gleichung kann jedoch im Detail unterschiedlich interpretiert werden. So können die infinitesimalen Plattenkondensatoren verschieden angeordnet werden und Integrationsgrenzen unterschiedlich gesetzt werden.

In dieser Arbeit werden drei unterschiedliche Realisierungen der 2D-Approximation nach Gleichung (2) verglichen. Die erste Methode (Bild 2 links) greift auf zueinander parallele infinitesimale Plattenkondensatoren zurück, wie es Prashad [9] beschreibt. Im Gegensatz zu Prashad wird jedoch auf eine Kleinwinkelnäherung verzichtet. Als Integrationsgrenze in Schnittebene I wird die Rillenbreite und in Schnittebene II der Wälzkörperdurchmesser gewählt.

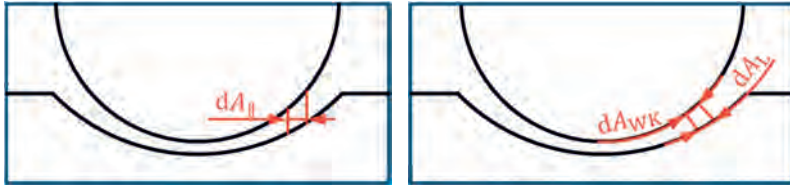


Bild 2: Verschiedene Umsetzungen zur semianalytischen Approximation der Kapazität in Schnittebene I.

Für die zweite und dritte Methode (Bild 2 rechts) wird die Höhe h der infinitesimalen Plattenkondensatoren senkrecht zur Wälzkörperoberfläche aufgetragen. Methode zwei ($\perp dA_{WK}$) nutzt dann das Flächenelement des Wälzkörpers zur Kapazitätsberechnung, Methode drei ($\perp dA_L$) dagegen das der Laufbahn. Als Integrationsgrenze in Schnittebene I (s. Tabelle 1) wird auch die Rillenbreite herangezogen. In Schnittebene II wird am Innenring so weit integriert, bis die abgetragene Höhe h tangential auf den Innenring trifft und am Außenring wird $\pi/2$ als Integrationsgrenze gewählt.

5. Analytische Berechnung in 2D

Für die in Tabelle 1 eingeführten Schnittebenen konnte in Anlehnung an ein Beispiel in [11] eine geschlossene analytische Lösung gefunden werden, die im Folgenden hergeleitet wird. Zunächst muss nun ein elektrisches Potentialfeld gefunden werden, das die Randbedingungen der Anordnung erfüllt. Die Oberflächen von Wälzkörper und Laufbahn agieren als Elektroden und werden als ideal leitend angenommen. Ein Potentialfeld, das diese Randbedingungen erfüllt, lässt sich mit zwei gedachten Linienladungen mit einem Ladungsbelag von $+q$ bzw. $-q$ erreichen (s. Bild 3.a-c). Die entstehenden Äquipotentialkreise werden auch als *Apollonische Kreise* bezeichnet.

Durch Variation des Abstandes der Linienladungen und das Auswählen zweier Kreise der entsprechenden Radien lassen sich zwei Äquipotentialkreise ermitteln, die mit den Elektrodenoberflächen zusammenfallen. Zur Beschreibung des Verhältnisses der beiden Kreise zueinander dient die Hilfsgröße

$$\kappa = \frac{1}{2e} \left(g^2 - e^2 - 1 - \sqrt{(g^2 - e^2 - 1)^2 - 4e^2} \right). \quad (3)$$

Somit lässt sich das Potentialfeld in dimensionslosen Polarkoordinaten bestimmen

$$\Phi(r^*, \theta) = \frac{q}{4\pi\epsilon} \cdot \ln \left(\frac{r^{*2} - 2r^* \cos \theta / \kappa + 1/\kappa^2}{r^{*2} - 2r^* \cos \theta \cdot \kappa + \kappa^2} \right). \quad (4)$$

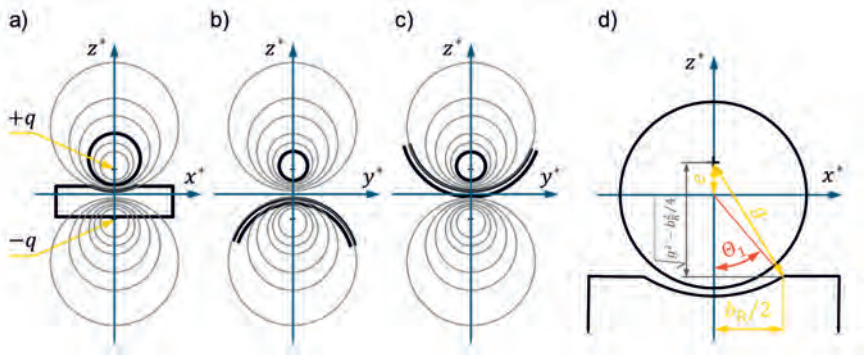


Bild 3: Äquipotentiallinien des Potentialfeldes zweier Linienladungen mit angedeuteten Elektrodenkontouren a) in Schnittebene I und in Schnittebene II b) am Innen- c) am Außenring. d) Integrationsgrenze Θ_1 in Schnittebene I.

Durch Gradientenbildung an der Kugeloberfläche ($r^* = 1$) lässt sich die elektrische Feldstärke $E_{r^*}|_{r^*=1} = -\frac{\partial \Phi}{\partial r^*}|_{r^*=1}$ berechnen, welche nur eine Radialkomponente senkrecht zur Elektrodenoberfläche besitzt. Über das Materialgesetz kann die elektrische Durchflutung $D_{r^*}|_{r^*=1} = \varepsilon \cdot E_{r^*}|_{r^*=1}$ und über den Gauß'schen Satz schließlich der Ladungsbelag Q' auf dem Wälzkörper bestimmt werden

$$Q' = \frac{q}{\pi} \cdot \int_0^{\Theta_1} D_{r^*}|_{r^*=1} d\Theta = \frac{q}{\pi} \cdot \arctan \left[\frac{1+\kappa}{1-\kappa} \tan \left(\frac{\Theta_1}{2} \right) \right]. \quad (5)$$

Als Integrationsgrenze in Schnittebene I wird der Winkel Θ_1 eingeführt, welcher entsprechend Bild 3.b aus der Rillenbreite b_R berechnet wird

$$\Theta_1 = \arctan \left(\frac{b_R/2}{\sqrt{g^2 - b_R^2/4 - e}} \right). \quad (6)$$

In Schnittebene II wird bis $\pi/2$ integriert, sodass nur die dem Ring zugewandte Seite des Wälzkörpers einbezogen wird.

Schließlich werden die Potentiale der beiden Äquipotentialkreise bestimmt:

$$\Phi_{WK} = \frac{q}{2\pi\varepsilon} \cdot \ln \left| \frac{1}{\kappa} \right|, \quad (7)$$

$$\Phi_L = \frac{q}{2\pi\epsilon} \cdot \ln \left| \frac{g - e - 1/\kappa}{g - e - \kappa} \right|. \quad (8)$$

Nun lässt sich der Kapazitätsbelag der Anordnung bestimmen:

$$C' = \frac{Q'}{\Phi_{WK} - \Phi_L} = 4\epsilon \cdot \frac{\arctan \left[\frac{1 + \kappa}{1 - \kappa} \tan \left(\frac{\theta_1}{2} \right) \right]}{\ln \left| \frac{g - e - \kappa}{(g - e)\kappa - 1} \right|}. \quad (9)$$

Außer zur Berechnung der genannten Schnittebenen im Radialrillenkugellager lässt sich diese Gleichung auch für unverformte Geometrien von Zylinderrollen-, Nadel- oder Gleitlagern verwenden. Auch eine Erweiterung durch Integrieren der Kapazitätsbeläge in die dritte Raumrichtung ist denkbar, um unbelastete Wälzkörper in Kegel- oder Pendelrollenlagern abzubilden. Um die Kapazität von Randbereichen belasteter Wälzkörper zu berechnen, kann in Gleichung (5) eine untere Integrationsgrenze θ_0 für das Ende der Hertz'schen Fläche angegeben werden. Der resultierende Kapazitätsbelag kann alternativ mit $C'_{res} = C'(\theta_1) - C'(\theta_0)$ berechnet werden.

Allerdings darf dabei die Einfederung des Wälzkörper-Laufbahn-Kontaktes nicht größer als die Schmierfilmdicke sein, denn das würde zu sich überschneidenden Äquipotentialkreisen im Berechnungsansatz führen (s. Bild 4), was einen mathematischen Widerspruch bewirkt. Somit ist der Einsatz der Gleichung für belastete Wälzkörper beschränkt auf $g > e + 1$.



Bild 4: Wälzkontakt: a) unbelastet, b) Schmierfilm größer als Einfederung und c) Schmierfilm kleiner als Einfederung.

6. Numerische Simulation

Die Kapazität beliebiger unbelasteter Wälzkörper kann mithilfe numerischer Simulation ermittelt werden. In dieser Arbeit wurden zwei unterschiedliche Feldlöser verwendet: Zunächst ein hausinterner 2D-FE-Löser, sowie das kommerzielle Simulationswerkzeug CST Studio® für die Untersuchung des dreidimensionalen Problems (3D).

Es wurden unbelastete Einzelkontakte eines 6205-C3 Radialrillenkugellagers am Innen- und Außenring modelliert (s. Bild 5). Der Lagerring ist dabei jeweils geerdet und der Wälzkörperausschnitt mit einem Potential von 1 V beaufschlagt. Alle anderen Ränder des Modells werden als elektrisch isolierend angenommen, was heißt, dass der elektrische Fluss unvermindert von

der Wälzkörperhälfte zum Lagerring fließt. Der elektrostatische Löser berechnet das elektrische Feld und daraus die Ladungsverteilung auf den Elektrodenoberflächen. Aus der gesamten Ladungsverschiebung lässt sich dann die Kapazität errechnen.

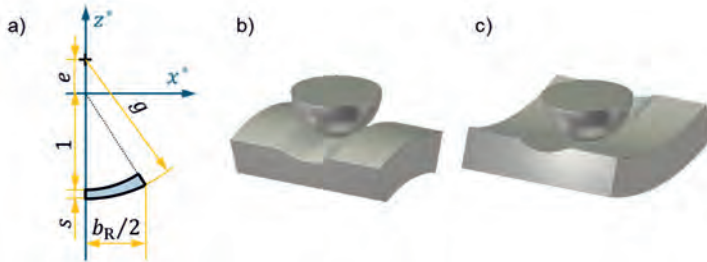


Bild 5: Modellierte Geometrien der FE-Simulationen a) in 2D und in 3D b) am Innen- und c) Außenring.

Die berechneten Potentialfelder in Bild 6 zeigen eine sehr starke Konzentration des elektrischen Feldes im Schmierpalt. Entsprechend ist der Einfluss der gewählten Randbedingungen gering, sodass diese validiert werden konnten.

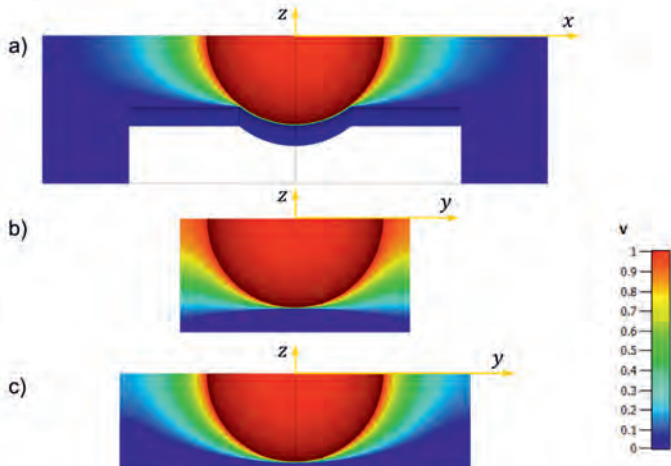


Bild 6: Potentialfelder der 3D FE-Simulation a) in Schnitt Ebene I am Innenring und in Schnitt Ebene II für b) den Innen- und c) den Außenring für das Wälzlager 6205-C3 und einen Elektrodenabstand von 60 μm .

7. Vergleich der Methoden

Zunächst werden die Ergebnisse der 2D-Betrachtungen, das analytische Modell nach Gleichung (9) und das numerische Modell (siehe Bild 5.a), verglichen. In Bild 7 ist die relative Abweichung der semianalytischen sowie der FE-Simulation von der analytischen Lösung für die Kapazitätsberechnung des Lagers 6205-C3 dargestellt. Auf der Abszisse ist der Elektrodenabstand zwischen der Laufbahnmitte und dem Wälzkörper aufgetragen. Im linken Diagramm ist zu erkennen, dass die Methode paralleler infinitesimaler Plattenkondensatoren (semianalytisch II) das analytische Ergebnis sehr deutlich unterschätzt. Das liegt insbesondere daran, dass in Summe nur die in z^* -Richtung projizierte Kondensatorfläche berücksichtigt wird und dass mit steigendem Abstand von der Mittelachse die Höhe h nicht mehr im kürzesten Abstand zwischen den beiden Elektroden abgetragen wird.

Das Diagramm rechts in Bild 7 zeigt einen vergrößerten Ausschnitt des linken Diagramms. Es wird deutlich, dass die semianalytischen $\perp dA_{WK}$ und $\perp dA_L$ die analytisch berechneten Ergebnisse besser annähern. Bei Verwendung der Wälzkörperoberfläche wird das Ergebnis unter- und bei der Laufbahnoberfläche überschätzt, da letztere die größere Fläche besitzt.

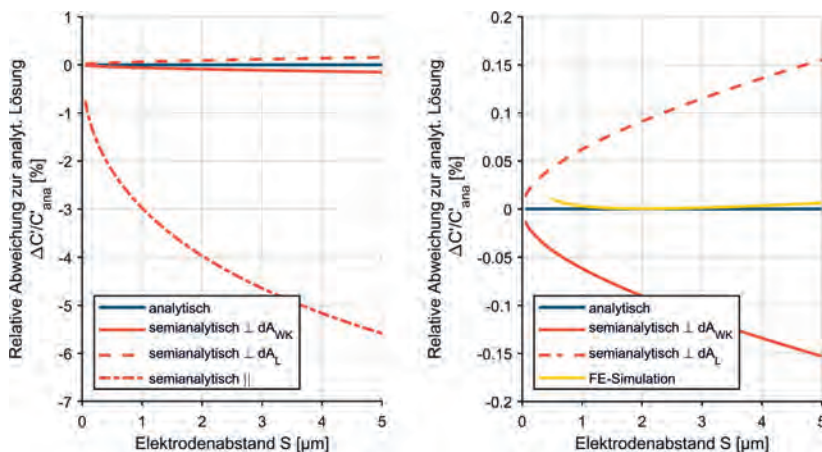


Bild 7: Vergleich der 2D-Berechnungsverfahren am Innenring eines 6205-C3 Rillenkugellagers in Schnittebene I mit $\varepsilon_{01} = 2,2$.

Zusätzlich ist das Ergebnis der zweidimensionalen FE-Berechnung zur Validierung der analytischen Lösung eingetragen. Die Abweichung bei geringen Elektrodenabstand ließe sich bei Bedarf durch Verfeinern des FE-Gitters weiter reduzieren. Die Abweichung bei größeren Elektrodenabständen liegt an geringfügig unterschiedlichen Randbedingungen am Rillenrand: Bei

der analytischen Berechnung verläuft diese entlang der äußersten Feldlinie des in Gleichung (4) berechneten elektrischen Feldes und trifft somit senkrecht sowohl auf Laufbahn- als auch Kugeloberfläche. Die entsprechende Grenze in der 2D-Simulation (Bild 5.a) ist dagegen als Gerade angenähert, die senkrecht auf die Kugeloberfläche, aber nicht senkrecht auf die Laufbahnoberfläche trifft. Der relative Einfluss dieser Näherung nimmt mit steigendem Elektrodenabstand zu, da der absolute Kapazitätsbelag abnimmt. Jedoch ist die Abweichung im betrachteten Bereich mit etwa 0,01 % gering.

Da eine analytische Lösung für den dreidimensionalen Fall des Rillenkugellagers nicht gefunden werden konnte, lassen sich in Bild 8 nur die semianalytische Approximation und die FE-Simulation vergleichen. Hierbei fällt auf, dass die implementierte Methode $\perp dA_{WK}$ mit steigendem Elektrodenabstand die numerische Lösung zunehmend unterschätzt.

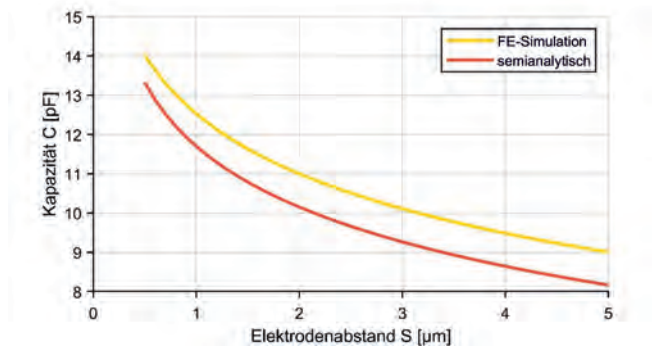


Bild 8: Vergleich der 3D-Berechnungsverfahren am Innenring eines 6205-C3 Rillenkugellagers mit $\varepsilon_{01} = 2,2$.

8. Zusammenfassung

Die Kapazität eines Wälzkontaktes lässt sich auf verschiedene Weise berechnen. Neben FE-Simulationen sind in der Literatur semianalytische Approximationen verbreitet. Dabei gibt es verschiedene Möglichkeiten, den Ansatz infinitesimaler Plattenkondensatoren (2) zu interpretieren. Die Höhe der infinitesimalen Kondensatoren senkrecht zur Wälzkörperoberfläche abzutragen, liefert ein präziseres Ergebnis, als die auf parallele Kondensatoren zurückzugreifen. Bei der Verwendung der Wälzkörperoberfläche als Flächenelement lassen sich genauere Ergebnisse erzielen, welche allerdings die reale Kapazität immer noch signifikant unterschätzen. Der Fehler steigt dabei mit zunehmendem Elektrodenabstand, sodass bisher insbesondere der Beitrag unbelasteter Wälzkörper unterschätzt wurde.

Des Weiteren wurde eine analytische 2D-Berechnung vorgestellt, um die Kapazitätsbeläge der Schnittebenen im Rillenkugellager unter Berücksichtigung des realen elektrischen Feldes zu berechnen. Eine Anwendung der Gleichung in Zylinderrollen-, Nadel- oder auch Gleitlagern ist ebenfalls denkbar. Dennoch bleiben numerische Methoden die einzig sinnvolle Möglichkeit das transiente und nichtlineare Verhalten von Wälzlagern und ihren Schmierstoffen zu charakterisieren.

9. Literaturangaben

- [1] Schirra, T., Martin, G., Vogel, S. u. Kirchner, E.: Ball Bearings as Sensors for Systematical Combination of Load and Failure Monitoring. DS 92: Proceedings of the DESIGN 2018 15th International Design Conference. 2018, S. 3011–3022
- [2] Magdun, O. N.: Calculation of high-frequency current distributions in inverter-fed electrical machines, Technische Universität Darmstadt Dissertation. Aachen 2012
- [3] Barz, M.: Die Schmierfilmbildung in fettgeschmierten schnellaufenden Spindellagern, Universität Hannover Dissertation. Hannover 1996
- [4] Gemeinder, Y.: Lagerimpedanz und Lagerschädigung bei Stromdurchgang in umrichter- gespeisten elektrischen Maschinen, Technische Universität Darmstadt Dissertation. Darmstadt 2016
- [5] Furtmann, A.: Elektrisches Verhalten von Maschinenelementen im Antriebsstrang, Leibniz Universität Hannover Dissertation. Hannover 2017
- [6] Schneider, V., Liu, H.-C., Bader, N., Furtmann, A. u. Poll, G.: Empirical formulae for the influence of real film thickness distribution on the capacitance of an EHL point contact and application to rolling bearings. Tribology International 154 (2021), S. 106714
- [7] Schirra, T., Martin, G., Puchtl, S. u. Kirchner, E.: Electric impedance of rolling bearings - Consideration of unloaded rolling elements. Tribology International 158 (2021), S. 106927
- [8] Schirra, T.: Phänomenologische Betrachtung der sensorisch nutzbaren Effekte am Wälzlager. Einfluss unbelasteter Wälzkörper auf die elektrische Impedanz, Technische Universität Darmstadt Dissertation, angenommen. Darmstadt 2020
- [9] Prashad, H.: Tribology in electrical environments. Tribology and interface engineering series, Bd. 49. Amsterdam: Elsevier 2006
- [10] Jablonka, K., Glovnea, R. u. Bongaerts, J.: Evaluation of EHD films by electrical capacitance. Journal of Physics D: Applied Physics 45 (2012) 38, S. 385301
- [11] Wolff, I.: Maxwellsche Theorie. Grundlagen und Anwendungen. Aachen: Wolff 2005

Prüfstand für elektrisch isolierende Eigenschaften maßhaltig $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{TiO}_2$ -beschichteter Wälzlager

Test rig for electrically insulating properties of bearings with an efficient $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{TiO}_2$ coating

M.Sc. **J. Vorgerd**, Prof. Dr.-Ing **P. Tenberge**,
Lehrstuhl für Industrie- und Fahrzeugantriebstechnik (IFA),
Ruhr-Universität Bochum;
Dr. rer. nat. **H. Kummer**, Dr.-Ing. **S. Hartmann**, Dr.-Ing. **F. Trenkle**,
obz innovation GmbH, Bad Krozingen

Kurzfassung

Keramisch beschichtete Wälzlager werden in elektromechanischen Antrieben zur Prävention schädlicher Stromdurchgänge und damit verbundener Wälzlagerschäden eingesetzt. Im Rahmen dieses Beitrags konnte die Herstellung solcher keramischen $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{TiO}_2$ Beschichtungen per APS optimiert und die elektrisch isolierenden Eigenschaften unter kombinierter mechanischer und elektrischer Belastung an einem neuen Radiallagerprüfstand getestet werden. Durch in situ Messung des Schichtauftrags während des Spritzens und nachgelagertem Bürsten konnten auf den Stirnflächen Bauteiltoleranzen von 26,340 (-0,020/-0,067) mm eingehalten und Rauheiten von $R_a \sim 3 \mu\text{m}$ erreicht werden. Die Validierung durch Prüfstanduntersuchungen ergab, dass die beschichteten Wälzlager zeitstabil Potentiale von 1000 V DC isolieren und dabei dieselben Tragfähigkeiten wie unbeschichtete Lager aufweisen.

1. Einleitung

In einer Vielzahl von Untersuchungen [1-4] konnte bereits nachgewiesen werden, dass der Stromdurchgang im Wälzkontakt eine entscheidende Größe ist, der die Lebensdauer signifikant beeinflussen kann. Bspw. sind im Windenergiesektor Schadensfälle mit Laufzeiten unterhalb 20% der rechnerischen Lebensdauer bekannt, die sich auf Basis der klassischen Modellvorstellung der Werkstoffermüdung nicht erklären lassen [5,6]. Stattdessen zeigen metallographische Analysen im angeätzten Schlibbild weiß erscheinende Veränderungen des Gefüges, die als sogenannte **White Etching Cracks** (WEC) eine vorzeitige Rissbildung bewirken. In der industriellen Praxis werden schädliche Lagerströme zumeist durch den Einsatz von Wälzlagerungen mit einer elektrisch isolierenden Keramikbeschichtung unterbunden [7].

Nach dem Stand der Technik wird per thermischem Spritzen, meist APS (Atmospheric Plasma Spraying), eine $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{TiO}_2$ -Schicht auf die Lageranschlussflächen mit Aufmaß aufgetragen und in einem weiteren Schritt auf Endmaß geschliffen [8-10]. Dieses zweistufige Verfahren ist aufwändig und hat einen hohen Ressourcenverbrauch. Zur ökonomischen und ökologischen Effizienzsteigerung wird das Ziel verfolgt, die Wälzlager maßhaltig, ohne spätere Nacharbeit, zu beschichten. Die Beschichtung auf Maß impliziert eine möglichst exakte Auftragsgeschwindigkeit oder alternativ eine prozessbegleitende Messtechnik. Besonders wirtschaftlich wären größtmögliche Schichtaufträge, wobei ein Kompromiss mit den enggesteckten Lagertoleranzen eingegangen werden muss.

Messungen zu den elektrisch isolierenden Eigenschaften der Keramikbeschichtung erfolgen zumeist an Referenzkörpern oder vor dem Einbau in die letztliche Anwendung. Es ist nicht auszuschließen, dass bspw. Ringwandereffekte oder der Montageprozess selbst zu Beschichtungsschäden führen und damit die elektrische Isolation negativ beeinflussen können. Publierte Ergebnisse zur zeitabhängigen Durchschlagsfestigkeit keramisch beschichteter Wälzlager während des Laufs liegen bislang nicht vor. Aus diesem Grund wurde ein Prüfstand konzipiert, mit dem Messungen zur elektrischen Durchschlagsfestigkeit bei gleichzeitigen mechanischen Belastungen durchgeführt werden können.

2. Methodik und Durchführung

2.1 Applikation Al_2O_3 Beschichtung

Der Beschichtungsprozess per APS (P2, Fa. GTV) mit $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{TiO}_2$ (97/3) als Schichtwerkstoff erfolgte an rotierenden Wälzlagern, zuerst die Stirn- und abschließend die Mantelflächen. Die jeweils nicht zu beschichtenden Flächen und die Laufbahn wurden durch eine Maskierung vor Overspray und Verschmutzung geschützt. Um die Poren zu verschließen, wurden die Proben im warmen Zustand bei ca. 40°C mit einem Versiegler auf Silikonbasis imprägniert, bei 110°C für 2 h ausgehärtet und abschließend von überschüssigem Versiegler auf der Lauffläche gereinigt. Anschließend wurden die spritzrauen Oberflächen mit einer diamantbesetzten Tellerbürste nachgearbeitet, bis die erwünschte Oberflächenrauheit durch Glättung erreicht wurde. Auf Basis von zwei gegenüberliegende Lasertriangulationssensoren mit definiertem Abstand wurde ein produktionsbegleitendes Messsystem aufgebaut (siehe Bild 1). Über eine Triggierung bestehend aus mitlaufender Lochscheibe und einem optischen Signalgeber, wird sichergestellt, dass der obere und der untere Laser synchron Messwerte liefern. Die Bauteilbreite wird so anhand von 8 Messwerten pro Umlauf ermittelt und als Mittelwert ausgegeben. Durch eine Kalibrierung auf das Rohteil kann der Schichtauftrag kontinuierlich überwacht werden.

Um temperaturbedingte Wärmeausdehnungen zu kompensieren, wurde ein berührungsloser Temperatursensor im Messaufbau mitberücksichtigt.

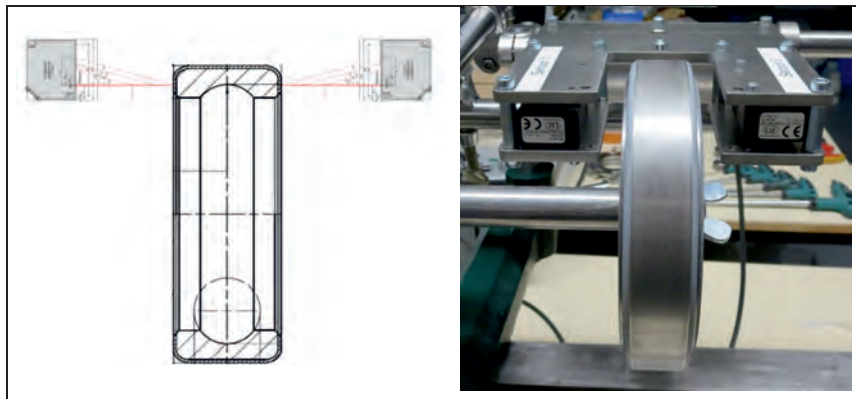


Bild 1: Messaufbau zur Breitenmessung. Zwei Lasertriangulationssensoren werden an gegenüberliegenden Positionen des Lageraußenrings angeordnet

In Vorversuchen an kommerziellen Lageraußenringen (Typ 6216 - Ø 140 mm, Breite 26 mm) wurden die finalen Prozessparameter ermittelt. Für die Strahlung wurden 4 Feinheiten (F20, F36, F46, F80) verwendet. Für das Beschichtungspulver wurden 2 Partikelgrößen ($-22+5\ \mu\text{m}$ und $-45+15\ \mu\text{m}$) evaluiert. Die Oberflächenrauheit der gestrahlten Fläche und der spritzrauen Schicht wurden mittels eines Rauheitsmessgeräts (MarSurf PS 10, Fa. Mahr) bestimmt. Zudem wurden Haftzugswerte in Anlehnung an die Norm DIN EN ISO 14916-2017 ermittelt. Statt der Normstempel wurden PAT-Stempelproben auf das Bauteil aufgesetzt und mit einem mobilen Haftzuggerät abgezogen (PosiTest ATM, Fa. DeFelsko). Pro Probe wurden 6 Stempel ausgewertet und der Mittelwert gebildet. Der abschließende Bürstprozess erfolgte in mehreren kurzen Übergängen. Für die Abschätzung der Einglättung wurden nach jedem Übergang Schichtdicke und Rauheit (R_z und R_a) gemessen. Zur Verifizierung des in situ Messprinzips wurden an einem Testobjekt nach je 3 Übergängen sowohl die Bauteildicke im warmen als auf im kalten Zustand verglichen, um den Temperatureinfluss zu untersuchen. Zusätzlich wurden noch der Einfluss der Lage und des Winkelfehlers untersucht.

Die Prototypenlager (Typ 6216) wurden an den radialen und stirnseitigen Anschlussflächen beschichtet. Da diese bereits Endmaß hatten, orientierte sich der Schichtauftrag anhand einer notwendigen Schichtdicke für die elektrische Isolation. Die stirnseitige Beschichtung wurde in situ gemessen. Die radiale Beschichtung wurde rechnerisch abgeschätzt. Es wurden 2 Chargen à 4 Lager beschichtet, um Prozessstabilität und Schwankung zu charakterisieren. Die

Bestimmung der Schichtdicke erfolgte durch die Relativmessungen unmittelbar vor und nach der Beschichtung mithilfe einer Koordinatenmessmaschine. Tabelle 1 dokumentiert die Beschichtungsparameter der Prototypenlager.

Tabelle 1: Beschichtungsparameter Prototypenlager

Bezeichnung	Anforderungen
Lagertyp	Rillenkugellager 6216 (Beschichtung am Außenring)
Strahlen	Zirkonkorund (F80)
Pulver (Beschichtungswerkstoff)	$\text{Al}_2\text{O}_3/\text{TiO}_2$ 97/3 (-22+5 μm)
Mechanische Nachbehandlung	Bürsten mit Tellerbürste
Anvisierte Schichtdicke	Radial 190 ⁻⁹ μm , stirnseitig 190 ⁻²⁴ μm
Anvisierte Rundheitstoleranz	18 μm
Oberflächengüte	Zielrauheit Beschichtung $R_a = 3,0$ μm
Durchschlagsfestigkeit	>1.000 V DC (im Prüfstand)
Elektrischer Widerstand	Trocken: > 50 M Ω

2.2 Prüfstand für elektrisch isolierende Eigenschaften

Beschichtungsseitig besteht die Anforderung, elektrische Durchschlagsfestigkeiten bis zu 1000 V DC in einer praxisnahen Einbausituation zu erzielen. Mithilfe eines innovativen Prüfstandkonzepts wurden diese elektrisch isolierenden Eigenschaften geprüft, während die Prüflager gleichzeitig mechanisch belastet wurden. Zur Absicherung etwaiger verschleißbedingter Einflüsse auf die Durchschlagsfestigkeit erfolgte die Messung der Durchschlagsfestigkeit dynamisch im Lauf. Tabelle 2 fasst die Leistungsgrenzen des Prüfstandes zusammen.

Der umgesetzte Radiallagerprüfstand besteht aus zwei separierten Gehäusen und einer gemeinsamen Prüfwelle. Auf der Prüfwelle fliegend gelagert sitzt das Prüflager in einem elektrisch entkoppelten Gehäuse (siehe Bild 2). Ein Hydraulikzylinder belastet das Prüflager radial. Die Kraftwirkung des Hydraulikzylinders verläuft mittig in der Symmetrieebene. Die Prüfwelle wird von zwei Stützlagern in einem Stützlagergehäuse ausgerichtet. Bedingt durch die fliegende Lagerung wurde die Prüfwelle biegesteif dimensioniert. Dafür birgt die Konstellation der fliegenden Lagerung Vorteile hinsichtlich der Stromflussrichtung sowie optischer und sensorischer Zugänglichkeit. Für die Realisierung des elektrischen Konzepts erfolgt die Einbringung des Hochspannungspotentials über einen Steckkontakt am Prüflagergehäuse. Hierfür wird ein Hochspannungsprüfgerät ATS400 der Firma ETL eingesetzt. Während des Laufs können die Prüflager vollautomatisiert stromdurchschlagsgeprüft werden. Die hinterlegte Elektronik wertet den elektrischen Widerstand im Messkreis aus. Elektrisch wurde der Prüfstand so ausgelegt, dass sämtliche Ströme im Messkreis den radialen Wälzkontakt passieren müssen.

Zwischen den stromführenden und den nicht stromführenden Bauteilen sind vorsorglich Luftspalte realisiert, um undefinierte Luftdurchschläge zu verhindern. In einer alternativen elektrischen Konfiguration kann anstelle des Hochspannungsprüfgeräts ein Netzteil angeschlossen werden, mit dem ein kontinuierlicher Gleichstromfluss eingestellt werden kann. Diese Konfiguration ermöglicht bspw. Tests schädlicher Stromdurchgänge nicht isolierter Prüflager.

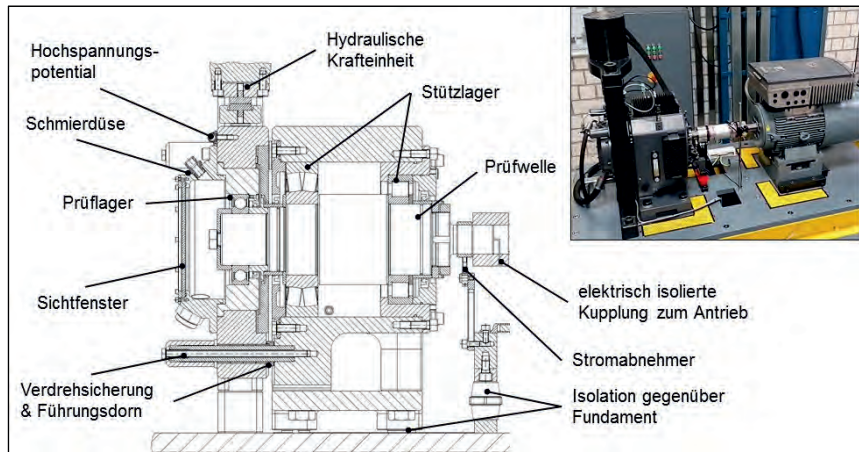


Bild 2: Aufbau des Radiallagerprüfstands

Tabelle 2: Technische Größen des Prüfstands für elektrisch isolierte Wälzlager

Bezeichnung	Symbol	Einheit	Wert
Radialkraft	F_{rad}	N	0 - 80.000
Drehzahl Prüfwelle	n_{rot}	rpm	150 - 1.500
Ölvolumenstrom	$\dot{V}_{\text{öl}}$	l/min	0 - 2
Schmierstofftemperatur	$\theta_{\text{öl}}$	°C	20 - 80
Elektrische Spannung (Konfiguration <i>Spannung</i>)	U_K	V	0 - 3.000
Elektrischer Strom (Konfiguration <i>Strom</i>)	I_K	A	0 - 20
Prüflagergrößen / Bauraum	D_A	mm	140 - 180
	d_i	mm	80 - 100
	b	mm	26 - 34

Die experimentellen Untersuchungen beinhalteten Versuche mit Rillenkugellagern des Typs 6216. Elektrisch isolierend beschichtete Prüflager (#V1-4) wurden hinsichtlich ihrer Durchschlagsfestigkeit und mechanischer Tragfähigkeit getestet. Vor Einbau in den Prüfstand wurden die elektrischen Widerstände der Lager gemessen. Während des Prüflaufs wurde die

elektrische Durchschlagsfestigkeit bei Nennspannung geprüft. Als Referenz für die mechanische Tragfähigkeit wurden an einem unbeschichteten Lager (#V9) dieselben Belastungen geprüft. Außerdem wurden unbeschichtete Prüflager (#V5-8) mit variablen Lagerstromdichten getestet, um tragfähigkeitsmindernde Einflüsse herauszustellen. Alle Versuche wurden bei hohen Radiallasten mit $P/C_0 = 75 - 85 \%$ durchgeführt. Die weiteren Einflussgrößen aus Schmierstoff, Drehzahl und Öltemperatur wurden so gewählt, dass sich Prüfzeiten nach der erweiterten Lebensdauertheorie von $L_{10hm} = 120 - 150$ h ergaben. Mit Erreichen dieser Lebensdauer wurden die Versuche als bestanden bewertet. Tabelle 2 zeigt die Versuchsbedingungen.

Tabelle 2: Versuchsbedingungen Prüfstanduntersuchungen

	Beschichtung	F_r [N]	n_{rot} [rpm]	U_K [V]	J_S [A/mm ²]	L_{10hm} [h]
#V1	ja	41.250	1.250	1.000	0.00	150 h
#V2	ja	41.250	1.250	1.000	0.00	150 h
#V3	ja	46.750	1.250	1.000	0.00	120 h
#V4	ja	46.750	1.250	1.000	0.00	120 h
#V5	nein	46.750	1.250	0	0.41	120 h
#V6	nein	46.750	1.250	0	0.54	120 h
#V7	nein	46.750	1.250	0	0.54	120 h
#V8	nein	46.750	1.250	0	0.68	120 h
#V9	nein	41.250	1.250	0	0.00	150 h

3. Ergebnisse und Diskussion

3.1 Beschichtungsprozess

Die Vorversuche der Strahlung zeigten deutlich den Einfluss der Strahlgutkorngröße auf die Rauheit der gestrahlten Oberfläche. Eine grobe Körnung mit F20 ergab die höchsten Rauheitswerte der Versuchsreihe $R_z = 42 \pm 4 \mu\text{m}$, wohingegen eine feine Körnung F80 die niedrigsten Rauheitswerte $R_z = 18,5 \pm 0,2 \mu\text{m}$ ergab. Die Pulvergröße des Spritzpulvers $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{TiO}_2$ zeigte hierbei einen deutlichen Einfluss auf die Rauheit der spritzrauen Oberfläche. Mit feinem Pulver ließen sich dabei deutlich niedrigere R_z -Werte um die $27 - 30 \mu\text{m}$ realisieren, mit groben Pulverkörnungen $36 - 40 \mu\text{m}$. Die Rauheit des Substrats war bei der groben Körnung des Spritzpulvers von untergeordneter Bedeutung (vgl. Bild 3).

Bild 4 zeigt die Ergebnisse der Haftzugfestigkeit. Das feine Pulver zeigte auf allen untersuchten Substraten höhere Haftzugswerte. Am höchsten waren die Haftzugswerte bei feiner Strahlgutkorngröße mit $R_H = 9,5 \pm 0,7 \text{ MPa}$ (F80) und $R_H = 9,5 \pm 1,2 \text{ MPa}$ (F46). Das grobe Pulver zeigte deutlich niedrigere Haftzugswerte, die nur gering durch die Strahlung des Substrates beeinflusst wurden. Für grobe Spritzpulver zeigte sich der höchste Wert $R_H = 6,3 \pm 0,7 \text{ MPa}$

bei einer feinen Strahlpartikelgröße von F80. Aufgrund dieser Ergebnisse wurde die Strahlung mit Korund der Körnung F80 und das feinere $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{TiO}_2$ Spritzpulver (-22+5 μm) für das finale Beschichtungssystem ausgewählt.

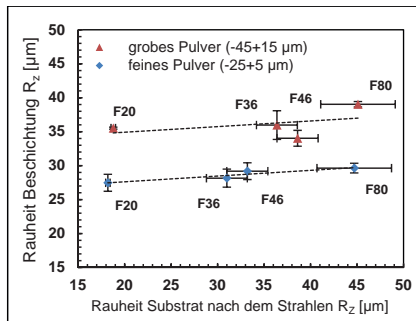


Bild 3: Rauheit R_z der beschichteten Oberfläche bei unterschiedlicher Rauheit des Substrats.

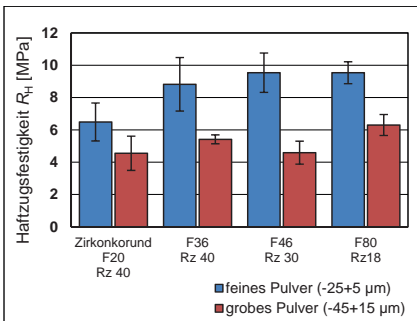


Bild 4: Haftzugswert R_H in Abhängigkeit vom verwendeten Strahlgut bzw. der Substratrauheit

Als Testsystem für das Bürsten wurde die spritzraue Beschichtung des finalen Systems (feine Strahlung/feines Spritzpulver) in mehreren kurzen Übergängen gebürstet. Anfangs hatte die spritzraue Schicht eine Schichtdicke von 93,6 μm , $R_z = 20,9 \mu\text{m}$ und $R_a = 3,4 \mu\text{m}$. In Bild 5 sind die Einglättungseffekte nach insgesamt 6 Bürstübergängen zu sehen. Mit dem ersten Bürsten ergab sich ein deutlicher Schichtdickenverlust von ca. 20 μm und eine deutliche Abnahme der Rauheit. R_z und R_a . Die Messungen zeigten, dass nach dem 3. Übergang keine signifikante Änderung der Oberflächenrauheit R_a und R_z mehr auftrat. Mit steigenden Übergängen stagnierte auch die Schichtdicke. Nach dem 6. Übergang hatte die gebürstete Schicht eine Schichtdicke von 78,1 μm , $R_z = 2,8 \mu\text{m}$ und $R_a = 0,4 \mu\text{m}$.

Bild 6 zeigt den Schichtdickenauftrag eines Versuchsteils nach jedem 3. Übergang. Aus der Trendlinie lässt sich ein sehr gleichmäßiger Schichtauftrag von ca. 17 μm pro Übergang ableiten. Auch für das, durch das thermische Spritzen, erwärmte Teil ergab sich ein mittlerer Schichtauftrag von ca. 16 μm pro Übergang. Ohne Temperaturkompensation liegt die absolute Abweichung durch die Bauteilausdehnung zwischen 10 - 15 μm . Der vorgestellte Aufbau hat den Vorteil, dass eine Verschiebung der Mittellage die Messung nicht beeinflusst. Eine Verkipfung des Bauteils ist bei der Breite von 26 mm unkritisch. Eine Auslenkung von $\pm 2 \text{ mm}$ am Außendurchmesser (entspricht einem Winkelfehler $\pm 0,82^\circ$) hätte rechnerisch einen Messfehler von 2,7 μm zur Folge. Damit ist die Aufspanvorrichtung für den vorliegenden Fall

ausreichend präzise. Insgesamt sollte sich die Messgenauigkeit für die Breite in einem Bereich um $\pm 7 \mu\text{m}$ bewegen, um die Toleranzvorgabe einzuhalten.

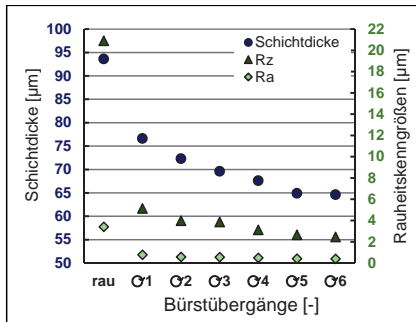


Bild 5: Änderung von Schichtdicke und Rauheit nach Bürstübergängen

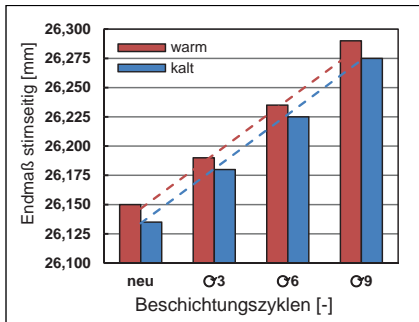


Bild 6: In situ Breitenmessung. Messwerte warm (rote Balken), Messwerte nach Abkühlen auf Raumtemperatur (blaue Balken).

Durch das Bürsten konnten sehr niedrige Rauheiten erreicht werden. Damit ist es möglich, wirtschaftlich Rauheitswerte $R_a \sim 3 \mu\text{m}$ zu erreichen, die für die Prototypenlager gefordert waren. Der initiale hohe Schichtabtrag ist wahrscheinlich auf das Einglätten der Rauheitsspitzen zurückzuführen. Hier ist wichtig, dass die Beschichtung dementsprechend auf Übermaß ausgelegt wird. Es wurde zudem versucht, das Messsystem auf die Mantelfläche anzuwenden. Bei lediglich 2 Sensoren stellt sich allerdings eine kritische Abweichung über der Mittellage und der Verkippung des Bauteils ein. Rechnerisch ergibt sich für eine Lageverschiebung um 1,222 mm ein gemessener Wert, der 0,021 mm kleiner ist. Eine Verkippung des Bauteils um 0,977 mm ($0,4^\circ$ bei $\varnothing 140 \text{ mm}$) führt zu einer Messabweichung von $\sim 14 \mu\text{m}$. Hier ist zuerst eine Neukonzeption der gesamten Aufnahmevorrichtung notwendig, um entsprechend präzise beschichten zu können.

3.2 Form- und Maßhaltigkeit der Prüflager

Bild 7 zeigt die Messergebnisse bzgl. der angestrebten Form- und Maßhaltigkeit. Die anvisierte Schichtdicke an den Stirnflächen wurde erreicht. Chargenunabhängig lag die Schichtdicke zwischen 170 - 185 μm . Die Streuung liegt damit deutlich innerhalb der Vorgaben nach DIN 620 [11]. Die in situ Messung zeigte deutliche Vorteile hinsichtlich der Prozessstabilität. Bei der Beschichtung der Mantelfläche konnte die anvisierte Schichtdicke hinreichend präzise

eingestellt werden. Chargenabhängig zeigten sich systematische Abweichungen vom Zielmaß im Bereich von 10 μm , die Streuung innerhalb der Chargen lagen dafür mit $\sim 4\mu\text{m}$ deutlich innerhalb der Normtoleranz. Durch eine geeignete Weiterentwicklung der Messtechnik und der Lageraufnahme wäre auch hier eine Maßbeschichtung mit denselben Spritzparametern möglich. Die Rundheit des Außendurchmesser lag über beide Chargen gemittelt mit 25 μm ebenfalls in der von der DIN 620 [11] vorgegebenen Toleranzen, aber knapp oberhalb der Vorgabe. Die Rauheit der Mantelfläche unterschied sich von den metallischen polierten oder keramisch beschichteten Flächen. Für geschliffene Flächen ist eine Rauheit von $>3\text{ }\mu\text{m}$ gefordert. Dies lässt sich durch den Bürstprozess erreichen.

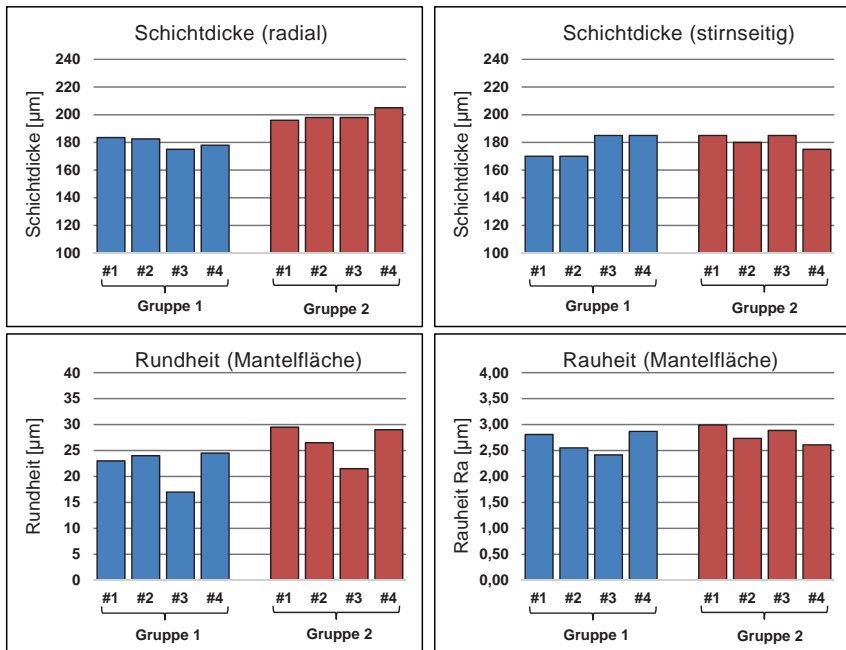


Bild 7: Messergebnisse zur Form- und Maßhaltigkeit sowie zur Oberflächenrauheit der beschichteten Prototypenlager

3.2 Elektrische und mechanische Tragfähigkeit

Alle vier beschichteten Prototypenlager zeigten in den Widerstandsmessungen vor Einbau in den Prüfstand elektrische Widerstände oberhalb der Auflösung des Messmoduls von $>1.000\text{ M}\Omega$. Nach Abschluss der Prüfläufe konnte keine Verschlechterung des Widerstands

gemessen werden. In den Prüfläufen wurde die elektrische Durchschlagsfestigkeit bei einer Spannung $U_k = 1.000 \text{ V}$ geprüft. Die Prototypenlager isolierten dieses Spannungspotential über der gesamten Prüfdauer. Auch bei dieser Messgröße konnten keine negativen Einflüsse durch etwaigen Verschleiß der Schicht festgestellt werden. Stattdessen zeigte die rauere Keramikbeschichtung Vorteile hinsichtlich des Lagerringwanderns. Trotz Spielpassung (ca. $80 - 120 \mu\text{m}$) wurde kein Lagerringwandern und keine Abrasion an der Hülse bzw. der Beschichtung festgestellt. Die Prototypenlager überschritten in den Testläufen die nominelle Lebensdauer $L_{10\text{hm}}$. Effekte, die ursächlich für eine vorzeitige Materialermüdung wären, wurden dabei nicht festgestellt. Als vorherrschender Schadensmechanismus wird deshalb Ermüdung mit Grübchenbildung angenommen und die Prototypenlager als tragfähig äquivalent bewertet. Der Test mit dem unbeschichteten Referenzlager hat die nominelle Lebensdauer ebenfalls überschritten.

Die Versuche mit den leitfähigen Prüflagern zeigten Ausfälle mit Grübchenbildung an den kathodisch geschalteten Außenringen, zeitlich abhängig von der Lagerstromdichte J_s . Die Ausfälle traten vorzeitig, bereits vor Erreichen von 20% der rechnerischen Lebensdauer ein. Bild 8 zeigt die Korrelation zwischen der Lagerstromdichte und der erreichten Lebensdauer im Prüfstand. Im Schadensbild zeigten die Lageraußenringlaufbahnen Anschmelzungen in der Lastzone mit Grübchenbildung im Bereich der höchsten Flächenpressung (siehe Bild 9). Die Innenringlaufbahnen sowie die Wälzkörper zeigten zudem grau-schwärzliche Verfärbungen ohne makroskopische Beschädigungen der Oberflächen. Intensivierende metallographische Untersuchungen wurden im Rahmen dieses Projekts nicht durchgeführt. Stattdessen verdeutlichen die Versuche die Notwendigkeit der Stromisolation bei Anwendungen mit schädlichem Stromdurchgang.

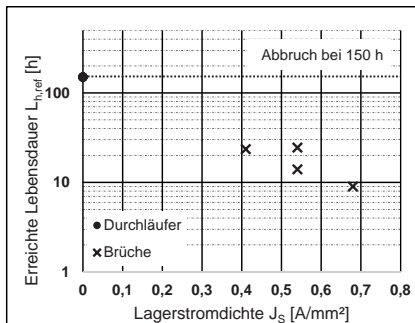


Bild 8: Erreichte Lebensdauer der Prüflager in den Prüfstanduntersuchungen



Bild 9: Testabbrechende Grübenbildung an der Außenringlaufbahn

4. Zusammenfassung

In diesem Beitrag wird ein wirtschaftlich effizienter Beschichtungsprozess maßhaltig $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{TiO}_2$ beschichteter Wälzlager vorgestellt, mit dem Beschichtungen realisiert werden können, die den Toleranzvorgaben konventioneller Wälzlager entsprechen. Eine weitere Optimierung der Aufspannvorrichtung und der Messgenauigkeit für die Maßhaltigkeit der Mantelflächen und damit der Prozessstabilität ist aber dringend erforderlich. Für die Prüfung der mechanischen und elektrischen Tragfähigkeiten wurde ein neuer Radiallagerprüfstand entwickelt, mit dem sich in zwei Konfigurationen entweder konstante Gleichströme bis 20 A oder Gleichspannungen bis 3000 V DC bei gleichzeitiger mechanischer Belastung prüfen lassen. Die mit diesem Verfahren hergestellten Wälzlager zeigten im Prüfstand äquivalente mechanische Tragfähigkeiten und isolierten zeitstabil Hochspannungspotentiale bis 1000 V DC. Verschleißbedingte Schädigungen der Beschichtung sind dabei nicht eingetreten. Gefährdete Wälzlagerung können durch die keramisch beschichteten Wälzlager einwandfrei substituiert werden, wodurch die Lebensdauer von Anwendungen mit schädlichem Stromdurchgang signifikant erhöht werden kann.

5. Danksagung

Die Arbeit wurde gefördert im Rahmen des AiF-ZIM Projektes „Effiziente und maßhaltig aufgetragene elektrisch isolierende Beschichtung von Wälzlagern“ - BaM (Förderkennzeichen ZF4271701AG6 + ZF4060705AG6).

Literatur

- [1] Loos, J.: Einfluss hoher elektrischer Ströme auf die WEC-Bildung in Wälzlagern. Tagungsband des 16. Antriebstechnischen Kolloquiums Aachen: 2015
- [2] Gutiérrez Guzmán, F.: Bildung von „White Etching Cracks“ (WEC) durch elektrischen Strom an ölgeschmierten Wälzkontakten. Tagungsband des 17. Antriebstechnischen Kolloquiums Aachen: 2017
- [3] Radnai, B., Gemeinder, Y.: Schädlicher Stromdurchgang. Abschlussbericht, zum FVA-Forschungsvorhaben 650 I: 2015
- [4] Muetze, A.: Bearing Currents in Inverter-Fed AC Motors. Dissertation TU Darmstadt: 2004
- [5] Evans, M.-H.: White structure flaking (WSF) in wind turbine gearbox bearings: effects of 'butterflies' and white etching cracks (WEC). Materials Science and Technology 28: 2012
- [6] Kawamura, T.: H. Development of NA103A Long-life Grease for Automotive Components. NTN Technical Review No.75 2007
- [7] Davies, J.R.: Handbook of Thermal Spray Technology. ASM-international: 2004
- [8] Trenkle, F.; Weibring, M.: Keramisch beschichtete Wälzlager für elektrisch isolierende Anwendungsbereiche. 12. VDI-Fachtagung Gleit- und Wälzlagerungen: 2017
- [9] Burbaum, E.; Bobzin, K.: Enhancement of the insulation properties of thermal sprayed ceramic bearing coatings. Proc. of Bearing World: 2020
- [10] Trenkle, F.: Thermal sprayed electrically insulating coatings for gearbox applications using the example of ball bearings. Proc. of International Conference of Gears : 2015
- [11] DIN 620-2, Wälzlager - Wälzlagertoleranzen - Toleranzen für Radiallager: 1988

Planetengleitlager Prüfstand

Aufbau, Messung und Simulation relevanter Betriebsparameter

Dr.-Ing. **Christoph Lohmann**, Dr.-Ing. **Petra Wiersch**,
Dipl.-Ing **Thomas Bertels**, Flender GmbH, Voerde/Bocholt

Kurzfassung

Um die Leistungsgrenzen von Planetengleitlagern für Windgetriebe zu testen, hat Flender ein Verspannungsprüfstand konstruiert und aufgebaut, in dem Planetengleitlager in Originalgröße bei Lasten bis 250% der nominalen Belastung, Variation der Drehzahl und Temperatur sowie unterschiedlicher Schiefstellung der Lagerachse getestet werden können. Somit steht Flender ein wichtiger Baustein für die systematische Weiterentwicklung der Gleitlagertechnologie für Planetenradlager und der zukünftigen Leistungssteigerung für Windkraftgetriebe zur Verfügung.

Relevante Messgrößen sind neben Drehmoment und Umfangsgeschwindigkeit die Temperaturen und Spaltweiten im Gleitlager. Letztere werden mittels induktiver Wegsensoren erfasst. Außerdem kann das Verlustmoment des Gleitlagers über einen Drehmomentmessflansch ermittelt werden.

Vom Prüfstand wurde zusätzlich ein Mehrkörper-Simulationsmodell aufgebaut und dessen Ergebnisse mit den Messergebnissen vom Prüfstand abgeglichen und verifiziert. Bei der Ermittlung der Schmierstalthöhe muss dabei die Verformung des Planetenrades berücksichtigt werden. Die Verformungen der Bauteile werden hierbei durch FE-Modelle und die Spaltgeometrie mittels EHD Simulation bestimmt.

Abstract

In order to test the performance limits of planetary plain bearings for wind gearboxes, Flender designed and built a stressing test rig in which full-size planetary plain bearings can be tested at loads up to 250% of the nominal load, variation of speed and temperature, and different skewing of the bearing axis.

This provides Flender with an important element for the systematic further development of plain bearing technology and future performance enhancement for wind power gearboxes.

In addition to torque and circumferential speed, the relevant measured variables are temperatures and gap widths in the plain bearing. The gap widths are measured by means of inductive displacement sensors. In addition, the moment of loss of the plain bearing can be determined via a torque measuring flange.

At the same time, a simulation model of the planetary plain bearing test rig was implemented and the simulation results were verified by comparison with the measurement results. When determining the gap widths, the deformation of the planetary gear must be considered. The deformation of the parts is calculated using FEM, the gap geometry is determined using EHD simulation.

1. Motivation für Gleitlager in Windgetrieben

Der Trend bei Windenergieanlagen geht zu immer höheren Leistungen mit stetig wachsenden Rotordurchmessern. Gleichzeitig bleibt die zulässige Spitzengeschwindigkeit an den Rotorblättern konstant. Nach Nickel und Daners [1] steigt demnach bei größeren Windkraftanlagen das Drehmoment mehr als proportional zur Nennleistung. Das Getriebegewicht und die damit verbundenen Kosten sind aber ausschließlich von dem Drehmoment abhängig. Dieser Umstand erfordert also eine deutliche Erhöhung der Drehmomentdichte auf bis zu 200 Nm/kg und darüber hinaus.

Um dieses Ziel zu erreichen werden bei Flender auf unterschiedlichsten Detaillierungsebenen (Getriebe-, Maschinenelement- und Material-Level) neue und optimierte Lösungsansätze erarbeitet. Ein Trend dabei ist die Anzahl der Planetenstufen in einem Windgetriebe zu erhöhen und die Anzahl der Planeten pro Stufe zu vergrößern. Diese Konzepte erfordern eine sehr kompakte Bauweise der Planetenstufen [1]. Gleitlager erfüllen aufgrund ihres Designs die oben beschriebenen Anforderungen.

Für eine weitere Erhöhung der Drehmomentdichte müssen auch die Maschinenelemente – wie hier das Gleitlager und seine Umgebungskomponenten – optimal ausgelegt sein. Zum Beispiel kann durch eine optimierte Auswahl der Kranzstärke des Planeten die Drehmomentdichte erhöht werden.

Vor diesem Hintergrund ist die Ermittlung der Leistungsfähigkeit und der Zuverlässigkeit der Gleitlager, die Bestimmung von Grenzkriterien (Leistungsgrenzen) für eine robuste Auslegung von großer Bedeutung.

2. Aufbau des Planetengleitlager Prüfstands

In vorangegangenen Untersuchungen hat Flender bereits viel Erfahrung mit der Validierung und der Zuverlässigkeit von Gleitlagern für Windgetriebe gesammelt [2], [3]. Für den Aufbau des

Planetengleitlagerprüfstandes hat Flender sehr viel Wert auf eine realgetreue Abbildung der Lasten analog zum Betrieb in einem Windturbinengetriebe gelegt. Dabei ist zum einem der Planet und das Gleitlager in Originalgröße abgebildet und zum anderen fungiert das Planetenrad als Zwischenrad mit zwei Verzahnungseingriffen.

Der Planetengleitlager-Prüfstand in Bild 1 ist als Verspannungsprüfstand mit zwei Prüfeinheiten aufgebaut. Zusätzlich zu den beiden Verzahnungseingriffen lassen sich über Excenterbuchsen auch unterschiedliche Lastverteilungen auf dem Planetenrad und damit auf das Gleitlager aufprägen. Bestückt mit zahlreicher Messtechnik wie z.B. Spaltsensoren und Messflanschen, lassen sich gleitlagerrelevante Kenngrößen ermitteln.

Der Prüfstand ist für eine hohe Drehmomentdichte dimensioniert, so dass sich in Überlasttests Drehmomente von bis zu 1.000.000 Nm realisieren lassen. Die Antriebseinheit des Prüfstandes ist für eine maximale Umfangsgeschwindigkeit von 2m/s am Gleitlager ausgelegt, um Planetengleitlagerungen unterschiedlicher Planetenstufen abbilden zu können.

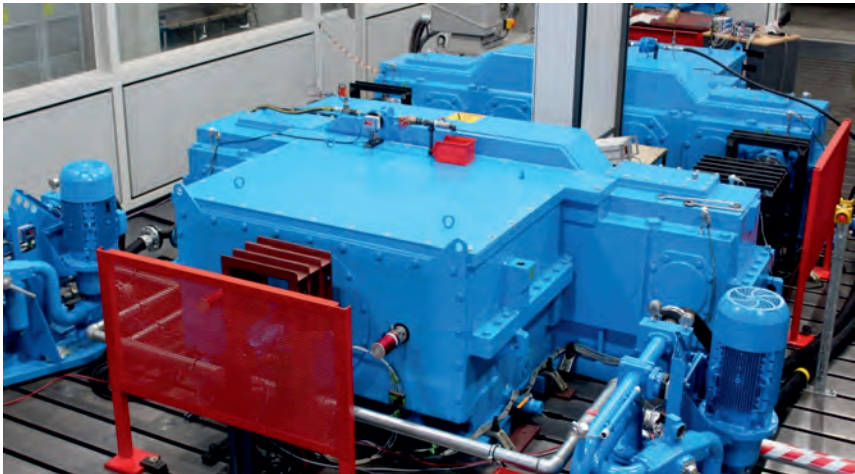


Bild 1: Planeten-Gleitlagerprüfstand von Flender

2.1 Prüfstandsdesign

Der Prüfstands Aufbau (Bild 1) besteht aus zwei Prüfgetrieben, einem hydraulischen Verspannmotor, einem Antriebsmotor, zwei Schmierstoffanlagen, drei Drehmomentmessflanschen und entsprechender Gleitlagermesstechnik, die in Kapitel 2.2 näher erläutert wird. Bild 2 zeigt den Aufbau eines Prüfgetriebes. Es enthält zwei vorgelagerte Stirnradstufen zur Drehmomenterhöhung. Die Antriebswelle für das Planetenrad ist mit der Sonnenverzahnung eines

Planetengetriebes versehen. Abtriebsseitig ist das Prüfgetriebe zur Antriebsseite gespiegelt. Das Zwischenrad fungiert als Planetenrad und wird von einem Gleitlager geführt. Die Achse auf dem die Gleitlagerbuchse montiert ist, wird in zwei Pendelrollenlagern gelagert, damit das Reibmoment des Gleitlagers messtechnisch erfasst werden kann. Zusätzlich ist ein Pendelrollenlager in zwei Excenterbuchsen verbaut, um veränderbare Lastangriffspunkte einstellen zu können. Zwei Excenterbuchsen ermöglichen ein unabhängiges Einstellen der Lastangriffspunkte der beiden Verzahnungseingriffe. Die Achse ist hohlgebohrt, um messtechnische Signale aus dem Getriebe hinauszuführen. Auf den beiden Ersatzsonnenwellen sind DMS appliziert, um die genauen Lastverteilungen erfassen zu können. Die axiale Führung des Planeten über Anlaufscheiben ist von den Ausführungen der planetenstufen übernommen. Die Anlaufscheiben verfügen über ausreichend Axialspiel, sodass sie keine Betriebskräfte aufnehmen.

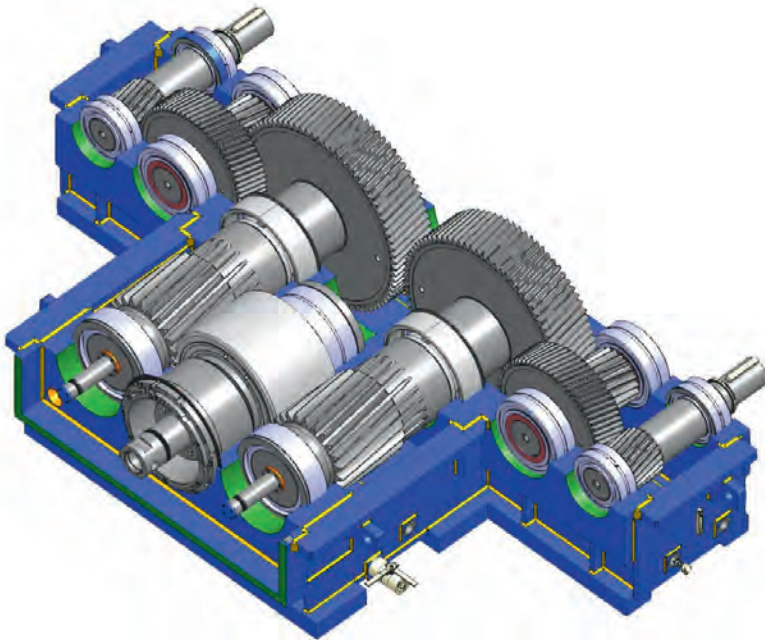


Bild 2: offenes Getriebegehäuse des Planeten-Gleitlagerprüfstandes

Das Prüfgetriebe verfügt über einen Ölsumpf. Um den Ölstrom des Gleitlagers messtechnisch erfassen zu können, wird das Gleitlager über eine separate Schmierstoffzufuhr versorgt.

2.2 Messtechnik

Zur Beurteilung der Leistungsfähigkeit von Planetengleitlagern sind der Spaltverlauf und die Lagertemperaturen in und außerhalb der Lastzone sowie das Reibmoment der Lager von entscheidender Bedeutung. Von besonderem Interesse ist dabei zunächst die minimale Spaltweite in der Lastzone. Um diese zu bestimmen, befinden sich zwei induktive Spaltsensoren in der Lastzone im Bereich der zu erwartenden Druckmaxima, einmal auf der Rotorseite und einmal auf der Generatorseite. Hier ist besonders darauf zu achten, dass die verwendeten Sensoren neben einer Auflösung im Bereich von 1 μm auch Drücken von bis zu 100 MPa ausgesetzt sind. Um die Deformation des Planeten zu erfassen, wird zusätzlich die Spalthöhe außerhalb der Lastzone mit je 2 induktiven Spaltsensoren auf der Rotorseite und der Generatorseite gemessen. Die axialen Positionen entsprechen dabei denen der Sensoren in der Lastzone.

Bestimmend für die Schmierfilmdicke ist neben der Last und der Drehzahl die Viskosität des Schmierstoffes, die wiederum von der Temperatur stark beeinflusst wird. Daher sind die Gleitlager mit Temperatursensoren auf der Rotorseite und auf der Generatorseite ausgestattet, einmal in der Lastzone und einmal außerhalb der Lastzone. Zusätzlich erfassen noch zwei weitere Sensoren an beiden Gleitlagerachsen die Wellentemperatur. Außerdem wird der Ölvolumenstrom sowie der Öldruck in der Ölzuführung zum Gleitlager gemessen.

Beide Gleitlagerachsen sind anders als im Planetengetriebe drehbar in Wälzlagern gelagert. Mit einem Drehmomentmessflansch, der sich gegen eine Drehmomentstütze abstützt, können die Reibmomente der Gleitlager ermittelt werden.

Zur Überprüfung der Betriebsparameter werden die Belastung des Verspannmotors und die Drehzahl der Getriebeeingangswellen kontinuierlich erfasst.

3. Messung und Simulation

Ziel der Messungen und Simulationen ist die Bewertung der Zuverlässigkeit und Leistungsfähigkeit der Planetengleitlager und die Ermittlung von Einsatzgrenzen. Hierzu werden einerseits Laststufen bis in die Überlast hinein bei konstanten Drehzahlen gefahren, um den Einfluss der Belastung auf die Deformation des Planeten und damit auf die Lastverteilung bzw. die Ausbildung der Kontaktzone zu untersuchen. Andererseits dienen Stribeck Kurven bei konstanten Belastungen zur Ermittlung der Übergangsdrehzahlen für unterschiedliche Betriebsbedingungen. Gemessen werden bei allen Versuchen die Spaltweiten innerhalb und außerhalb der Lastzone, die Lagertemperaturen und das Reibmoment der Gleitlager.

Um die Leistungsfähigkeit und Robustheit der Gleitlager bei Überlast zu ermitteln, beinhaltet das Versuchsprogramm auch Laststufen bis 250% T_N mit einem außermittigem Lastangriff der Verzahnungen.

Mehrkörpersimulationen begleiten die Versuche am Prüfstand, um einerseits einen Abgleich zwischen der Messung und der Simulation zu erreichen, andererseits die Gleitlagergeometrie hinsichtlich Betriebsspiel und Profilierung zu optimieren.

3.1 Messergebnisse

Ein wichtiges Ziel der Messungen ist die Bestimmung der Leistungsfähigkeit der Planetengleitlager unter praxisnahen Belastungen und der Abgleich mit einem Simulationsmodell des Planetengleitlagerprüfstandes. Induktive Wegesensoren messen die minimale Schmierspaltweite in und außerhalb der Lastzone bei konstanter Drehzahl und stufenweiser Variation der Belastung.

Bild 3 stellt exemplarisch das Ergebnis einer solchen Spaltmessung dar. Es zeigt die drei Sensoren auf der Generatorseite des Gleitlagers. Zunächst wird das Gleitlager mit 100% T_N belastet, dann wird die Last stufenweise auf 10% T_N abgesenkt und dann wieder stufenweise auf 120% T_N erhöht. Die Veränderung der Spaltweite der drei Sensoren komplementär zu den Laststufen ist gut zu erkennen.

Der Sensor P1 in der Lastzone zeigt dabei eine Spaltweite von nur wenigen Mikrometern an, die Sensoren außerhalb der Lastzone befinden sich hingegen im Wertebereich des Lagerspiels. Bei kleinen Lasten ändert sich die Spaltweite in der Lastzone deutlich, da das Gleitlager noch nicht seine endgültige Auslenkung erreicht hat, ab ca. 40% T_N sind die Änderungen nur noch gering und auf den erhöhten Druck zurückzuführen.

Die Änderung der Spaltweite außerhalb der Lastzone ist größtenteils der zunehmenden Deformation des Planetenrades mit zunehmender Belastung geschuldet, wobei der Sensor P3 mit zunehmender Last eine zunehmende Spaltweite zeigt, während die Spaltweite beim Sensor P2 mit zunehmender Last abnimmt. Zurückzuführen ist dies einerseits auf eine zunehmende Ovalisierung des Planetenrads im Bereich des Sensors P3, andererseits auf die Deformation durch die Zahneingriffskraft, die im Bereich des Sensors P2 angreift.

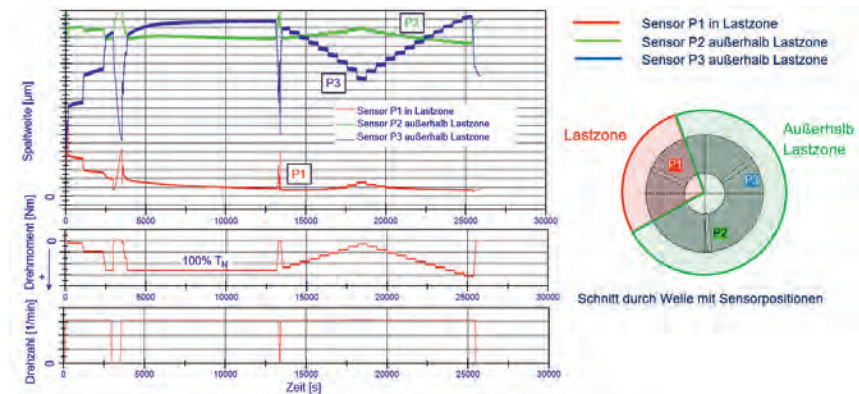


Bild 3: Messung der Spaltweite in der Lastzone und außerhalb der Lastzone bei Laststufen von 100% T_N zu 10% T_N zu 100% T_N bei konstanter Drehzahl

Eine zweite Grenze für die Leistungsfähigkeit von Planetengleitlagern stellt die Bestimmung der Übergangsdrehzahl dar. Hier geht der Betriebszustand von Vollschmierung in die Mischreibung über. Die Übergangsdrehzahl lässt sich mit Stribeck-Kurven [4] ermitteln. Hier wird bei konstanter Last die Drehzahl schrittweise verringert, bis das Reibmoment eine Grenze überschreitet. Bild 4 zeigt exemplarisch eine Reibmomentmessung an einem der beiden Gleitlager und die daraus erstellte Stribeck-Kurve. Bei einer Umfangsgeschwindigkeit von ca. 0,1 m/s ist ein Anstieg des Reibmomentes und damit der Übergang in die Mischreibung zu erkennen.

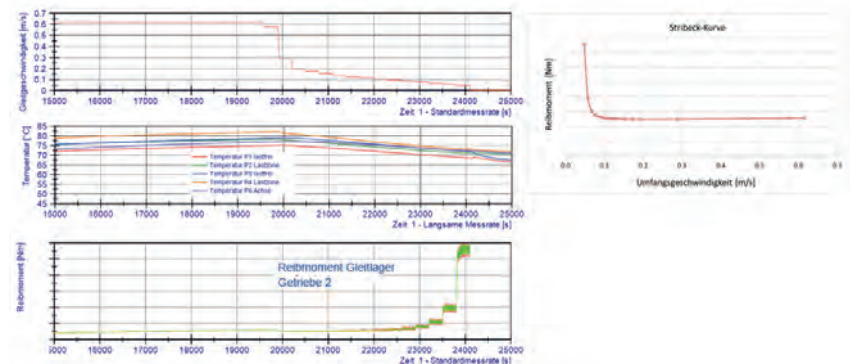


Bild 4: Messung des Reibmoments und der Gleitlager Temperaturen bei 100% T_N und Stribeck-Kurve

In Bild 5 sind die Spaltverläufe und Gleitlagertemperaturen bei Messungen bis zu einer Überlast von 250% T_N und gleichzeitiger Schiefstellung der Achse dargestellt. Zum Vergleich sind auch die Messungen von 10% T_N bis 120% T_N abgebildet. Die Schiefstellung im Überlastbereich hat hier keinen signifikanten Einfluss auf den Verlauf der minimalen Schmierspaltweite gezeigt. Außerhalb der Lastzone war kein Einfluss auf die Schmierspaltweite zu erwarten, was die Messungen auch bestätigen. Beide Messgetriebe bzw. Gleitlager haben den Überlasttest ohne Schaden absolviert. Auch die Lagertemperaturen mit maximal 81°C in der Lastzone bei 250% T_N zeigen, dass die Lager bei diesen verschärften Bedingungen problemlos funktionieren.

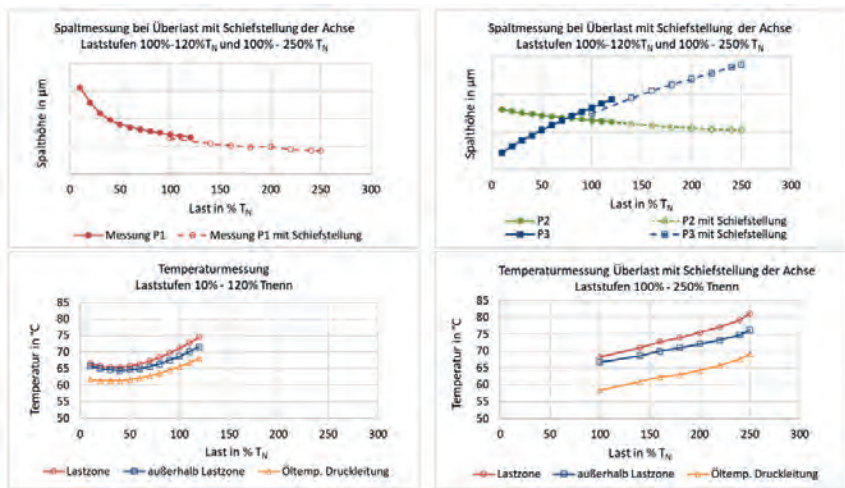


Bild 5: Messung der Spaltweite und der Lagertemperaturen bei Laststufen von 10% bis 120% T_N und 100% bis 250% T_N mit Schiefstellung der Achse.

3.2 Simulationsergebnisse

Analog zum Aufbau des Prüfstandes wurde ein Mehrkörpersimulationsmodell mit der Software „AVL Excite Power Unit“ für beide Prüfgetriebe erstellt. Sowohl die Planetenachse als auch der Planet sowie die beiden Sonnenwellen sind dabei als elastische Körper modelliert. Das Gleitlager wird durch ein Kraftkoppellement zur elastohydrodynamischen Berechnung von Radialgleitlagern abgebildet. Dieses Element berechnet die Pressungs- und Spaltweitenverteilungen im Gleitlager unter Berücksichtigung von Mischreibungszuständen. Die Kennwerte

für die Beschreibung der Oberflächen werden dabei aus real gemessenen Oberflächen eingelesen.

Bild 6 zeigt die simulierten Pressungsverläufe für ein Gleitlager in einem Referenzplanet und ein Gleitlager in einem Planeten mit reduzierter Kranzstärke. Die Verzahnungsdaten beider Planeten sind identisch. Die Bilder zeigen die typische Druckverteilung eines Planetenlagers in einem schrägverzahnten Planeten. Diese weist zwei Druckmaxima auf, die aufgrund des wirkenden Kippmomentes einen gewissen Winkelversatz zueinander haben. Mit zunehmender Belastung vergrößert sich die Kontaktzone, dadurch erhöht sich die Pressung nur geringfügig.

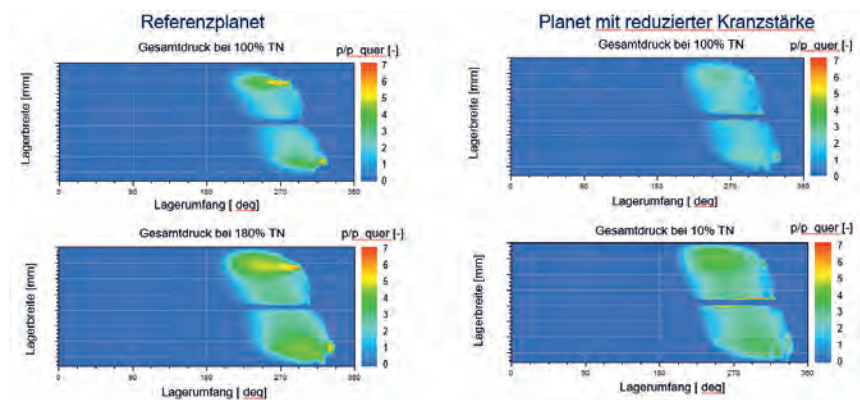


Bild 6: Simulation des Gesamtdrucks bei 100% T_N und 180% T_N für ein Gleitlager im Referenzplanet und ein Gleitlager im Planet mit reduzierter Kranzstärke.

Durch die Reduktion der Kranzstärke steigert sich die übertragene Leistung um 22%. Trotzdem sind die Pressungen im Gleitlager der Variante mit reduzierter Kranzstärke geringer als die Pressungen im Gleitlager der Referenzvariante. Dies wird auch nochmal in Bild 7 verdeutlicht. Dargestellt ist die Pressungsverteilung und der Spaltverlauf der Gleitlager in einer Schnittebene im Pressungsmaximum.

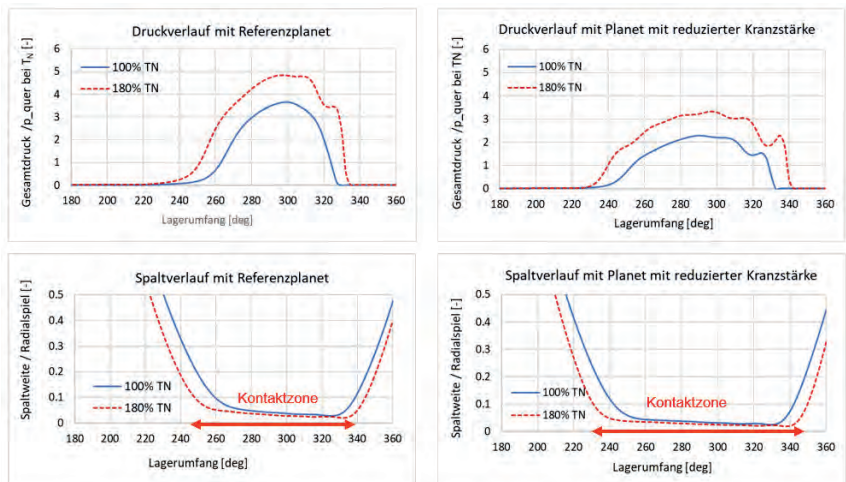


Bild 7: Simulation des Gesamtdrucks und der Spaltweite bei 100% T_N , Schnittebene liegt im Bereich des Pressungsmaximums

Im Spaltverlauf ist deutlich zu erkennen, dass sich die Kontaktzone mit zunehmender Last vergrößert. Außerdem zeigt der Vergleich der beiden Kranzstärken, dass die Kontaktzone mit geringerer Kranzstärke größer wird. Daraus resultiert ein deutlich kleineres Pressungsniveau im Gleitlager des Planeten mit reduzierter Kranzstärke, obwohl die mittlere Flächenpressung in beiden Fällen gleich ist.

3.3 Vergleich der Prüfstands- mit den Simulationsergebnissen

Abschließend erfolgt noch ein Vergleich zwischen Messung und Simulation.

In Bild 8 sind die Verläufe von Messung und Simulation für eine stufenweise Erhöhung der Belastung von 10% T_N auf 120% T_N für das Gleitlager im Referenzplanet bzw. von 10% T_N bis 160% T_N für das Gleitlager der Variante mit reduzierter Kranzstärke dargestellt. Sowohl in als auch außerhalb der Lastzone zeigen die Verläufe qualitativ eine gute Übereinstimmung, allerdings gibt es Abweichungen in den Absolutwerten. Bei den Kurven in der Lastzone liegt der Unterschied bei wenigen Mikrometern, außerhalb der Lastzone beläuft sich der Unterschied auf 0 bis 50 μm . Hier ist auch zu erkennen, dass die Graphen der Messung etwas steiler verlaufen als in der Simulation. Ursache ist vermutlich, dass die Modelle weicher sind als die realen Bauteile. Für einen besseren Abgleich werden die Sensorpositionen für zukünftige Messungen optimiert.

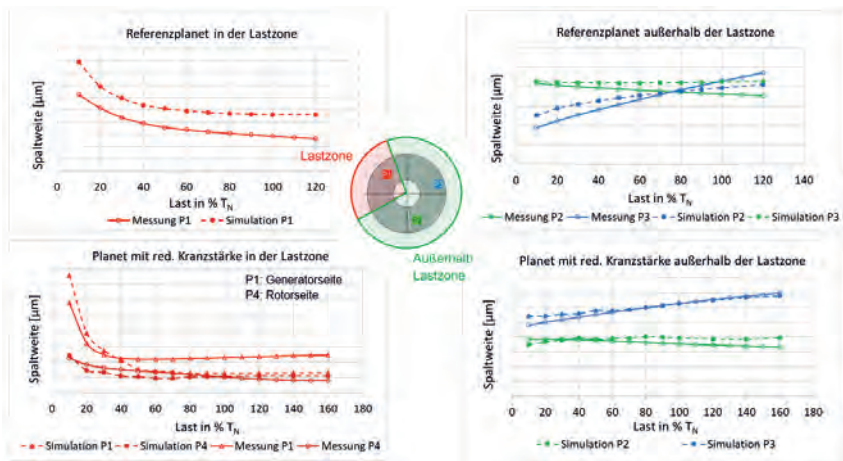


Bild 8: Vergleich von Messung und Simulation der Spaltweite im Gleitlager bei stufenweiser Erhöhung der Last von 10% T_N bis 120% T_N (Referenzplanet) bzw. 10% bis 160% T_N (Planet mit reduzierter Kranzstärke)

Die Vergleiche zeigen eindeutig, dass sich sowohl die Spaltgeometrien als auch die Deformationen des Planeten abhängig von der Last sehr ähnlich verhalten. Damit ist das Simulationsmodell in der Lage die Gleitlager relevanten Kenngrößen richtig abzubilden und kann für die Auslegung von Planetenradgleitlagern herangezogen werden.

4. Zusammenfassung

Flender hat einen Planeten-Gleitlagerprüfstand in Originalgröße aufgebaut, in Betrieb genommen und potenzielle Steigerungen der Drehmomentdichte um 22% herausgefahren. Zu den Untersuchungspunkten zählten Analysen von Laststufen, Stribeck-Kurven, stark verlagerte Lastschwerpunkte und Überlasttests für eine Referenzvariante sowie eine Variante mit reduzierter Kranzstärke. Die Laststufen zeigen den Einfluss der Belastung auf die Ausbildung der Schmier-spaltweite bei Deformation des Planetenrades. Außerdem dienen sie zum Abgleich mit der Simulation. Mit Hilfe von Stribeck-Kurven wird die Übergangsdrehzahl, d.h. der Übergang von Vollschmierung in die Mischreibung bestimmt. Abschließend erfolgt die Bestimmung der Grenzen der Belastbarkeit mit Überlasttests.

Ein parallel zur Messung aufgebautes Mehrkörpersimulationsmodell dient zum Abgleich zwischen den Messungen den Simulationsergebnissen. In der Simulation kann neben der Spaltweite auch die Pressungsverteilung ermittelt werden. Hier zeigt sich, dass die Reduktion der

Kranzstärke aufgrund einer größeren Kontaktzone trotz Leistungssteigerung von 22% zu kleineren Pressungen führt. Ursache hierfür ist die größere Kontaktzone aufgrund größerer Deformation des dünnwandigen Planeten. Messungen und Simulationen weisen eine gute Übereinstimmung auf.

Alle getesteten Gleitlager haben sämtliche Prüfungen ohne Schäden oder andere Auffälligkeit absolviert.

Weitere Reduzierungen der Planetenkranzstärke können die Drehmomentdichte noch weiter steigern und bilden somit die Grundlage für die weiteren Untersuchungspunkte auf dem Planetengleitlager-Prüfstand, neben Untersuchungen zum Gleitlagerdesign und möglichen Materialuntersuchungen.

5. Literatur

- [1] Nickel, V., Daners, D.: Higher Torque Density for Gearboxes, Conference for Wind Power Drives, (CWD) 2021, Aachen
- [2] Meyer, T.: Design of Journal Bearings for Wind Turbine Gearboxes and their Validation, Conference for Wind Power Drives, (CWD) 2015, Aachen
- [3] Meyer, T.: Journal Bearings in Wind Turbine Gearboxes, extended investigations for reliability, Conference for Wind Power Drives, (CWD) 2017, Aachen
- [4] Stribeck, R.: „Die wesentlichen Eigenschaften der Gleit- und Rollenlager“, Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure, Bd. 46, Nr. 36, pp. 1342-1348, 1902

Simulationsgestützter Ansatz zur verformungsgerechten Gestaltung von hydrodynamischen Radialgleitlagern

Kompensation von Wellenschiefstellungen mithilfe Axialer Laufflächenprofilierungen

Simulation-Based Approach to Deformation-Adapted Design of Hydrodynamic Journal Bearings

Compensation of Shaft Misalignment by Axial Profiling of the Running Surface

M. Stottrop, M.Sc., **A. Engels**, M.Sc., Prof. Dr.-Ing. **B. Bender**,
Lehrstuhl für Produktentwicklung, Ruhr-Universität Bochum

Kurzfassung

In hydrodynamischen Gleitlagern führen Abweichungen von der idealen achsparallelen Schmierspaltgeometrie zu einem Verlust der Betriebssicherheit. In diesem Beitrag wird ein simulationsgestützter Ansatz zur Kompensation von Wellenschiefstellungen durch eine axial-konische Profilierung der Laufflächen in kreiszylindrischen Radialgleitlagern vorgestellt. Mittels gekoppelter thermo-elasto-hydrodynamischer Simulationen wird die minimale Schmierfilmhöhe unter Berücksichtigung von Wellenschiefstellung und Laufflächenprofilierung berechnet. Der Verlust der Betriebssicherheit infolge der Wellenschiefstellung kann durch das axial-konische Profil nahezu vollständig kompensiert werden. Die zur bestmöglichen Erhöhung der Schmierfilmhöhe erforderliche Profilierung beträgt 85-95% der Wellenschiefstellung und nimmt mit abnehmender Schmierfilmhöhe zu.

Abstract

In hydrodynamic plain bearings, deviations from the ideal axis-parallel lubrication gap geometry lead to a loss of operational safety. This article presents a simulation-based approach to compensate for shaft misalignments by axial-conical profiling of the running surfaces in cylindrical journal bearings. By means of coupled thermo-elasto-hydrodynamic simulations, the minimum film thickness is calculated under consideration of shaft misalignment and running surface profiling. The loss of operational safety due to shaft misalignment can be almost completely compensated by an axial-conical profile. The profiling required for the best possible

increase in film thickness is 85-95% of the shaft misalignment and increases with decreasing film thickness.

1. Einleitung

Hydrodynamische Gleitlager kommen in vielen Bereichen des Maschinenbaus zum Einsatz und zeichnen sich unter anderem durch einen geringen Platzbedarf und eine vergleichsweise einfache Montage aus. Aufgrund der Trennung der Oberflächen von Welle und Lager durch einen Schmierfilm kann ein verschleiß- und wartungsarmer Betrieb gewährleistet und Mischreibung oder Mangelschmierung vermieden werden. Der Schmierfilm sorgt zudem für gute Dämpfungseigenschaften und ermöglicht den Einsatz hydrodynamischer Lager in schwingungskritischen Anwendungen.

In hydrodynamischen Radialgleitlagern stellt sich im Idealfall ein achsparalleler Schmierpalt zwischen Welle und Lager ein. Abweichungen von dieser idealen Geometrie resultieren in einer geringeren minimalen Schmierfilmhöhe und beeinträchtigen die Betriebssicherheit. Die Ursachen solcher Abweichungen der achsparallelen Schmierpaltgeometrie sind Fehlausrichtungen bei der Montage, Wellendurchbiegungen und -schiefstellungen unter Belastung oder thermische Verformungen der Welle und Lagerschale. Im schlimmsten Fall führen diese Abweichungen zu einem Festkörperkontakt der Oberflächen und somit zu verschleißkritischen Zuständen wie z.B. dem Kantentragen. Während Fehlausrichtungen infolge der Montage nicht vorhersehbar sind, können betriebsbedingte Abweichungen der Schmierpaltgeometrie für stationäre Betriebspunkte unter Zuhilfenahme von Berechnungsmodellen ermittelt werden. Die Berechnungsdaten bieten bei der Auslegung hydrodynamischer Gleitlager die Möglichkeit, konstruktive Maßnahmen zur Steigerung der Betriebssicherheit vorzunehmen. Dieser Beitrag stellt einen simulationsgestützten Ansatz zur Gestaltung der Laufflächen von hydrodynamischen Radialgleitlagern vor, um Wellenschiefstellungen an stationären Betriebspunkten bestmöglich zu kompensieren.

1.1 Stand der Forschung

Aufgrund der weit verbreiteten Problematik betriebsbedingter Abweichungen von der Schmierpaltgeometrie haben sich bereits verschiedene Forschergruppen mit den Auswirkungen von Wellenschiefstellungen auf die Betriebseigenschaften von Radialgleitlagern beschäftigt. Bouyer und Fillon [1] untersuchen in Experimenten in einem breiten Spektrum von Parametern den Einfluss von Wellenversatzmomenten auf die Betriebseigenschaften eines kreiszylindrischen Gleitlagers mit 100 mm Durchmesser. Sie beobachten je nach Betriebspunkt eine Abnahme der minimalen Schmierfilmhöhe von bis zu 80%. Jang und Khonsari [2] geben eine

umfangreiche Übersicht über die vielfältigen Effekte und Einflüsse von Abweichungen der Schmierspaltgeometrie verschiedener Lagerbauformen.

Zur Steigerung der Tragfähigkeit von hydrodynamischen Radialgleitlagern erweisen sich topologische Verbesserungen als vielversprechend. Röper [3] stellt eine verformungsangepasste Gestaltung über der Lagerbreite zur Kompensation von verformungsbedingten Tragfähigkeitsverlusten in Gleitlagern vor. Neben den ermittelten Betriebsgrößen der verformungsangepassten Konturen auf Basis einer thermo-hydrodynamischen (THD) Näherungsrechnung gibt Röper konstruktive Hinweise zur Herstellung von Lagerbohrungen mit balliger und kegeliger Geometrie. Bouyer und Fillon [4] nutzen im Rahmen einer THD Analyse einen ähnlichen Ansatz zur Erhöhung der minimalen Schmierfilmhöhe in einem 100 mm Gleitlager mit Wellenschiefstellung. In den für Kantentragen gefährdeten Bereichen bringen sie in einem kleinen Winkelbereich (lokal) bzw. über den gesamten Umfang des Lagers (global) ein konisches Profil variabler Breite in die Lauffläche ein. Die beschriebenen Maßnahmen bewirken zwar höhere minimale Schmierfilmhöhen, führen jedoch zu einem unstetigen Schmierfilmverlauf über der Lagerbreite und lokal höheren Schmierfilmdrücken. Strzelecki [5] liefert eine weitere konstruktive Maßnahme zur axialen Profilierung von Radialgleitlagern. Zur Vermeidung von Kantentragen untersucht er mithilfe numerischer Berechnungen den Einfluss einer hyperboloiden Kontur auf die Lagereigenschaften. Während eine geringfügige Reduzierung des maximalen Schmierfilmdrucks erreicht wird, werden keine Ergebnisse bezüglich der minimalen Schmierfilmhöhe präsentiert. Im Gegensatz zu den anderen Ansätzen [3-5] stellt Kukla [6] eine axiale Profilierung für ein 500 mm Radialkippssegmentlager vor. Er zielt dabei auf die Kompensation axialer Lagerverformungen ab, da diese bei Kippsegmentlagern zu nennenswerten Schmierfilmaabweichungen führen, wohingegen Wellenschiefstellungen durch die Kippbeweglichkeit der Segmente ausgeglichen werden. Mithilfe des synthetisierten axial-konkaven Segmentprofils gelingt es Kukla, die Tragfähigkeit des untersuchten Lagers um etwa 45% zu steigern.

Die vorgestellten Arbeiten liefern unterschiedliche topologische Verbesserungsmaßnahmen, um Abweichungen der Schmierspaltgeometrie in Radialgleitlagern bestmöglich zu kompensieren. Keiner der Ansätze beinhaltet jedoch eine konstruktive Maßnahme zur Verbesserung der Lagereigenschaften unter Berücksichtigung der Wellenschiefstellung und der Verformung der Lagerbohrung.

1.2 Umfang und Ziel

In diesem Beitrag wird ein Ansatz zur verformungsgerechten Laufflächengestaltung von hydrodynamischen Radialgleitlagern präsentiert. Hinsichtlich der wellenseitigen Verformungen

liegt der Fokus der Untersuchungen auf Wellenschiefstellungen, also rein linearen Abweichungen von der Schmierspaltgeometrie in kreiszylindrischen Lagern. Mithilfe der Kopplung eines Gleitlagerberechnungsprogramms mit einem strukturmechanischen Finite-Elemente (FE) Programm wird im Rahmen thermo-elasto-hydrodynamischer (TEHD) Berechnungen die resultierende Schmierspaltabweichung infolge einer vorgegebenen Wellenschiefstellung und der Lagerverformung ermittelt. Basierend auf den Berechnungsergebnissen wird ein konisches Laufflächenprofil über der axialen Lagerbreite zur Einstellung eines möglichst achsparallelen Schmierspalts abgeleitet. Abschließend erfolgt die Berechnung der erzielbaren Erhöhung der minimalen Schmierfilmhöhe infolge des axialen Laufflächenprofils.

2. Methoden und Werkzeuge

2.1 Lagermodell

Die Untersuchungen zur axialen Laufflächenprofilierung werden an einem kreiszylindrischen Lager mit 80 mm Durchmesser und 60 mm Breite durchgeführt (Bild 1, links). Der Schmierstoff wird über zwei Schmiertaschen zugeführt, die unter $\pm 90^\circ$ zur Lastrichtung liegen. Die Lagerdaten und Betriebsparameter sind in Tabelle 1 aufgeführt. Alle Berechnungen werden mit einer vertikal wirkenden Lagerbelastung durchgeführt. Die Wellenschiefstellung wird ausschließlich in vertikaler Richtung, d.h. parallel zur Lastrichtung, untersucht (Bild 1, rechts). Die konischen Laufflächenprofile werden über den gesamten Umfang des Lagers aufgebracht. Zur besseren Vergleichbarkeit und Einordnung der Ergebnisse werden dimensionslose Parameter für den Wellenversatz und die Lagerprofilierung sowie für die Schmierfilmhöhe eingeführt. Der relative Wellenversatz Y wird über das Verhältnis aus dem Wellenversatz über der Lagerbreite w und dem Lagerspiel gebildet, die relative Lagerprofilierung X analog über das Verhältnis von Lagerprofilierung u und dem Lagerspiel:

$$Y = \frac{w}{\Delta D}$$

$$X = \frac{u}{\Delta D}$$

Die relative Schmierfilmhöhe setzt die Schmierfilmhöhe h ins Verhältnis zum halben Lagerspiel:

$$\delta = \frac{h}{\Delta R}$$

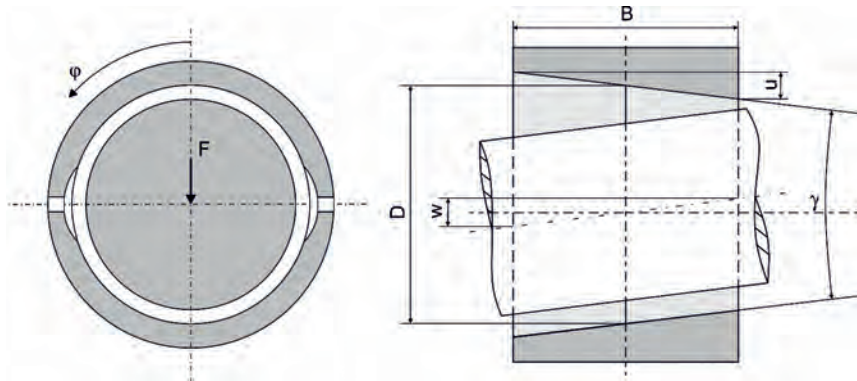


Bild 1: Schematische Darstellung des untersuchten kreiszylindrischen Lagers (links); Schematische Darstellung der Wellenschiefstellung und Lagerprofilierung (rechts); Wellenversatz über der Lagerbreite w , Lagerprofilierung u und Öffnungswinkel des Lagerprofils γ)

Tabelle 1: Lager- und Betriebsparameter

Parameter	Sym- bol	Wert
Durchmesser	D	80 mm
Lagerbreite	B	60 mm
Relatives Lagerspiel	Ψ	3.0 ‰
Weißmetall-Schichtdicke	t_{WM}	2 mm
Schmieröl	-	ISO VG 32
Ölzufuhrdruck	p_{zu}	2 bar
Zuführtemperatur	T_{zu}	50°C

2.2 Numerisches Modell

Die TEHD-Berechnungen werden mithilfe einer in MATLAB programmierten Schnittstelle durchgeführt, die das Gleitlagerberechnungsprogramm COMBROS R mit der FE-Software CalculiX koppelt. Abbildung 2 zeigt das Ablaufdiagramm des numerischen Verfahrens. Im Vorfeld der Analyse werden die Lagergeometrie, das numerische Rechenetz, die Ölzuführbedingungen sowie der Betriebspunkt definiert. Zur Berechnung eines profilierten Lagers wird zusätzlich ein konisches Laufflächenprofil in Form eines zweidimensionalen (2D) Verschiebungsfeldes definiert. In einem initialen Berechnungsschritt werden in COMBROS R die

Schmierfilmhöhe und der Schmierfilmdruck als 2D-Feld sowie ein 3D-Temperaturfeld des Lagers als Startparameter für den Iterationsablauf bestimmt. Die Iterationsschleife startet mit dem Modellaufbau und der Vernetzung des FE-Modells gefolgt von einer Verformungsanalyse. Mit dem 2D-Feld der radialen Verformungen als Laufflächen-Offset erfolgt eine erneute Berechnung mit COMBROS R. Das Konvergenzkriterium des Iterationsablaufs ist die mittlere Temperaturänderung auf der Lagerlauffläche.

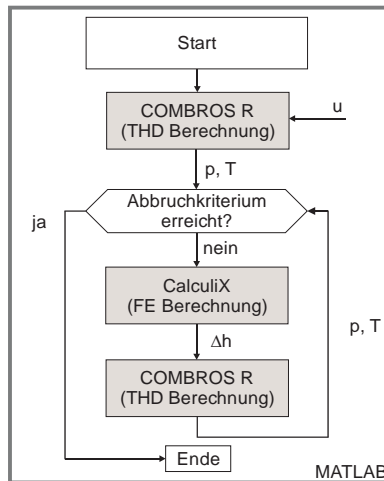


Bild 2: Ablaufdiagramm der gekoppelten TEHD Berechnung (In Anlehnung an Buchhorn [7])

3. Ergebnisse

Zunächst wird der Einfluss einer Wellenschiefstellung und Lagerprofilierung auf die Betriebssicherheit des Prüflagers exemplarisch für einen Betriebspunkt ($n = 3000 \text{ min}^{-1}$, $\bar{p} = 2,0 \text{ MPa}$) untersucht. Bild 3 zeigt den Verlauf der Schmierfilmhöhe (oben) und des Schmierfilmdrucks (unten) über der Lagerbreite für ein nicht-profilierendes Lager ohne Wellenschiefstellung (Kurve 1, blau), mit Wellenschiefstellung (Kurve 2, rot) sowie ein profilierendes Lager mit Wellenschiefstellung (Kurve 3, gelb). Die Verläufe sind jeweils an der Umfangsstelle der minimalen Schmierfilmhöhe bzw. des maximalen Schmierfilmdrucks dargestellt. Für das nicht-profilierende Lager ohne eine Schiefstellung der Welle kann ein zur Lagermitte symmetrisches Profil für Schmierfilmhöhe und -druck beobachtet werden. Die minimale Schmierfilmhöhe beträgt $h_{\min,1} = 16,9 \mu\text{m}$, der maximale Schmierfilmdruck $p_{\max,1} = 72,4 \text{ bar}$. Ein Wellenversatz von $w = 40 \mu\text{m}$ wirkt sich bei gleicher Lagergeometrie

nachteilig auf die Betriebssicherheit aus. Die Schmierfilmhöhe zeigt erwartungsgemäß einen linearen Verlauf zwischen einem minimalen Wert von $h_{\min,2} = 4,7 \mu\text{m}$ nahe des linken Lagerands und einem Maximalwert von $h_{\max,2} = 39,6 \mu\text{m}$ am rechten Lagerrand. Aus der großen Abweichung von der idealen Schmierspaltgeometrie folgt eine stark unsymmetrische Druckverteilung mit einem Maximum von $p_{\max,2} = 140,1 \text{ bar}$ in einem Abstand von etwa 7 mm vom linken Lagerrand. Der Ansatz zur verformungsgerechten Gestaltung der Lauffläche bewirkt bei gleicher Wellenschiefstellung eine deutliche Steigerung der Betriebssicherheit. Die TEHD Berechnungen liefern die größtmögliche minimale Schmierfilmhöhe ($h_{\min,3} = 16,7 \mu\text{m}$) am vorliegenden Betriebspunkt für eine Laufflächenprofilierung von $u = 36 \mu\text{m}$. Die Schmierfilmhöhe und der Schmierfilmdruck weisen dabei nahezu identische Verläufe wie bei dem nicht-profilierten Lager ohne Wellenschiefstellung auf. Die bestmögliche Steigerung der Betriebssicherheit kann durch eine axial-konische Laufflächenprofilierung erzielt werden, deren Betrag etwas geringer ist als die vorhandene Wellenschiefstellung ($\frac{u}{w} = 0,9$).

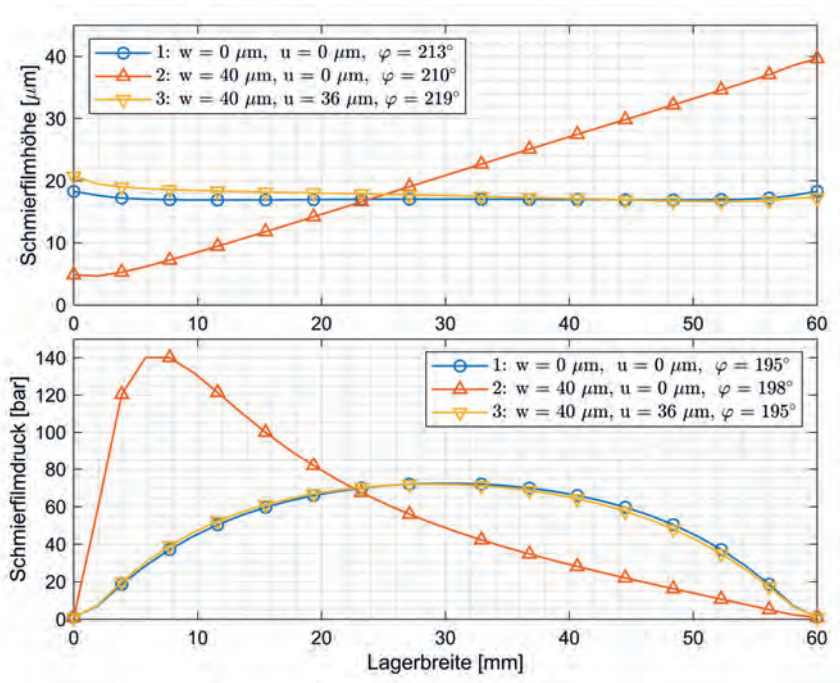


Bild 3: Schmierfilmhöhe (oben) und Schmierfilmdruck (unten) über der Lagerbreite jeweils an der Umfangsstelle der minimalen Schmierfilmhöhe bzw. des maximalen Schmierfilmdrucks; Betriebspunkt: $n = 3000 \text{ min}^{-1}$, $\bar{p} = 2,0 \text{ MPa}$.

Der Einfluss der Profilierung auf die minimale Schmierfilmhöhe ist in Bild 4 für unterschiedliche Drehzahlen im Bereich von $n = 2000 - 5000 \text{ min}^{-1}$ bei einer spezifischen Lagerlast von $\bar{p} = 2,0 \text{ MPa}$ aufgetragen. Die höchste erzielbare minimale Schmierfilmhöhe nimmt mit steigender Drehzahl zu und liegt in einem Bereich von $\delta = 0,113 - 0,170$. Der Maximalwert für die minimale Schmierfilmhöhe wird in allen Kurven für eine relative Laufflächenprofilierung unterhalb der relativen Wellenschiefstellung ($\gamma = 0,167$) erreicht. Zur bestmöglichen Steigerung der Betriebssicherheit ist mit zunehmender Drehzahl eine geringere Laufflächenprofilierung erforderlich. So liefert eine relative Profilierung von $X_{n,2000} = 0,154$ die größtmögliche minimale Schmierfilmhöhe bei der Drehzahl $n = 2000 \text{ min}^{-1}$, während bei Drehzahl $n = 5000 \text{ min}^{-1}$ lediglich eine relative Profilierung von $X_{n,5000} = 0,142$ benötigt wird.

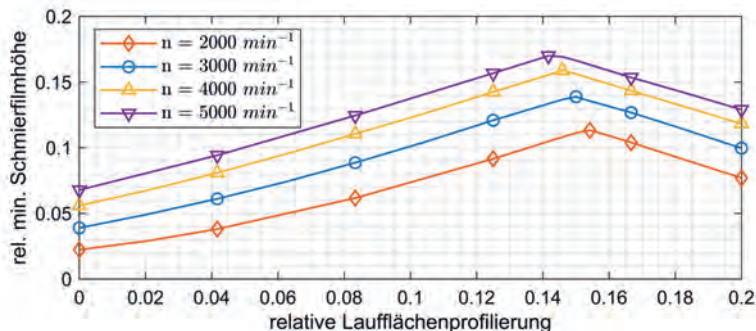


Bild 4: Relative minimale Schmierfilmhöhe über der relativen Laufflächenprofilierung für unterschiedliche Drehzahlen; $Y = 0,167$; $\bar{p} = 2,0 \text{ MPa}$.

Bild 5 zeigt die relative minimale Schmierfilmhöhe über der relativen Laufflächenprofilierung für unterschiedliche spezifische Lagerlasten ($\bar{p} = 2,0 - 5,0 \text{ MPa}$) bei einer Drehzahl von $n = 3000 \text{ min}^{-1}$. Mit steigender spezifischer Lagerlast sinkt die maximal erreichbare minimale Schmierfilmhöhe von $\delta_{p,2} = 0,139$ auf $\delta_{p,5} = 0,064$. Analog zu den Ergebnissen unter Variation der Drehzahl wird der Maximalwert für die minimale Schmierfilmhöhe jeweils bei relativen Laufflächenprofilierungen unterhalb der relativen Wellenschiefstellung ($Y = 0,167$) erreicht. Mit steigender spezifischer Lagerlast ist jedoch eine stärkere Profilierung erforderlich, um die größtmögliche Schmierfilmhöhe einzustellen. Während bei $\bar{p} = 2,0 \text{ MPa}$ eine relative Laufflächenprofilierung von $X_{p,2} = 0,150$ ausreichend ist, erfordert das Erreichen der größtmöglichen minimalen Schmierfilmhöhe bei $\bar{p} = 5,0 \text{ MPa}$ eine relative Profilierung von $X_{p,5} = 0,163$.

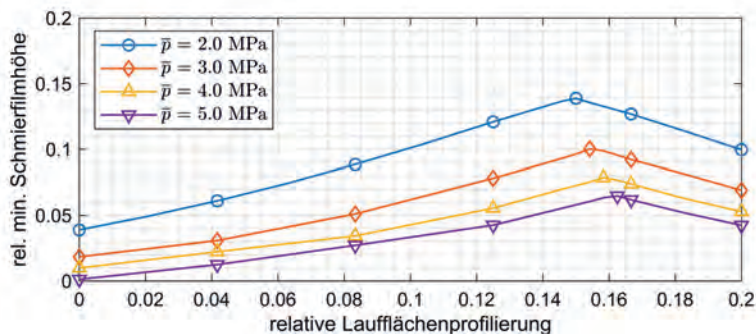


Bild 5: Relative minimale Schmierfilmhöhe über der relativen Laufflächenprofilierung für unterschiedliche spezifische Lagerlasten; $Y = 0,167$; $n = 3000 \text{ min}^{-1}$.

Für die untersuchten Drehzahlen und spezifischen Lagerlasten lässt sich feststellen, dass die bestmögliche Kompensation einer vorgegebenen Wellenschiefstellung mit Laufflächenprofilierungen erzielt werden kann, die in der Größenordnung von 85-95% der Wellenschiefstellung liegen. Allgemein wird bei geringerer Schmierfilmhöhe (sinkende Drehzahl oder steigende Last) eine stärkere Profilierung benötigt.

4. Zusammenfassung und Ausblick

In diesem Beitrag wird ein Ansatz zur verformungsgerechten Gestaltung hydrodynamischer Radialgleitlager vorgestellt. Im Rahmen von TEHD Simulationen erfolgt zunächst eine Analyse der Abweichung der idealen, achsparallelen Schmierspaltgeometrie in einem kreiszylindrischen Lager infolge einer vertikalen Wellenschiefstellung und der Lagerverformung. Hinsichtlich der berechneten Schmierspaltabweichungen wird der Einfluss axial-konischer Laufflächenprofilierungen auf die Steigerung der Betriebssicherheit untersucht. Folgende Erkenntnisse werden aus den Untersuchungen gewonnen:

- Eine vertikale Wellenschiefstellung parallel zur Lastrichtung bewirkt eine Abweichung der idealen Schmierspaltgeometrie und führt zu unsymmetrischen Verläufen der Schmierfilmhöhe und des Schmierfilmdrucks über der Lagerbreite. Die daraus resultierende Abnahme der minimalen Schmierfilmhöhe und Erhöhung der maximalen Schmierfilmdrucke senkt die Betriebssicherheit des Lagers.
- Mithilfe einer axial-konischen Laufflächenprofilierung ist eine Erhöhung der minimalen Schmierfilmhöhe und somit eine Kompensation des Betriebssicherheitsverlusts infolge der Wellenschiefstellung möglich.
- Zur bestmöglichen Erhöhung der minimalen Schmierfilmhöhe ist eine betraglich geringere Laufflächenprofilierung als die im System vorliegende Wellenschiefstellung zu wählen. Je nach Betriebspunkt muss die Laufflächenprofilierung 85-95% der Wellenschiefstellung betragen.
- Die zum Einstellen der bestmöglichen minimalen Schmierfilmhöhe erforderliche Laufflächenprofilierung nimmt mit steigender Drehzahl ab, mit steigender spezifischer Lagerlast jedoch zu. Daraus folgt, dass eine abnehmende Schmierfilmhöhe eine höhere Laufflächenprofilierung erfordert.

Die durchgeführten Simulationen beschränken sich auf axial-konische Laufflächenprofile zur Kompensation einer exemplarischen Wellenschiefstellung an einigen ausgewählten Betriebspunkten. In weiteren Forschungsarbeiten gilt es, den Ansatz zur verformungsgerechten Gestaltung für unterschiedliche Wellenschiefstellungen zu untersuchen. Darüber hinaus sind

zusätzliche relevante Geometrie- und Betriebsparameter zu identifizieren und sinnvoll zu variieren. Zudem kann der Ansatz zur verformungsgerechten Gestaltung auf andere Lagerbauformen wie Mehrflächenlager angewendet werden. Neben weiteren TEHD Simulationen ist eine Validierung des numerischen Modells durch experimentelle Untersuchungen erforderlich.

5. Literatur

- [1] Bouyer, J. und Fillon, M.: An Experimental Analysis of Misalignment Effects on Hydrodynamic Plain Journal Bearing Performances. J. Tribol., 124(2), 2002, 313-319
- [2] Jang, J. Y. und Khonsari, M. M.: On the Characteristics of Misaligned Journal Bearings. Lubricants, 3, 2015, 27-53
- [3] Röper, H.: Tragfähigkeitserhöhung von Gleitlagern durch verformungsangepaßte Gestaltung von Zapfen, Bolzen oder Bohrung – erläutert am Anwendungsbeispiel „Planetenradlagerung“. Ruhr-Universität Bochum – Dissertation. 1982
- [4] Bouyer, J. und Fillon, M.: Improvement of the THD Performance of a Misaligned Plain Journal Bearing. J. Tribol., 125(2), 2003, 334-342
- [5] Strzelecki, S.: Operating Characteristics of Heavy Loaded Cylindrical Journal Bearing with Variable Axial Profile. Materials Research, 8(4), 2005, 481-486
- [6] Kukla, S.: Erhöhung der Tragfähigkeit großer Radialkippssegmentlager durch axiale Profilierung der Segmentauflfläche. Ruhr-Universität Bochum – Dissertation. 2018
- [7] Buchhorn, N.: Einfluss einer Niederdrucktasche auf die Wärmeabfuhr an der Segmenthinterkante eines großen Radialkippssegmentlagers. Ruhr-Universität Bochum – Dissertation. 2020

3D-Simulation voll- und teilstrukturierter Radialgleitlager mittels CFD

M.Sc. **Patrick Wieckhorst**, Prof. Dr.-Ing. habil. **Dirk Bartel**,
Lehrstuhl für Maschinenelemente und Tribologie,
Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg

Kurzfassung

Innerhalb dieser Arbeit wird ein 3D-CFD-Modell zur Berechnung strukturierter hydrodynamischer Radialgleitlager vorgestellt. Berücksichtigt werden Kavitationseffekte und thermische Einflüsse. Darüber hinaus wird eine Vernetzungsstrategie auf Basis von Muster-Operationen gezeigt, mit der auch große Berechnungsnetze behandelt werden können. Anhand einer länglichen Rechteck-Struktur ($400 \times 200 \mu\text{m}$) wird der Einfluss einer vollflächigen sowie einer partiellen Strukturierung der Lauffläche auf die Tragfähigkeit und die Reibungsverluste des Lagers untersucht. Besonders durch eine Teilstrukturierung im divergierenden Spaltbereich kann eine Performance-Steigerungen erzielt werden.

Abstract

Within this work, a 3D CFD model for the calculation of textured hydrodynamic journal bearings is presented. Cavitation effects and thermal influences are considered. Furthermore, a meshing strategy based on pattern operations is shown, which can be used to handle large computational meshes. Using an elongated rectangular structure ($400 \times 200 \mu\text{m}$), the influence of fully and partially texturing the running surface on the load carrying capacity and the friction losses of the bearing is investigated. Partial texturing in the divergent gap area in particular shows a performance enhancement.

1. Einleitung

Der gezielte Einsatz von Oberflächenstrukturen ist in verschiedensten Anwendungen bereits Standard oder Gegenstand aktueller Forschung. Im Bereich der Maschinenelemente sind hier z.B. Kolben/Zylinder- oder Nocken-Stößel-Paarungen, Gleitringdichtungen, Wälzlager sowie hydrodynamische Axial- und Radialgleitlager zu nennen. Das Ziel ist die Verbesserung der tribologischen Eigenschaften. Im Fokus stehen die Senkung der Reibungsverluste und des Verschleißes sowie die Steigerung der Tragfähigkeit.

Häufig werden strukturierte Lager mit der Reynolds'schen Differentialgleichung (RDGL) untersucht, die jedoch zahlreichen Vereinfachungen unterliegt und das komplexe Strömungsverhalten innerhalb der Strukturen nur eingeschränkt abbilden kann. Daher wird nachfolgend ein umfassendes Computational Fluid Dynamics (CFD) Modell auf Basis der Navier-Stokes-

Gleichungen vorgestellt. Zusätzlich werden thermische Einflüsse berücksichtigt und ein masserhaltendes Kavitationsmodell verwendet. Zum Einsatz kommt die Software ANSYS FLUENT.

2. Geometrie und Berechnungsnetz

Untersucht wird ein hydrodynamisches Radialgleitlager mit einem Durchmesser von 30 mm, einem B/D-Verhältnis von 0,5 und einem relativen Lagerspiel von 2‰. Die Ölversorgung erfolgt über eine Zuführbohrung an der Lageroberseite. Das Berechnungsgebiet umfasst auf der einen Seite das Fluid-Gebiet, welches den Ringspalt und die Ölzuführung abbildet und auf der anderen Seite die umgebenden Festkörper (Bild 1). Zu letzteren gehören die Lagerschale aus einer CuSn8 Legierung sowie ein Wellenstumpf und der Lagerbock aus Stahl. Die detaillierte Abbildung der Lagerperipherie ermöglicht die Annahme möglichst realistischer thermischer Randbedingungen. Darüber hinaus wird die Achsensymmetrie des Systems ausgenutzt und folglich nur eine Hälfte des Lagers vernetzt (Bild 1).

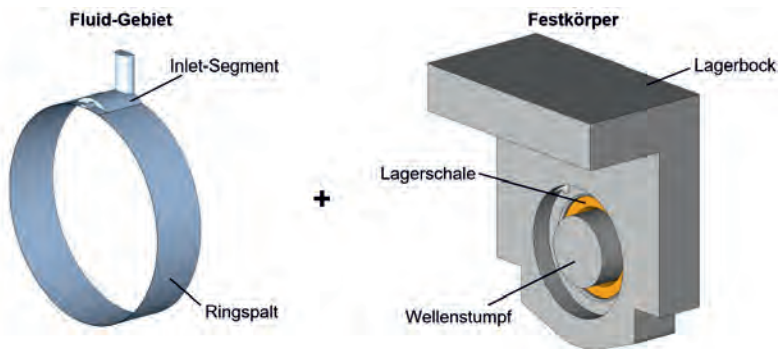


Bild 1: Berechnungsgebiet aus Fluid-Gebiet und Festkörpern

Die Vertiefungen, die im Rahmen dieser Arbeit untersucht und in die Lagerschale eingebracht werden, haben eine rechteckige Grundform (Bild 2). Die Abmessungen der Struktur betragen 400 µm in Umfangs- und 200 µm in Breitenrichtung des Lagers. Die Tiefe wird mit konstant 10 µm angenommen. Für den strukturierten Bereich des Lagers liegt der Bedeckungsgrad bei etwa 34%, sodass sich die in Bild 2 dargestellten Lagersegmente und -abmessungen ergeben. Bei einer vollflächigen Strukturierung der Lauffläche enthält diese 140 Strukturen in Umfangs- und 40 in Breitenrichtung, insgesamt also 5600. Aus der Geometrie des Lagerschalen-Segments wird die Geometrie des Fluid-Segments (Lagerspalt inklusive Struktur) abgeleitet und diskretisiert (Bild 2). Das entstandene Berechnungsnetz des Fluid-Segments wird dann durch eine Muster-Operation (kopieren und transformieren) in das Gesamtberechnungsnetz

des Ringspalts überführt (vgl. Bild 1). Das Inlet-Segments und die Festkörper werden separat vernetzt und im CFD-Programm mit dem Netz des Ringspalts zusammengeführt.

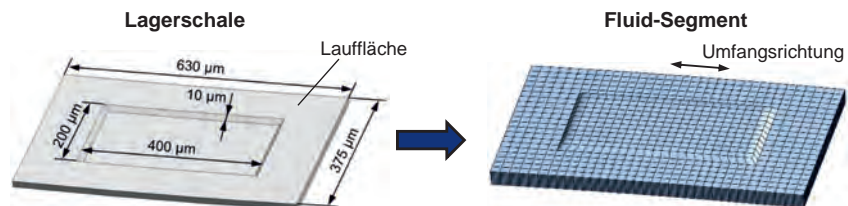


Bild 2: Abmessungen und Berechnungsnetz eines Struktursegments

Aufgrund der vielen Strukturen, die eine hohe Auflösungsgenauigkeit erfordern, ergibt sich ein Berechnungsnetz mit insgesamt etwa 31 Mio. Zellen. Das so erzeugte Rechengitter repräsentiert eine zentrische Wellenlage, also eine über den Umfang gleichförmige Spaltweite. Im CFD-Programm wird über eine integrierte Programmierschnittstelle ein benutzerdefinierter Algorithmus zur Manipulation der Knotenkoordinaten verwendet, um die gewünschte Wellenlage effizient und unter Erhaltung der Netzqualität einzustellen.

3. Randbedingungen und Betriebspunkt

Die Wirksamkeit der gewählten Struktur soll anhand eines stationären Betriebspunktes beurteilt werden. Dazu wird eine spezifische Lagerbelastung von 5 MPa bei einer Drehzahl von 3000 min^{-1} gewählt (Tabelle 1).

Tabelle 1: Betriebspunkt und Randbedingungen

Betriebspunkt		Randbedingungen	
Spezifische Lagerbelastung	5 MPa	Ölzuführdruck	1 bar
Lagerkraft	2250 N	Ölzuführtemperatur	60°C
Drehzahl	3000 min^{-1}	Schmieröl	ISO VG 68

Die Wellenposition wird so lange iteriert, bis die äußere und innere Kraft im Gleichgewicht stehen. Als Schmieröl kommt ein ISO VG 68 zum Einsatz. Die Temperaturabhängigkeit der Dichte und der dynamischen Viskosität ist Bild 3 zu entnehmen. Die Ölzuführung erfolgt über eine Druckrandbedingung an der Ölzuführbohrung. Das Öl gelangt so mit einer Temperatur von 60°C und unter einem Druck von 1 bar in das Lager (Tabelle 1). An den Stirnflächen des Schmierspalts wirkt der Umgebungsdruck, sodass hierüber Schmierstoff seitlich aus dem Lager austreten kann. Der Phasenübergang zwischen Öl und Gas wird durch das Mixture-Mehrphasenmodell in Verbindung mit dem Singhal-Kavitations-Modell [SIN02] ermöglicht. Die Grundlage bildet die Rayleigh-Plesset-Gleichung zur Beschreibung von Wachstums- und

Zerfallsvorgängen von Blasen, sodass ein Phasenübergang zwischen flüssig und gasförmig (Kavitation) sowie umgekehrt möglich ist.

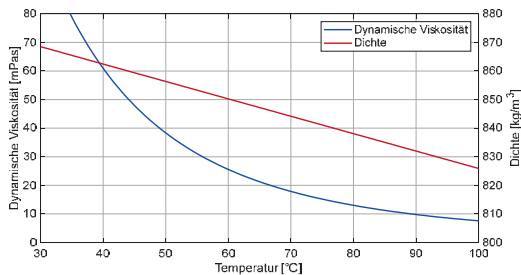


Bild 3: Temperaturabhängigkeit der Stoffgrößen des Schmieröls ISO VG 68

Als thermische Randbedingungen werden an den Oberflächen der Festkörper konvektive Wärmeübergänge mit einer Bezugstemperatur und einem Wärmeübergangskoeffizienten (WÜK) definiert. An den zur Umgebungsluft angrenzenden Oberflächen beträgt die Bezugstemperatur 25°C und der WÜK 12 W/m²K. In den Zuführkanälen und an Flächen die mit Öl benetzt sind, werden WÜK von 200 bzw. 600 W/m²K verwendet.

4. Berechnungsbeispiel

Verglichen werden eine voll- und eine teilflächige Strukturierung jeweils mit dem unstrukturierten Referenzlager (Bild 4).

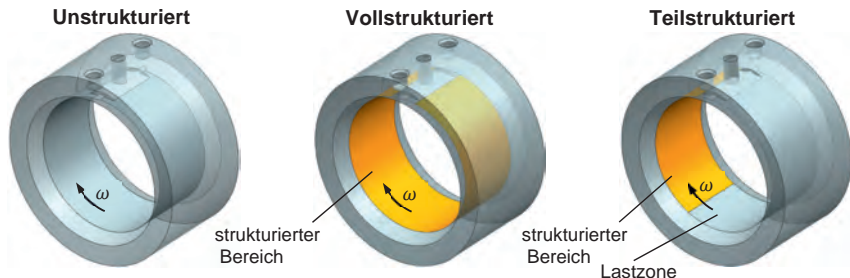


Bild 4: Strukturanordnungen

Die Teilstrukturierung beginnt bei einer Winkelposition von 221° (im Uhrzeigersinn von der Ölzuführbohrung aus gemessen) und erstreckt sich bis zum Inlet-Segment (Schmutznut und Zuführbohrung). Die integralen Ergebnisse der drei Berechnungsfälle sind in Tabelle 2 zusammengefasst. Bei gleicher Lagerbelastung wird die Tragfähigkeit des Gleitlagers anhand

der sich einstellenden minimalen Schmierpaltweite bewertet. Es zeigt sich, dass die Vollstrukturierung der Lagerfläche zu einer deutlichen Reduzierung der Tragfähigkeit führt, während durch die Teilstrukturierung eine minimale Erhöhung der minimalen Spaltweite erzielt werden kann. Diese ist vorrangig auf die leicht gesunkenen Temperaturen zurückzuführen, die wiederum eine Steigerung der Schmierstoffviskosität bewirken (siehe auch Bild 3). Das Reibmoment kann durch eine vollflächige Strukturierung nicht gesenkt werden. Die gezielte Teilstrukturierung des divergierenden Spaltbereichs führt hingegen zu einem um knapp 3% niedrigeren Reibmoment.

Tabelle 2: Zusammenfassung der integralen Ergebnisgrößen

Ergebnisgröße	Unstrukturiert	Vollstrukturiert	Teilstrukturiert
Lagerbelastung [N]	2250,7	2250,1	2249,5
Wellenverlagerungswinkel [°]	208,0	206,6	208,2
Min. Spaltweite [μm]	4,08	3,10	4,11
		-24,1%	+0,6%
Reibmoment [Nmm]	123,51	128,59	120,12
		+4,1%	-2,7%
Max. Temperatur Lagerschale [°C]	67,29	67,28	67,00
		+0,0%	-0,4%

Die Druckverteilungen im unstrukturierten und im vollstrukturierten Lager können Bild 5 entnommen werden. Auf die zusätzliche Darstellung der Verteilung im teilstrukturierten Lager wurde verzichtet, da diese nahezu identisch zu der des unstrukturierten Lagers ist. Der konvergierend-divergierende Spalt des Radialgleitlagers erzeugt den charakteristischen Druckberg mit anschließendem Kavitationsgebiet. Die einzelnen Vertiefungen in der Lagerschale führen darüber hinaus jeweils zu einer lokalen Erweiterung und Verengung des Schmierfilms, sodass lokale Druckminima und -maxima entstehen. Diese sind dem eigentlichen Druckberg überlagert (Bild 5). Dabei bewirken die Strukturen im konvergierenden Spalt eine Erhöhung des mittleren bzw. wirksamen Lagerspiels und führen damit vorrangig zu einer Reduzierung der hydrodynamischen Wirksamkeit und damit der Tragfähigkeit, die in diesem Fall durch andere Mechanismen der Strukturierung nicht kompensiert werden kann.

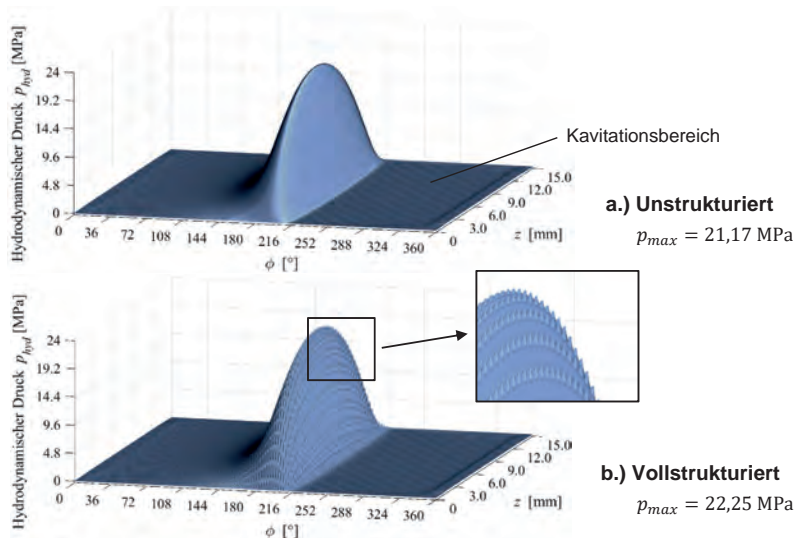


Bild 5: Hydrodynamische Druckverteilung innerhalb des Lagers

Beim teilstrukturierten Lager wird daher bewusst nur der Bereich mit Vertiefungen versehen, in dem keine hydrodynamische Tragwirkung generiert wird. Dieser liegt im Bereich des divergierenden Spaltes (Kavitationsgebiet) ab einer Umfangsposition von 221° (Bild 6).

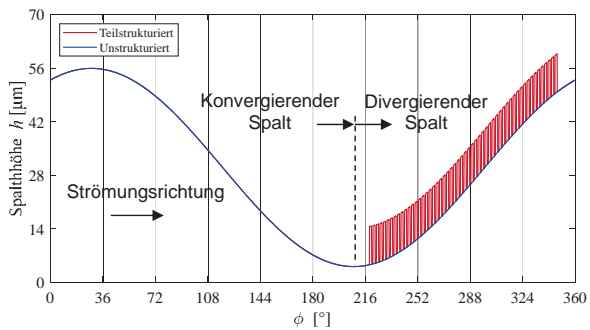


Bild 6: Verlauf der Spalthöhe in der Lagermitte

Die Darstellung der Scherspannung an der Wellenoberfläche (Bild 8) zeigt, dass in diesem Bereich jedoch noch ein erhebliches Potenzial zur Reibungsreduzierung besteht, das bei gleichzeitigem Erhalt der Tragfähigkeit ausgeschöpft werden soll.

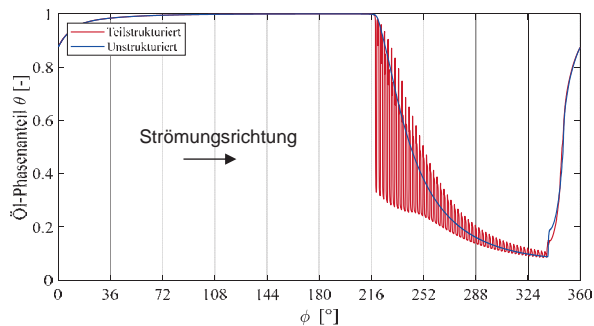


Bild 7: Öl-Phasenanteil an der Wellenoberfläche in der Lagermitte

In diesem Bereich, in dem sich der Schmierpalt erweitert, beginnt die Ausgasung des Schmierstoffs (Kavitation), sodass der Anteil der Öl-Phase im Vergleich zur Gas-Phase abnimmt (Bild 7).

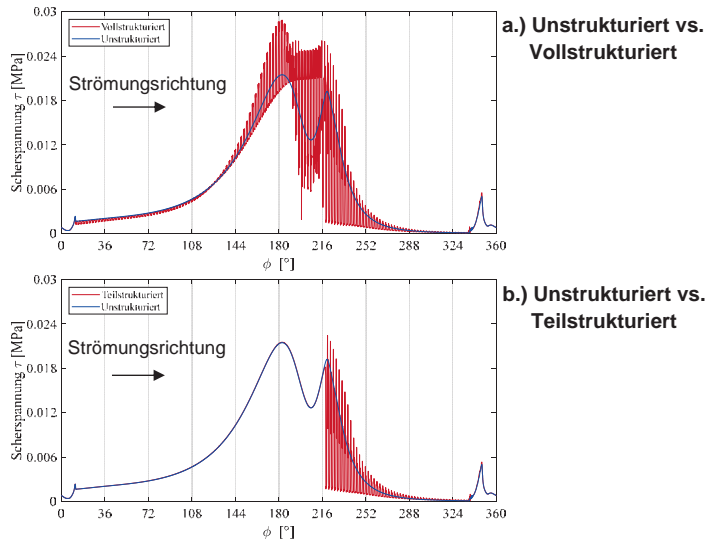


Bild 8: Scherspannungsverteilung an der Wellenoberfläche in der Lagermitte

Die Kavitäten führen in diesem Bereich dazu, dass eine zusätzliche lokale Spalterweiterung vorliegt und der Phasenübergang beschleunigt wird. Folglich sinkt der Öl-Phasenanteil und damit auch die Mischviskosität schneller als im unstrukturierten Lager (Bild 7). Darüber hinaus bedingt eine lokale Spalterweiterung auch eine lokale Reduzierung der Schergeschwindigkeit. Beides resultiert in einer Verringerung der Scherspannung im Bereich des divergierenden Spaltes und damit in einem globalen Reibungsvorteil (Bild 8). Dabei ist der Effekt des beschleunigten Phasenübergangs dominierend.

Durch die Verringerung der eingebrachten Reibleistung sowie die verbesserte Wärmeabfuhr über die strukturierte Oberfläche kann ein thermischer Vorteil erzielt werden. Die niedrigeren Schmierstofftemperaturen führen über eine steigende Viskosität zu einem leichten Tragfähigkeitsvorteil, der sich in Form einer erhöhten Schmierpaltweite gegenüber dem unstrukturierten Lager bemerkbar macht.

5. Zusammenfassung

In dieser Arbeit wurde ein 3D-CFD-Modell zur Berechnung voll- und teilstrukturierter hydrodynamischer Radialgleitlager vorgestellt, das sowohl thermische Einflüsse als auch

Kavitation berücksichtigt. Zudem wurde eine Vernetzungsmethode auf Basis von Muster-Operationen vorgestellt, die auch das Handling großer Berechnungsnetze mit vielen kleinen Strukturen ermöglicht. Anhand eines Berechnungsbeispiels mit rechteckigen Vertiefungen (Abmessungen 400 x 200 x 10 μm) konnte gezeigt werden, dass sich eine vollflächige Strukturierung der Lagerfläche tendenziell nachteilig auf die Tragfähigkeit auswirkt. Durch eine Teilstrukturierung im Bereich des divergierenden Spaltes konnte hingegen ein Reibungsvorteil von knapp 3% sowie eine minimale Tragfähigkeitserhöhung erreicht werden. Entscheidend ist hierbei die Beschleunigung des Phasenübergangs im Kavitationsgebiet durch die lokalen Spalterweiterungen und die damit verbundene Absenkung der Mischviskosität.

Literatur

- [SIN02] SINGHAL, A.K.; ATHAVALE, M. M.; LI, H.; JIANG, Y.: Mathematical Basis and Validation of the Full Cavitation Model. Journal of Fluids Engineering Vol. 124 (2002), S. 617-624

Förderhinweis

Das in diesem Manuskript dargestellte CFD-Modell wird im Rahmen des Forschungsvorhabens „Beeinflussung der tribologischen Eigenschaften hydrodynamischer Gleitlager durch Mikrostrukturen und deren Fertigungsverfahren“ eingesetzt. Das IGF-Vorhaben 20138 BR der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. wird über die AiF im Rahmen des Programms zur Förderung der Industriellen Gemeinschaftsforschung (IGF) vom Bundesministerium für Wirtschaft und Energie aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages gefördert.

Standzeitverlängerung einer Plungerpumpe durch simulationsgestützte Gleitlagerauslegung mit REACH-konformen Werkstoffen

B.Eng. **F. Hartmann**, Hammelmann GmbH, Oelde;
M.Sc. **V. Hoffmann**, Tribo Technologies GmbH, Magdeburg;
M.Eng. **C. Stelzer**, CADFEM GmbH, Grafing b. München

Kurzfassung

Im Zuge der EU Verordnung 1907/2006 zur Registrierung, Bewertung, Zulassung und Beschränkung chemischer Stoffe (REACH) soll eine Materialumstellung der Lagerschale des kleinen Pleuellauges einer Plungerpumpe untersucht werden. Hierbei wird eine Lagerschale mit einer Laufschrift auf Basis einer bleihaltigen Bronze durch eine REACH-konforme Bronze ohne Stahlrücken ersetzt. Mittels elasto-hydrodynamischer Simulationen wird das Tragverhalten beider Pleuellagerdesigns untersucht. Im Ergebnis wurde festgestellt, dass es bei beiden Lagervarianten infolge der hohen Belastungen zu Mischreibung in dem kleinen Gleitlager des Pleuels kommt. Bei Einsatz der REACH-konformen Lagerschale wird hierbei ein höherer Festkörpertraganteil identifiziert, der höhere Reibungsverluste und einen schnelleren Verschleiß des Pleuellagers zur Folge hat.

Um diese Verschlechterung des Tragverhaltens zu kompensieren und das Betriebsverhalten der Pumpe zu verbessern, wird der Einfluss einer Neupositionierung der Schmierstofftaschen untersucht. Hierfür konnte nachgewiesen werden, dass sich die Tragfähigkeit des Systems soweit verbessern lässt, dass ein Betrieb der REACH-konformen Lagerschale außerhalb der Mischreibung und damit ohne Oberflächenkontakt für den untersuchten Betriebspunkt möglich ist.

Abstract

Motivated by the regulation 1907/1906 concerning the registration, evaluation, authorization and restriction of chemicals (REACH) a material change of the bearing shell of the small conrod bearing of a plunger pump is analyzed. Here a bearing shell with a sliding surface made of a leaded bronze is replaced by a REACH-conform bronze without a steel back. The load carrying capacity is analyzed with the help of elasto-hydrodynamic simulations of both conrod bearing designs. For both bearing shell designs an operation in the mixed friction regime is shown. Due to the material change the load carrying capacity is worsened which results in higher solid contact load ratios as well as friction losses.

It could be shown that a shift of the lubricant supply pocket position can result in a significant improvement of the load carrying capacity of the REACH-conform bearing shell. In consequence no contact between pin and bearing could be achieved for the analyzed bearing.

1. Einleitung und Problemstellung

Plungerpumpen von Hammelmann werden häufig in der Chemie-, Öl- und Gas- sowie Lebensmittelindustrie eingesetzt. In Abbildung 1 ist eine Plungerpumpe dargestellt, die beispielsweise über eine Klauenkupplung mit einem Motor verbunden werden kann.

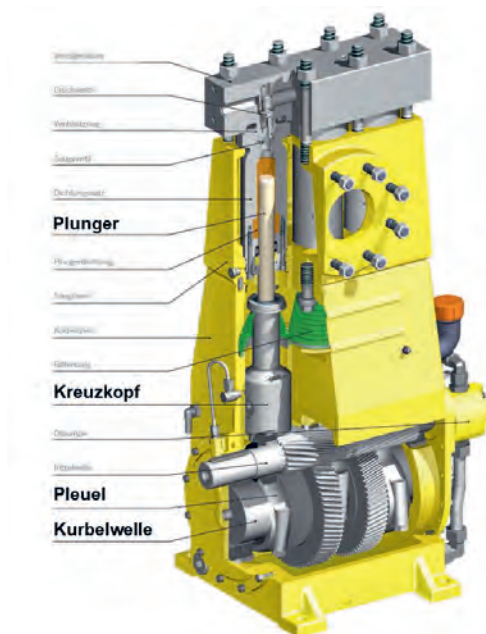


Abbildung 1 Hammelmann-Plungerpumpe

Mittels einer Ritzelwelle findet eine Übersetzung der Drehzahl auf die Kurbelwelle statt. Die Kurbelwelle hat exzentrische Zapfen, deren Winkellage sich in Abhängigkeit der Plunger über den Umfang verteilen. Die Pleuel verbinden die Kurbelwelle mit den Kreuzköpfen und wandeln die rotatorische Bewegung der Kurbelwelle in eine translatorische Bewegung der Kreuzköpfe. Die Kreuzköpfe sind wiederum über Kolbenstangen mit den Plungern verbunden. Während

eines Arbeitsspiels wird im Saughub (der Weg vom oberen in den unteren Totpunkt) das Fördermedium über den Saugraum in den Zylinderraum gesaugt bzw. über eine Vordruckpumpe gedrückt. Anschließend wird das Medium im Druckhub komprimiert und einem Endverbraucher zugeführt. Das zu untersuchende kleine Gleitlager des Pleuels findet in Pumpen Verwendung, die mit einer Leistung von bis zu 1100 kW betrieben werden können. Der maximale Volumenstrom dieser Pumpen liegt bei 3000 l/min, der maximale Druck bei 3000 bar.

Im Zuge der EU Verordnung 1907/2006 zur Registrierung, Bewertung, Zulassung und Beschränkung chemischer Stoffe (REACH) soll eine Materialumstellung der Lagerschale des kleinen Pleuelauges einer solchen Plungerpumpe untersucht werden. Hierbei sollen Werkstoffalternativen identifiziert werden, die auf Blei oder sonstige gelistete Bestandteile der Verordnung 1907/2006 verzichten. In der Vergangenheit wurden die Dauerfestigkeiten von solchen Werkstoffen durch Versuche an entsprechend ausgerüsteten Testpumpen verifiziert. Aufgrund der vielen wechselnden Randbedingungen konnten jedoch nicht alle Parameter getestet werden. Fehlende Versuchsergebnisse führten zu konservativen Entscheidungen, um Überlastungen oder Fehlfunktionen vorzubeugen.

Aufgrund des benötigten hohen Leistungsbedarfes im Prototypentest und dem damit einhergehenden Energieverbrauch, soll das Design der Lagerschale auf Basis von Simulationen getestet und optimiert werden. Insbesondere bei hochbelasteten Gleitlagern haben elastische Deformationen einen großen Einfluss auf die Tragfähigkeit des Systems. Eine Kopplung zwischen elastischen Deformationen und der Strömung kann mittels Fluid-Struktur-Kopplung auf Basis der Finite-Element-Methode und der Computational Fluid Dynamics (CFD) erfolgen. Diese Kopplungen bedingen jedoch einen zeitintensiven Modellierungsaufwand mit extrem hohen Rechenzeiten. Eine einfache Modellierung und geringe Rechenzeiten bietet die elastohydrodynamische Simulation unter Lösung der Reynolds'schen Differentialgleichung mit Tribo-X inside Ansys. Es bietet die Möglichkeit Gleitlager bei verschiedenen Betriebsbedingungen, wie z.B. einer Schwenkbewegung zu analysieren. Hierbei können auch transiente Vorgänge untersucht werden, bei denen sich die Betriebsbedingungen über einen zeitlichen Verlauf verändern. Somit können Lagerdesigns analysiert und optimiert werden, um die Plungerpumpe sicherer, energieeffizienter und schneller zur Serienreife zu führen. Kosten- und zeitintensive Prototypentests können auf ein Minimum reduziert werden, was sich wiederum schonend auf die Umwelt auswirkt.

2. Umstellung des kleinen Pleuellagers auf REACH-konformen Werkstoff

Das Gleitlager des kleinen Pleuellagers der untersuchten Plungerpumpe wurde bisher mit einer zweischichtigen Lagerschale bestehend aus einem Stahlrücken und einer Bronzelaufschicht der Legierung CuPb10Sn10 ausgeführt. Im Zuge der EU-Verordnung 1907/2006 zur Registrierung, Bewertung, Zulassung und Beschränkung chemischer Stoffe (REACH) wird eine Vermeidung dieser Legierung aufgrund des enthaltenen Bleianteils angestrebt [1]. Für die neue Lagerschale wurde die Bronzelegierung CuSn8P-F45 ausgewählt, die als massive Lagerschale ohne Stahlrücken ausgeführt werden soll. Die beiden zu untersuchenden Pleuellagerungen sind in Abbildung 2 gegenübergestellt.

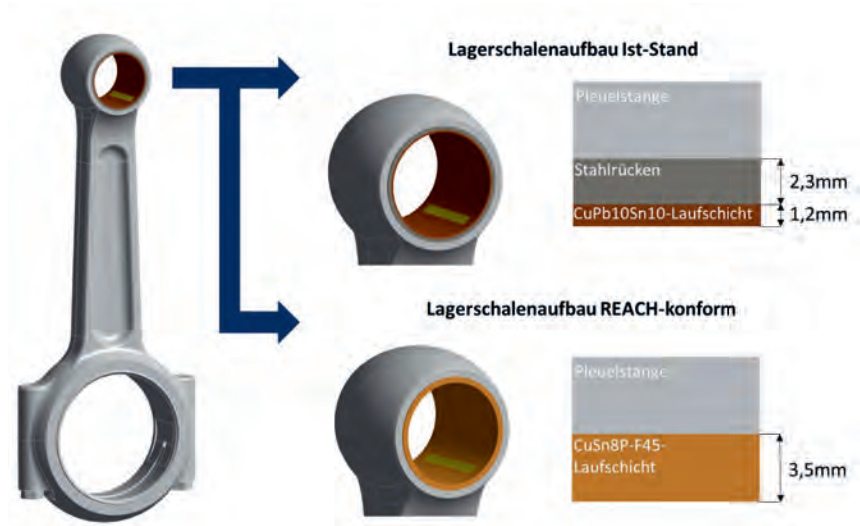


Abbildung 2: Gegenüberstellung der Pleuellagervarianten

Die Geometrieparameter der beiden Pleuellagervarianten werden übereinstimmend gewählt und sind in Tabelle 1 dargestellt. Die Versorgung des Lagers erfolgt über zwei in der unteren Lagerhälfte positionierte Versorgungstaschen, die zunächst symmetrisch in einem Winkel von 30° zur Achse der Pleuelstange angeordnet werden und in Abbildung 2 gelb zu erkennen sind.

Tabelle 1: Geometriedaten des Pleuels

Abmessungen	Symbol	Wert	Einheit
Nenndurchmesser	d	65,00	mm
Abs. Lagerspiel	C	50	μm
Lagerbreite	B_{GL}	80	mm
Schmierstoffaschenposition	φ_{Nut}	Ist-Stand: 30 Untersucht: 45; 60; 75; 85	°
Schmierstoffaschenlänge	L_{Nut}	68	mm
Schmierstoffaschenbreite	B_{Nut}	8	mm

3. Betriebsdaten für die Pleuelauslegung

Während des Betriebs der Pumpe wird das kleine Pleuel infolge der Kurbelwellenrotation und des Druckaufbaus zyklisch belastet. Dabei wird der Druck in der Arbeitskammer durch den Plunger auf den Bolzen übertragen, der wiederum auf das kleine Pleuellager gedrückt wird. Grundlage für die Auslegung des Pleuels stellen dabei Lastdaten dar, die bei einem Betrieb der Pumpe mit Wasser bei dem maximal zulässigen Betriebsdruck resultieren. Der Lastverlauf ist in Abbildung 3 dargestellt und kann in einen Nieder- und einen Hochdruckbereich eingeteilt werden.

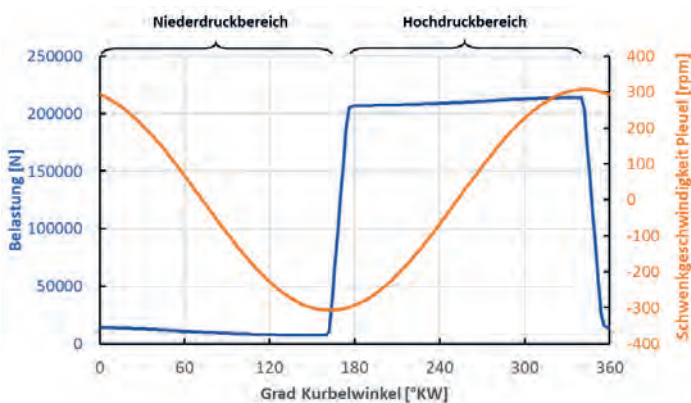


Abbildung 3: Lastverlauf des kleinen Pleuellagers einer Plungerpumpe bei maximalem Betriebsdruck

Dabei wird die Belastung im Hochdruckbereich durch den Betriebsdruck der Pumpe geprägt und erreicht Werte von mehr als 210.000 N. Die Belastung im Niederdruckbereich wird durch den Saugdruck bestimmt, der abhängig vom Fördermedium so eingestellt wird, dass die Plungerpumpe nicht bei Kavitation betrieben wird. Der Übergang zwischen den Lastbereichen erfolgt schlagartig und wird durch den Schadraum der Pumpe und den Kompressionsmodul des zu fördernden Mediums geprägt. Infolge der Schwenkbewegung des Pleuels ergeben sich sowohl positive als auch negative Rotationsgeschwindigkeiten des Pleuels. In den Umkehrpunkten ist die Relativgeschwindigkeit zwischen den Oberflächen Null.

Versorgt wird das kleine Pleuellager über zwei Schmierstofftaschen mit einem synthetischen Schmieröl, welches auf 50 °C konditioniert wird. Die Versorgung erfolgt mit einem Druck von 5 bar.

4. Simulation des kleinen Pleuellagers

Für die Bewertung der Pleuellagervarianten werden elastohydrodynamische Simulationen unter Berücksichtigung von Mischreibung mit dem Berechnungstool Tribo-X inside Ansys durchgeführt.

Die in dem Pleuellager wirkenden Belastungen werden durch einen hydrodynamischen Druck, der sich infolge von Schwenk- und Radialbewegungen aufbaut, und ggf. durch sich kontaktierende Oberflächenrauheiten aufgenommen. Im Gegensatz zu analytischen Auslegungsverfahren [2][3], werden hierbei Strömungsberechnungen auf Basis der verallgemeinerten Reynolds'schen Differentialgleichung durchgeführt. Durch eine Kopplung mit der Finite-Elemente-Methode wird die elastische Verformung der Lagerschale und des Pleuels mit berücksichtigt.

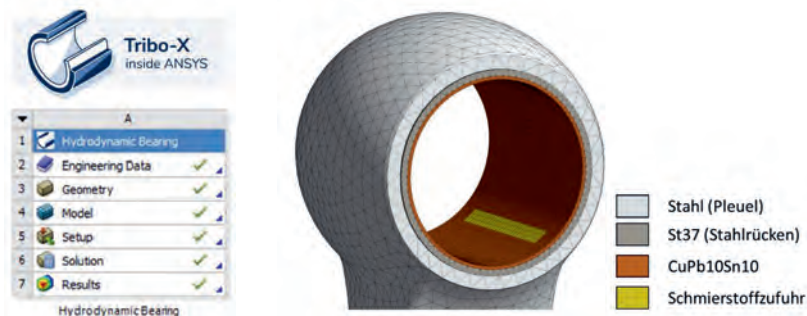


Abbildung 4: Gleitlageranalysesystem mit Tribo-X inside Ansys (links), FE-Modell des Pleuels zur Ableitung von Nachgiebigkeitsmatrizen (rechts)

Infolge der stangenförmigen Pleuelgeometrie ist das Verformungsverhalten der Lagerschale stark richtungsabhängig. Zudem ist damit zu rechnen, dass sich der unterschiedliche Aufbau der Lager auswirken wird. Das Verformungsverhalten der zweischichtigen Lagerschale wird sich aufgrund des Stahlrückens von der massiven Lagerschale bei Verwendung des REACH-konformen Lagerwerkstoffs unterscheiden. Da der massive Stahlbolzen eine deutlich geringere Verformbarkeit als die Lagerschale aufweist, wird lediglich das elastische Verhalten des Pleuels samt Lager in der Simulation berücksichtigt. Hierbei wird eine Nachgiebigkeitsmatrix ermittelt, die durch eine statische Reduktion unmittelbar aus dem FE-Modell abgeleitet wird [4][5][6]. Das hierzu in ANSYS aufgebaute Berechnungsprojekt und das FE-Modell des Pleuels sind für die zweischichtige Lagervariante des Ist-Stands in Abbildung 4 dargestellt.

5. Einfluss der Oberflächenrauheit

Für die hier durchgeführten Untersuchungen werden die Oberflächenrauheiten vermessener Bauteile in der Simulation mittels Mischreibungskennfeldern berücksichtigt [4]. Dazu werden für beide Lagervarianten sowohl die Lager als auch die dazugehörigen Bolzen für ein gelaufenes System vermessen. Neben den dreidimensionalen Bauteiloberflächen, die mit einem Weißlichtinterferometer erfasst werden, werden auch die Martenshärte HM und der Eindringmodul Y_{HU} der oberflächennahen Schichten mit Hilfe des Kraft-Eindringtiefen-Verfahrens ermittelt. Die Werte sind in Tabelle 2 dargestellt und stellen Mittelwerte aus mehreren Einzelmessungen dar.

Tabelle 2: Eigenschaften der oberflächennahen Schichten von beiden Lagervarianten

		Symbol	Ist-Stand	Neuer Stand	Einheit
Lagerschale (gelaufen)	Arithmetische Mittenrauheit	R_a	0,52	0,39	μm
	Plast. Fließdruck	HM	2077	2458	MPa
	Eindringmodul	Y_{HU}	139249	131778	N/mm ²
Bolzen (gelaufen)	Arithmetische Mittenrauheit	R_a	0,116	0,085	μm
	Martenshärte	HM	9145	9080	MPa
	Eindringmodul	Y_{HU}	384664	384403	N/mm ²

Es kann festgestellt werden, dass sowohl die arithmetische Mittenrauheit der zweischichtigen Lagerschale als auch des Bolzens des Ist-Standes größer als bei der neuen Variante sind. Die Martenshärte der Oberfläche der REACH-konformen Lagerschale wiederum ist um etwa 20%

höher im Vergleich zur bleihaltigen Lagerschale. Je ein Ausschnitt der dreidimensional vermessenen Oberflächen der zweischichtigen Lagerschale und des dazugehörigen Bolzens sind in Abbildung 5 dargestellt.

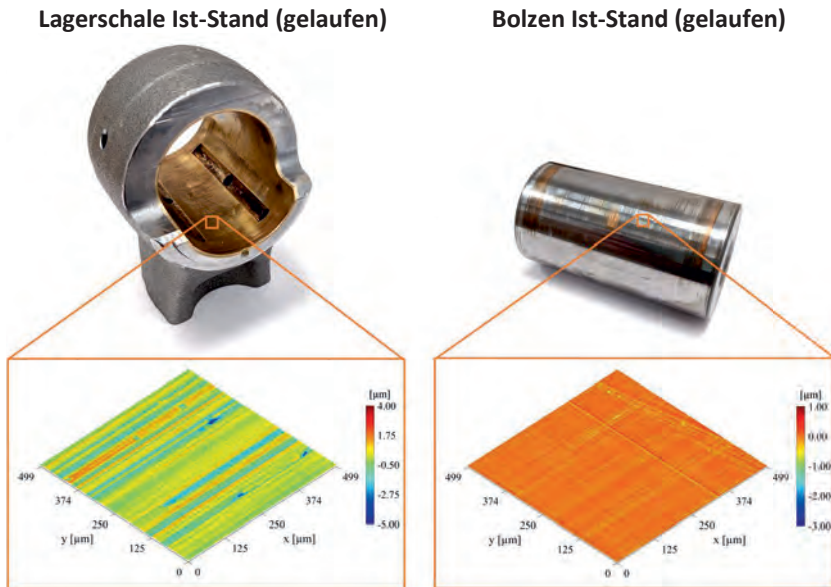


Abbildung 5: Vermessene Oberfläche der zweischichtigen Lagerschale (Ist-Stand) und des dazugehörigen Bolzens im gelaufenen Zustand

Auf Basis der Messdaten kann mit Hilfe einer elastisch-plastischen Kontaktsimulation eine integrale Festkörperkontaktdruckkurve ermittelt werden, mit Hilfe derer der Einfluss sich kontaktierender Rauheiten abgebildet werden kann. Zusätzlich wird eine Mikroflusssimulation zur Ermittlung von Druck- und Scherflussfaktoren durchgeführt, mit Hilfe derer der Einfluss der Rauheiten auf die Spaltströmung (Mikrohydrodynamik) berücksichtigt werden kann [7]. Einen Überblick über die berechneten Mischreibungskennfelder gibt Abbildung 6.

Bei einem Vergleich der integralen Festkörperkontaktdruckkurven des Ist-Stands und der REACH-konformen Auslegung fällt ein früherer Übergang des Ist-Stands in den Bereich der Mischreibung auf, der sich in einer größeren kritischen Schmierspaltweite von $h_{cr, Ist} = 2,9 \mu\text{m}$ äußert. Sowohl qualitativ als auch quantitativ weisen die Festkörperkontaktdruckkurven einen ähnlichen Verlauf auf. Der Maximalwert der Festkörperkontaktdrücke entspricht der Martenshärte der jeweiligen Lageroberfläche. Hierbei zeichnet sich die Legierung CuSn8P-F45 der REACH-konformen Auslegung durch eine Härte von $HM_{REACH} = 2.458 \text{ MPa}$ aus. Die Legierung CuPb10Sn10 weist eine geringere Härte von $HM_{Ist} = 2.077 \text{ MPa}$ auf.

Die Druckflussfaktoren weisen infolge der übereinstimmenden Oberflächenbearbeitung sowie -beanspruchung in Umfangsrichtung einen qualitativ übereinstimmenden Verlauf auf. Die Druckflussfaktoren in x-Richtung kennzeichnen hierbei das Strömungsverhalten in Umfangsrichtung, jene in y-Richtung das Strömungsverhalten in axialer Richtung. Die Druckflussfaktoren in x-Richtung weisen jeweils Werte größer als 1 auf und haben damit eine Strömungsbegünstigung in Umfangsrichtung zur Folge. Die Oberflächen der REACH-konformen Lagerschale führen zu einer größeren Strömungsbegünstigung, die auf eine ausgeprägtere Furchenbildung zurückgeführt werden kann. Die Druckflussfaktoren in y-Richtung stimmen für beide Lagersysteme überein und sind kleiner als 1. Dies kann als Strömungsbehinderung in axialer Richtung interpretiert werden.

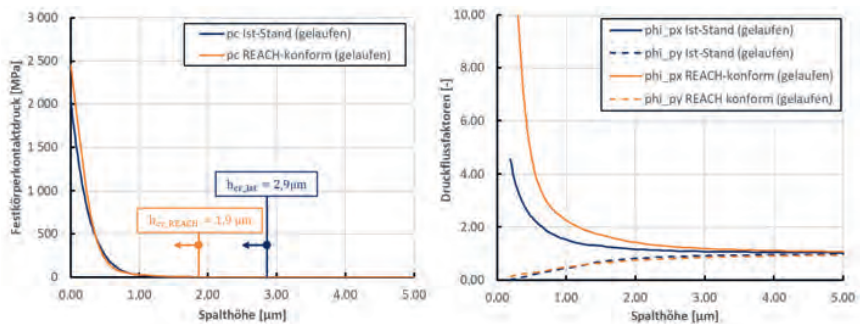


Abbildung 6: Integrale Festkörperkontaktdruckkurven (links), Druck- und Scherflussfaktoren (rechts) vor und nach der Lagerumstellung

6. Gegenüberstellung der Ergebnisse

Für den vorgestellten Betriebspunkt werden beide Lagerdesigns mit Hilfe der EHD-Simulation untersucht. Zur Bewertung der Tragfähigkeit des jeweiligen Lagerdesigns werden die maximalen Schmierstoff- und Festkörperkontaktdrucke sowie die minimalen Schmiererspaltweiten und Festkörpertraganteile über den Lastverlauf ausgewertet. Einen Überblick über die diskrete Verteilung der hydrodynamischen und Festkörperkontaktdrucke der REACH-konform ausgelegten Lagerschale im Hochdruckbereich bei 340 °KW gibt Abbildung 7.

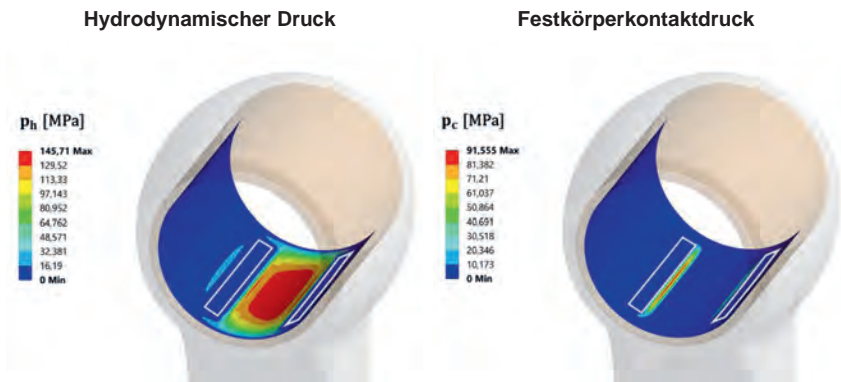


Abbildung 7: Hydrodynamische und Festkörperkontaktdruckverteilung des Pleuellagers der REACH-konformen Auslegung bei 340°KW (Taschenposition 30°)

Bei der Auswertung der hydrodynamischen Druckverteilung in Abbildung 7 links fällt auf, dass die Druckverteilung wesentlich durch die elastischen Deformationen geprägt ist, was an der stark abgeflachten Druckverteilung zu erkennen ist. Es wird ein maximaler Druck von 145,7 MPa erreicht. Zudem bildet sich aufgrund der eng beieinanderliegenden Schmierstofftaschen, die den hydrodynamischen Druckaufbau in Umfangsrichtung begrenzen, ein sehr schmaler Druckberg aus. Die Schmierstofftaschen „drängen“ den Druckberg in den Bereich zwischen den Versorgungstaschen.

Unterschreitet der lokale Schmierspalt die kritische Schmier spalhöhe, kommt es zum Kontakt von Oberflächenrauheiten, bei dem sich Festkörperkontaktdrucke ausbilden. In Abbildung 7 rechts ist ein Kontakt der Rauheiten im Bereich um die Versorgungstaschen erkennbar, der einen fortschreitenden Verschleiß des Systems zur Folge hat.

Die elastischen Deformationen des Systems und der Spaltfüllungsgrad sind in Abbildung 8 dargestellt. Maximale Werte für die elastischen Deformationen werden im Bereich zwischen den Schmierstofftaschen mit Werten von bis zu 12,6 μm erreicht. Zudem ist ein Aufweiten der Lagerschale zum Lagerrand in Folge der überstehenden Lagerschale erkennbar. In Abbildung 8 rechts ist der Spaltfüllungsgrad abgebildet. Ein Wert von 1 (rot) bedeutet, dass der Bereich vollständig mit Schmierstoff gefüllt ist. Ein Wert von 0 (blau) bedeutet, dass sich nur sehr wenig Schmierstoff im Spalt befindet. Durch die Schmierstoffversorgung über die Taschen wird der Bereich zwischen den Taschen vollständig mit Schmierstoff gefüllt.

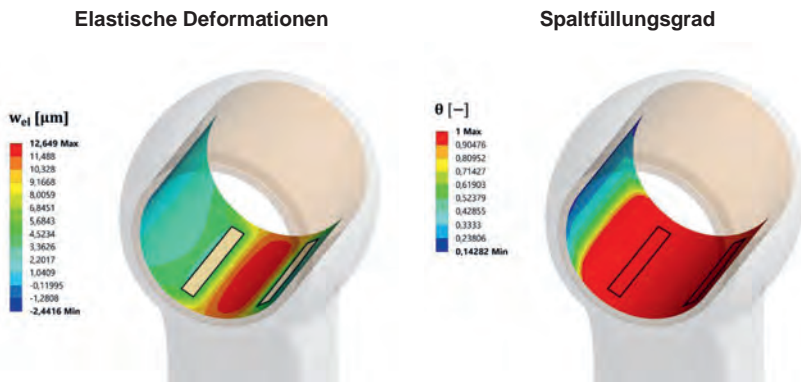


Abbildung 8: Elastische Deformationen und Spaltfüllungsgrad des Pleuellagers der REACH-konformen Auslegung bei 340°KW (Taschenposition 30°)

Um die Pleuellagervarianten zu vergleichen, sind die Wellenverlagerung (rel. Exzentrizität) und der max. Festkörperkontaktdruck über dem Arbeitsspiel in Abbildung 9 dargestellt. In Abbildung 9 links ist deutlich zu erkennen, dass sich die schlagartig ändernde Lagerbelastung in einer schlagartigen Anpassung der relativen Exzentrizität äußert. Im Niederdruckbereich liegt die relative Exzentrizität bei etwas unter 0,9. Der Bolzen bewegt sich also noch innerhalb des definierten Nennlagerspiels. In diesem Bereich liegen die minimalen Schmier-spalthöhen im Bereich von 3,6 μm . Bei beiden Lagervarianten wird die kritische Schmier-spaltweite in diesem Bereich nicht unterschritten und es baut sich kein Festkörperkontaktdruck auf. Im Hochdruckbereich hingegen wird der Bolzen schlagartig in Richtung Pleuelstange verlagert. Es resultieren relative Exzentrizitäten größer als 1. Damit bewegt sich der Bolzen außerhalb des nominellen Lagerspiels und ist nur bei einer Verformung des Pleuellagers möglich. Dies verdeutlicht erneut den Einfluss der elastischen Deformationen für die kleine Pleuellagerung

der untersuchten Plungerpumpe. Die minimalen Schmierpalthöhen liegen bei beiden Lagervarianten unter $1\text{ }\mu\text{m}$. Die maximal auftretenden Festkörperkontaktdrucke sind in Abbildung 9 dargestellt. Er zeigt sich, dass sich bei der REACH-konform gestalteten Lagerschale ein deutlich erhöhter Festkörperkontaktdruck ergibt, der einen etwa doppelt so hohen Festkörpertraganteil wie beim Ist-Stand zur Folge hat und im Maximum etwas unter 8% liegt.

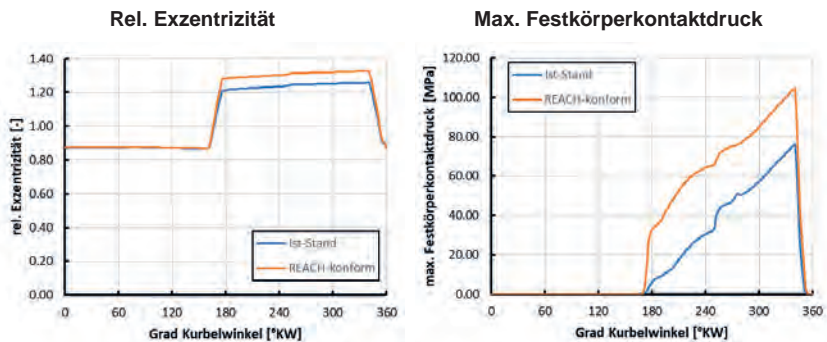


Abbildung 9: Rel. Exzentrizität und max. Festkörperkontaktdruck aufgetragen über dem Arbeitsspiel

Im untersuchten Betriebspunkt befinden sich beide Lagervarianten im Mischreibungsbereich. Hierbei kommt es im Hochdruckbereich zum Kontakt der Oberflächen und somit zu Verschleiß und einer deutlich erhöhten Reibung. In einem weiteren Schritt soll durch eine Variation der Schmierstofftaschenposition ein besseres Tragverhalten erreicht werden.

7. Variation der Lage der Versorgungstaschen

Um den Einfluss der Taschenposition auf das Tragverhalten zu untersuchen, wird die Taschenposition in 15° -Schritten zwischen 30° und 85° variiert (Abbildung 10, links). Die Größe der Schmierstofftasche bleibt dabei unverändert. Es wird nur noch die massiv ausgeführte REACH-konforme Lagerschale untersucht, die für zukünftige Pumpen zur Anwendung kommen soll.

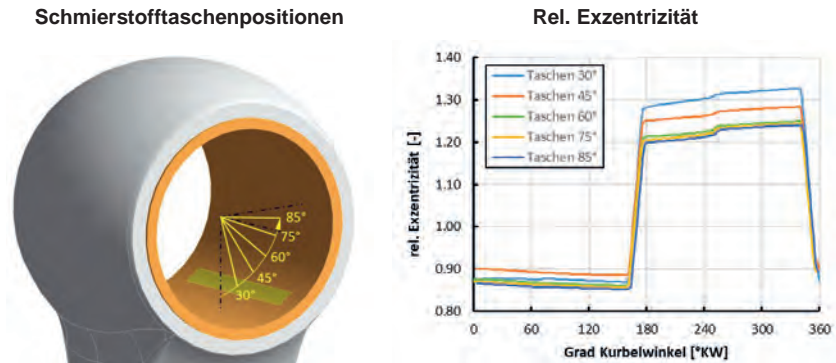


Abbildung 10: links: untersuchte Schmierstofftaschenpositionen, rechts: rel. Exzentrizität über dem Arbeitsspiel für verschiedene Taschenpositionen

Bei der Auswertung der relativen Exzentrizität wird bereits deutlich, dass sich durch eine Verschiebung der Schmierstofftaschen nach außen die Tragfähigkeit signifikant verbessert. Dies ist an der gesunkenen relativen Exzentrizität zu erkennen, die bereits bei einer Verschiebung der Schmierstofftaschen um 15° nach außen nachweisbar ist, sich mit weiter zunehmender Verschiebung der Schmierstofftaschen auf 60° weiter verbessert und danach nahezu konstant bleibt (siehe Abbildung 10, rechts).

Die Zunahme der Tragfähigkeit resultiert aus der größeren Gleitfläche zwischen den Schmierstofftaschen, die für einen hydrodynamischen Druckaufbau zur Verfügung steht (vgl. Abbildung 7 und Abbildung 11). Dadurch kann sich ein breiterer hydrodynamischer Druckberg aufbauen, der in der Konsequenz auch zu etwa 20% geringeren maximalen Schmierstoffdrücken im Hochdruckbereich führt. Wie in Abbildung 11 rechts erkennbar ist, ist trotz der Verschiebung der Taschenposition eine ausreichende Versorgung des Kontakts mit Schmierstoff gewährleistet.

Schon durch eine Verschiebung der Schmierstofftaschen auf 45° wird das Tragverhalten bereits so weit verbessert, dass kein Kontakt mehr zwischen dem Bolzen und der Lagerschale berechnet wird. Eine weitere Verschiebung der Schmierstofftaschen auf 60° führt zu nochmals erhöhten Schmierstalthöhen im Hochdruckbereich. Aus einer weiteren Verschiebung der Schmierstofftaschen nach außen ergeben sich keine weiteren Verbesserungen des Tragverhaltens mehr.

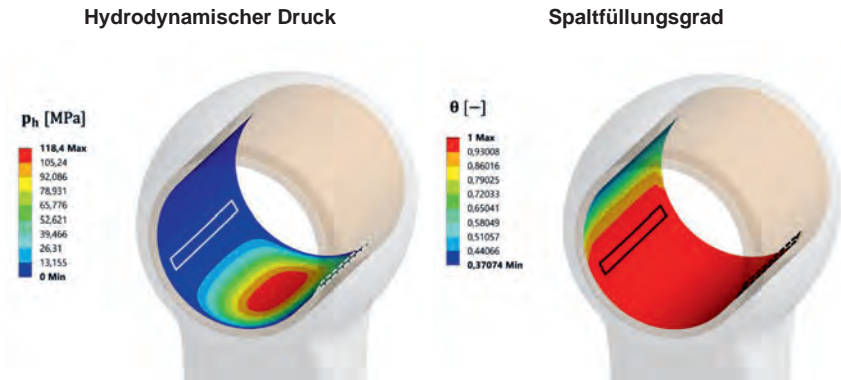


Abbildung 11: Hydrodynamischer Druck und Spaltfüllungsgrad des Pleuellagers der REACH-konformen Auslegung bei 340°KW (Taschenposition 60°)

8. Zusammenfassung

Es wurde eine Materialumstellung am kleinen Pleuelauge einer Pumpe im Zuge der REACH-Verordnung untersucht. Hierzu werden elastohydrodynamische Simulationen mit dem Berechnungstool Tribo-X inside Ansys durchgeführt. Ausgehend von der bisher verwendeten Legierung basierend auf einer CuPb10Sn10-Legierung, die auf einem Stahlrücken aufgebracht ist, wird eine Materialumstellung auf eine Lagerschale der REACH-konformen Legierung CuSn8P-F45 ohne Stahlrücken durchgeführt. Mit Hilfe der Simulationen wurde zunächst eine Verschlechterung der Tragfähigkeit im Zuge der Materialumstellung gezeigt, die auf die schlechtere Abstützung der hydrodynamischen Drücke infolge des fehlenden Stahlrückens der massiv ausgeführten REACH-konformen Lagerschale zurückgeführt werden kann. Dennoch kam es bei beiden betrachteten Lagern zu Mischreibung zwischen Bolzen und Lagerschale im Hochdrucklastbereich der Pumpe, die mit Verschleiß und erhöhten Reibungsverlusten einhergeht.

In einem weiteren Schritt konnte gezeigt werden, dass durch eine Verlagerung der Schmierstofftaschen auf dem Umfang, das schlechtere Tragverhalten der REACH-konformen Lagerschale nicht nur kompensiert, sondern sogar soweit verbessert werden konnte, dass Mischreibung zwischen dem Pleuel und der Lagerschale vollständig vermieden werden konnten. Im Ergebnis dieser Untersuchung kann in der Plungerpumpe eine REACH-konforme Lagerschale mit verbessertem Tragverhalten, geringeren Reibungsverlusten und längeren Standzeiten eingesetzt werden.

9. Literaturhinweise

- [1] Verordnung (EG) Nr. 1907/2006: Registrierung, Bewertung, Zulassung und Beschränkung chemischer Stoffe (REACH), 2006.
- [2] DIN 31652 - 1...3: Gleitlager - Hydrodynamische Radial-Gleitlager im stationären Betrieb, 2017.
- [3] ISO 7902 – 1...3: Hydrodynamic plain journal bearings under steady-state conditions - Circular cylindrical bearings - Part 1: Calculation procedure, 2013.
- [4] Bartel, D.: Simulation von Tribosystemen – Grundlagen und Anwendungen, Vieweg+Teubner, Wiesbaden, 2010.
- [5] Bobach, L.; Bartel, D.; Deters, L.: Das dynamisch belastete Radialgleitlager unter dem Einfluss elastischer Verformungen der Lagerumgebung, Tribologie und Schmierungstechnik, 54(1), S. 5-13, 2007.
- [6] Moßmann, T.: Ein Beitrag zur Elastohydrodynamik des instationär belasteten Radialgleitlagers, Dissertation, Universität Karlsruhe, 1993.
- [7] Bartel, D.; Bobach, L.; Illner, T.; Deters, L.: Simulating transient wear characteristics of journal bearings subjected to mixed friction. Journal of Engineering Tribology 226 (2012) 12, 1095-1108

Untersuchung thermisch gespritzter Gleitbeläge für große Freiformflächen

Prof. Dr.-Ing **Kirsten Bobzin, Wolfgang Wietheger, Elisa Burbaum, Marvin Schulz,**
Institut für Oberflächentechnik (IOT), RWTH Aachen University

Kurzfassung

Gleitbeläge mit integrierten Festschmierstoffen stellen als Trockengleitlager für viele Anwendungen eine vielversprechende Alternative gegenüber hydrodynamisch oder wälzgelagerten Lagern dar. Trockengleitbeläge bestehen beispielsweise aus bandförmigen oder massiven Buntmetallen mit inkorporierten Festschmierstoffen. Kommerziell wird häufig Zinnbronze mit eingewalztem Graphit verwendet.

Durch das Thermische Spritzen können hingegen großflächige Beschichtungen direkt auf unterschiedliche Gleitlagerstützstrukturen appliziert werden. Der Anteil des Graphits in der Zinnbronze kann in einem weiten Bereich beliebig variiert werden, wodurch das Reibungs- und Verschleißverhalten an die jeweilige Anwendung angepasst werden kann. In dieser Studie wurde dazu der Graphitanteil in einer thermisch gespritzten Zinnbronze in vier Stufen variiert und bezüglich Reibung und Verschleiß bei anwendungsnahen Pressungen und Relativgeschwindigkeiten untersucht. Die tribologischen Untersuchungen wurden im ungeschmierten Zustand bei Raumtemperatur durchgeführt. Nach den Verschleißtests wurde der Verschleiß mittels konfokalen Lasermikroskops qualifiziert und die dominanten Verschleißmechanismen identifiziert. Die Ergebnisse zeigen, dass dichte Zinnbronze-Gleitbeläge mit eingelagertem Graphit mit dem Thermischen Spritzen hergestellt werden können. Der stationäre Reibungskoeffizient und das Verschleißvolumen liegen in derselben Größenordnung wie die einer kommerziellen Referenz. Im Gegensatz zum Stand der Technik ist jedoch eine direkte Beschichtung der Lagerstützstrukturen ohne die bisher notwendige Anpassung oder Fixierung von Bandmaterial möglich. Zudem können nahezu beliebig große Gleitbeläge ohne relevante Mehrkosten pro Fläche hergestellt werden. Die entwickelten Beschichtungen zeigen somit ein hohes Potenzial für den kostengünstigen Einsatz als Gleitbeläge.

1. Einleitung

Thermisches Spritzen bietet das Potential komplexe Gleitlagerflächen direkt zu beschichten. Da die eingebrachte thermische Energie in das Lager gering ist, kann ein Verzug vermieden werden. Zudem können durch diese Technologie neuartige Beschichtungen für Trocken-

gleitlager appliziert werden, die schmelzmetallurgisch nicht herstellbar wären. Trocken-
gleitlager besitzen insbesondere bei niedrigen Reibgeschwindigkeit einen Vorteil in der
Anwendung, da die Schmierung aus dem Belag selbst zur Verfügung gestellt werden kann [1].
Bereits kommerziell erhältlich sind Trockengleitlager mit einer gesinterten CuSn-Matrix mit
eingewalztem Graphit. Im Rahmen dieser Publikation werden neuartige thermisch gespritzte
Beschichtungen aus CuSn mit integriertem Graphit hinsichtlich ihres tribologischen Verhaltens
mit einer Referenz aus gesintertem CuSn mit eingewalztem Graphit verglichen.

In bereits veröffentlichten Publikationen konnte das Potential von thermisch gespritzten
Beschichtungen für Gleitlageranwendungen gezeigt werden [2-4]. Marrocco et al. [2]
applizierte mittels Hochgeschwindigkeitsflammspritzen (HVOF) verschiedene Beschichtungen
auf AlSn-Basis für den Einsatz in Gleitlagern. In [3] wurde neben HVOF auch Atmosphärisches
Plasmaspritzen (APS) und Lichtbogendrahtspritzen (LDS) für die Applikation von zwei
verschiedenen Schichtarchitekturen für den Einsatz in Gleitlagern entwickelt. Sowohl durch
die Integration von Zinn und hexagonalem Bornitrid (hBN) als Festschmierstoff in eine Cu-
Matrix, als auch durch eine weiche SnSbCu-Decklage im Mehrlagensystem konnte die
Reibung und der Verschleiß im geschmierten Zustand gegenüber einem konventionellen
Lagerwerkstoff aus AlSn reduziert werden. In [4] wurde u.a. hBN in einer CuSn-Matrix
integriert, wodurch der Verschleiß gegenüber einer AlSn-Referenz reduziert werden konnte.

In [5] wurde Nickelumhülltes Graphit, Ni-C verwendetet, um mittels Thermischen Spritzens
Graphit in einer $\text{Cr}_3\text{C}_2/\text{NiCr}$ -Beschichtung zu integrieren. Untersuchungen mittels Schwing-
Verschleiß-Tribometer zeigen, dass abhängig vom Lastfall Reibung und Verschleiß gegenüber
einer festschmierstofffreien Beschichtung aus $\text{Cr}_3\text{C}_2/\text{NiCr}$ reduziert werden konnte. Bartuli et
al. zeigten, dass durch die Erhöhung des Graphitanteils in einer $\text{Cr}_3\text{C}_2/\text{NiCr}$ -Beschichtungen
Reibung und Verschleiß reduziert werden konnte. Sie beobachteten jedoch auch, dass ab
einem zu hohen Anteil der Verschleiß wieder zunimmt [6].

2. Experimentelle Durchführung

Vor der Beschichtung wurden Scheiben aus dem Werkstoff C10E mit einem Durchmesser von
 $d = 100 \text{ mm}$ und ein Dicke von $t = 10 \text{ mm}$ mittels Korundstrahlens aufgeraut. Anschließend
erfolgte die Applikation der Beschichtungen mit APS. Bei diesem Verfahren wird mittels eines
elektrischen Lichtbogens zwischen der Anode und Kathode ein Plasma gezündet, siehe Bild
1. Ein pulverförmiger Spritzzusatzwerkstoff wird radial in den heißen Plasmastrahl eingeleitet
und auf ein Substrat beschleunigt. Durch die translatorische Bewegung des Brenners wird eine
Beschichtung appliziert. Für eine genauere Beschreibung sei auf [7,8] verwiesen.

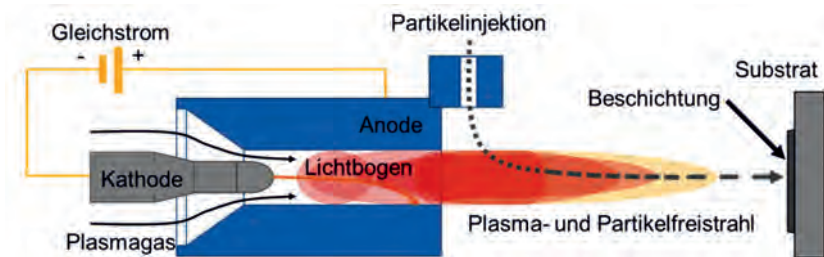


Bild 1: Schematische Darstellung des Atmosphärischen Plasmaspritzens (APS)

Für die Applikation wurde der Drei-Kathoden-Benner TriplexPro-210 (Oerlikon Metco, Wohlen, CH) verwendet. Für die Beschichtungen wurde ein CuSn-Sinterpulver von der Firma Tenneco Deva zur Verfügung gestellt. Als Festschmierstoff wurde ein nickelumhülltes Graphitpulver (Durabrade2211ZB, Oerlikon Metco) von Oerlikon Metco bereitgestellt. Die Zusammensetzung der verwendeten Pulvermischungen und Spritzparameter sind in Tabelle 1 dargestellt.

Tabelle 1: Beschichtungsparameter und Nomenklatur der Beschichtungen

Pulverzusammensetzung der Beschichtungen			Beschichtungsparameter	
Name	CuSn [Gew.-%]	Ni-C [Gew.-%]	Stromstärke [A]	360
C0	100	-	Prozessgas Ar [SLPM]	50
C1	87,5	12,5	Fördergas Ar [SLPM]	5
C2	75	25	Massenfluss [g/min]	50
C3	62,5	37,5	Spritzabstand [mm]	130
C4	50	50	Robotergerwindigkeit [m/s]	1
Ref	CuSn-gesintert + Graphit eingewalzt		Kühlung Druckluft [bar]	7

Nach der Applikation der Beschichtungen wurden Querschliffe angefertigt. Außerdem wurde das tribologische Verhalten im Ring-Scheibe-Tribometer TRM 5000 (WAZAU, Berlin, DEU) untersucht. Ein schematischer Aufbau ist in Bild 2 dargestellt.

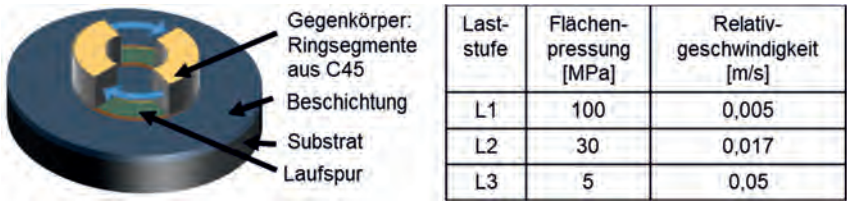


Bild 2: Versuchsparameter und schematischer Versuchsaufbau des Ring-Scheibe-Versuch

Für die Auslegung von Trockengleitlagern wird häufig ein p_v -Wert, welcher die Pressung p und die Relativgeschwindigkeit v in Relation setzt, verwendet. Für die Tests wurde ein p_v -Wert von $p_v = 0,5 \text{ MPa m/s}$ angewendet. Bei einer Flächenpressung von $p = 5 \text{ MPa}$ musste dieser Wert anlagentechnisch auf $p_v = 0,25 \text{ MPa m/s}$ reduziert werden. Die Laststufen sind in Bild 2 dargestellt. Nach den Tests wurden die Verschleißmechanismen und -flächen ausgewertet.

3. Ergebnisse

In Bild 3 sind die Querschliffe der untersuchten Beschichtungen gezeigt. Der Querschliff der Referenz zeigt, dass das Graphit unregelmäßig und in unterschiedlich großen Nestern in dem Gleitbelag vorliegt. Durch das Thermische Spritzen konnte eine homogenere Verteilung von einheitlich großen Ni-C-Partikeln erreicht werden, siehe Beschichtung C2.

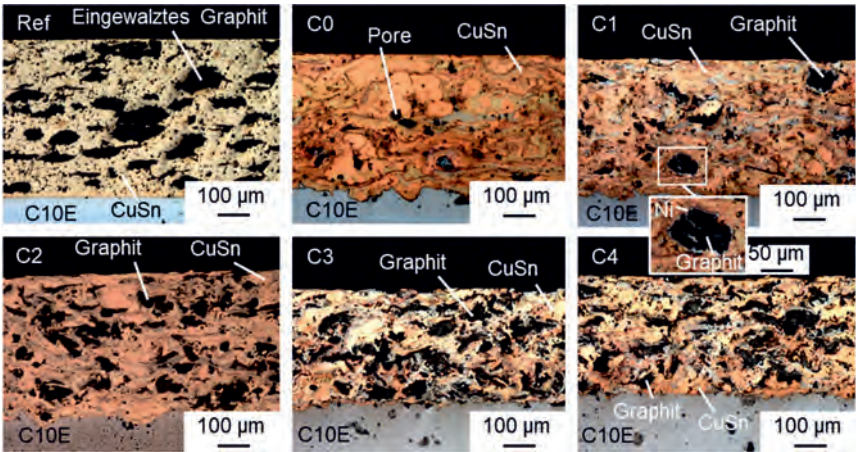


Bild 3: Querschliffe der entwickelten Beschichtungen

Mit Beschichtung C2 wurde eine Beschichtung entwickelt, die einen vergleichbaren Graphitanteil wie die Referenz aufweist. Zudem werden mit Beschichtung C3 und C4 zwei Beschichtungen mit größeren Graphitanteil als die Referenz untersucht. Auch in diesen Beschichtungen konnte eine dichte Matrix mit homogen verteilten Ni-C-Partikeln erzielt werden. Mit C1 wurde eine Beschichtung untersucht, die einen geringeren Graphitanteil als die Referenz aufweist. Im Detailbild dieser Beschichtung ist die Anbindung der Nickelhülle eines Ni-C-Partikels in der umgebenen CuSn-Matrix dargestellt. Die Nickelhülle, ist notwendig, um eine Oxidation des Graphits, während des Beschichtungsprozesses, zu vermeiden. Mit der Beschichtung C0 wurde zudem untersucht, wie sich eine Beschichtung aus CuSn ohne Festschmierstoff in den tribologischen Untersuchungen verhält.

In Bild 4 sind die während der tribologischen Messung aufgezeichneten Reibungskoeffizienten aufgetragen. Bei der Laststufe 1 zeigen fast alle untersuchten Beschichtungen nach einer Einlaufphase von $t = 5$ min einen stationären Reibwert von $\mu = 0,12 \pm 0,2$ auf. Lediglich die Beschichtung C1 zeigt einen deutlich instationäreren Verlauf mit einem Reibungskoeffizienten, der fast durchgängig oberhalb von $\mu > 0,4$ liegt. Durch den hohen Verschleiß kommt es am Ende des Tests zu einem Testabbruch. Die Beschichtung C0 zeigte einen geringen Verschleißwiderstand. Dennoch zeigte die Beschichtung C0 ein besseres Reibungsverhalten als C1. Es ist anzunehmen, dass der Festschmierstoffanteil in C1 nicht ausreichend war, um einen ausreichenden Schmierfilm auszubilden. Jedoch wurde die Kohäsion der Beschichtung durch das Graphit geschwächt, wodurch Partikel im Reibkontakt ausbrechen konnten. Durch den so entstandenen Dreikörperkontakt steigt die Reibung. Mit höherem Graphitanteil kann ein ausreichender Schmierfilm in der Laufspur gebildet werden, was zu einer Trennung der Reibpartner führt und die Reibung während des Tests reduziert.

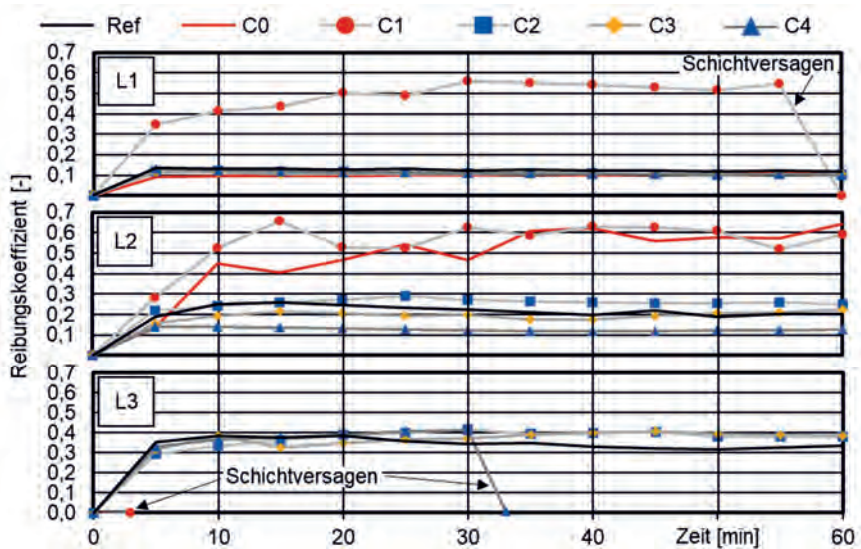


Bild 4: Reibungskoeffizienten der Beschichtungen im Ring-Scheibe-Versuch

Bei der Laststufe 2 ändert sich das Reibungsverhalten signifikant. Trotz der geringeren Flächenpressung kann bei jeder Beschichtung ein Anstieg des Reibungskoeffizienten beobachtet werden. Alle Versuche wurden mit einer Normalkraft von $F = 3.000 \text{ N}$ durchgeführt. Um die Flächenpressung zu reduzieren, wurde die Kontaktfläche des Gegenkörpers erhöht, wodurch eine größere Reibfläche im tribologischen Kontakt vorliegt. Neben der geringeren Flächenpressung wurde der Versuch bei der Laststufe 2 mit einer geringeren Relativgeschwindigkeit durchgeführt. Durch die geringe Relativgeschwindigkeit und die größere Fläche kann es zu Mikroverkantungen im Reibkontakt kommen, wodurch der höhere Reibwert begründet werden kann. Dieser Effekt konnte bei der Beschichtung C0 erkannt werden. Die Beschichtung C1 zeigt einen vergleichbaren Reibungsverlauf wie C0. Dies zeigt, dass der Graphitanteil zu gering ist, um einen ausreichenden Schmierfilm auszubilden. Ab einem Festschmierstoffanteil von 25 Gew.-% zeigt sich eine kontinuierliche Reduktion des stationären Reibungskoeffizienten von $\mu_{\text{stat},c2} = 0,27$ bei Beschichtung C2 auf $\mu_{\text{stat},c4} = 0,13$ bei Beschichtung C4. Die Referenz zeigt einen ähnlichen Verlauf des Reibungskoeffizienten wie die Beschichtungen C2 und C3. Lediglich die Beschichtung C4 zeigt einen zur Laststufe L1 vergleichbaren Reibungsverlauf, was verdeutlicht, dass ein ausreichender Festschmierstofffilm ausgebildet werden konnte, um die Reibpartner voneinander zu trennen.

Einige Beschichtungen versagen bei der Laststufe 3. Die Beschichtungen C0 und C1 versagen bereits in der Einlaufphase des Tests. Die Beschichtung C4, welche den größten Graphitanteil aufweist, versagt nach rund der Hälfte des Tests. Der Reibungsverlauf dieser Beschichtung verdeutlicht jedoch, dass in der ersten Hälfte des Tests ein ausreichender Schmierfilm ausgebildet werden konnte. Durch die Schwächung der Kohäsion wurde jedoch ein hoher Verschleiß ermöglicht. Die Proben Ref, C2 und C3 ermöglichen ebenfalls einen ausreichenden Schmierfilm. Jedoch scheint die Kohäsion ausreichend zu sein, um einen unzureichend hohen Verschleiß zu vermeiden. Die Referenz zeigte bei dieser Laststufe den niedrigsten stationären Reibungskoeffizienten. Der Grund hierfür ist, dass durch die hohe Kohäsion der CuSn-Matrix kaum Partikel ausbrechen konnten und die Ausbildung eines Schmierfilms nicht gestört wurde.

In Bild 5 ist der planimetrische Verschleiß der Beschichtungen dargestellt. Beschichtungen, die einen größeren Verschleiß als $A = 25 \times 10^4 \mu\text{m}^2$ aufwiesen, wurden als unzureichend verschleißbeständig angesehen. Zur Übersichtlichkeit der anderen Beschichtungen wurde das Balkendiagramm an diesem Wert abgeschnitten. Die Referenz zeigt bei allen Laststufen einen Verschleiß von unter $16 \times 10^4 \mu\text{m}^2$ auf. Die Beschichtungen C0 und C1 sind bei allen Laststufen als unzureichend verschleißbeständig zu bewerten. Die Beschichtung C2 zeigt ein deutlich höhere Verschleißbeständigkeit als C0 und C1. Grund hierfür ist die Bildung eines Schmierfilms, der sowohl Reibung als auch Verschleiß reduzierte. Jedoch konnte bei dieser Beschichtung bei keiner Laststufe eine höhere Verschleißbeständigkeit als bei der Referenz erzielt werden. Durch die Erhöhung des Graphitanteils bei der Beschichtung C3 konnte eine höhere Verschleißbeständigkeit als bei der Referenz bei der Laststufe L2 und L3 erzielt werden. Bei Laststufe L2 konnte die Verschleißfläche um 61 % reduziert werden. Bei der Laststufe L1 zeigt die Referenz einen geringeren Verschleiß, was ähnlich wie beim Reibungsverhalten mit der hohen Kohäsion der CuSn-Matrix begründet werden kann. Die Beschichtung C4, die den größten Graphitanteil aufweist, zeigte bei den Laststufen L2 und L1 den geringsten stationären Reibungskoeffizienten. Durch den Aufbau eines Schmierfilms konnte zwar der Reibungskoeffizient gesenkt werden, jedoch wurde durch den höheren Graphitanteil die Kohäsion der Beschichtung geschwächt und der Verschleiß gegenüber der Referenz erhöht.

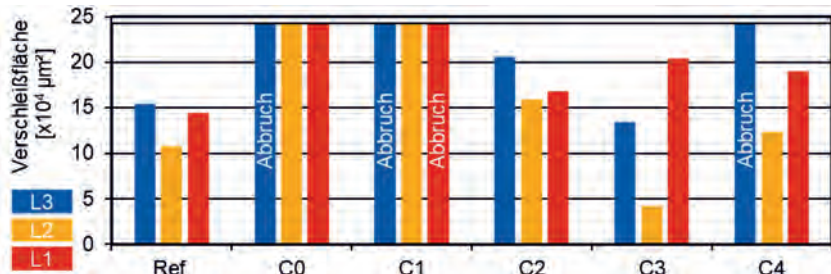


Bild 5: Planimetrischer Verschleiß der Beschichtungen nach dem Ring-Scheibe-Versuch

In Bild 6 sind die Verschleißspuren der Beschichtungen nach dem Ring-Scheibe-Versuch bei Laststufe 1 dargestellt. Die Beschichtung C1 zeigt, ein Verschleiß bis zum Substrat, weshalb der Test in letzten Minuten abgebrochen wurde, siehe Bild 4. Alle anderen Beschichtungen zeigen feine Abrasionsriefen mit Ausnahme von Beschichtung C0, bei der teilweise auch sehr tiefe Abrasionsriefen erkannt werden können. Die Referenz zeigt zudem freigelegte Graphitpartikel, die den Aufbau eines Schmierfilms im Reibkontakt ermöglichen.

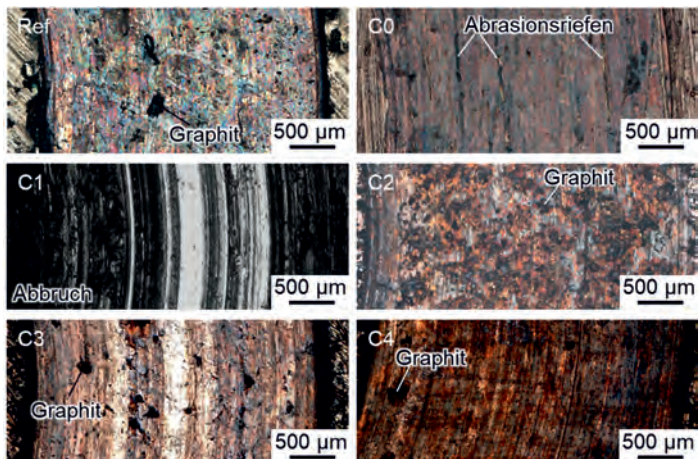


Bild 6: Verschleißbild der Beschichtungen nach dem Ring-Scheibe-Versuch bei Laststufe L1

Auch die Beschichtungen C2, C3 und C4 zeigen freigelegte Graphitpartikel. Jedoch sind mit geringerem Graphitanteil deutlich mehr solcher Partikel zu erkennen. Dies lässt vermuten, dass die Verschleißspur bei den Beschichtungen mit höheren Graphitanteilen durch einem im

Reibkontakt gebildeten Film aus ausgebrochenen und wieder eingedrückten CuSn-Partikeln überlagert ist. Die Ablösung solcher Partikel korreliert mit der zunehmenden Schwächung der Kohäsion der Beschichtung mit steigendem Graphitanteil. Diese Ergebnisse erklären somit auch den geringeren Verschleiß der Proben Ref und C2 im Vergleich zu C3 und C4, vgl. Bild 5.

Bild 7 zeigt die Verschleißspuren der Beschichtungen nach dem Ring-Scheibe-Versuch bei Laststufe 2. In der Verschleißspur der Beschichtungen C0 und C1 sind starke Abrasionsriefen zu erkennen. Dieses Verschleißbild korreliert mit den hohem Verschleiß in Bild 5. Das Verschleißbild der Referenz bei der Laststufe L2 kann mit dem Verschleißbild bei der Laststufe L1 verglichen werden. Freigelegte Graphitnester und feine Abrasionsriefen sind zu erkennen.

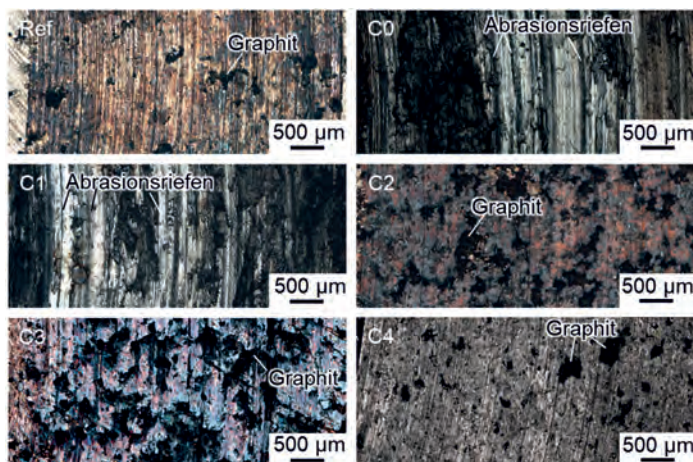


Bild 7: Verschleißbild der Beschichtungen nach dem Ring-Scheibe-Versuch bei Laststufe L2

Beschichtung C3 zeigt die meisten freigelegten Graphitnester, wodurch ein ausreichender Schmierfilm ermöglicht wurde. Da kaum eine Überlagerung von abgelösten Partikeln erkannt wird, kann angenommen werden, dass der Graphitanteil genau passend war, um die Kohäsion der Beschichtungen nicht unzureichend zu schwächen. Durch den passenden Graphitanteil konnte sowohl der Verschleiß als auch der stationäre Reibungskoeffizient gegenüber der Referenz reduziert werden. Bei der Beschichtung C4 liegt ein höher Graphitanteil vor. Jedoch können nur wenige Graphitnester erkannt werden, was eine Überlagerung mit ausgebrochenen Partikeln vermuten lässt. Beschichtung C2 zeigt deutlich mehr freigelegte Graphitnester, jedoch kann die höhere Verschleißfläche dadurch begründet werden, dass nicht genug Graphit für einen ausreichenden Schmierfilm ausgelöst wurde.

In Bild 8 sind die Verschleißspuren der Beschichtungen nach dem Ring-Scheibe-Versuch bei Laststufe 3 dargestellt. Die Beschichtungen C0 und C1 versagen bereits in der Einlaufphase. Die Referenz zeigt freigelegte Graphitnester und lediglich feine Abrasionsriefen. In Kombination mit der hohen Kohäsion der CuSn-Matrix der Referenz und dem vielen freigelegten Graphit kann der geringe gemessene Verschleiß begründet werden, vgl. Bild 5. Das Verschleißbild der Beschichtungen C2 und C3 ist vergleichbar. Beide Beschichtungen zeigen Abrasionsriefen und freigelegte Graphitnester auf. Durch den höheren Graphitanteil in der Beschichtung C3 wurde jedoch der stationäre Reibungskoeffizient und der Verschleiß gegenüber Beschichtung C2 reduziert, vgl. Bild 4 und 5. Das Verschleißbild der Beschichtung C4 ist von Abrasionsriefen geprägt. Jedoch erscheinen diese feiner als in den Beschichtungen C2 und C3. Es kann angenommen werden, dass diese Riefen durch den hohen Verschleiß, vgl. Bild 5, und den vielen abgelösten und wieder eingedrückten Partikeln eingeglättet wurden.

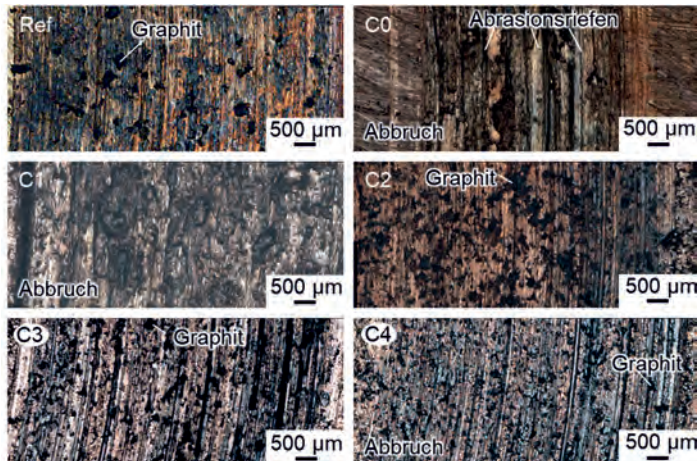


Bild 8: Verschleißbild der Beschichtungen nach dem Ring-Scheibe-Versuch bei Laststufe L3

4. Zusammenfassung

Die Ergebnisse zeigen ein hohes Potential von thermisch gespritzten Beschichtungen für den Einsatz in Trockengleitlagern. Durch die Kontrolle des Graphitanteils in thermisch gespritzten Beschichtungen aus CuSn + Ni-C kann das tribologische Verhalten gezielt angepasst werden. Hohe Graphitanteile reduzieren den Reibungskoeffizienten im Reibkontakt, können jedoch auch die Kohäsion der Beschichtung mindern und den Verschleiß verstärken. Durch einen passenden Graphitanteil konnte bei den Laststufen L3 und L2 im Vergleich zur industriell

etablierten Referenz eine thermisch gespritzte Beschichtung entwickelt werden, die bei vergleichbarem Reibungsverhalten einen höheren Verschleißwiderstand aufweist.

5. Ausblick

Durch die Entwicklung neuer thermisch gespritzter Beschichtungen auf Basis weiterer Matrix- und Festschmierstoffe soll das Potential thermisch gespritzter Gleitlagerbeschichtungen erweitert werden. Zudem sollen die neuartigen Beschichtungen an Demonstratoren getestet werden, um den Transfer auf reale Gleitlageranwendungen zu ermöglichen.

6. Danksagung

Die Untersuchungen wurden im Rahmen des durch das Bundesministerium für Wirtschaft und Energie geförderten Projekts „Werkstoffentwicklung für gleitbeanspruchte Anwendungen“, Vorhaben-Nr.: 20571 N durchgeführt. Die Autoren bedanken sich zudem bei dem projektbegleitenden Ausschuss für die gute Zusammenarbeit sowie Oelikon Metco (Wohlen, CH) und Tenneco Deva (Stadtallendorf, DEU) für die Bereitstellung der Spritzzusatzwerkstoffe.

7. Literaturangaben

- [1] VDI-Richtlinie 2204 Blatt1: Auslegung von Gleitlagerungen; Grundlagen, 1992
- [2] Marrocco, T.; Driver, L.S.; Harris, S.J.; McCartney, D.G.: "Microstructure and Properties of Thermally Sprayed Al-Sn-Based Alloys for Plain Bearing Applications," Journal of Thermal Spray Technology, Vol 15, 2006, S. 634-639
- [3] Bobzin, K.; Öte, M.; Königstein, T.; Wietheger, W.; Schröder, T.; Jacobs, G.; Bosse, D.: „New material concepts for thermally sprayed hydrodynamic bearings," Journal of Thermal Spray Technology, Vol. 28, 2019, S. 305-313
- [4] Bobzin, K.; Wietheger, W.; Jacobs, G.; Bosse, D.; Schröder, T.; Rolink, A.: „Thermally sprayed coatings for highly stressed sliding bearings" Wear, 2020, S. 458-459
- [5] Joung, Y.; Scheerer, H.; Engler, C. T.; Oechsner, M.: „Characterisation of Graphite embedded Cr_3C_2 -NiCr HVOF thermally sprayed coating" Tagungsband - 60. Tribologie-Fachtagung der Gesellschaft für Tribologie e.V 2019, S. 69/1-10
- [6] Bartuli, C.; Valente, T.; Casadei, F.; Tului, M.: „Advanced thermal spray coatings for tribological applications"
- [7] Bobzin, K.: „Oberflächentechnik für den Maschinenbau", Wiley-VCH, Weinheim, 2013
- [8] Tucker, R.C.: „ASM Handbook – Thermal Spray Technology", ASM Intern., Ohio, 2013

Ermittlung der Einflussfaktoren für Schlupf, Hydrogen und Stromdurchgang in der Berechnung zur Abschätzung des Risikos auf frühzeitige Lagerschäden durch White Etching Cracks WEC

Determination of the influence factors for slip, hydrogen and electric current in the calculation method for the estimation of the risk of premature bearing failures due to white etching cracks WEC

Dipl.-Ing. **Dirk-Olaf Leimann**, Moers

Kurzfassung

Das Berechnungsverfahren zur Abschätzung des Risikos auf vorzeitige Lagerschäden durch WEC nach der Methode Leimann beruht auf den Ansätzen zur Berechnung von Flankenbruch [1] und wurde für Wälzlager erstmals in 2019 veröffentlicht [2].

Ausgehend von einer mechanischen Grundfestigkeit unter Berücksichtigung des zeitabhängigen Verhaltens, werden sogenannte Driver wie Schlupf, Wasserstoff, Stromdurchgang und Ölqualitäten mit Faktoren oder Werten abgebildet, die die Grundfestigkeit erhöhen oder erniedrigen. Das Verfahren wird kurz erläutert und Ergebnisse zur Bestimmung der Einflüsse Strom, Schlupf und Wasserstoff vorgestellt. Der Fokus in diesem Beitrag liegt auf diesen Einflüssen, auch Driver genannt. Es wird gezeigt, wie diese Faktoren und Werte aus Forschungsergebnissen von Herstellern [5, 6, 8, 9, 11,13], Industrie [3, 7] und Hochschulen [12] abgeleitet werden und in dem Berechnungsverfahren integriert werden.

Abstract

The calculation method for the determination of the risk of premature failure with respect to the failure mode White Etching Crack WEC is founded on the approach for the calculation of Tooth Flank Fracture TFF [1] and is first published for rolling bearings in 2019 [2].

Based on the calculation of a primary basic mechanical stress, taking into account the time dependent stress level, so called WEC drivers as slip, hydrogen, electric current and oil quality are taken into account by factors or values. These factors or values can increase or decrease the primary basic mechanical stress. The method will be shortly explained. In this paper, the factors and values for electric current, slip and hydrogen are examined. It will be

demonstrated, how to derive the values or factors from research results of bearing manufacturers [5, 6, 8, 9, 11,13], industry [3, 7] and universities [12] and how to ingrate them into the proposed method.

1. The Method

The basic equations to calculate the risk of getting White Etching Cracks WEC in rolling bearing applications are introduced and explained in [2, 4, 10].

The method is an analytic and experienced based approach with a calculation of the basic mechanical stress, extended by the introduction of a time dependent stress level for occurring and permissible stresses for the correction of the calculated mechanical stresses. To take influences, as electric current go through and hydrogen into account, stress correction factors $\beta_{M..}$ are defined and derived from available publications for the use in the calculation of the permissible stress. The stress correction factors for electric current go through β_{M-E} and hydrogen β_{M-H} can decrease the calculated permissible stress value $\sigma_{\text{permissible}}(yM)$. The equation, published in [2], is extended for these harmful driving effects.

To point out the harmful effect, these driver are defined with a value > 1 . Therefore these harmful factors are added in the equation as dividing factors.

The driver slip is seen as an increasing value for the resulting occurring stress and defined as a harmful slip effect or stress value $\sigma_{\text{o-harmful slip}}(yM)$.

With the values for the occurring and the permissible stresses according to the, with harmful drivers, extended equations (2, 3), a safety factor is calculated. The resulting safety factor gives an estimation of the risk to get WEC, if the harmful drivers are present.

The basic equation of the model is:

$$\sigma_{\text{combined}}(yM) = \Sigma \sigma_{y(M)} \times f_{\text{time}} \times \beta_c \times \beta_k(yM) \times \beta_{M..} \quad (1)$$

The extended equation for the occurring stress is:

$$\sigma_{\text{occurring}}(yM) = (\sigma_{\text{o-comp Hertz}}(yM) + \sigma_{\text{o-hoop}}(yM) + \sigma_{\text{o-friction}}(yM) + \sigma_{\text{o-harmful slip}}(yM)) \times \beta_k(yM) \times f_{\text{time o}} \quad (2)$$

The extended equation for permissible stress is:

$$\sigma_{\text{permissible}}(yM) = (\sigma_{\text{p-HV}}(yM) + \sigma_{\text{p-Hertz}}(yM) \times f_{\text{cHertz}} + \sigma_{\text{p-residual}}(yM)) \div \beta_{M-E} \div \beta_{M-H} \times \beta_M \times \beta_c \times f_{\text{time p}} \quad (3)$$

The safety factor for WEC, $S_{\text{WEC}}(yM)$ is calculated as:

$$S_{\text{WEC}}(yM) = \frac{\sigma_{\text{permissible}}(yM)}{\sigma_{\text{occurring}}(yM)} \quad (4)$$

The safety value against the risk of getting WEC, $S_{WEC(yM)}$ shall comply with values of own experience or should comply with the values, given in table 1 from [2].

Table 1: safety value versus risk assessment

Safety factor $S_{WEC(yM)}$	< 0,95	0,95 ... 1,05	> 1,05
	unsafe high probability of failure	action required could occasionally fail	safe should not fail under the defined operating conditions

2. Determination of the influence factors for electric current, slip and hydrogen

The most assumed influences or harmful drivers in industrial and wind turbine gear boxes are electric current go through, slip and hydrogen.

These drivers are very difficult to measure in real applications or wind turbine gear boxes, means, real field data can probably only be assumed.

All these drivers are able to create WEC under test bench conditions, if applied.

2.1 Determination of the influence factor for electric current go through β_{M-E}

A lot of publications exist with respect to the harmful driver electric current go through. In this paper, publications with helpful information's about bearings and test conditions with respect to electric current go through are chosen. For these bearings, first, the basic mechanical stress calculation according the method without the influence of drivers is done.

Table 2 gives a survey about the used bearing data and the source.

Geometrical data were taken from public catalogue data and added.

As a measure for the electric current go through, the current density J [5, 6, 8] is used.

Table 2: Mearing data to determine the electric current go through factor β_{M-E}

WEC basic safety S	Type	source I	WEC	No. Test parts	d _h	n	T	Rapax e	Load P	Capacity C	I _{act}	P _{act}	P _{act}	damage m / CR	Current	Voltage	Revolutions / Minute / DC / AC	I _{act, test}	U _{act, test}	I _{act, test}	U _{act, test}	current density j
WEC CR					mm	open	°C		N	N	hrs	MPa	MPa		A	V		hrs	hrs	hrs	hrs	A/mm²
1,096	6203	8	0	17	20000	150	grease A	1420	10100	300	2500	-	-	-	0,000	0,000	-	300,00	5,60E+08	300,00	5,60E+08	0,00000
1,166	NU207	5	6	9	35	4500	100	>4	13600	59000	492	2400	1900	CR	0,025	-	K	111,11	3,00E+07	296,30	8,00E+07	0,00250
1,000	Toroidal	7	2	2	260	2500	-	oil A	-	-	6000	-	1550	CR	0,750	2,50	-	3030,00	4,55E+08	3030,00	4,55E+08	0,00300
1,000	Toroidal	7	1	2	260	2500	-	oil B	-	-	6000	-	1550	CR	0,750	2,50	-	3030,00	5,45E+08	3030,00	5,45E+08	0,00300
1,216	NU207	5	4	5	35	6000	80	>4	13600	59000	369	2400	1900	CR	0,050	1,20	A	286,11	1,03E+08	1250,00	4,50E+08	0,00500
1,166	NU207	5	5	13	35	4500	80	>4	13600	59000	492	2400	1900	CR	0,100	1,00	DC	350,00	9,45E+07	1300,00	3,51E+08	0,01000
1,166	NU207	5	4	7	35	4500	80	>4	13600	59000	492	2400	1900	CR	0,100	1,00	DC A	140,00	3,78E+07	1100,00	2,97E+08	0,01000
1,166	NU207	5	6	16	35	4500	80	>4	13600	59000	492	2400	1900	CR	0,100	1,00	AC	270,00	7,29E+07	1150,00	3,11E+08	0,01000
1,166	NU207	5	1	6	35	4500	80	>4	13600	59000	492	2400	1900	CR	0,100	1,00	DC R	510,00	1,38E+08	2300,00	6,21E+08	0,01000
1,166	NU207	5	1	7	35	4500	80	>4	13600	59000	492	2400	1900	CR	0,100	1,00	A	240,74	6,50E+07	1185,19	3,20E+08	0,01000
1,166	NU207	5	4	7	35	4500	80	>4	13600	59000	492	2400	1900	CR	0,100	1,00	A	240,74	6,50E+07	1185,19	3,20E+08	0,01000
1,247	NU207	5	1	3	35	6000	80	>4	7200	59000	3066	-	1450	CR	0,100	1,00	A	972,22	3,50E+08	4444,44	1,60E+09	0,01000
1,022	6203	5	5	10	17	10500	140	>1	1000	10100	1639	2150	-	IR	0,040	-	K	11,00	6,93E+06	17,00	1,07E+07	0,01136
1,022	6203	5	10	10	17	10500	140	>1	1000	10100	1639	2150	-	IR	0,065	-	K	10,20	6,43E+06	19,00	1,20E+07	0,01847
1,096	6203	8	1	1	17	20000	150	grease A	1420	10100	300	2500	-	-	0,100	-	-	88,00	1,06E+08	88,00	1,06E+08	0,02941
1,096	6203	8	0	1	17	20000	150	grease B	1420	10100	300	2500	-	-	0,100	-	-	150,00	1,80E+08	150,00	1,80E+08	0,02941
1,166	NU207	6	2	2	35	4500	80	0,69	13600	59000	492	2400	1900	CR	0,400	-	-	600,00	1,62E+08	1050,00	2,84E+08	0,04000
1,096	6203	8	1	1	17	20000	150	grease B	1420	10100	300	2500	-	-	0,500	-	-	81,00	9,72E+07	81,00	9,72E+07	0,08523
1,096	6203	8	3	3	17	20000	150	grease A	1420	10100	300	2500	-	-	0,500	-	-	19,00	2,78E+07	22,10	2,65E+07	0,14205
1,096	6203	8	2	2	17	20000	150	grease B	1420	10100	300	2500	-	-	0,500	-	-	32,30	3,88E+07	45,80	5,50E+07	0,14205
1,166	NU207	6	2	2	35	4500	80	0,69	13600	59000	492	2400	1900	CR	2,000	-	-	120,00	3,24E+07	230,00	6,21E+07	0,20000
1,096	6203	8	1	1	17	20000	150	grease B	1420	10100	300	2500	-	-	1,000	-	-	16,80	2,02E+07	16,80	2,02E+07	0,28409
1,096	6203	8	2	2	17	20000	150	grease A	1420	10100	300	2500	-	-	2,000	-	-	8,60	1,03E+07	12,40	1,49E+07	0,56818
1,096	6203	8	1	1	17	20000	150	grease B	1420	10100	300	2500	-	-	2,000	-	-	9,50	1,14E+07	9,50	1,14E+07	0,56818
1,096	6203	8	2	2	17	20000	150	grease A	1420	10100	300	2500	-	-	3,000	-	-	13,10	1,57E+07	13,60	1,63E+07	0,85227

Out of the reported life time in cycles or hours, a virtual load increase and stress increase is defined in table 3. This can be done by dividing the nominal L₁₀ life by the reported WEC test life L₁₀. From these data, table 4 is created, the reported WEC failures are mentioned for information.

Table 3: Virtual increase factors load and stress Table 4: proposal stress increase factor β_{M-E}

current density J	$i_{h10} - WEC$	$i_{h90} - WEC$	i_{h10} nominal	i_{h10}/i_{h10WEC}	virtual Load increase	virtual stress increase	current density J	virtual stress increase	proposal factor stress increase	damage
A/mm ²	hrs	hrs	hrs	-	-	-	A/mm ²	-	-	%
0,0000	300,0	300,0	300	1,00	1	1	0,0000	1,000	1,000	0
0,0025	111,1	296,3	492	4,43	1,56	1,25	0,0025	1,250	1,165	67
0,0030	3030,0	3030,0	6000	1,98	1,23	1,11	0,0030	1,108	1,175	100
0,0030	3630,0	3630,0	6000	1,65	1,16	1,08	0,0030	1,078	1,175	50
0,0050	286,1	1250,0	369	1,29	1,08	1,04	0,0050	1,039	1,204	80
0,0100	350,0	1300,0	492	1,41	1,11	1,05	0,0100	1,052	1,251	38
0,0100	140,0	1100,0	492	3,51	1,46	1,21	0,0100	1,207	1,251	57
0,0100	270,0	1150,0	492	1,82	1,20	1,09	0,0100	1,094	1,251	38
0,0100	510,0	2300,0	492	0,96	0,99	0,99	0,0100	0,995	1,251	17
0,0100	240,7	1185,2	492	2,04	1,24	1,11	0,0100	1,113	1,251	14
0,0100	240,7	1185,2	492	2,04	1,24	1,11	0,0100	1,113	1,251	57
0,0100	972,2	4444,4	3066	3,15	1,41	1,19	0,0100	1,188	1,251	33
0,0114	11,0	17,0	1639	148,97	4,49	2,12	0,0114	2,118	1,260	50
0,0185	10,2	19,0	1639	160,65	4,59	2,14	0,0185	2,142	1,301	100
0,0284	88,0	88,0	300	3,41	1,44	1,20	0,0284	1,202	1,343	100
0,0284	150,0	150,0	300	2,00	1,23	1,11	0,0284	1,110	1,343	0
0,0400	600,0	1050,0	492	0,82	0,94	0,97	0,0400	0,971	1,380	100
0,0852	81,0	81,0	300	3,70	1,48	1,22	0,0852	1,217	1,477	100
0,1420	19,0	22,1	300	15,79	2,29	1,51	0,1420	1,513	1,556	100
0,1420	32,3	45,8	300	9,29	1,95	1,40	0,1420	1,397	1,556	100
0,2000	120,0	230,0	492	4,10	1,53	1,24	0,2000	1,236	1,616	100
0,2841	16,8	16,8	300	17,86	2,37	1,54	0,2841	1,541	1,684	100
0,5682	8,6	12,4	300	34,88	2,90	1,70	0,5682	1,704	1,842	100
0,5682	9,5	9,5	300	31,58	2,82	1,68	0,5682	1,678	1,842	100
0,8523	13,1	13,6	300	22,90	2,56	1,60	0,8523	1,599	1,951	100

The figures 1 to 3 make the insights from table 3 and 4 more visible.

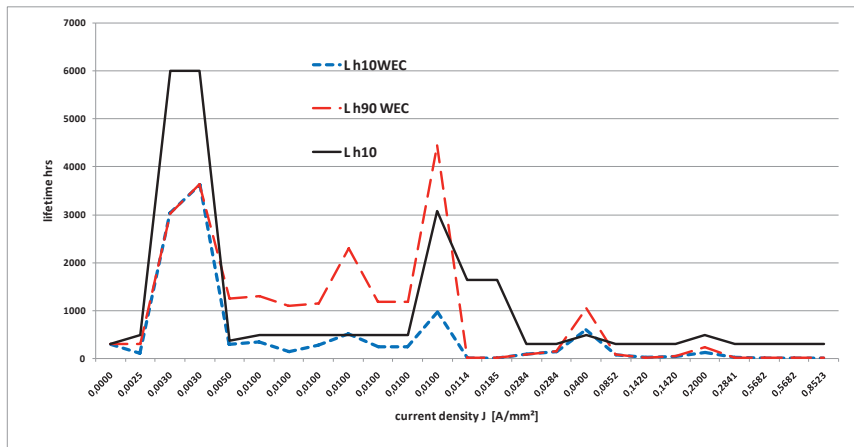


Fig. 1: Lifetime versus current density

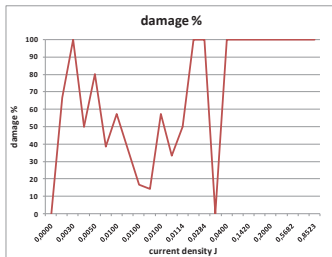


Fig. 2: Current density versus damage

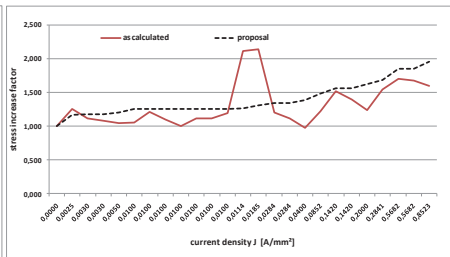
Fig. 3: Proposal stress increase factor β_{M-E}

Figure 2 shows, that the risk of damage with respect to the current density, does not give a clear picture. The test results, published in [8] for instance, with the ball bearing 6203 and the greases type A and B shows, that a different lubricant makes already a big difference in the sensibility to WEC by electric current go through.

In a second try out, tests with insufficient numbers of specimen and failures are taken out. The result gives a more clear insight. This is shown in the figures 4 to 6.

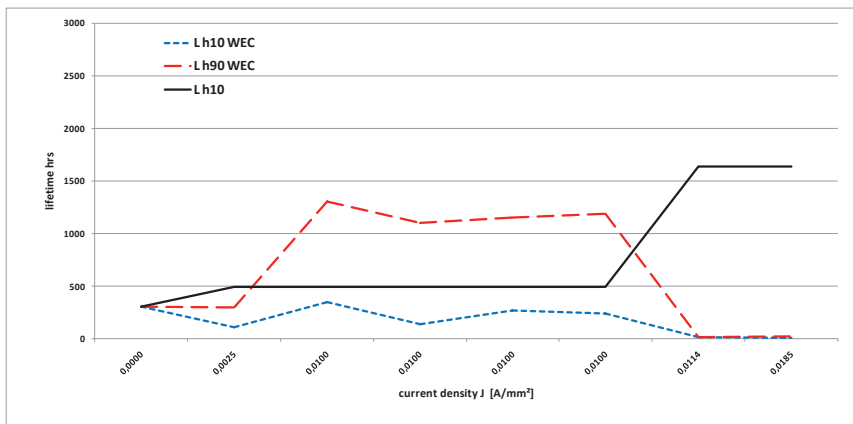


Fig. 4: Lifetime versus current density

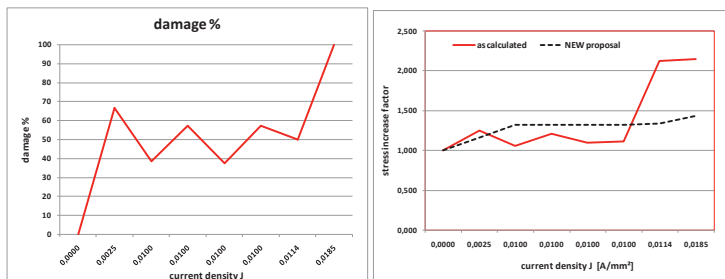


Fig. 5: Current density versus damage Figure 6: NEW proposal stress increase factor β_{M-E}

With these changes it turns out, that a current density J with values of 0,0025 to 0,01 give a damage probability of about 50 % and values above 0,011 will destroy anyway.

If, in a field failure case, electric current go through is assumed and it is not possible to measure the current density in the field on the real operating and mounting conditions, a good approach could be, to work with a estimated current density value of $J = 0,001$ to $0,01$ A / mm². A first approach for an equation to calculate the influence factor β_{M-E} is shown in the equation 5.

The equation used in figure 6 is:

$$\beta_{M-E} = 1 + (10 \times J)^{0,5} \quad (5)$$

With the current density J in A/mm².

Loos [5] reports, that a current density of $2,5 \times 10^{-6}$ does not harm the bearing. When using the equation 5, the material factor β_{M-E} becomes 1,021 and with the basic mechanical safety of 1,166 of the bearing NU 207 from table 2, the resulting safety is 1,142 what gives the result "safe" according table 1.

2.2 Determination of the influence factor for hydrogen β_{M-H}

Since WEC failures are reported, hydrogen embrittlement is mentioned as one root cause. It is proven, that hydrogen is weakening the material properties and creates WEC failures.

However, there is no public information available from industrial or wind turbine gearbox failures, where the root cause hydrogen could be stated by measurements.

Uyama et all [9] reports the influence of hydrogen content with respect to WEC failures, carried out on a test bench,. The tests were carried out by using a ball bearing type 51305. The lower race of the bearing was hydrogen pre charged. Table 5 gives the test data.

Table 5: Test data from [9]

Type	Dw	n	T	Kappa κ	load	Capacity	pH _{RT max}	P _{RTOR max}	hydrogen NH ₄ SCN	L _{h10} ISO 281	cycles L ₁₀	cycles L ₉₀	life L _{h10}	life L _{h90}
-	mm	rpm	°C	-	N	N	MPa	MPa	%	hrs	-	-	hrs	hrs
51305	9,525	1000	-	>1	7432,8	34500	3800	3800	20	1667	6,00E+06	2,00E+07	100	333
51305	9,525	1000	-	>1	7432,8	34500	3800	3800	1	1667	1,50E+07	6,00E+07	250	1000
51305	9,525	1000	-	>1	7432,8	34500	3800	3800	0,3	1667	2,50E+07	6,00E+07	417	1000
51305	9,525	1000	-	>1	7432,8	34500	3800	3800	0	1667	1,00E+08	1,00E+08	1667	1667

With calculating the basic mechanical stress levels and the basic mechanical WEC safety and taking into account the life reduction L₁₀ and L₉₀ reported in [9], a resulting virtual stress increase and a WEC risk level is calculated. This led to the results in Table 6 and 7 and a proposal for β_{M-H} .

Table 6: WEC stress and risk levels for hydrogen Table 7: Proposal β_{M-H}

hydrogen NH ₄ SCN	life L _{h10}	virtual load L ₁₀	reduction	damage load increase	stress increase	risk level L ₁₀
%	hrs	N	-	-	-	-
20	100	18986,1	16,670	2,55	1,60	0,63
1	250	13989,1	6,668	1,88	1,37	0,73
0,3	417	11798,8	4,001	1,59	1,26	0,79
0	1667	7432,8	1,000	1,00	1,00	1,00
hydrogen NH ₄ SCN	life L _{h90}	virtual load L ₉₀	reduction	damage load increase	stress increase	risk level L ₉₀
%	hrs	N	-	-	-	-
20	333	12709,9	5,001	1,71	1,31	0,76
1	1000	8812,6	1,667	1,19	1,09	0,92
0,3	1000	8812,6	1,667	1,19	1,09	0,92
0	1667	7432,8	1,000	1,00	1,00	1,00

hydrogen NH ₄ SCN	risk level L ₁₀	risk level L ₉₀	Basic WEC safety Lehmann S _{Lehmann}	proposal β_{M-H}
%	-	-	-	-
20	0,63	0,76	1,320	1,60
1	0,73	0,92	1,320	1,37
0,3	0,79	0,92	1,320	1,26
0	1,00	1,00	1,320	1,00

From table 7 a proposal for an equation is done with:

$$\beta_{M-H} = 1 + \left(\frac{\text{Content}}{50} \right)^{0,125}$$

with:

Content defined as the content of hydrogen as the portion of NH₄SCN in mass %.

2.3 Determination of the influence of harmful slip

Slip is reported as a major driver to create WEC. The difficulty is, how to calculate or measure slip. And what about the different bearing types, lubricants and load distribution.

And, what type of slip produces WEC damage instead of wear or fatigue damage, is it roller slip, cage slip and which values are critical? Another difficulty is the determination of the friction coefficient, which is dependent on various influence parameters. There are also a lot of other parameters, as clearance, lubricant properties, pressure viscosity coefficient, local temperatures, surface properties, film thickness and so on.

A recent publication, with respect to WEC due to slip, is from Tarigan [9]. He examined a roller bearing type NU 215 on a new test set up. The test conditions in [9] included low, mid and high operating clearance values and two cage types. The temperature difference between inner and outer ring was 10 °C.

The focus of this research was, to get a relation between the kinematic friction accumulation and the results of the tests. The research is ongoing.

The other publication is from Loos et al [11]. He used a roller bearing type NU 222.

Both succeeded in creating WEC with a combination of low load conditions with P / C values lower than 0,025 and high load conditions with P / C values around 0,27.

There exists also a general proposal for the bearing load, using a definition of a minimum load with P / C bigger than 0,02 [13].

The number of published tests to develop a recommendation for taking the influence of slip into account is limited. For the data published in [11, 12], the basic WEC safeties according to the proposed method are calculated with the applied low and high load conditions. Table 8 gives an overview.

Table 8: Test data for the development of a fictive equivalent friction stress

WEC	No. Test parts	Damage	WEC basic safety 5		Type	source F 1	d _i	n	T	Exposure	Load P	Capacity C	C/P	P/C	P _{lim}	P _{lim}	t _{lim}	t _{lim} ·n	U _{o-wec}	t _{lim} ·n	U _{o-wec}
			WEC basic safety 5																		
			%	W																	
0	4	0	1,228	1,167	NU 215	12	75	2600	70	> 3,7	43	155	3,60	0,2774	2200	1810	460	—	—	—	
4	4	100	1,215	1,540	NU 215	12	75	2600	70	> 3,7	3,7	155	41,89	0,0239	920	630	1636/316	460	7,18E+07	3400,00	5,30E+08
0	4	0	1,449	1,432	NU 222	11,12	110	3000	95	4,3	90	345	3,83	0,2609	—	—	490	3100	5,58E+08	6000,00	1,08E+09
6	8	75	1,278	1,645	NU 222	11,12	110	3000	95	4,3	6	345	57,50	0,0174	—	—	4076/22	900	1,62E+08	1400,00	2,52E+08

With the basic WEC safety value, the value of the calculated occurring stress and leaving stresses comparable, friction and hoop stress as calculated, (see equation 2), a harmful stress value can be found to determine the influence of a critical and harmful slip condition, resulting in a harmful stress value.

To get WEC, a lower WEC safety than 1 is necessary. The harmful stress, defined as a harmful slip value $\sigma_{o\text{-harmful slip(yM)}}$, can be defined. See table 9.

Table 9: Harmful stress value to get WEC damage due to slip

WEC basic safety S	WEC basic safety S	Type	occurring stress IR	occurring stress OR	portion friction stress IR and OR	harmful stress needed for damage IR	harmful stress needed for damage OR
IR	OR	-	N/mm ²	N/mm ²	N/mm ²	N/mm ²	N/mm ²
1,226	1,167	NU 215		-	-	-	-
1,449	1,432	NU 222		-	-	-	-
1,215	1,540	NU 215	531	381	0,05	114,165	205,740
1,278	1,645	NU 222	477	325	0,05	132,606	209,625

Based on the results from table 8 and calculations done in [2,4,10], a proposal for the harmful stress value $\sigma_{0\text{-harmful slip(yM)}}$ for taking slip into account, is done in table 10.

Table 10: Proposal harmful stress versus P / C or C / P

C / P	P / C	C / P	Proposal harmful stress IR	Proposal harmful stress OR
-	-	%	N/mm ²	N/mm ²
1,00	1,0000	100,00	0,00	0,00
5,00	0,2000	20,00	0,05	0,05
10,00	0,1000	10,00	5,00	8,00
15,00	0,0667	6,67	20,00	35,00
20,00	0,0500	5,00	40,00	65,00
25,00	0,0400	4,00	65,00	105,00
30,00	0,0333	3,33	90,00	150,00
35,00	0,0286	2,86	115,00	190,00
40,00	0,0250	2,50	130,00	220,00
45,00	0,0222	2,22	138,00	240,00
50,00	0,0200	2,00	142,00	250,00
55,00	0,0182	1,82	147,00	260,00
60,00	0,0167	1,67	150,00	270,00

The figure 7 visualizes this.

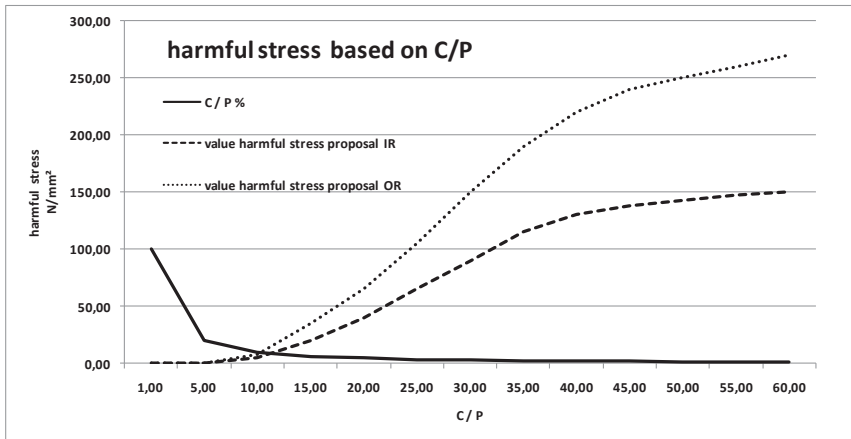


Fig. 7: Harmful stress $\sigma_{\text{o-harmful slip(yM)}}$ dependent on bearing load factor C / P

The proposal above is confirmed by the calculations of bearings, where no WEC is reported and where conditions are present with loads of P / C between 0,015 and 0,1.

With the curves in figure 7, a first proposal for equations to calculate harmful slip is done with respect to C / P .

The proposal is used and validated on base of the more than 150 calculated bearings, see chapter 3 discussion.

Calculation of the harmful stress for C / P values ≥ 30 :

For the inner ring the harmful stress $\sigma_{\text{o-harmful slip(yM) IR}}$ for low load conditions is assumed as:

$$\sigma_{\text{o-harmful slip(yM) IR}} = 20 \times \left(\frac{C}{P}\right)^{0,5} \quad (6)$$

For the outer ring the harmful stress $\sigma_{\text{o-harmful slip(yM) OR}}$ for low load conditions is assumed as:

$$\sigma_{\text{o-harmful slip(yM) OR}} = 20 \times \left(\frac{C}{P}\right)^{0,645} \quad (7)$$

For C / P values ≥ 10 and < 30 :

For the inner ring the harmful stress $\sigma_{\text{o-harmful slip(yM) IR}}$ for mid load conditions is assumed as:

$$\sigma_{\text{o-harmful slip(yM) IR}} = \frac{\left(\frac{C}{P}\right)^2}{10} \quad (8)$$

For the outer ring the harmful stress $\sigma_{\text{o-harmful slip(yM) OR}}$ for mid load conditions is assumed as:

$$\sigma_{\text{o-harmful slip(yM) OR}} = \frac{\left(\frac{C}{P}\right)^2}{6} \quad (9)$$

For C / P values < 10:

$$\sigma_{\text{o-harmful slip(yM) OR}} = 1 \quad (10)$$

Figure 8 is extended by the equations 6 to 10 and shows the comparison with the experimental data from figure 7.

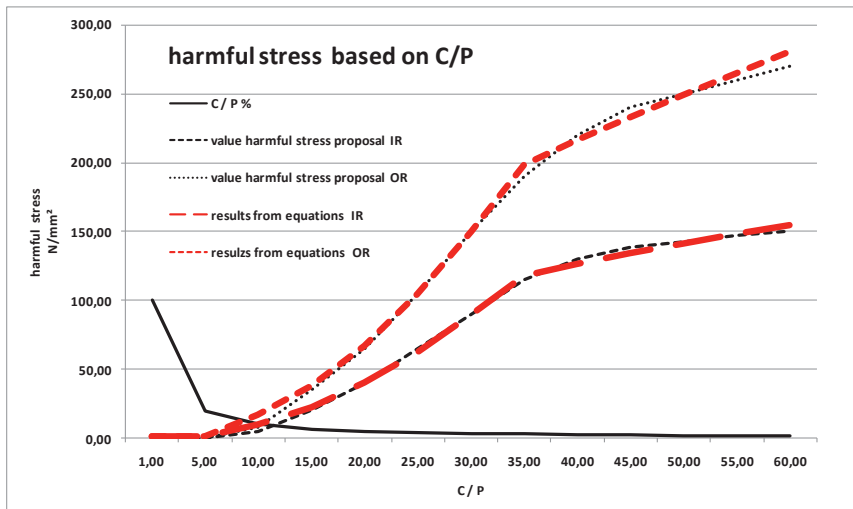


Fig. 8: Harmfull stress and values according to the proposed equations 6 to10

In [10] an approach and equation is published to take friction into account with the factor $f_{\text{Hertz}<800\text{Mpa}}$ for low load conditions. This factor is multiplied with the force value, coming from the basic friction force according to literature.

The factor $f_{\text{Hertz}<800\text{MPa}}$ takes into account the different friction behavior of bearing designs as tapered rollers, cylindrical rollers and balls, when the contact stress is lower than 800 MPa. The factor can be adjusted by the factor X in the equation from [10]. When looking to table 8 it can be seen, that the contact stress on the outer ring of the bearing NU 215 is 630 MPa and the contact stress on the inner ring is 920 MPa. The calculation result according to the equation in [10] gives a harmful stress value of 223 MPa for the outer ring, this copes with the result of the proposed equation 7 for the outer ring, where the harmful stress value is 222,48 MPa. Due to the limit of 800 MPa in the calculation of low load conditions in [10], there is a big difference in the result for the inner ring.

However, there are 2 ways possible, way one is keep the equation for the occurring stress from [10] as is, by adjusting the friction force.

Way 2 is use the method, proposed in this paper in equation 2, by using a harmful stress value and set $f_{\text{Hertz}<800} = 1$.

For the time being, the recommendation is, use both ways and compare the results with respect to the risk of getting WEC.

3 Discussion

In this paper it could be demonstrated, that the mechanical approach of a WEC safety helps to understand the WEC drivers electric current go through, hydrogen an slip and this enables an engineer, to take these influences into account.

More than 150 calculations of failed and non-failed bearings were carried out since the introduction of this method.

The percentage of the non-failed bearings of all calculated cases is 74 % and the percentage of bearings failed due to WEC is 26 %.

The effectiveness of the proposed method is ≥ 99 %, means, less than 1 % of the calculated cases do not comply with the observations.

The average safety factor of non-failed bearings is 1,208 compared at an average material depth $y_M = 0,24$ mm, where the WEC crack ignition is assumed or reported. The average Hertzian stress is $p_H = 1400$ MPa with min 515 MPa and max 4170 MPa. The average safety factor of failed bearings due to WEC damage is 0,920, compared at an average material WEC critical depth of $y_M = 0,3$ mm and an average Hertzian stress of $p_H = 1332$ MPa with

min 429 MPa and max 3900 MPa. These results show, that bearings were calculated, where slip conditions could be expected.

4 Conclusion and Summary

In this paper it could be demonstrated, that it is possible to extract factors and values from publications for the use in the proposed calculation method for the estimation of the risk of WEC occurrence in rolling bearings according to the Method of Leimann. Rolling bearings can have cylindrical rollers, taper rollers or balls and it might be, that the discussed factors are different for these designs. Therefore the following results and recommendations are at this moment with respect to those designs, used in the development of the above factors.

The use in the proposed method is for bearings with normal operating clearance and conditions.

5 Symbols, description, units used in the equations

Symbols	description	unit
J	current density	A/mm ²
f_{time_o}	cycle related correction factor for strength values	-
f_{time_p}	cycle related correction factor for strength values	-
IR	bearing inner ring	-
OR	bearing outer ring	-
p_H	contact stress Hertz	MPa
y_M	material depth for the calculation of S_{WEC} , expected depth of initial WEC crack	mm
Y_{WEC}	special WEC Factor	-
$\beta_{c..}$	surface factor	-
$\beta_{k Y(M)}$	notch factor	-
$\beta_{M..}$	material factor	-
$\sigma_{\text{combined}}(y_M)$	Combined stress number in material depth y_M	N/mm ²
$\sigma_{\text{occurring}}(y_M)$	Occurring stress number in material depth y_M	N/mm ²
$\sigma_{o\text{-comp Hertz}}(y_M)$	Occurring stress from Hertzian stress at depth y_M	N/mm ²
$\sigma_{o\text{-friction}}(y_M)$	Occurring stress from friction stress at depth y_M	N/mm ²
$\sigma_{o\text{-equivalent friction}}(y_M)$	additional stress to cover slip conditions at depth y_M	N/mm ²
$\sigma_{o\text{-hoop}}(y_M)$	Occurring stress from hoop stress at depth y_M	N/mm ²
$\sigma_{\text{permissible}}(y_M)$	permissible stress in material depth y_M	N/mm ²
$\sigma_{p\text{-Hertz}}(y_M)$	Permissible stress from Hertzian stress at depth y_M	N/mm ²
$\sigma_{p\text{-HV}}(y_M)$	Permissible stress from material strenght at depth y_M	N/mm ²
$\sigma_{p\text{-residual}}(y_M)$	Permissible stress from residual stress at depth y_M	N/mm ²

6 Literature

- [1] NBN E 23-402 :2019, Tandwielen, Berekening van tandflankbreukbelastbaarheid, Engrenages, Calcul de la capacité de charge en cas de fracture du flanc de la dent, Bruxelles, 2019
- [2] D. Leimann, Calculation of White Etching Crack WEC Load Carrying Capacity acc. to the Method of Leimann, Tagungsband DMK 2019, Dresden 2019
- [3] K. Engelen, M. Ooms, D. Leimann, Slip behavior on roller bearings in wind turbine gear boxes, VDI Berichte Gleit- und Wälzlagerungen, VDI Verlag, Düsseldorf, 2015
- [4] Leimann, D, Calculation method to evaluate the Risk on WEC occurrence in Industrial Applications, Bearing World conference report, FVA, Frankfurt, Germany, 2020
- [5] J. Loos et all, Einfluss hoher elektrischer Ströme auf die WEC- Bildung in Wälzlagern, Tagungsband ATK 2016, Aachen, 2016
- [6] J. Loos et all, Bearing Currents as WEC-Trigger in Wind Turbines, Tagungsband CWD 2019, Aachen, 2019
- [7] K. Engelen et al, WEC reproduction on large size roller bearings, CWD Tagungsband, Aachen, 2017
- [8] T.Kawamura, H.Mikami, Development of a NH103A Long-life Grease for Automotive Components, NTN technical review no. 75, NTN Osaka, Japan, 2008
- [9] H. Uyama, the mechanism of white structure flaking in rolling bearings, wind turbine tribology seminar, NREL, Broomfield, Colorado, US
- [10] Leimann, D, Calculation method to evaluate the Risk on WEC occurrence in Industrial Applications, Bearing World presentation, FVA, Frankfurt, Germany, 2020
- [11] J. Loos et all, factors increasing the risk of WEC-formation in large size bearingswith full film fluid lubrication, FVA Bearing World 2016, Frankfurt, 2016
- [12] B. Tarigan, Entstehung von White Eching Cracks in schlupfbehafeten Zylinderrollenlagern bei torsionaler Drehdynamik, Dissertation, TU Clausthal, Clausthal, 2018
- [13] Die Wälzlagerpraxis, Eschmann, Hasbergen, Weigand, Brändlein, zweite Auflage, Oldenburg Verlag München Wien, 1978

Bruchmechanische Bewertung von Einschlüssen in Wälzlagerkomponenten

Dipl.-Ing. **Jörg Binderszewsky**, Dr.-Ing. **Wolfram Kruhöffner**,
Schaeffler Technologies AG & Co. KG, Herzogenaurach;
Dipl.-Ing. **Toni Blass**,
Schaeffler Technologies AG & Co. KG, Schweinfurt

Kurzfassung

Nichtmetallische Einschlüsse sind in technischen Stählen nicht zu vermeiden. Ihre Zusammensetzung sowie ihre Größe und Häufigkeit hängen von der Stahlherstellung ab und haben großen Einfluss auf die Ermüdungsfestigkeit der Wälzlagerkomponenten und damit auf die Lagerlebensdauer, da sie Schwachstellen in der gehärteten Stahlmatrix darstellen. Der Einfluss von Einschlüssen wird auch immer wieder im Zusammenhang von Frühausfällen durch „White Etching Cracks“ kontrovers diskutiert. Daher ist eine rechnerische Bewertung von Einschlüssen unter Wälzbeanspruchung von besonderem Interesse.

Eine Möglichkeit für die Bewertung von Fehlstellen bietet die linear-elastische Bruchmechanik (LEFM), durch die kritische Fehlergrößen in Abhängigkeit der lokalen Spannungen bestimmt werden können. Im Wälzkontakt sind dabei der komplexe Spannungszustand und das Kurzzrissverhalten zu berücksichtigen. Es wird ein entsprechendes bruchmechanisches Modell vorgestellt. Die Berechnungsergebnisse werden mit den Festlegungen in unterschiedlichen Normen (z.B. ISO 281) sowie Versuchsergebnissen verglichen. Der Einfluss von möglichen WEC-begünstigenden Bedingungen wird diskutiert.

Abstract

Non-metallic inclusions are not avoidable in technical steels. Their composition, size, and amount depend on the steel production process and have a major impact on the fatigue strength of bearing components and therefore on the rating life of rolling bearings. Inclusions are generally stress raisers in the hardened steel material. The influence of inclusion is controversially discussed in the context of premature failures by white-etching cracks. Thus, an analytical assessment of inclusions under rolling contact is a matter of particular interest. One option for the analytical evaluation of inclusions is offered by linear elastic fracture mechanics (LEFM) that allows the determination of critical defect sizes depending on local stresses. Under rolling contact conditions, the complex stress situation as well as the so-called

short crack behavior must be considered. A corresponding model is presented. The results are compared with determinations in different standards (e.g. ISO 281) and test results. The impact of potential WEC promoting influences is discussed.

1. Einleitung

Die Population nicht-metallischer Einschlüsse im Stahl hängt hinsichtlich Zusammensetzung, Größe und Häufigkeit von der Herstellung des Stahls und der Weiterverarbeitung ab und kann sehr unterschiedlich ausfallen. Einschlüsse bewirken hohe Spannungskonzentrationen im Werkstoff, was gerade bei gehärteten Stählen einen maßgeblichen Einfluss auf die Festigkeitseigenschaften der Bauteile bedeutet [1]. Das trifft damit auch auf Wälzlagerkomponenten zu, der Zusammenhang zwischen Stahlqualität und der Ermüdungslebensdauer ist seit Jahrzehnten Gegenstand intensiver Forschung [2-4]. Verbesserungen in der Stahlherstellung und die Entwicklung neuer Stähle hat zu deutlichen Steigerungen der Performance von Wälzlagern geführt [5]. In diesem Zusammenhang ist die Bewertung der Materialqualität von besonderer Bedeutung. Die heutzutage verwendeten hochreinen Stähle weisen üblicherweise eine Vielzahl an kleinen und sehr wenige große Einschlüsse auf [6]. Während die kleinen Einschlüsse (Mikroereinheit) in der Berechnung der Lebensdauer pauschalisiert berücksichtigt werden, können Makro-Einschlüsse zu Frühausfällen führen,

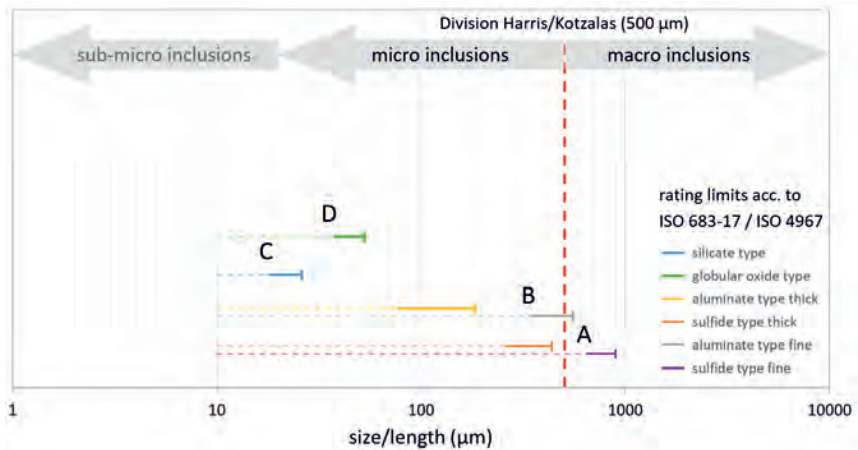


Bild 1: Einschlüsse in Wälzlagerstählen

wenn sie in den hoch beanspruchten Bauteilbereichen vorkommen. Eine grobe Grenze zwischen mikroskopischen und makroskopischen Einschlüssen kann bei einer Größe von 0,5

mm gezogen werden [7], was aber keine praktische Bedeutung hat. In der Norm ISO 683-17 [8] sind Anforderungen an Wälzlagerstähle für vier Einschlusstypen festgelegt, aus denen mit der Norm ISO 4967 [9] Einschlussgrößen für definierte Untersuchungsbedingungen abgeleitet werden können (Bild 1). Da im Zusammenhang mit Wälzlagerschäden die Gefährlichkeit von sehr kleinen Einschlüssen kontrovers diskutiert wird, erscheint eine rechnerische Bewertung sinnvoll. Eine Möglichkeit hierfür bietet die linear-elastische Bruchmechanik (LEFM).

2. Bruchmechanisches Modell

Bruchmechanische Methoden werden seit vielen Jahren für die Festigkeitsbewertung von Bauteilen mit Fehlstellen eingesetzt. Dabei wurden Konzepte für die Vorhersage von Risswachstum sowie zur Vermeidung von spröden oder duktilen Brüchen entwickelt [10]. Unter der Voraussetzung einer gegenüber der Risslänge kleinen plastischen Zone an der Risspitze, können linear-elastische Methoden angewendet werden, wovon im folgenden für die gehärteten Wälzlagerstähle ausgegangen wird. In der LEFM hängt der Spannungsintensitätsfaktor (SIF) als maßgebliche Beanspruchungsgröße von der Spannung σ , der Rissgröße a und dem Geometriefaktor Y ab. Bei dynamischer Beanspruchung ist die Grundgleichung für die Schwingweite des SIF ΔK :

$$\Delta K = Y \cdot \Delta \sigma \cdot \sqrt{\pi a}$$

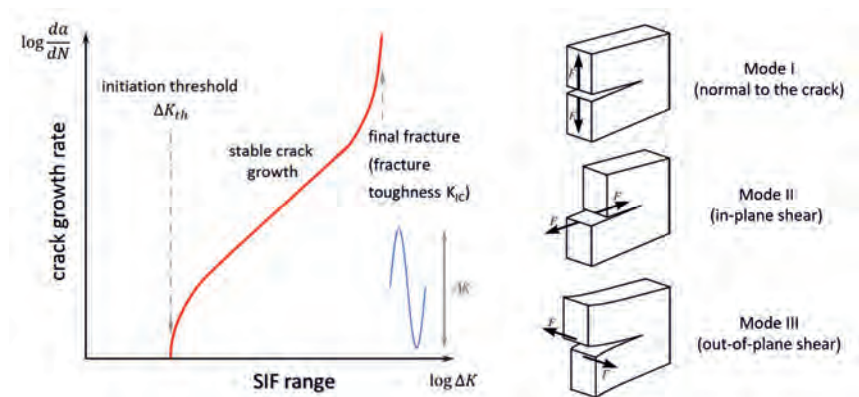


Bild 2: Rissgeschwindigkeitskurve und Belastungsmoden

Die Rissgeschwindigkeitskurve $da/dN = f(\Delta K)$ beschreibt das Risswachstum in Abhängigkeit von der Schwingweite des SIF (Bild 2). Sie weist zwei Grenzwerte auf, die untere Grenze ist der Schwellenwert des SIF, der auch als bruchmechanische Dauerfestigkeit bezeichnet

werden könnte. Bleibt die Beanspruchung unterhalb dieser Grenze, ist nach der LEFM kein Risswachstum zu erwarten. Die obere Grenze ist durch das Erreichen der Bruchzähigkeit K_{IC} des Werkstoffs gegeben, bei dem ein instabiles Risswachstum und damit im Allgemeinen das Bauteilversagen eintritt. Zwischen den beiden Grenzwerten liegt die Zone des stabilen Risswachstums. Der Kurvenverlauf hängt von verschiedenen Faktoren wie z.B. der Temperatur, der Mikrostruktur und dem Spannungsverhältnis ab. Die Parameter der Kurve können in standardisierten Versuchen ermittelt werden [10]. Hinsichtlich des Spannungszustandes muss noch zwischen Normalspannungen (Mode I) sowie Schubspannungen in der Ebene (Mode II) und aus der Ebene (Mode III) unterschieden werden. Konzepte für eine bruchmechanische Bewertung von Rissen im Material oder an der Oberfläche in wälzbeanspruchten Bauteilen sind in vielen Veröffentlichungen beschrieben [11-13]. Eine wesentliche Herausforderung ist dabei die komplexe Spannungssituation im Wälzkontakt mit Drucknormalspannungen und die Schadensentwicklung mit den Phasen Rissinitiierung und Risswachstum. Als relevante Spannungen werden im Allgemeinen die orthogonalen Schubspannungen berücksichtigt. Grundsätzlich ist bei einer Rissausbreitung unter der Oberfläche bei den für gut geschmierte Wälzlager typischen Laufbahnschälungen [14] von einem Risswachstum unter Schubspannungen (Mode II) auszugehen. Bei der Rissausbreitung unter Schubspannungen sind Einflüsse aus der Rissflankenreibung sowie das Abknickverhalten der Risse im mehrachsigen Spannungsfeld schwer vorhersagbar. Ein einfacher Ansatz für Fehlstellen unter der Oberfläche ergibt sich durch die Ableitung einer dauerhaft ertragbaren Schubspannung in Abhängigkeit der Rissgröße unter Verwendung eines geeigneten Schwellenwertes (threshold) ΔK_{IIth} für Mode II:

$$\tau_w = \frac{\Delta K_{IIth}}{2Y\sqrt{\pi a}}$$

Allerdings ist die Ermittlung des Mode II-Schwellenwertes aus den genannten Gründen (Rissflankenreibung und Abknickverhalten) nicht trivial. In [15] werden plausible Werte für gehärtete Wälzlagerstähle angegeben, wobei auch Einflüsse durch Rissflankenreibung und überlagerte Normalspannungen untersucht wurden. Für die weiteren Berechnungen wurde der Schwellenwert $\Delta K_{IIth} = 13 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$ für einen Langriss unter Mode II gewählt. Es wird angenommen, dass in diesem Wert die Bedingungen für einen Einschluss unter Kontaktbeanspruchung hinreichend gut abgebildet sind.

Für die Bewertung relativ kleiner Fehlstellen ist noch das Kurzrissverhalten zu berücksichtigen. Dies wirkt sich dahingehend aus, dass sich sehr kurze Risse in Bezug auf Schwellenwert und Wachstumsgeschwindigkeit anders verhalten als lange [16]. Der Schwellenwert der LEFM fällt dadurch bei kleiner werden Rissen unterhalb einer gewissen Grenze ab. In der Darstellung

der Schubwechselfestigkeitskurve ist dies phänomenologisch auch dadurch zu erklären, dass die rissgrößenabhängige Wechselfestigkeit bei immer kleineren Rissgrößen gegen eine Obergrenze konvergiert, die man als mikrostrukturelle Schwingfestigkeit bezeichnen könnte. Nach Murakami [1] kann diese Obergrenze für Biegung aus der Vickers-Härte nach der Formel

$$\sigma_{w0} = 1,6 \text{ HV} \pm 0,1 \text{ HV}$$

berechnet werden. Die Abschätzung der maximalen Schubwechselfestigkeit τ_{w0} erfolgt nach der Gestaltänderungsenergiehypothese zu:

$$\tau_{w0} = \frac{1,5}{\sqrt{3}} \text{ HV}$$

Für den stetigen Übergang zwischen dem Langrissverhalten der LEFM und der mikrostrukturellen Obergrenze kann die Gleichung nach El Haddad [17] verwendet werden, die den gesamten Größenbereich der Fehlstellen abdeckt:

$$\tau_w = \frac{\Delta K_{IIth}}{2Y \cdot \sqrt{\pi(a + a_0)}}$$

Der Wert für a_0 ergibt sich dabei aus dem Schnittpunkt zwischen der LEFM-Kurve und der mikrostrukturellen Grenze nach Murakami zu:

$$a_0 = \frac{1}{\pi} \left(\frac{\Delta K_{IIth}}{Y \cdot \sqrt{3} \cdot \text{HV}} \right)^2$$

Unter der Annahme, dass die Einschlüsse als elliptische Risse betrachtet werden können, kann der Geometriefaktor Y für Mode II nach einem Ansatz von Kassir und Sih [18] bestimmt werden. Der abgeleitete Kurvenverlauf in Abhängigkeit des Achsenverhältnisses

$$Y = 1 - e^{\frac{-(b/a)^{0,9}}{0,72135}}$$

schließt die analytischen Lösungen für den Kreisriss ($Y = 0,75$) und für den Riss im ebenen Dehnungsfeld ($Y = 1$) ein. Der Verlauf zeigt, dass die Länge der Ellipse im bruchmechanischen Ansatz deutlich weniger Einfluss hat als die Breite. Bei Ausdehnungen quer zur Schubspannung konvergiert der Wert für Y gegen 1.

Über den Zusammenhang zwischen maximaler Kontaktpressung und maximaler orthogonaler Schubspannung $p_{\max}/\tau_{\text{orth,max}} = 4$ kann ein Dauerfestigkeitsschaubild für die Pressungen abgeleitet werden (Bild 3). Für die angesetzte Härte von 670 HV konvergiert die Kurve für kleiner werdende Einschlüsse gegen eine Pressung von 2320 MPa, einen Wert, der gut zu Annahmen über die Dauerfestigkeit bei sehr guter Reinheit [19] passt. Die in der ISO 281 [20] für die Bestimmung der Ermüdungsgrenzbelastung angesetzte Ermüdungsgrenzpressung von 1500 MPa für Lager mit einem Teilkreisdurchmesser bis 100 mm korreliert mit plausiblen Einschlussgrößen.

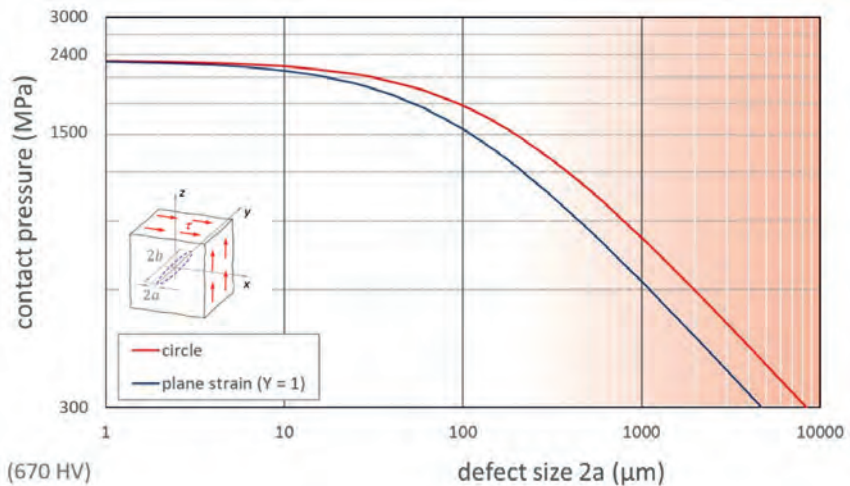


Bild 3: Dauerfestigkeitsschaubild (Kitagawa-Takahashi-Diagramm)

Das Dauerfestigkeitsschaubild ergibt sich aus dem Zusammenhang zwischen Einschlussgröße und der maximalen Schubspannung unter der Oberfläche. Durch Umstellung der Formel kann für eine gegebene Kontaktpressure bzw. den sich daraus ergebenden Schubspannungs-Tiefenverlauf die kritische Einschlussgröße berechnet werden, bei der gerade noch kein Risswachstum stattfindet:

$$2a_{crit} = \frac{2}{\pi} \left(\frac{\Delta K_{Ith}}{2Y \cdot \tau} \right)^2 - 2a_0$$

Diese Beziehung kann für die Bewertung von Einschlüssen in bestimmten Tiefen eingesetzt werden (Bild 4).

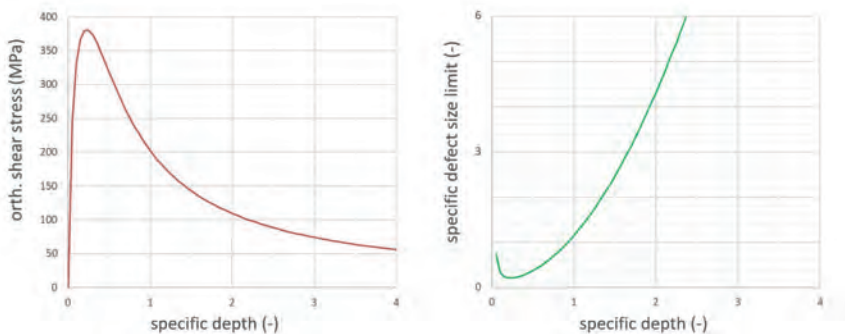


Bild 4: Orthogonale Schubspannung und kritische Einschlussgröße

3. Anwendung auf Makroeingüsse

Für kritische Anwendungen kann durch Ultraschalluntersuchungen der Bauteile das Risiko für unzulässig große Makroeingüsse in kritischen Bereichen und damit das Frühausfallrisiko minimiert werden. Durch Lebensdauerversuche mit Innenringen von Zylinderrollenlagern, die aufgrund der detektierten Eingüsse ausgewählt wurden, konnten die Grenzkriterien für die Ultraschalluntersuchung bestätigt werden. Die Ergebnisse der Versuche konnten auch genutzt werden, um das bruchmechanische Modell zu verifizieren. In fünf frühzeitig ausgefallenen Innenringen traten acht Laufbahnschäden auf, die von zuvor detektierten Makroeingüssen ausgingen. Nicht ausgefallene Innenringe wiesen Laufzeiten auf, die etwa der zweifachen rechnerischen Lebensdauer entsprachen. Die bruch-mechanische Grenzkurve wurde für eine maximale Pressung von ca. 1524 MPa berechnet. In Bild 5 sind für die Ausfälle die im Rahmen der Schadensanalyse vermessenen Einschlussbreiten und Einschlusstiefen sowie für die Durchläufer die mit Ultraschall detektierten Werte aufgeführt. In einem Fall wurde ein Einschluss durch Zielpreparation untersucht. Alle Ausfälle wurden durch die Berechnung zutreffend als kritisch identifiziert.

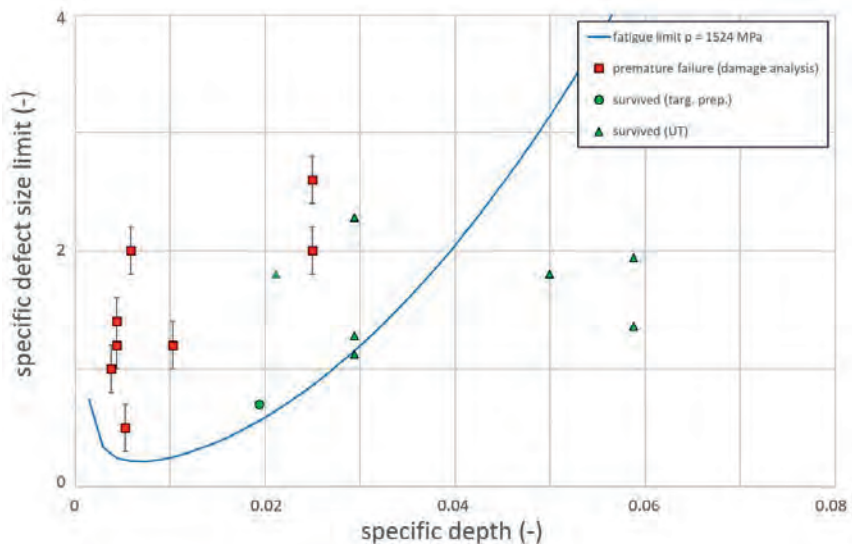


Bild 5: Bewertung von Makroeingüssen – Versuchsergebnisse

Für ein Beispiel wurde auch untersucht, ob die Lastwechselzahl bis zum Auftreten des Schadens in Form einer Laufbahnschälung mittels einer numerischen Rissfortschritts-

berechnung nachvollzogen werden kann. Dafür wurde eine automatisierte 2D-FEA entwickelt, die mit Hilfe eines Skriptes den Rissfortschritt unter wiederholten Lastwechseln simuliert. Der Vergleich mit der Lastwechselanzahl des Versuchs zeigt unter Verwendung von plausiblen Parametern für das Risswachstum eine gute Übereinstimmung.

4. Berücksichtigung weiterer Einflüsse

Unvorhergesehene Frühausfälle sind auch beim Schadensmechanismus „White Etching Cracks“ (WECs) zu verzeichnen, bei dem eine Ermüdung unter der Oberfläche mit Bildung von Rissnetzwerken auftritt, die beim Anätzen von Schliften weiß erscheinende Ränder aufweisen. Die Schadensentstehung ist Gegenstand umfangreicher Forschung [21, 22].

Als ein möglicher Grund für eine Materialschwächung wird diffusibler Wasserstoff diskutiert, der durch Zusatzbeanspruchungen (z.B. erhöhte Reibenergie oder Stromdurchgang) im Schmierpalt freigesetzt wird und in die Kontaktpartner eindiffundiert [23]. Ein Modellvorschlag für die Reduzierung von bruchmechanischen Schwellenwerten bei hochfesten Stählen [24] passt zu unterschiedlichen Versuchen mit Wälzlagerstählen. Im bruchmechanischen Modell bedeutet dies, dass auch bei moderaten Kontaktpressungen unter 2000 MPa eine Wasserstoffkonzentration von 2-3 ppm zu kritischen Spannungen im einschlussfreien Gefüge führt.

Dafür spricht auch die Beobachtung, dass WECs an sehr kleinen Einschlüssen ($< 20 \mu\text{m}$) entstehen [25-27], die technisch kaum beeinflussbar sind. In anderen Untersuchungen [28, 29] wurde beobachtet, dass Wasserstoff zu einer starken Erhöhung der Rissinitiierungs-dichte und auch im Gefüge zu Rissinitiierungen führt. Das passt auch zu Versuchen auf unterschiedlichen Prüfständen, in denen kein signifikanter Einfluss der Stahlreinheit auf die WEC-Lebensdauer festgestellt werden konnte [30].

5. Zusammenfassung

Für die Bewertung von nichtmetallischen Einschlüssen wurde ein bruchmechanischer Ansatz entwickelt (LEFM), der die orthogonalen Schubspannungen, die Einschlussgröße und -form sowie den Spannungsintensitätsfaktor (Mode II) miteinander verknüpft. Mit einem SIF-Schwellenwert kann eine dauerfest ertragbare Schubspannung in Abhängigkeit der Einschlussgröße und -form oder eine kritische Einschlussgröße in Abhängigkeit der Schubspannung abgeleitet werden. Die Ergebnisse weisen eine plausible Übereinstimmung mit den Reinheitsgradanforderungen nach ISO 683-17 und den Annahmen über eine dauerfest ertragbare Pressung nach ISO 281 sowie mit Versuchsergebnissen auf. Als weiterer Einfluss

zeigt die Berücksichtigung der Wirkung von diffusilem Wasserstoff eine plausible Reduzierung der Festigkeit.

Literatur

- [1] Murakami, Y.: Metal Fatigue: Effects of Small Defects and Nonmetallic Inclusions, 2nd ed., Elsevier Science 2019
- [2] Schlicht, H.: Einfluß der Stahlherstellung auf das Ermüdungsverhalten von Bauteilen bei kräftefreier und kräftegebundener Oberfläche, *ZwF* 73 (1978) 11 S. 589-597
- [3] Hoo, J.J.C. (Hrsg.): Effect of Steel Manufacturing Processes on the Quality of Bearing Steels, ASTM STP 987, ASTM Philadelphia 1988
- [4] Mahaney, J.K. (Hrsg.): Advances in the Production and Use of Steel With Improved Internal Cleanliness, ASTM STP 1361, ASTM West Conshohocken 1999
- [5] Blass, T. et al.: Influence of Steel Cleanliness on RCF and WEC Formation. In *Bearing Steel Technologies: 12th Volume, Progress in Bearing Steel Metallurgical Testing and Quality Assurance*, STP1623, ASTM West Conshohocken 2020
- [6] Atkinson, H.V., Shi, G.: Characterization of inclusions in clean steels: a review including the statistics of extremes methods. *Progress in Materials Science* 48 (2003) S. 457-520
- [7] Harris, T.A.: *Rolling Bearing Analysis*, 4th ed., New York: Joh Wiley & Sons 2001
- [8] ISO 683-17: Ball and roller bearing steels, ISO 2014
- [9] ISO 4967: Steel – Determination of content of nonmetallic inclusions. 3rd ed. ISO 2013
- [10] Richard, H.A., Sander, M.: *Ermüdungsrisse*. Wiesbaden: Vieweg+Teubner 2009
- [11] Kaneta, M. et al.: Growth Mechanism of Subsurface Crack Due to Hertzian Contact. *Journal of Tribology* 108 (1986) S. 134-139
- [12] Lewis, MWJ., Tomkins, B.: A fracture mechanics interpretation of rolling bearing fatigue. *Proc IMechE J: J Engineering Tribology* 226 (2012) 5 S. 389-405
- [13] Mazzu, A.: A numerical approach to subsurface crack propagation assessment in rolling contact. *Fat. & Fract. of Eng. Mat. & Struct.* 36 (2013) S. 548-564
- [14] Voskamp, A.: Ermüdung und Werkstoffverh. im Wälzkontakt. *HTM* 53(1998) 1 S. 25-30
- [15] Okazaki, S. et al.: A practical expression for evaluating the small shear-mode fatigue crack threshold in bearing steel. *Theor. and Appl. Fracture Mech.* 73 (2014) S. 161-169
- [16] Kitagawa, H., Takahashi, S.: Applicability of fracture mechanics to very small cracks or the cracks in the early stage. in *Proc. 2nd Int. conf. on mech. beh. of mat.*, ASM, 1976
- [17] El Haddad, M. et al.: Prediction of non-propagating cracks. *Eng. Fract. Mech.* 11 (1979) S. 573-584

- [18] Kassir, M.K., Sih, G.C.: Three-Dimensional Stress Distribution Around an Elliptical Crack Under Arbitrary Loadings. *J. Appl. Mech.* 33 (1966) 3 S. 601-611
- [19] Zwirlein, O., Schlicht, H.: Accelerated Testing Versus Field Performance. In: *Rolling Contact Fatigue Testing of Bearing Steels*, STP771, ASTM Int. 1982 S. 358-379
- [20] ISO 281: Rolling bearings – Dynamic load ratings and rating life. 2nd ed. ISO 2007
- [21] Loos, J. et al.: Influences on Generation of White Etching Crack Networks in Rolling Bearings. *J. o. Mechanics Eng. And Automation* 6 (2016) S. 85-94
- [22] Gould, B. et al.: The effect of electrical current on premature failures and microstructural degradation in bearing steel. *Int. Journal of Fatigue* 145 (2021) 106078
- [23] Richardson, A.D. et al.: Thermal Desorption Analysis of Hydrogen in Non-hydrogen-Charged Rolling Contact Fatigue-Tested 100Cr6 Steel. *Trib. Lett.* 66 (2018) 4
- [24] Li, Y. et al.: Effect of Hydrogen on Fatigue Strength of High-Strength Steels in the VHCF Regime. *Advanced Eng. Mat.* 11 (2009) 7 S. 561-567
- [25] Evans, M.-H. et al.: Confirming subsurface initiation at non-metallic inclusions as one mechanism for white etching crack (WEC) formation. *Trib. Int.* 75 (2014) S. 87-97
- [26] Gould, B. et al.: The influence of steel microstructure and inclusion characteristics on the formation of premature bearing failures with microstructural alterations. *Mat. Science & Eng. A* 751 (2019) S. 237-245
- [27] Al-Tameemi, H.A. et al.: Initiation of sub-surface micro-cracks and white etching areas from debonding at non-metallic inclusions in wind turbine gearbox bearing. *Wear* 406-407 (2018) S. 22-32
- [28] Fujita, S. et al.: Effect of hydrogen on Mode II fatigue crack behavior of tempered bearing steel and microstructural changes. *Int. J. o. Fatigue* 32 (2010) S. 943-951
- [29] Karsch, T. et al.: Influence of hydrogen content and microstructure on the fatigue behaviour of steel SAE 52100 in the VHCF regime. *Int. J. o. Fatigue* 60 (2014) S. 74-89
- [30] Loos, J. et al.: WEC-Bildung, einer von mehreren Wälzlager-Ermüdungsmechanismen. *VDI-Berichte* 2348, Düsseldorf: VDI-Verlag 2019

Turnkey-Modelle: Komplexe Simulation – ganz einfach

Dipl.-Ing. (FH). **Johannes Schirmer**, SKF GmbH, Schweinfurt

Kurzfassung

Während der Funktionsumfang der Mehrkörpersimulationssoftware SKF BEAST beständig weiterentwickelt wurde, trat immer mehr die Herausforderung auf, die Bedienbarkeit auch für Gelegenheitsnutzer sicherzustellen. Auf Basis dieser Anforderung wurde das sogenannte Turnkey Prinzip entwickelt. Es ermöglicht die Erstellung komplexer Simulationsmodelle und vereinfacht gleichzeitig die Benutzerinteraktion mit diesen. Dadurch wird die Simulationssoftware und deren Modelle für einen größeren Nutzerkreis im Alltag anwendbar. Ein Anwendungsbeispiel ist das SKF Cage Analysis Tool, welches für die Analyse der Ermüdungsfestigkeit von Käfigen genutzt wird. Dieses Tool ermöglicht eine schnelle und automatisierte Festigkeitsberechnung nach der FKM Richtlinie, was Konstrukteuren und Anwendungstechnikern hilft existierende Käfigdesigns, je nach Anwendungs- und Lastfall, zu vergleichen und zu optimieren.

1. Einleitung

Die Nutzung von Simulationsmodellen für verschiedenste Zwecke hat im Laufe der Zeit immer mehr Popularität gewonnen. Im Vergleich zu physischen Tests bieten Simulationen eine schnellere und kostengünstigere Alternative, um in einem großen Lösungsraum die aussichtsreichen Lösungskandidaten zur Weiterentwicklung von Produkten, Prozessen und Berechnungsmodellen zu identifizieren.

Dadurch ergibt sich die Motivation durch Simulation ein großes Feld an physikalischen Effekten und Anwendungen zu erschließen. Gleichzeitig erfordert die Durchführung einer fachgerechten Simulation die physikalische und simulationstechnische Fachkenntnis. Im Ergebnis führt dies dazu, dass Simulationssoftware immer komplexer wird und die Bedienung eine Hürde für Gelegenheitsnutzer darstellen kann.

Das Turnkey Prinzip versucht die beiden konträr erscheinenden Anforderungen, dem Bedarf an komplexen Simulationsmodellen und der einfachen Bedienbarkeit der Simulationssoftware, zu vereinigen.

Beispielhaft ist hier das SKF Cage Analysis Tool zu nennen, welches Festigkeitsanalysen für Käfige benutzt wird.

2. Grundlagen zu SKF BEAST

SKF BEAST ist eine Mehrkörpersimulationssoftware, welche seit mehr als 30 Jahren von SKF insbesondere zur Simulation von Lagern entwickelt wird. Phänomene, wie die für die Wälzlagersimulation maßgeblichen geschmierten Kontakte, sowie transiente dynamische Effekte kann die Software effizient berechnen.

Daneben bietet der Solver auch die Möglichkeit strukturelle Effekte, thermische Effekte, Verschleiß und Flüssigkeiten zu simulieren, sowie auszuwerten, siehe Bild 1. Weiterhin steht eine Schnittstelle zur Co-Simulation zur Verfügung.

Mit steigender Komplexität und Umfang einer Simulation, ist die Konfiguration von mehr Parametern notwendig, sodass die im Hintergrund aktiven physikalischen Modelle berechnet werden können. Um die Nutzbarkeit von komplexen Simulationsmodellen zu verbessern, wurde das sogenannte Turnkey Konzept ausgearbeitet.

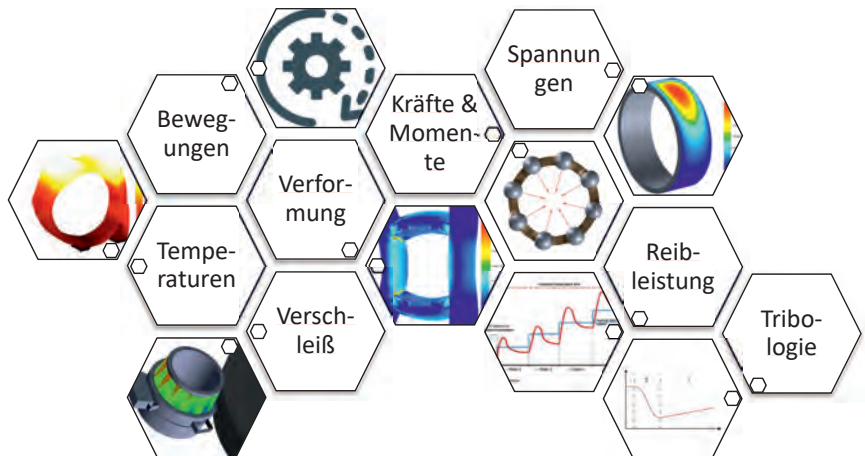


Bild 1: Auszug möglicher Simulationsgrößen für SKF BEAST

3. Turnkey Konzept

Das Ziel des Turnkey Konzeptes ist es, beliebige Simulationsmodelle in SKF BEAST leichter bedienbar zu machen. Dies ist insbesondere dann hilfreich, wenn ein Simulationsmodell einem weiten Nutzerkreis zur Verfügung gestellt werden soll, aber die einzelnen Nutzer nicht die Zeit haben sich im Detail mit den softwarespezifischen Hintergründen auseinanderzusetzen. Somit besteht die Herausforderung darin, SKF BEAST für Gelegenheitsnutzer besser nutzbar zu machen, aber gleichzeitig sicherzustellen, dass ausgeführte Simulationen aus simulationstechnischer Sicht einwandfrei sind.

Dieses Ziel wird durch drei Prinzipien verfolgt:

- Minimierung der Benutzerinteraktion
- Plausibilitätsprüfung bei Dateneingabe und Ergebnisausgabe
- Standardisierte Simulationsberichte

Die problemspezifische Umsetzung dieser Prinzipien benötigt im Voraus einen Entwicklungsaufwand und lohnt sich insbesondere bei wiederkehrenden, sich nur geringfügig ändernden Fragestellungen.

Die Anforderungen an Turnkey-Modelle werden von einem interdisziplinären Team aus Anwendungs- und Simulationsexperten erarbeitet und verifiziert.

Zur Minimierung der Benutzerinteraktion geschieht zunächst auf der Basis eines herkömmlichen Simulationsmodelles die Parametrisierung des Lastfalles und der Produktgeometrie. In der Praxis wird der umfangreiche Modellbaum, siehe Bild 2, auf die problemspezifische Parametrierung reduziert.

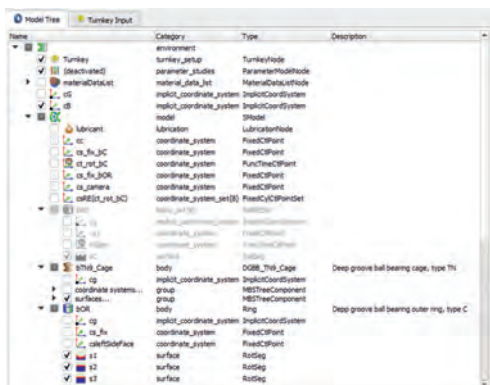


Bild 2: Vollständiger / "Klassischer" Modellbaum

Die Konfiguration der sogenannten Turnkey Oberfläche kann für beliebige Simulationsmodelle in SKF BEAST vorgenommen werden, siehe Bild 3. Hierbei werden die Benutzereingaben des reduzierten Modelles auf der obersten Ebene des Modellbaumes gebündelt, sind durch geeignete Steuerelemente wie Dropdown-Listen modifizierbar und mit wenigen Klicks erreichbar. Durch zusätzliche Kommentare werden die maßgeblichen Parameter auch für Gelegenheitsnutzer verständlich beschrieben. Vorab kann hier eine Einschränkung der Wertebereiche der Parameter erfolgen, sodass eine Fehlkonfiguration weitestmöglich ausgeschlossen werden kann.

Variable	Expression	Min	Max	Parameter study	STD	Unit	Description
Application information 'General application'							
Cage type	TN9			<input checked="" type="checkbox"/>			Cage type
Bearing data							
BCZ50	6309 TN9/C3			<input checked="" type="checkbox"/>		m	Bearing designation
RBD10	17.65*mm	0.1*mm		<input checked="" type="checkbox"/>		m	Ball diameter
BCA50	0*deg	0*deg	90*deg	<input checked="" type="checkbox"/>		rad	Bearing contact angle
BCD50	72.44*mm	0.1*mm	2*mm	<input checked="" type="checkbox"/>		m	Ball pitch diameter
BCN81	8			<input checked="" type="checkbox"/>			No. of rolling elements per row (if same), otherwise of first row
Seal_insert_distance	0.5*mm			<input type="checkbox"/>		m	Axial distance from OR side face to seal insert inside
Bearing speed data							
RotSpeed_IR	10000*rpm	0		<input type="checkbox"/>		rad/s	IR rotational speed
RotSpeed_OR	0*rpm	0		<input type="checkbox"/>		rad/s	OR rotational speed
RotSpeed_C	3.7818e+3			<input type="checkbox"/>		rpm	Cage maximum rotational speed (rpm)
nDm	7.2440000000000012e+5			<input type="checkbox"/>		mm/min	Bearing reference speed
AccTime	0.1	0	1	<input type="checkbox"/>			Acceleration time
Temperature							
Temprnt_C	100*degC			<input checked="" type="checkbox"/>		degC	Cage temperature

Bild 3: Turnkey Benutzeroberfläche mit eingeschränkten Wertebereichen

Sämtliche weitere für die Simulation nötigen Parameter werden so belegt, dass entweder fixe Werte verwendet werden oder diese auf Basis anderer gegebener Parameter berechnet werden.

Die automatisierte Berichterstellung wird ebenfalls auf Basis der Nutzeranforderungen entwickelt, hier werden Vorlagen für anwendungsspezifische Kennwerte, Graphen und Bilder festgelegt, siehe Bild 4. Bei der Über- oder Unterschreitung von Warn- oder Grenzwerten können durch bedingte Formatierung entsprechende Werte hervorgehoben werden, siehe Tabelle 1.

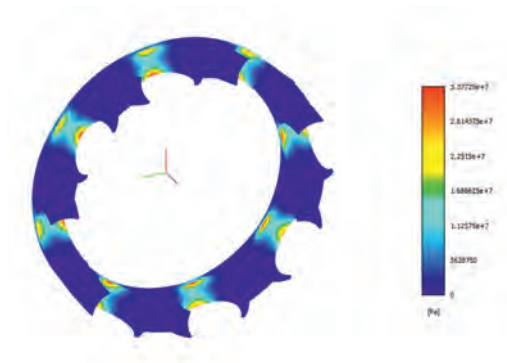


Bild 4: Automatisch generierte 3D Ansicht mit Spannungsdarstellung

Tabelle 1: Anwendungsspezifische Tabelle mit Simulationsergebnissen und Erklärung

Output parameter	Value	Unit
Distance between seal insert and cage (final)	1.29	mm
Distance between seal insert and cage (initial)	1.64	mm
Radial gap between cage and OR shoulder	0.695	mm
Prong radial expansion delta	1.67	mm
von Mises stresses at cage measurement point	23.7	MPa
Max. von Mises anywhere in cage	33.8	MPa
Equivalent strain at cage measurement point	0.01	
Max. equivalent strain	0.0143	
Distance between prongs (initial)	15	mm
Distance between prongs (final)	16	mm
Prong opening (final - initial)	0.981	mm

Note: Positive gap numbers corresponds to clearance, negative gap corresponds to interference

Darüber hinaus werden Plausibilitätskriterien festgelegt, um zu gewährleisten, dass bei der Verletzung von vereinfachenden Annahmen eine Warnmeldung bzw. Fehlermeldung ausgegeben wird und Ergebnisse kritisch hinterfragt werden müssen.

Beispiel: Für eine Festigkeitsanalyse wird die Spannung eines flexiblen Körpers an einem vordefinierten Punkt gemessen. Es wird angenommen, dass in diesem Punkt die maximale Spannung und größte Schädigung bezüglich Materialermüdung auftritt. Es ist jedoch theoretisch möglich, dass die maximale Spannung an einem beliebigen Punkt im Körper auftreten kann.

Hier kann eine Probe durchgeführt werden, ob die maximale Spannung am vordefinierten Punkt genauso groß wie die maximale Spannung im ganzen Körper ist. Eine zu große Abweichung hätte die Konsequenz, dass der vordefinierte Punkt womöglich nicht den Schwachpunkt des flexiblen Körpers abbildet. Somit muss das Simulationsergebnis zunächst verworfen werden und dürfte erst nach manueller Bewertung verwendet werden.

Besondere Eignung des Turnkey Prinzips besteht dort, wo die Methoden der statistischen Versuchsplanung (DoE) vorteilhaft angewendet werden.

1. In der Anwendungstechnik für interne und externe Anwendungsstudien
2. Im Versuch zur Validierung von Prüfstandmodellen oder zur Versuchsplanung
3. In der Forschung & Entwicklung zur Weiterentwicklung von Berechnungsmodellen
4. In der Prozess- und Produktentwicklung als virtuelle Prototypen

4. SKF Cage Analysis Tool

Um die Anwendungstechnik bei der Lagerauswahl für Eisenbahnanwendungen zu unterstützen, wurde ein solches Turnkey-Modell erstellt.

Die Einsatzbedingungen von Wälzlagern in der Eisenbahnanwendung zeichnen sich durch Stoßlasten, aber auch Niedriglastbedingungen aus. Dies ist insbesondere für die Lager, die als Radsatzlager, Getriebelager oder Fahrmotorelager verwendet werden von Interesse, siehe Bild 5.

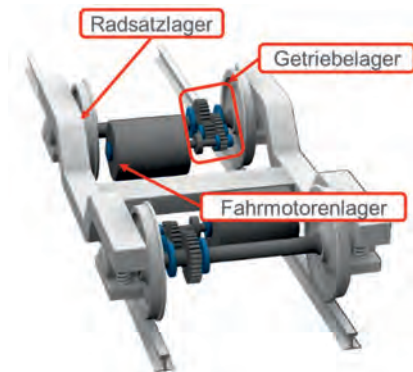


Bild 5: Lagerpositionen in der Eisenbahnanwendung

Im Eisenbahnbetrieb treten, beispielsweise beim Überfahren von Weichen, hohe Stoßlasten auf. Diese überlagern sich mit permanent auftretenden Vibrationen während der Fahrt.

Die Eisenbahnnorm EN 61373 definiert Prüfwerte- und Prozeduren für in Eisenbahnen verbaute Komponenten, und damit auch Wälzlager. Hier sind unter anderem die Schockprüfung und die simulierte Lebensdauerprüfung zu nennen. Auf Basis dieser Norm wurden einige sogenannte „Standardlastfälle“ festgelegt, welche verschiedene Getriebeaufhängungen, Zugtypen und Trassierungsbedingungen darstellen. Das Turnkey-Modell kann für beliebige Kegelrollenlager und Blechkäfige mit diesen Lastfällen beaufschlagt werden.

Das Turnkey-Modell enthält ein einzelnes Lager mit einem reduzierten, flexiblen Käfigmodell, welches mit Spannungssensoren versehen ist, siehe Bild 6.

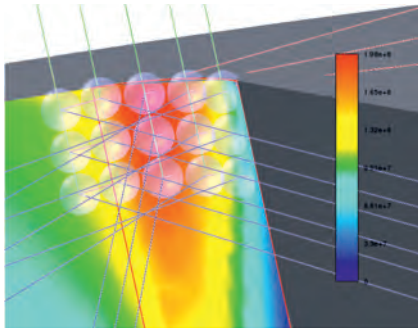


Bild 6: Taschenenecke mit Spannungssensoren

Die Lager- und Käfiggeometrie ist vollständig parametrisiert und wird von einer internen Datenbank geladen. Die automatische Auswertung der Simulation generiert Kennzahlen zur Rollendynamik, wie die kinetische Energie der Rollen und deren Impulsübertragung auf den Käfig. Daneben werden die maximalen Spannungsamplituden in den Spannungssensoren im Käfig nach Zeit und Ort aufgelöst und ausgegeben.

Das Hauptziel ist die Auswertung der aufgezeichneten Spannungssignale nach der FKM Richtlinie zum Nachweis der Ermüdungsfestigkeit des Käfigs, siehe Bild 7.

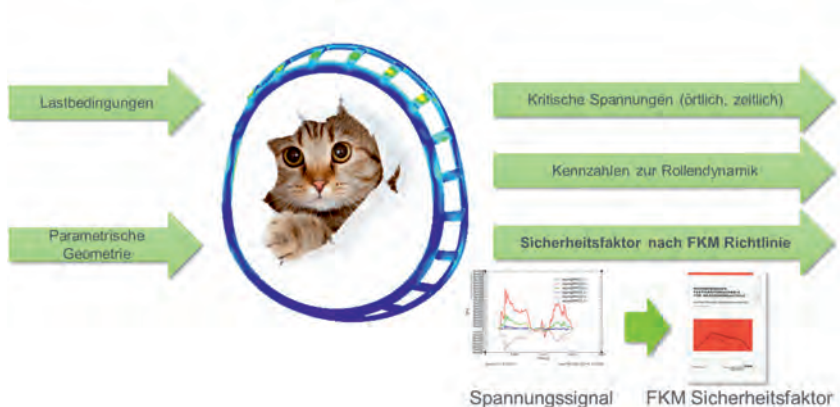


Bild 7: Schematische Darstellung der Simulationseingaben und der erzeugten Ergebnisse

Durch die konsequente Parametrisierung des Simulationsmodelles ist eine Massenstudie aller Lager mit verschiedenen Käfigvarianten und allen Lastfällen möglich. Die Simulationsergebnisse können dann mit Hilfe von festgelegten Schwell- und Grenzwerte kategorisiert, und übersichtlich in einer Tabelle dargestellt werden, siehe Bild 8. Diese Tabelle kann nun durch die Anwendungstechnik für die Lagervorauslegung verwendet werden. Hierbei wird der passende Standardlastfall anhand eines Entscheidungsbaumes ausgewählt.

Lagervariante		Käfigausführung		Federungstyp												Schienenzustand											
Designation	d [mm]	bogie mounted						axle mounted						axle mounted													
		Case 1		Case 2		Case 3		Case 4		Case 5		Case 6		Case 7		Case 8											
		S	HS	S	HS	S	HS	S	HS	S	HS	S	HS	S	HS	S	HS										
Bearing 1	/	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●										
Bearing 2	/	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●										
Bearing 3	/	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●										
Bearing 4	/	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●										
Bearing 5	/	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●										
Bearing 6	/	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●										
Bearing 7	/	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●										
Bearing 8	/	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●										

Bild 8: Tabelle zur Käfigvorauslegung (schematisch)

5. Fazit und Ausblick

Durch die Anwendung des Turnkey-Prinzips können die Simulationsfähigkeiten von SKF BEAST, sowie die Ergebnisse der Simulationsmodelle, für einen weiten Nutzerkreis verfügbar gemacht werden. Die Vereinfachungen bei der Benutzerinteraktion, Standardisierung, sowie weitgehende Automatisierung, helfen spezifische Problemstellungen in kürzerer Zeit zu lösen. Mit Hilfe geeigneter Plausibilitätskriterien ist es möglich Fehlern bei der Bedienung und Interpretation der Simulationsergebnisse vorzubeugen. Dadurch können Turnkey-Modelle einen Beitrag zu schnelleren Auslegungszyklen und einer höheren Zuverlässigkeit von Wälzlagern in der Anwendung leisten.

Der nächste Schritt bei der Entwicklung von Turnkey-Modellen ist die Entkoppelung der Benutzeroberfläche von SKF BEAST. Dadurch soll es möglich sein, Simulationen auch über ein webbasiertes Interface zu starten. Dies hat den Vorteil, dass keine lokalen Programme installiert werden müssen und sämtliche internetfähige Endgeräte wie Mobiltelefone oder Tablets zum Start der Simulationen verwendet werden können. Daneben können Aktualisierungen der Simulationssoftware und Modelle von zentraler Stelle aus gesteuert werden, was den Aufwand für Änderungen klein hält.

Eine Näherungsmethode zur schnellen Simulation von mehrfach überrollten elasto-plastischen Kontakten in Wälzlagern

M. Jüttner M.Sc., Prof. Dr.-Ing. **S. Wartzack**, Dr.-Ing. **M. Bartz**,
Lehrstuhl für Konstruktionstechnik, Friedrich-Alexander-Universität
Erlangen-Nürnberg;
Prof. Dr.-Ing. **S. Tremmel**, Lehrstuhl für Konstruktionslehre und CAD,
Universität Bayreuth;
Dipl.-Ing. M. Correns, Schaeffler Technologies AG & Co. KG,
Herzogenaurach

Kurzfassung

Zur Bewertung von Pressungsspitzen in den Kontakten von Wälzlagern, die bei zum Lastfall unpassender Lagergeometrie oder bei ungünstigen Betriebsbedingungen auftreten können, ist die Berücksichtigung von elasto-plastischem Materialverhalten notwendig, sobald die aus der Pressung resultierenden Spannungen lokal die Fließgrenze des Werkstoffes überschreiten. Eine gegebenenfalls fortschreitende Plastifizierung und die daraus folgende Veränderung der Kontaktgeometrie bei mehrfacher Überrollung lässt sich somit erfassen. Die Simulation von mehrfach überrollten elasto-plastischen Kontakten erfolgt in der Regel mit einem transienten Ansatz, was mit herkömmlichen Verfahren sehr zeitaufwändig ist. Um die Bewertung von Pressungsspitzen in den Zeitrahmen der etablierten Lagerauslegung eingliedern zu können wird in diesem Beitrag, ausgehend von einer transienten Simulation einer Mehrfachüberrollung, eine schnelle Näherungsmethode vorgestellt. Als Beispiel wird der Kontakt von Kugel und Innenringlaufbahn eines Rillenkugellagers untersucht und es werden die Ergebnisse der Näherungsmethode diskutiert.

1. Einleitung

Die heute übliche, in ISO 281 [1] genormte, Berechnung der Lebensdauer von Wälzlagern erfolgt auf Basis des Ausfallkriteriums der Werkstoffermüdung, ausgehend von den höchstbeanspruchten Werkstoffbereichen in den einzelnen Wälzkontakten. Die Lebensdauer von Wälzlagern, beziehungsweise die Eignung eines Wälzlagers für einen bestimmten Anwendungsfall, kann jedoch durch andere Ausfallkriterien bestimmt sein.

Eine kritische Situation stellen Pressungsspitzen dar, die bei zum Lastfall unpassender Lagergeometrie oder bei ungünstigen Betriebsbedingungen auftreten. Dies können neben Belastungen des Lagers oberhalb seiner statischen Tragzahl insbesondere Pressungsspitzen in

Folge von abgeschnittenen Kontaktellipsen sein. Das Abschneiden der Kontaktellipse wird zum Beispiel in Rollenlagern durch Freistiche, die in den Rolle-Laufbahnkontakt hineinreichen, oder bei Schrägkugellagern oder Pendelrollenlagern durch den Laufbahnrand bei großen Schiefstellungen verursacht.

Spannungsberechnungen, unter der Annahme rein elastischen Werkstoffverhaltens, führen in genannten Fällen zu mathematischen Singularitäten – also theoretisch unendlich großen Spannungsspitzen. Für eine Beurteilung solcher Beanspruchungssituationen ist deshalb die Simulation unter Berücksichtigung elasto-plastischen Werkstoffverhaltens notwendig. Die maximale Spannung ist in diesem Fall durch die Fließkurve des Werkstoffes begrenzt. Wird bei einer Überrollung lokal die Fließgrenze überschritten, kommt es zur Plastifizierung, das heißt einer plastischen Verformung und damit einhergehenden Verfestigung des Werkstoffes. Kommt die Plastifizierung im Laufe der nachfolgenden Überrollungen zum Erliegen – es treten also nur noch elastische Verformungen auf – können die Simulationsergebnisse zur genaueren Lebensdauerberechnung des Lagers herangezogen werden. Tritt jedoch aufgrund zu hoher Beanspruchung und ungünstiger Geometrie eine fortlaufende Plastifizierung auf, so ist ein vorzeitiger Ausfall des Lagers nicht auszuschließen.

Die Simulation eines überrollten elasto-plastischen Kontakts erfolgt in der Regel durch transiente Berechnung. Mit herkömmlichen Verfahren ist dies sehr zeitaufwändig. Eine Integration in den etablierten Lagerauslegungsprozess ist abgesehen von Einzelfällen nicht praktikabel – jedoch wünschenswert.

Im Folgenden wird deshalb ausgehend von der herkömmlichen, transienten Simulation einer Mehrfachüberrollung eine Näherungsmethode zur schnellen Simulation von mehrfach überrollten Kontakten vorgestellt und diskutiert. Als Kontaktsituation wird im Rahmen des Beitrags der reibungsfreie, trockene Kontakt zwischen Kugel und Innenringlaufbahn eines Rillenkugellagers mit vollständiger Kontaktellipse aber Belastung oberhalb der statischen Tragzahl des Lagers gewählt. Die Methode kann zukünftig auf komplexere, asymmetrische Kontaktsituationen, bei denen sich etwa Pressungsspitzen aufgrund abgeschnittener Kontaktellipsen einstellen, übertragen werden.

2. Simulationsmodell und Ableitung der Näherungsmethode

Die Berechnung elasto-plastisch beanspruchter Kontakte kann durch unterschiedliche numerische Rechenmethoden erfolgen. Neben der vergleichsweise universell nutzbaren Finiten Elemente Methode (FEM) bieten sich im vorliegenden Fall aufgrund schnellerer Rechenzeiten Semi-Analytische-Methoden (SAM) für den Halbraum an, wie sie auf JACQ et al. [2] zurückzuführen sind und bereits für transiente Simulationen von Überrollungen verwendet werden [3,

4]. Sämtliche gezeigten Ergebnisse sind mit der Software TELOS der Firma SCHAEFFLER berechnet, welches auf den SAM basiert.

Kontaktsituation und Materialmodell

Für den vorliegenden Beitrag wird der ungeschmierte Kontakt zwischen Kugel und Innenringlaufbahn eines Rillenkugellagers 6305 [5] betrachtet. Zwischen der Kugel und der Laufbahn mit einer Schmiegun g von etwa 102 % wird reibungsfreies Abrollen angenommen. Die Belastung wird dabei für die gesamte Rolllänge konservativ als konstant und stets rein normal zwischen Kugel und Laufbahn angenommen. Die Kontaktkraft wird entsprechend des höchstbelasteten Kugel-Innenring-Kontakts des Lagers in Scheitelstellung bei einer Lagerbelastung in Höhe der doppelten statischen Tragzahl des Lagers gewählt.

Das Materialverhalten der Kugel wird als elastisch angenommen, wohingegen die Laufbahn mit elasto-plastischem Materialverhalten modelliert ist. Es wird eine isotrope Verfestigung nach SWIFT [6] verwendet.

Transient simulierte Überrollung

Als Ergebnis einer transient simulierten Überrollung unter Berücksichtigung elasto-plastischen Materialverhaltens nach dem Vorgehen gemäß [3, 4] erhält man neben der plastischen Deformation der Oberfläche δ_p auch die Eigenspannungen σ_p und die plastischen Dehnungen ε_p in Form der Spannungs- und Dehnungstensoren. In Bild 1 ist als gut visualisierbare Größe die plastische Deformation der Oberfläche δ_p in der Mitte des Kontaktes für die ersten beiden Überrollungen sowie für einen Einzeleindruck (einmalige Belastung und Entlastung normal zur Oberfläche) dargestellt. Die x-Achse entspricht im Folgenden der Rollrichtung, kann zugleich aber auch als Zeitachse interpretiert werden. Die positive z-Achse des kartesischen Koordinatensystems ist ausgehend von der Oberfläche senkrecht in die Laufbahn hinein orientiert.

Zu Beginn der Überrollung folgt auf einen kleinen Aufwurf zunächst die maximale Tiefe des Eindrucks. Ausgehend von diesem Maximum reduziert sich die Tiefe des Eindrucks mit zunehmender Rolllänge x wieder und nimmt dann einen konstanten Wert an. Es stellt sich also nach einer gewissen Rolllänge ein stabiler Zustand ein. Bemerkenswerterweise ist die maximale Tiefe zu Beginn der Überrollung größer als die Tiefe des Einzeleindrucks, während die Tiefe des Eindrucks im Bereich des stabilen Zustands der Überrollung geringer als die des Einzeleindrucks ist. Insbesondere der Anfang der Überrollung zeigt also transientes Verhalten. Der zu beobachtende „Anfangseffekt“ wird in der Literatur durch die Änderung der Konformität – also die Veränderung der Kontaktgeometrie – erklärt [4] und kann auch bei empirischen Versuchen, zum Beispiel bei Ritztests, beobachtet werden [7].

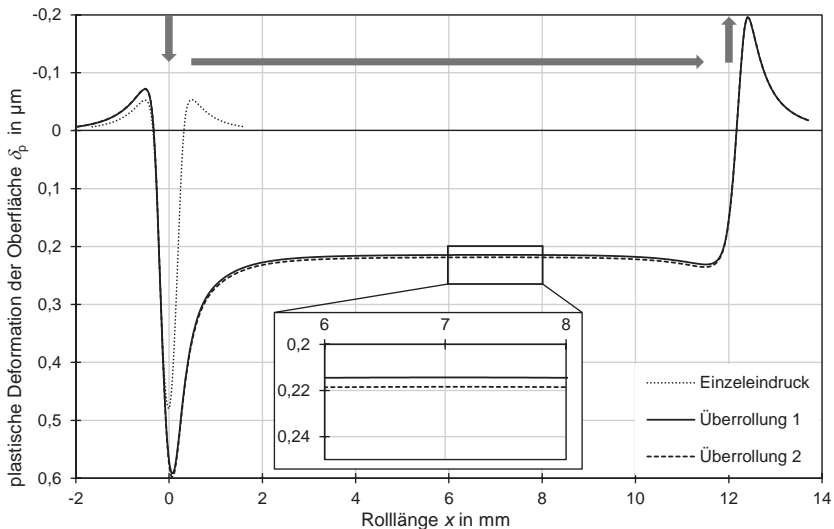


Bild 1: Plastische Verformung der Oberfläche ε_p aus der transienten Simulation für einen Einzeleindruck sowie die zweifache Überrollung über der Rolllänge x

Der Eindruck der zweiten Überrollung liegt für die gewählte Kontaktsituation sehr nah an der ersten. Während bei der ersten Überrollung eine größere plastische Verformung der Oberfläche vorliegt, führt bereits die zweite Überrollung kaum mehr zu einer weiteren plastischen Verformung. Auch dies ist neben der Verfestigung des Werkstoffes mit der Veränderung der Konformität zu erklären.

Vergleichbar zu Bild 1 sind in Bild 2 für die erste Überrollung die Komponenten des Tensors der plastischen Dehnung ε_p und die effektive plastische Dehnung ε_{p_eff} (Dehnungsäquivalent zur VON MISES-Vergleichsspannung) über der Rolllänge x in der Tiefe, in der die maximalen effektiven plastischen Dehnung ε_{p_eff} auftreten, aufgetragen. Die Komponenten ε_{p_yz} und ε_{p_xy} sind in der Betrachtungsebene Null. Während die Komponenten ε_{p_yy} und ε_{p_xz} von Beginn der Überrollung an einen nahezu konstanten Wert aufweisen, zeigen die betragsmäßig größten Komponenten ε_{p_xx} und ε_{p_zz} und damit auch die effektive plastische Dehnung ε_{p_eff} zunächst ein Maximum, um dann bei ausreichender Rolllänge ebenfalls einem konstanten Wert entgegenzustreben. Die konstante Verformung der Oberfläche ist im Bereich des stabilen Zustands

mit konstanten Werten der plastischen Dehnungskomponenten gekoppelt. Selbiges Verhalten gilt für die hier nicht näher betrachteten Eigenspannungen.

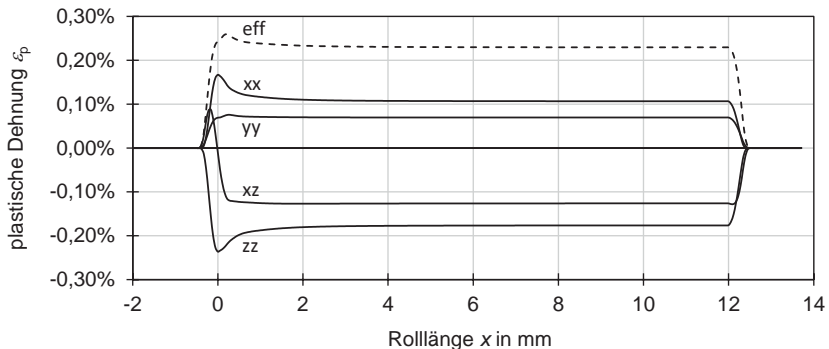


Bild 2: Komponenten der plastischen Dehnung ε_p der ersten Überrollung über der Rolllänge x im Zentrum des Kontaktes in der Tiefe der maximalen effektiven plastischen Dehnung ε_{p_eff}

Näherungsansatz

Grund für den hohen Zeitaufwand der transienten Simulation ist die große Zahl von nacheinander zu berechnenden Schritten n je Überrollung. Zur Einbindung in den etablierten Lagerauslegungsprozess ist deshalb eine schnell rechnende Näherungsmethode vorteilhaft, die je Überrollung nur die transiente Berechnung einer minimalen Anzahl von Schritten n_{max} – bestenfalls nur einen einzigen Schritt $n_{max} = 1$ – erfordert. Der Bereich des stabilen Zustands zeigt kein transientes Verhalten und benötigt somit theoretisch nur einen einzelnen Schritt. Jeder weitere Schritt liefert das gleiche Ergebnis: wie zuvor gezeigt sind die Eigenspannungen, plastischen Dehnungen und die plastische Verformung konstant. Zur Berechnung des benötigten einzelnen Schritts im Bereich des stabilen Zustands ist jedoch die transiente Entwicklung am Beginn der Überrollung zu berücksichtigen. Um diesen „Anfangseffekt“ zu erfassen sind also einige zusätzliche Schritte entsprechend der transienten Simulation notwendig. Wird mit nur einem Schritt $n_{max} = 1$ gerechnet werden die transienten Effekte zu Beginn der Überrollung vernachlässigt. Je höher die Anzahl der Schritte n_{max} gewählt wird, desto besser werden die transienten Effekte abgebildet. Der allgemeine Ablauf der im Folgenden als „teiltransient“ bezeichneten Näherungsberechnung mit n_{max} Schritten je Überrollung und m_{max} Überrollungen ist in Bild 3 dargestellt. In Bild 4 sind zudem für den Sonderfall von einem Schritt $n_{max} = 1$ und

zwei Überrollungen $m_{\max} = 2$ schematisch die plastischen Dehnungen ε_p und die Oberflächendeformation δ_p abgebildet.

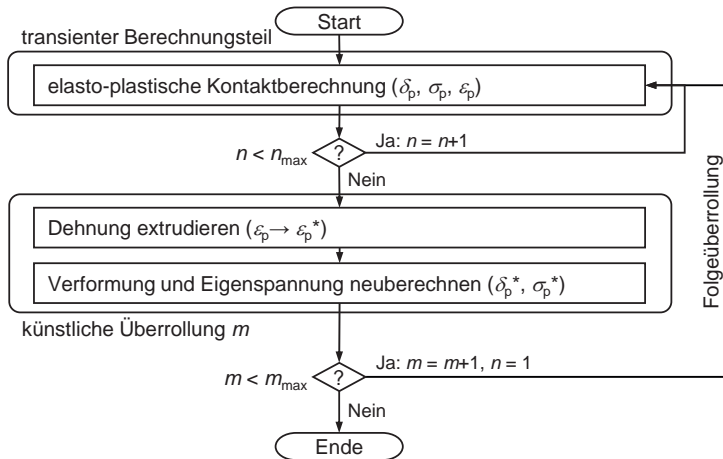


Bild 3: Ablaufdiagramm der teiltransienten Näherungsberechnung

Zur Berücksichtigung des „Anfangseffektes“ werden im transienten Teil zunächst lediglich die ersten n_{\max} Schritte entsprechend der herkömmlichen transienten Simulation berechnet (ein Schritt im Sonderfall in Bild 4a). Folgend wird im nicht-transienten Teil der überrollte stabile Zustand angenähert, indem jeweils die, vom Kontaktpunkt aus gesehenen in Rollrichtung liegenden, maximalen plastischen Dehnungen ε_p des letzten Schrittes n_{\max} in x-Richtung extrudiert werden (Bild 4b). Mit den Dehnungen ε_p^* der künstlichen Überrollung werden die plastische Verformung der Oberfläche δ_p^* und die Eigenspannungen σ_p^* neu berechnet. Der Bereich des stabilen Zustands der ersten Überrollung $m = 1$ ist damit für alle Größen angenähert und stellt den Ausgangspunkt für die nächste Überrollung $m = 2$ dar. Diese wird nach gleichem Vorgehen simuliert: Aus den n_{\max} Schritten des transienten Teils folgt gegebenenfalls eine weitere lokale Veränderung der plastischen Dehnungen (Bild 4c). Daraus wird wiederum der überrollte Dehnungszustand der zweiten Überrollung synthetisiert (Bild 4d). Nach Neuberechnung der Verformung und der Eigenspannungen ist die Ausgangsbasis für die Folgeüberrollung $m = m+1$ in sich konsistent. Der Vorgang wird wiederholt bis die Anzahl anzunähernder Überrollungen m_{\max} erreicht oder ein anderes definiertes Abbruchkriterium erfüllt ist.

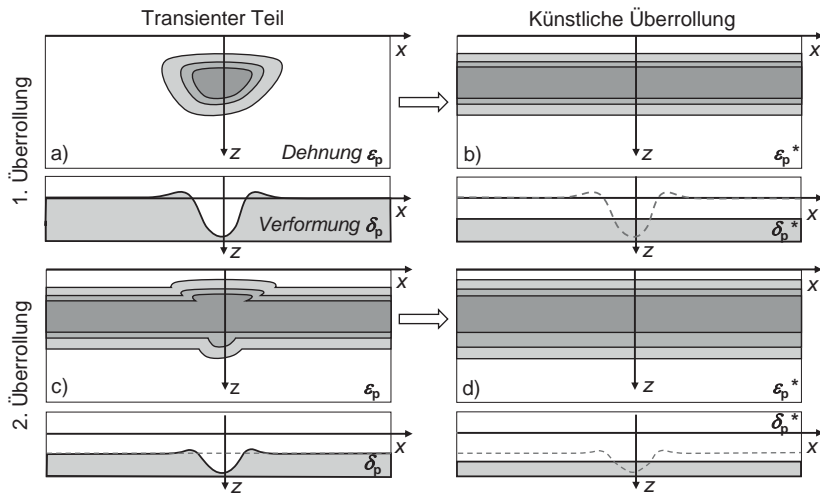


Bild 4: Schematische Darstellung der plastischen Dehnung ε_p und der Oberflächenverformung δ_p bei Simulation der ersten Überrollung (a, b) und der zweiten Überrollung (c, d) mit der teiltransienten Näherungsmethode für den Sonderfall von $n_{\max} = 1$

Ergebnis

Anstatt eine Überrollung mit vielen hundert Schritten transient zu simulieren wird bei der Näherungsmethode im einfachsten Fall lediglich ein Schritt mit nachgeschalteter Synthetisierung des stabilen Zustands benötigt. Die Rechenzeit kann so erheblich reduziert werden. Wie bei der transienten Berechnung stehen bei der teiltransienten Näherungsmethode nach jeder Überrollung ausgehend von den Dehnungen ε_p in Form des Dehnungstensors auch die Eigenstressungen σ_p sowie die plastische Verformung der Oberfläche δ_p zur Auswertung zur Verfügung. Dies vermittelt verhältnismäßig schnell einen Eindruck von der Entwicklung der plastischen Verformungsvorgänge bei der Mehrfachüberrollung einer bestimmten Kontaktsituation.

3. Diskussion

Als Qualitätskriterium der Näherungsmethode bietet sich erneut die plastische Verformung der Oberfläche δ_p als skalarer Wert an. Bild 5 zeigt Ergebnisse der teiltransienten Näherungsmethode mit den Schritten $n_{\max} = 1$, $n_{\max} = 3$ und $n_{\max} = 7$ zusammen mit den aus Bild 1 bekannten Ergebnissen der herkömmlichen transienten Simulation.

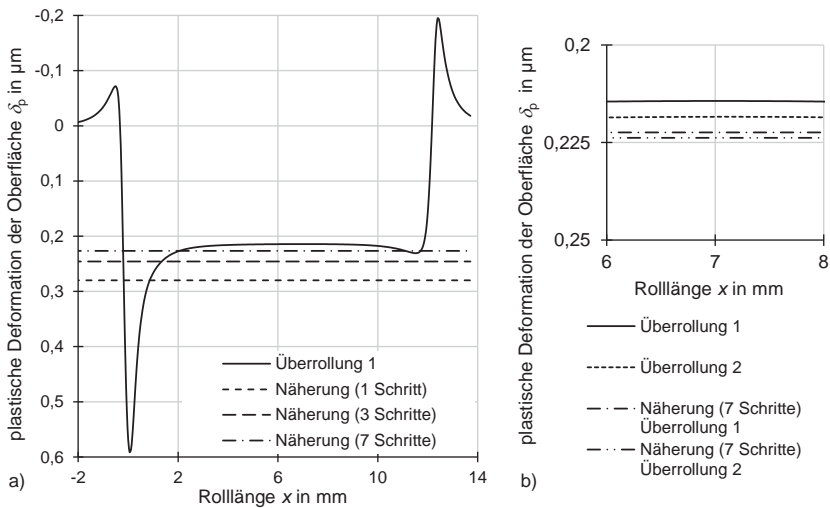


Bild 5: Plastische Verformung der Oberfläche δ_p für die transiente Rechnung sowie die teiltransiente Näherungsrechnung

Nachdem die Näherungsmethode den Bereich des stabilen Zustands der Überrollung annähert, ist die Tiefe des Eindrucks für jede Überrollungsnäherung erwartungsgemäß über die gesamte Rolllänge konstant. In Bild 5 a) ist deutlich zu sehen, dass mit zunehmender Zahl von Schritten n_{\max} der teiltransienten Berechnung die Genauigkeit der Näherung für die erste Überrollung zunimmt. Die angenäherte Verformung für einen einzelnen Schritt ($n_{\max} = 1$) ist in diesem Beispiel um etwa 23 % größer als die transiente Verformung im stabilen Zustand. Die Näherungsmethode nutzt in diesem Fall direkt den Dehnungszustand des Einzeleindrucks, das heißt der „Anfangseffekt“ wird vollständig vernachlässigt: Die Anpassung der Konformität der Kontaktgeometrie und die resultierende Änderung der Dehnungen vom Beginn der Überrollung bis zum Bereich des stabilen Zustands werden nicht berücksichtigt. Es zeigt sich, dass die angenäherte Verformung überbewertet wird. Die Ausprägung dieses maximalen Näherungsfehlers ist dabei maßgeblich abhängig von der Kontaktgeometrie und der Lasthöhe. Mit steigender Zahl von Schritten n_{\max} der teiltransienten Näherungsrechnung wird der „Anfangseffekt“ zusehends besser abgebildet und die Abweichung der Näherungsmethode zur herkömmlichen transienten Simulation sinkt. Bei $n_{\max} = 3$ Schritten wird die Verformung noch um etwa 13 % und bei $n_{\max} = 7$ Schritten nur noch um etwa 4 % überbewertet. Selbstverständ-

lich geht die höhere Genauigkeit durch Erhöhung der Anzahl der Schritte mit einer entsprechenden Verlängerung der Rechenzeit einher. Letztlich ist eine Abwägung zwischen Rechenzeit und Genauigkeit der Näherung erforderlich, wobei stets situationsabhängig gewählt werden kann. Im vorliegenden Fall beträgt die Rechenzeit für die erste Überrollung mit der teiltransienten Näherung für einen Schritt etwa 0,4 %, für drei Schritte etwa 0,7 % und für sieben Schritte etwa 1,9 % der Rechenzeit der vollständigen transienten Rechnung, die bei der genutzten Soft- und Hardware etwa 65,5 Stunden beträgt.

Betrachtet man die zweite Überrollung (Bild 5 b), so sind auch hier gewisse unvermeidbare Differenzen zur transienten Rechnung erkennbar, da sich die Abweichungen infolge der aufeinander aufbauenden Näherungsrechnung der einzelnen Überrollungen aufsummieren. Eine Überbewertung der Näherung der ersten Überrollung führt aufgrund überbewerteter Verfestigung und Konformitätsanpassung zu einer Unterbewertung der Näherung der zweiten Überrollung. Die Differenz des Eindrucks zwischen erster und zweiter Überrollung ist deshalb bei der Näherung geringer als bei der transienten Rechnung.

Im Allgemeinen gibt die Charakteristik der genäherten Überrollungen den Bereich des stabilen Zustands der herkömmlichen transienten Berechnung gut wieder: Die erste Überrollung führt zur maßgeblichen plastischen Verformung der Oberfläche. Es kommt zu ersten Verfestigungen im Werkstoff sowie durch die Verformung der Oberfläche zu einer Anpassung der Konformität des Kontaktes. Bei der zweiten Überrollung liegt zwar eine fortschreitende plastische Verformung vor, diese ist im Vergleich zur ersten Überrollung aber bereits sehr klein, sodass im vorliegenden Fall bereits bei weiteren Überrollungen kaum mehr eine erkennbare Veränderung oder Oberflächengeometrie zu erwarten ist. Die plastische Verformung kommt also schnell zum Stillstand und der Kontakt ist nach wenigen Überrollungen nunmehr rein elastisch. Folglich ist im vorliegenden Fall nicht von einem vorzeitigen Lagerversagen als Folge fortschreitender Plastifizierung auszugehen.

4. Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen dieses Beitrags wurde ausgehend von einer herkömmlichen transienten Simulation eine schnelle teiltransiente Näherungsmethode zur Simulation von Mehrfachüberrollungen unter Berücksichtigung elasto-plastischen Materialverhaltens vorgestellt. Anstelle sehr vieler Rechenschritte bei der transienten Berechnung sind nur einige wenige Rechenschritte bei der Näherung notwendig, wodurch die Rechenzeit extrem reduziert werden kann. Die Erweiterung des Lagerauslegungsprozesses um die Bewertung von Pressungsspitzen wird hiermit greifbar und die Einschätzung der Gefahr einer fortschreitenden plastischen Verformung unter Mehrfachüberrollung möglich.

Am Beispiel des höchstbelasteten Kontaktes zwischen Kugel und Innenringlaufbahn eines Rillenkugellagers unter Belastung oberhalb der statischen Tragzahl des Lagers wurde die Näherungsmethode erläutert und das Ergebnis diskutiert. Diese Kontaktsituation stellt die Basis zur Entwicklung und Validierung der Näherungsmethode dar und zeigt deren Anwendbarkeit auf. Perspektivisch wird die Methode auf komplexere Kontaktsituationen übertragen, wie zum Beispiel Fälle mit abgeschnittenen Kontaktellipsen. Während sich hier insbesondere neue Herausforderungen bei der eigentlichen Simulation abgeschnittener Kontaktellipsen im Halbraummodell sowie durch stark inhomogene Beanspruchung ergeben, sollte das Grundprinzip des präsentierten Näherungsansatzes gleichbleiben.

Neben der überschlägigen Berechnung der fortschreitenden plastischen Verformung eröffnet die Auswertung der Simulationsergebnisse weitere Möglichkeiten. Insbesondere die veränderte Oberflächengeometrie wie auch die eingebrachten Eigenspannungen bieten das Potential die Lebensdauer eines derart ungünstig beanspruchten Lagers exakter zu berechnen.

- [1] DIN ISO 281:2010-10: Wälzlager — Dynamische Tragzahlen und nominelle Lebensdauer. Berlin: Beuth
- [2] Jacq, C., Nélías, D., Lormand, G. u. Girodin, D.: Development of a Three-Dimensional Semi-Analytical Elastic–Plastic Contact Code. ASME J. Tribol. 124 (2002) 4 S. 653-667
- [3] Chaise, T. u. Nélías, D.: Contact Pressure and Residual Strain in 3D Elasto-Plastic Rolling Contact for a Circular or Elliptical Point Contact. Journal of Tribology 133 (2011) 4
- [4] Nélías, D., Antaluca, E. u. Boucly, V.: Rolling of an Elastic Ellipsoid Upon an Elastic-Plastic Flat. Journal of Tribology 129 (2007) 4 S. 791–800
- [5] Wälzlager – Technische Grundlagen und Produktdaten zur Gestaltung von Wälzlagerungen, Katalog (HR1), Schaeffler Technologies AG & Co. KG, Herzogenaurach 2019
- [6] Swift, H. W.: Plastic instability under plane stress. Journal of the Mechanics and Physics of Solids 1 (1952) 1 S. 1–18
- [7] Flores, S. E., Pontin, M. G. u. Zok, F. W.: Scratching of Elastic/Plastic Materials With Hard Spherical Indenters. Journal of Applied Mechanics 75 (2008) 6

Oberflächeninduzierte Wälzermüdung am Beispiel von Hiebmarken

Experiment und Simulation

Jan Hendrik Kehl, M.Sc.; Prof Dr.-Ing. **Gerhard Poll**,
Institut für Maschinenkonstruktion und Tribologie,
Leibniz Universität Hannover

1 Kurzfassung

Beschädigungen der Laufflächen von Wälzlagern in unterschiedlicher Ausprägung sind in der Praxis häufig und in einigen Fällen nur schwer vermeidbar. Sie können durch Überrollen von Partikeln aus Verunreinigungen im Schmierstoff, aber auch während des Fertigungs- und Montageprozesses oder spezieller Betriebszustände entstehen. Im ersten Fall handelt es sich um zufällige Eindrücke, letztere sind z.B. als Hieb- und Schürfmacken oder Eindrücke von Wälzkörpern in die Laufbahnen sichtbar. Es ist bekannt, dass dadurch eine Verringerung der Ermüdungslebensdauer möglich ist, insbesondere, wenn durch plastische Verformungen Randaufwürfe entstanden sind. Allerdings ist für den Anwender nur schwer zu beurteilen, ob eine konkret vorliegende Laufflächenbeschädigung kritisch ist und eine weitere Verwendung des Lagers zulässt.

2 Abstract

Indentations on bearing raceways in different forms and shapes occur frequently in practical applications and are difficult to avoid in many cases. They can originate from particles inside the lubricant or from the manufacturing and assembly process as well as particular operating conditions. In the first case the indentations are randomly distributed whereas in the second case they derive from hit and scraping marks or can be traced to the rolling elements. It is well known that the service life can be reduced by such indentations, especially if the indentations show pronounced ridges on the sides caused by plastic deformations. However, the assessment of a specific damage, regarding its life reducing effects, renders more difficult for the application engineer.

3 Stand der Forschung

Die Verhältnisse im Laufbahnkontakt von Wälzlagern entscheiden über eine Vielzahl von Betriebseigenschaften, die schon durch kleinste Veränderungen beeinflusst werden können. Eine der zentralen Laufeigenschaften von Wälzlagern stellt hier die Ermüdungslebensdauer dar, die in großem Maße von der Kraftübertragung im Kontakt abhängig ist. Die daraus resultierenden zyklischen Beanspruchungen im Material sorgen für eine Ermüdung des Werkstoffs, die maßgeblich von der Höhe und Wirkweise der entstehenden Spannungen unterhalb des Kontakts abhängt. Durch geringste Abweichungen der Kontaktgeometrie können Spannungsspitzen entstehen, die die Werkstoffermüdung beschleunigen, zu einer frühzeitigen Rissbildung und schließlich zum Ausfall des Wälzlagers führen können, siehe Bild 1 links.

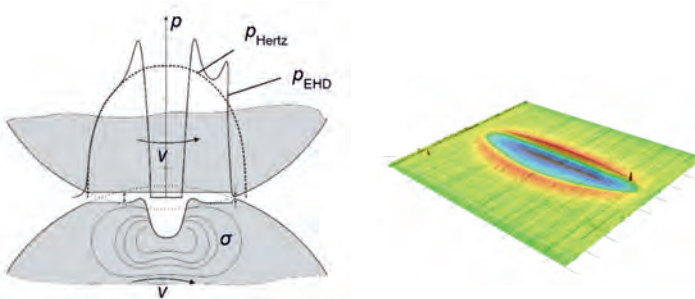


Bild 1: Hiebmarke auf der Lauffläche eines Zylinderrollenlagerinnenrings (links), schematische Pressungsverteilung eines geschädigten Wälzlagerkontaktes

Gleichzeitig können Eigenspannungszustände unterhalb des Kontakts diesen Effekt noch verstärken. Insbesondere Zugeigenspannungen haben einen deutlichen negativen Einfluss auf die Ermüdungslebensdauer [1]. Frühausfälle und vorzeitiges Versagen sind die Folge, die wiederum in wirtschaftlichen Schäden resultieren. Die Ursachen solcher Störungen der Kontaktgeometrie können während des Fertigungsprozesses, durch unsachgemäße Behandlung während des Transports und der Montage auftreten.

Die hier betrachteten Schäden stammen überwiegend aus stoßartigen Bewegungen, wie z.B. das Herunterfallen eines Innenrings oder Im Speziellen wurden bei den hier vorgestellten Beschädigungen der Aufschlag von einzelnen Wälzkörpern auf die Innenringlaufbahn untersucht, siehe Bild 1 rechts. Dabei wird davon ausgegangen, dass der Wälzkörper mit der



Bild 2: Aufnahme eines Schadens auf der Laufbahn eines Zylinderrollenlagers

Radiuskante auf die ungelaufene Laufbahn aufschlägt und dort einen Eindruck hinterlässt. Die typische Topografie eines solchen Schadens ist in Bild 1 abgebildet. Es ist zu erkennen, dass es zu deutlichen Randaufwürfen entlang der sichelförmigen Eindrückung kommt, siehe auch Bild 2. Des Weiteren entsteht ein komplexer Eigenspannungszustand unterhalb der Einschlagsstelle, der wie eingangs erwähnt den Einfluss der veränderten Pressungsverteilung und der resultierenden Spannungen unterhalb des Kontakt noch verstärkt. Um den Einfluss solcher Schäden genau quantifizieren zu können, ist es daher nötig sowohl die kinematischen Verhältnisse im Kontakt als auch die resultierenden Eigenspannungen unterhalb zu untersuchen und genau abzubilden.

4 Vorgehensweise

Die Lebensdauer eines Lagers mit einem Schaden, wie sie hier betrachtet werden, lässt sich grob in drei Stadien Schadensentstehung, Schadensevolution und –fortschritt sowie Ausfall durch Ermüdung einteilen. Alle drei Stadien wurden sowohl versuchstechnisch als auch mithilfe von Simulationsmodellen abgebildet.

4.1 Schadensentstehung

Zur definierten Einbringungen von gut reproduzierbaren Schäden wurde die Vorrichtung entwickelt, die in Bild 3 zu sehen ist. Die Vorrichtung sollte außerdem erlauben, die Aufprallgeschwindigkeit im Zeitpunkt des Aufpralls zu messen. Als Vorlage für die Vorrichtung dienten klassische Pendelschlagwerke, wie sie für Kerbschlagbiegeversuche verwendet werden. Der abgebildete Pendelarm verfügt über eine Aufnahme, in die ein Kollisionskörper wie z.B. ein Wälzkörper hineingesteckt werden kann

Es sind mehrere Aufnahmen verfügbar, um unterschiedliche Auftreffwinkel β zu realisieren.

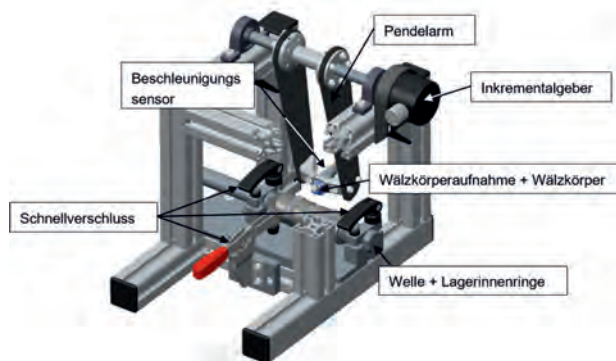


Bild 3: Vorrichtung zur Schadensentstehung

Die Wälzkörperaufnahme und der Steg, auf dem die Aufnahme befestigt ist, sind aus Aluminium gefertigt. Die beiden Flanken des Pendelarms sind aus kohlenfaserstoffverstärktem Kunststoff (CFK) gefertigt. Dadurch wird gewährleistet, dass dem Wälzkörper während des Fallvorgangs möglichst wenig zusätzliche Masse hinzugefügt und die kinetische Energie beim Auftreffen minimiert wird. Die Konstruktion verfügt über zwei Böcke für die Lagerung einer Welle, die entlang der Wellenachsrichtung bewegt werden kann, um alle vier Innenringe vorzuschädigen. Geeignete Arretierungen stellen die Positioniergenauigkeit und damit die Reproduzierbarkeit der Schadensentstehung sicher.

Der Impaktvorgang, wie vorangegangenen Abschnitt beschrieben, wurde als FE Modell mithilfe der kommerziellen Software ABAQUS nachgebildet. Das transiente Modell verfügt über zahlreiche nicht-lineare Einflüsse, wie die Kontaktformulierung und das elastisch-plastische Materialverhalten inklusive Verfestigungsverhalten des Stahls. Für letzteres kam das Modell nach JOHNSON & COOK [2] zum Einsatz mit den Materialwerten von ARRAZOLA [3] zum Einsatz. Um die Rechenzeit zu minimieren, wurden zahlreiche Vereinfachungen angenommen und die Symmetrien mithilfe geeigneter Randbedingungen ausgenutzt, siehe Bild 4. Der Wälzkörper

inklusive des Arms wurden bis auf einen kleinen Teil in der Aufprallzone vernachlässigt und die fehlenden Massen und Trägheitsmomente dem Modell künstlich aufgeprägt. Mithilfe von Multi-Point-Constraints wurde der stark reduzierte Wälzkörper mit einem Referenzpunkt verbunden, der im Abstand der Wellenachse im realen Pendelschlagwerk erstellt wurde.

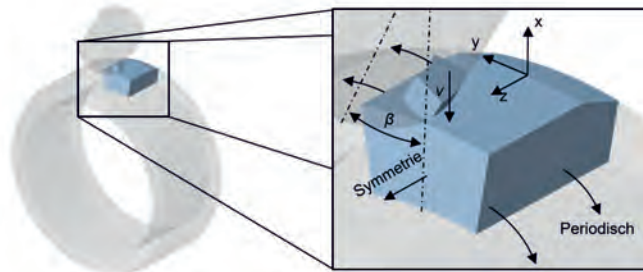


Bild 4: Reduzierung des Impaktmodells und Randbedingungen

Durch geeignete Randbedingungen kann der Referenzpunkt um eine Achse mit Ausrichtung in Z-Richtung rotieren und bildet so die Auslenkung des Pendelarms nach. Der Wälzkörper ist hier als idealsteifer Körper (rigid) ausgeführt, um die Rechenzeit zu verkürzen.

4.2 Schadensentwicklung – und fortschritt

In [4] und [5] wurden Änderungen hinsichtlich der Schadenstopographien während des Betriebes untersucht. Die Schäden werden mehrere Millionen Male überrollt und so sukzessive eingeebnet, wobei der Großteil während der ersten Überrollungen geschieht. Um diesen Effekt zu untersuchen, wurden die vorgeschädigten Lagerinnenringe auf die Wellen eines Ring-Wälzkörper-Ring-Tribometers (RWR) montiert und nach jeder Überrollung mit einer Flächenpressung von 2,5 GPa vermessen, siehe Bild 3.

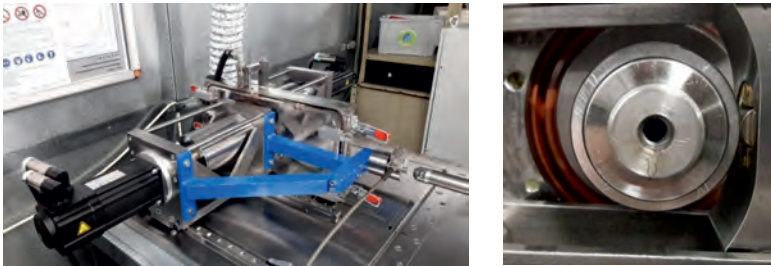


Bild 5: Aufbau des Ring-Wälzkörper-Ring-Tribometers

Dieser Einzelkontakt wurde als FE-Modell nachgebildet, um das Verhalten im Kontakt hinsichtlich der Spannungen und dem Verhalten der Schädigungen zu untersuchen. Der Aufbau des Wälzkontaktmodells ist in Bild 3 dargestellt. Das Modell verwendet ähnliche Vereinfachungen wie das Impaktmodell. Es kann sowohl der unbeschädigte Kontakt berechnet

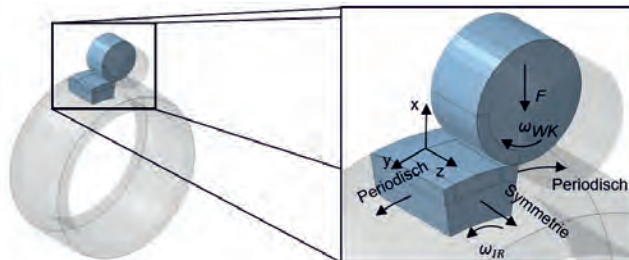


Bild 6: Vereinfachungen und Randbedingungen des Wälzkontaktmodells

werden als auch die Ergebnisse aus der Impaktsimulation als Anfangsbedingung vorgegeben und die Überrollung der Schädigung berechnet werden.

4.3 Ausfall durch Ermüdung – Lebensdauerversuche

Die dritte Phase bzw. das Ermüdungsverhalten der vorgeschädigten Innenringe wird mithilfe von Lebensdauerversuchen untersucht. Um ein statistisch belastbares Ergebnis mit möglichst geringem Aufwand zu erzielen, werden die Lager nach dem Sudden Death Prinzip getestet. Dazu werden gemäß Bild 7 vier Lager gleichzeitig betrieben bis eines der Lager ausfällt. Alle Lager werden mit einer Pressung von 3 GPa belastet und sind Ölgeschmiert. Die Umdrehungsgeschwindigkeit und die werden so gewählt, sodass die Lager unter Vollschmierung ($\kappa > 2$) laufen. Neben einer Referenzversuchsreihe wurden vorgeschädigte Lager mit Anfangsrandaufwurfhöhen von jeweils ca. 1, 3 und 5 μm getestet.

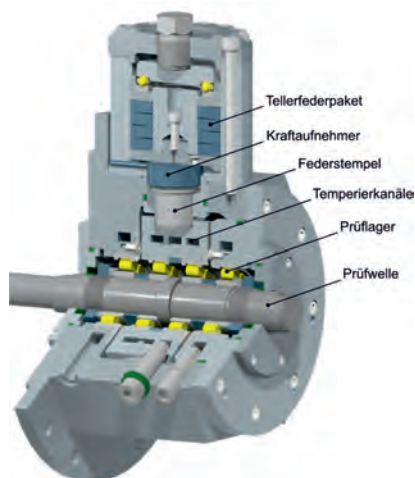


Bild 7: Schnittansicht Vier-Lager-Radiallebensdauerprüfstand

Mit jeder Versuchsreihe wurde mindestens sechs Ansätze bis zum Ermüdungsausfall betrieben, um eine zuverlässige Datenbasis zu erhalten.

5 Ergebnisse

5.1 Schadensentstehung - Ergebnisse

Die Ergebnisse des Impaktmodells wurden sowohl mithilfe eines 3D-Laser-Scanning-Mikroskops als auch durch Eigenspannungsmessungen validiert. Der Vergleich der realen und der simulierten Topographien ist in Bild 8 abgebildet.

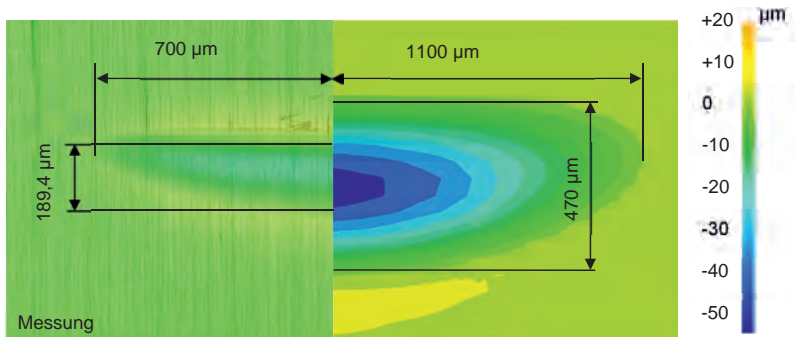


Bild 8: Vergleich Topographie Messung (links) vs. Simulation (rechts)

Es ist zu erkennen, dass die simulierte Geometrie deutlich größer ist als die gemessene. Dies ist darauf zu rückzuführen, dass der Wälzkörper als ideal-steif modelliert wurde und somit keine Verformungen zu ließ. In Bild 9 die Eigenspannungsmessungen in axialer und tangentialer Richtung in Abhängigkeit der Tiefe in radialer Richtung dargestellt. Es wurden jeweils ein unbeschädigter Innenring als Referenz, ein Innenring mit dynamisch und einer mit statisch eingebrachtem Schaden vermessen. Zum Vergleich wurden die entsprechenden Spannungen aus dem Impaktmodell mitaufgetragen. Dort ist zu erkennen, dass die Beträge der Spannungen in Axial- und Umfangsrichtung im Modell deutlich höher ausfallen als bei den realen Messungen. Auch der Ort, an dem die maximalen Spannungen auftreten, ist tiefer unterhalb der Oberfläche anzutreffen.

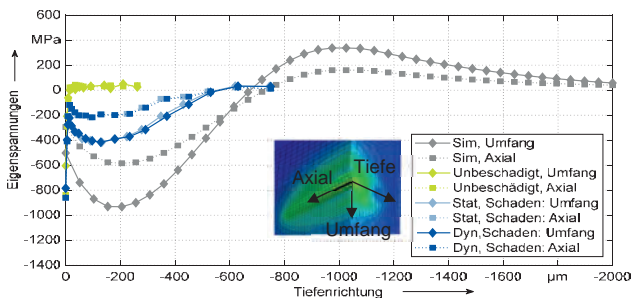


Bild 9: Vergleich Topographie Messung (links) vs. Simulation (rechts)

Zusätzlich kommt es bei der Simulation zu einem Ausschlag in den positiven Bereich, der im Versuch nicht zu beobachten ist. Der unbeschädigte Innenring zeigt darüber hinaus die typischen oberflächennahen Spannungenauf. Der Innenring mit statisch eingebrachtem Schaden zeigt hinsichtlich der Spannungen und dem Ort der auftretenden maximalen Spannungen keine Unterschiede zum dynamisch eingebrachten Schaden.

5.2 Schadensentwicklung - Ergebnisse

Insbesondere die Randaufwurfhöhe der Schäden ist von Interesse, da dieser den Schmierfilmaufbau behindert. Die Ergebnisse dieses Versuchs sind als Boxplot in Bild 10 dargestellt.

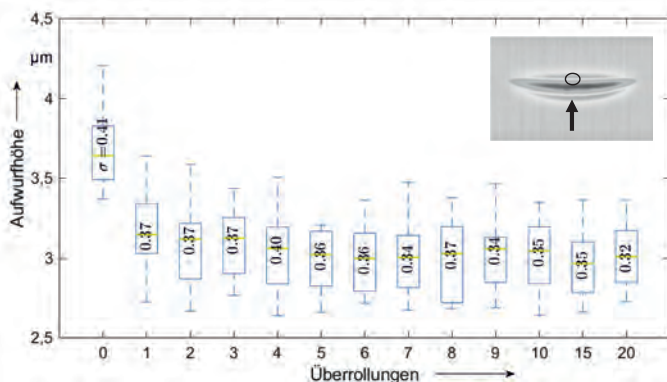


Bild 10: Entwicklung der Randaufwurfhöhe in Abhängigkeit von der Überrollungszahl

Da die Ergebnisse einer Streuung unterliegen, wurde in dieser Darstellung die Spannweite der Messwerte inklusive der Medianwerte (grün) und der Standardabweichungen (σ) aufgetragen. Es wurde jeweils an der höchsten Stelle des Randaufwurfs gemessen, was auf der Miniaturabbildung der Schädigung oben rechts markiert ist. Es ist zu erkennen, dass der Großteil der Einglättung innerhalb der ersten Überrollungen stattfindet, was sich ebenfalls mit den Beobachtung aus der Literatur deckt [4, 5]. Betrachtet man diese Entwicklung über die gesamte Lebensdauer der Lager, lässt sich diese Tendenz ebenfalls gut nachvollziehen. Bild 11 zeigt das Verhältnis zwischen End- und Anfangsrandaufwurfhöhe als %-Zahl in Abhängigkeit der Innenringumdrehungen. Die Ergebnisse stammen aus den Lebensdauerversuchen, auf die im Detail im späteren Verlauf noch eingegangen wird. Hier ist der degressive Verlauf gut zu erkennen.

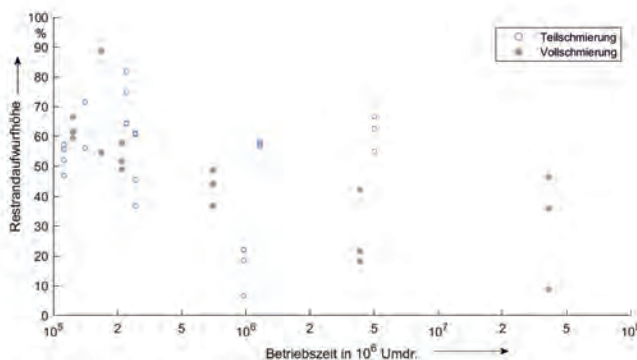


Bild 11: Restrandaufrufhöhen als Verhältnis zur Ausgangsaufwurfhöhe in Abhängigkeit von der Betriebszeit.

5.3 Lebensdaueruntersuchungen

Bild 12 zeigt die Weibull-Verteilung für die Referenzversuche (blau) und die Vorschädigungsversuche (rot). Die jeweiligen B_{10} -Lebensdauern sind als senkrechte Linien gekennzeichnet, die vom Schnittpunkt der Ausgleichsgeraden mit der Linie für die 10%ige-Ausfallwahrscheinlichkeit bis zur Abszisse verlaufen. Zusätzlich ist die berechnete modifizierte Referenzlebensdauer L_{10mr} nach [6] zur Orientierung in grün eingezeichnet.

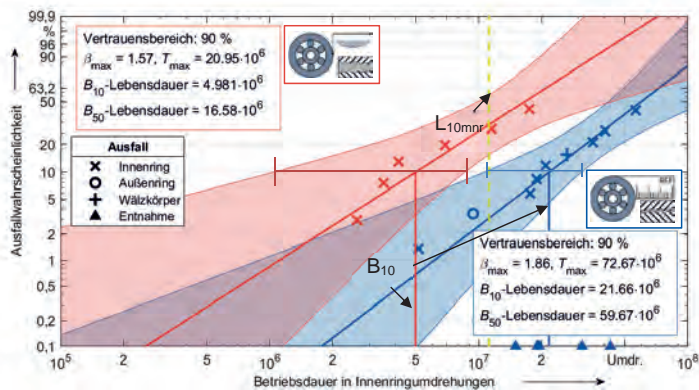


Bild 12: Weibullverteilung Lebensdaueruntersuchungen unter Vollschmierung

Zusätzlich wurde eine Versuchsreihe mit 3 μm Anfangsrandaufwurfhöhe durchgeführt, auf die weiter unten eingegangen wird. Die Lebensdauerversuche wurden mithilfe des Wälzkontaktmodells und den Ergebnissen aus der Impaktsimulation nachgebildet und mithilfe des Lebensdauermodells ausgewertet. Zusätzlich wurden auch Anfangsrandaufwurfhöhen von 1 und 8 μm auf der Innenringlaufbahn und 14 μm auf der Wälzkörperlaufbahn simulativ untersucht. Diese Ergebnisse sind zusammen mit den Ausfällen aus den Versuchen in Bild 13 im Weibull-Netz aufgetragen. Die senkrechten Linien stellen die B_{10} - bzw. die L_{10} -

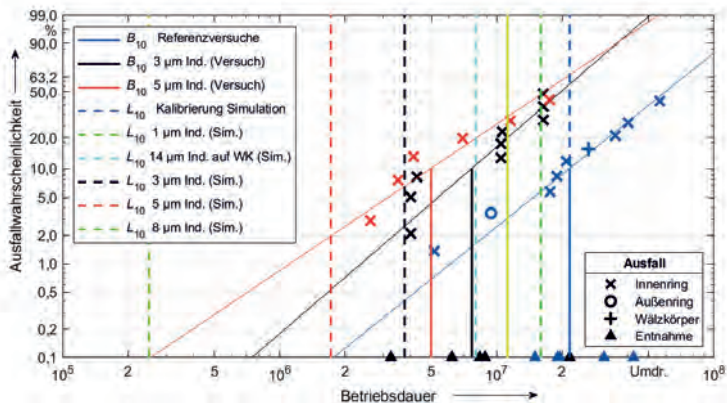


Bild 13: Simulierte Ausfallwahrscheinlichkeiten mit variierenden Anfangsrandaufwurfhöhen im Vergleich mit den Versuchen

Lebensdauern dar. Vergleicht man diese miteinander, ist zu erkennen, dass die Simulationen die Lebensdauer tendenziell unterschätzen. ^

6 Zusammenfassung

Mit der Schadensentstehung, der Schadensevolution und dem Ausfall durch Ermüdung wurden die drei Hauptphasen der Schadensentwicklung identifiziert. Dazu wurden Methoden vorgestellt, mit denen die drei Stadien der Vorschädigungsentwicklung sowohl experimentell als auch simulativ nachgebildet werden können. Es konnte gezeigt werden, dass Oberflächenschäden, die durch stoßartige Vorgänge hervorgerufen werden, die Lebensdauer stark reduzieren können. Dabei konnte gezeigt werden, dass die Höhe der Aufwürfe als Maß für die Größe der Schädigung eine übergeordnete Rolle spielt.

7 Danksagung

Autoren danken der Forschungsgemeinschaft Antriebstechnik (FVA) und der AiF für die Förderung im Rahmen des Projekts FVA 798 „Ermüdungslebensdauer bei Oberflächenbeschädigungen“ (IGF-Vorhaben 19512 N)

Literaturverzeichnis

- [1] ZWIRLEIN, O.; SCHLICHT, H.: Werkstoffanstrengung bei Wälzbeanspruchung : Einfluß von Reibung und Eigenspannungen. In: *Materialwissenschaft und Werkstofftechnik* 11 (1980), S. 8–14
- [2] JOHNSON, G. R. (Hrsg.); COOK, W. H. (Hrsg.): A Constitutive Model and Data for Metals Subjected to Large Strains, High Strain Rates and High Temperatures, 1983
- [3] ARRAZOLA, P. J.: Numerical modelling of 3D hard Turning using arbitrary Lagrangian Eulerian finite element method. In: *Int. J. Machining and Machinability* 3 (2008), Nr. 3, S. 238–249. URL <https://pdfs.semanticscholar.org/15f9/c6dd137c876a4bf0ae9c6f11aa81dde3e33d.pdf> – Überprüfungsdatum 2017-01-18
- [4] HOLZHAUER, W.: Surface Changes Around Large Raceway Indentations During Run-in of Tapered Roller Bearings. In: *Tribology Transactions* 34 (1991), Nr. 3, S. 361–368
- [5] GIRODIN, D.; VILLE, F.; GUERS, R.; DUDRAGNE, G.: Experimental investigation of surface initiated rolling contact fatigue using dented surfaces 39, S. 449–458
- [6] DIN ISO 281:2010-10, *Wälzlager – Dynamische Tragzahlen und nominelle Lebensdauer*

Visualisierung der Schmierstoffverteilung in fettgeschmierten Wälzlagern durch Versuche und 3D-CFD-Simulationen

M.Sc. **Ricardo Lühe**, Prof. Dr.-Ing. habil. **Dirk Bartel**,
Lehrstuhl für Maschinenelemente und Tribologie,
Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg

Kurzfassung

Mehr als 80% aller im Einsatz befindlichen Wälzlager werden fettgeschmiert. Dabei werden die Lagerverluste durch die Schmierfettwarkarbeit beeinflusst. Die Warkarbeit geht mit einer Temperaturerhöhung einher und diese wiederum mit einer Verkürzung der Schmierfettgebrauchsdauer. Um den richtigen Schmierstoff zu wählen, werden häufig aufwendige Prüfstandversuche und Erfahrungen aus der Anwendung benötigt. Langfristig soll es gelingen von einer empirisch basierten Vorgehensweise hin zu einer gezielten Auslegung durch wissenschaftlich fundierte Ergebnisse zu gelangen.

Vorgestellt wird ein Prüfstand, mit dem die Schmierfettverteilung in Wälzlagern unterschiedlicher Bauarten optisch bewertet werden kann, sowie ein 3D-CFD-Modell für die dazugehörigen Wälzlagertypen. Hierbei werden Lösungen gezeigt, die sich bei der Simulation einer Schmierstoffverteilung ergeben. Das Fließverhalten verschiedener Fette wurde auf Basis eines genormten Scherversuches in Abhängigkeit von Scherrate und Temperatur beschrieben. Abschließend wird die in den Wälzlagerversuchen ermittelte Fettverteilung mit den Ergebnissen der 3D-CFD-Simulation verglichen.

Einleitung

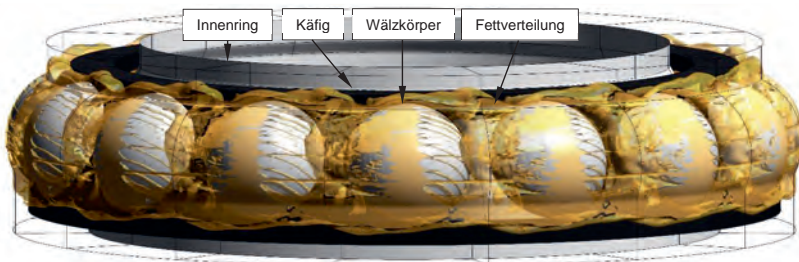


Bild 1: Schmierfettverteilung mittels 3D-CFD-Simulation: Exemplarisch für das Schrägkugellager 7007 bei 500 U/min mit Modellfett 1 in orange-transparent (Vgl. Tabelle 1)

Die gezielte Gestaltung von Fließeigenschaften ist bei der Entwicklung von Schmierstoffen Gegenstand aktueller Forschung. Bei allen fettgeschmierten Maschinenelementen können aus der spezifischen Fettverteilung Probleme der Walkarbeit oder auch der Fettanwesenheit entstehen. Die Walkverluste sind direkt proportional zur Drehzahl. Bei steigenden Drehzahlen in den Anwendungsbereich wie der Werkzeugmaschinen oder in der Elektromobilität, ist der Bedarf hoch das Systemverständnis zu erweitern. Ziel ist es, die tribologischen Eigenschaften der Lagerungen zu verbessern. Im Fokus steht die Senkung von Reibung durch die gezielte Vermeidung von Walkarbeit. Dadurch wird die Schmierfettgebrauchsdauer verlängert wodurch wertvolle Ressourcen und die Umwelt geschont werden.

Das Untersuchungsobjekt dieser Arbeit ist ein Schrägkugellager 7007 (SKL) und ein Axialzylinderrollenlager 81212 (AZRL). Diese werden an einem Prüfstand mit präzisen Glasbauteilen untersucht. Zusammen mit Highspeedkameras wird es ermöglicht die Fettverteilung im laufenden Wälzlager zu bewerten. Die Versuche werden mit einer umfangreichen Simulation mittels Computational Fluid Dynamics (CFD) auf Basis der Navier-Stokes-Gleichungen begleitet. Verwendet wird dafür die Software ANSYS FLUENT (Siehe Beispiel in Bild 1). Abschließend findet eine Gegenüberstellung der Ergebnisse aus Wälzlagersuchen einerseits und 3D-CFD-Simulationen andererseits statt.

Zur Beschreibung der Verteilungseigenschaften ein etabliertes Modell zur Beschreibung des plastisch-struktiviskosen Fließverhaltens erweitert und damit thermische Einflüsse berücksichtigt. Als Grundlage zur Beschreibung des Fließverhaltens dienen Untersuchungen an einem Rotationsviskosimeter unter dem Einsatz einer Kegel-Platte-Normprüfung [DIN 51810-1]. Die rheologischen Daten der untersuchten Schmierfette folgen in Tabelle 1:

Tabelle 1: Schmierfette für die Untersuchungen zur Fettverteilung

Schmierfett	Seife	Anteil	NLGI-Kl.	Öl-Typ	ν_{40}	Additivpaket
Modellfett 1 (MF1)	Li-X	30 %	NLGI I	PAO	46 [cSt]	Aminische und phenolische AO, Metalldesaktivator, Verschleißschutz- und Hochdruck-Additiv
Modellfett 2 (MF2)		18 %			249 [cSt]	

Bei den Fetten handelt es sich um eigens für die Forschung entwickelte Modellfette. Diese besitzen einen gleichen Seifen- (oder Eindicker-) und Grundöltyp sowie ein identisches Additivpaket mit gleichen Additivmengen. Durch Variation von Grundölviskosität und Eindickeranteil wurde zudem die gleiche Konsistenzklasse sichergestellt (NLGI I). Durch die chemische Basis und die Konsistenzklasse besitzen die Modellfette einen praktischen Bezug zu Hochdrehzahlenanwendungen.

Modell zur Beschreibung des Fließverhaltens von Fetten

Fette besitzen im Gegensatz zu Ölen ein plastisch-strukturviskoses Fließverhalten. In der Literatur gibt es zahlreiche Modellgleichungen, die ein solches Fließverhalten beschreiben können [HERS26, SISK58, CASS59, CROS65, CARR72, YASU79, PALA84, TSCH93]. Die Modelle wurden für zum Teil sehr unterschiedliche Anwendungsgebiete entwickelt. Unabhängig von der Herkunft der Modelle fand das Herschel-Bulkley-Modell im Zusammenhang mit der CFD-Simulation von Fetten häufiger Anwendung als die übrigen Gleichungen [YU15, EHRE16, WEST18, AUGU19]. Deshalb kommt es auch hier zum Einsatz. Das Modell enthält drei gleichungsspezifischen Faktoren, mit denen sich die Abhängigkeit zwischen Schubspannung τ und Scherrate $\dot{\gamma}$ mathematisch beschreiben lässt. Die Bestandteile umfassen die Fließgrenze τ_0 , den Konsistenzkoeffizienten k sowie den Fließindex n .

$$\tau(\dot{\gamma}) = \tau_0 + k \cdot \dot{\gamma}^n \quad (1)$$

Da Schmierstoffe im allgemeinen eine starke Abhängigkeiten zwischen Viskosität und Temperatur besitzen und die Wälzlagerversuche untertemperiert erfolgen, wurde die Modellbasis nach Gleichung (1) durch eigens formulierte mathematische Ansätze erweitert.

$$\tau(\dot{\gamma}, \vartheta) = \tau_0(\vartheta) \cdot \kappa(\vartheta) \cdot \dot{\gamma}^{n(\vartheta)} \quad (2)$$

Die Modellerweiterungen beruhen auf Messungen mit dem Rotationsviskosimeter. Die Messungen wurden in 10 °C-Schritten zwischen 20 und 100°C mit der Prüfkongfiguration Kegel-Platte nach der Prüfnorm DIN 51810-1 durchgeführt. Als Datenbasis wird lediglich die Beschleunigungsphase der Normprüfung (sog. Zeitspannte t_4) verwendet.

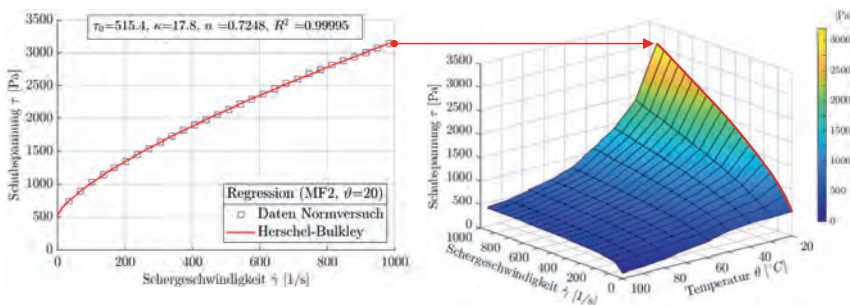


Bild 2: Modell zur Beschreibung des plastisch-strukturviskosen Fließverhaltens für Modellfett 2, links: Daten aus Normversuch bei 20°C in blauen Kacheln und Regression in rot, rechts: Erweiterung um Temperaturabhängigkeit in 3D-Darstellung

In Bild 2 ist links die Herleitung der Gleichungsbestandteile von Gl. (1) am Beispiel von Modellfett 2 bei 20 °C zu sehen. Dafür wurde eine Regression durchgeführt, die als rote Linie

dargestellt ist. Das Bestimmtheitsmaß liegt für alle Temperaturbereiche beider Fette über einem Wert von 0.9. In Bild 2 ist rechts die Modellerweiterung in einer 3D-Darstellung nach Gl. (2) für den gesamten Temperaturbereich zwischen 20 und 100 °C zu sehen.

Zur Überprüfung der Performance des erweiterten Fließmodells nach Gl. (2), wurde ein geometrisches Modell des realen Rotationsviskosimeters für die CFD-Simulation konstruiert. Das Geometriemodell berücksichtigt die exakten Abmessungen des Kegels, welche standardmäßig vom Hersteller angegeben werden. Diese geringen Abweichungen von der Idealgeometrie des Kegels werden auch bei der Messauswertung durch die ISO 3219 durch Korrekturfaktoren berücksichtigt.

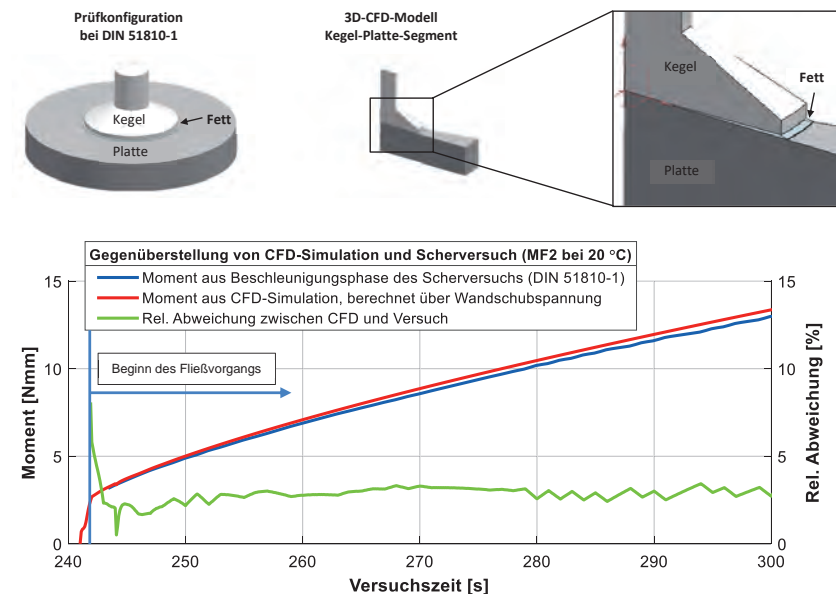


Bild 3: Ergebnisse der 3D-CFD-Simulation eines Kegel-Platte Versuches, Y-Achse links: Moment aus Versuch in blau und Moment aus CFD-Simulation in rot sowie Y-Achse rechts: Abweichung zwischen Versuch und Simulation

In Bild 3 ist oben das Modell der Prüfkongfiguration nach DIN 51810-1 dargestellt (links). Aufgrund der rotationssymmetrischen Grundform, ist es ausreichend ein Segment der Prüfkongfiguration in der CFD-Simulation zu berechnen (rechts). Unter den Modellabbildungen ist eine Gegenüberstellung zwischen Normversuch und Simulation zu sehen (Bild 3 unten). Diese werden unter dem Aspekt des Reibmoments miteinander verglichen (Y-Achse links).

In rot sind Ergebnisse aus einem Normversuch für Modellfett 2 bei 20°C und in blau sind Ergebnisse der Simulation aufgetragen. Die prozentuale Abweichung zwischen diesen Ergebnissen ist in grün dargestellt (Y-Achse rechts). Die Auswertung in der CFD-Simulation orientiert sich an der Messung im Versuch. Hierbei wird über eine Drehmomentenmesswelle das Reaktionsmoment am Kegel erfasst. In der CFD-Simulation wird im Vergleich dazu die Wandschubspannung an der Kegelfläche ausgewertet. Dabei treten leichte Unterschiede im Ergebnis auf, die ab dem Beginn des eigentlichen Fließvorgangs unter 5 % liegen. Zusammenfassend konnte hiermit entwickelte Fließmodell nach Gl. (2) validiert werden.

Wälzlagerversuche

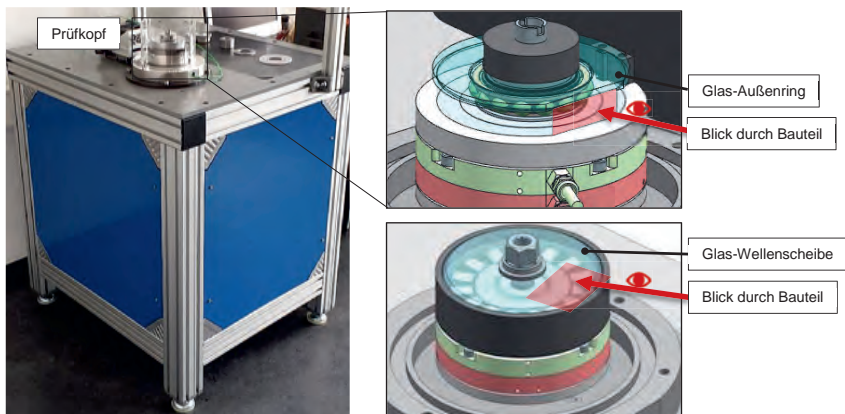


Bild 4: Prüfstand (links) mit CAD-Ansichten (rechts) des Glas-Außenringes des SKL 7007 (rechts oben) und Glas-Wellenscheibe des AZRL 81212 (rechts unten)

Am Prüfstand können diverse Wälzlagertypen bis zu einer Drehzahl von 2.000 U/min untersucht werden (Vgl. Bild 4). Bei senkrechter Wellenlage wird das Prüflager axial belastet. Dafür ist die Welle axial verschiebbar. Die Last wird über ein Schneckengetriebe und zylindrische Schraubendruckfedern genau eingestellt und im Versuch gemessen. Da es viele Faktoren gibt, die Einfluss auf das gemessene Gesamtreibmoment nehmen, werden die Prüflager mit der jeweiligen Mindestlast beansprucht, die einen möglichst schlupffreien Betrieb gewährleistet. Durch die Beanspruchung mit der Mindestlast werden parasitäre Reib- einflüsse aus der Kontaktreibung minimiert werden. Deshalb wird der Anteil aus der schmier- fettbedingten Reibung am gemessenen Gesamtreibmoment möglichst groß. Bei der Messung von sowohl Normalkraft als auch Reibmoment wird jeweils die Reaktionskraft am Lager gemessen. Somit wird ausschließlich das Reibmoment der Prüflager erfasst und das

Reibmoment der Stützlagern der Prüflingswelle nicht erfasst. Um die Fettverteilung im Wälzlager bewerten zu können, kommen spezielle Glasbauteile zum Einsatz. Für das SKL wurde ein Außenring und für das AZRL eine Wellenscheibe angefertigt (Vgl. Bild 4 rechts). Zur optischen Bewertung der Fettverteilung im laufenden Wälzlager wurden Aufnahmen mithilfe einer Highspeed-Kamera durchgeführt.

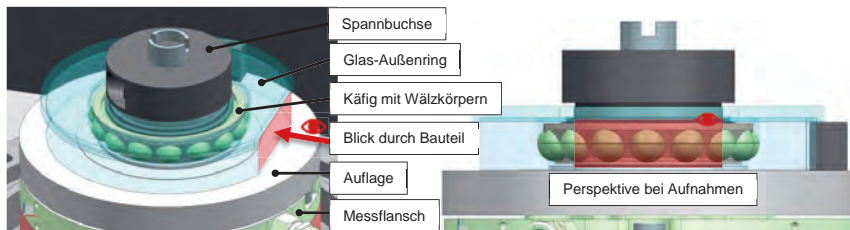


Bild 5: Perspektive bei Aufnahmen mit SKL 7007: Links isometrische Ansicht und rechts: radiale Perspektive entsprechend der Highspeed-Aufnahmen durch Planfläche

In Bild 5 ist der Prüfaufbau für das SKL 7007 zu sehen. In hellblau ist das transparent Glasbauteil dargestellt. Im Gegensatz zum realen Stahl-Bauteil wurde der Glas-Außenring des SKL aus Gründen der Festigkeit massiver ausgeführt. Gleichzeitig wurde, um die Brechung des Lichtes zu minimieren, eine Planfläche vorgesehen. Die Krümmung von Laufbahn und Rille führen unvermeidlich zu einer leichten Verzerrung des Bildes bei den Aufnahmen. Die Highspeedaufnahmen erfolgen auf dem Ausschnitt der Planfläche.

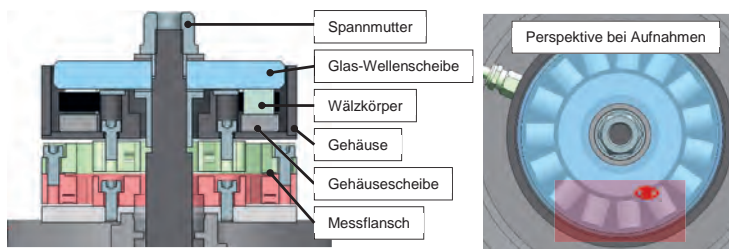


Bild 6: Perspektive bei Aufnahmen mit AZRL 81212: Links Schnittansicht und rechts: axiale Perspektive entsprechend der Highspeed-Aufnahmen auf Wellenscheiben-Ausschnitt

Analog dazu ist in Bild 6 die Perspektive für den Fall AZRL 81212 dargestellt. Dabei erfolgen die Aufnahmen auf einem Kreisausschnitt des Gesamtlagers (Vgl. rotes Fenster in Bild 6) aus axialer Perspektive. Im Unterschied zum SKL wird das Licht hier nicht durch die Laufbahn gebrochen. Außerdem rotiert hier das Glasbauteil, wohingegen es beim SKL ruht.

Gegenüberstellung zwischen Wälzlagerversuchen und 3D-CFD-Simulationen

Untersucht wird ein Schrägkugellager mit einem Außendurchmesser von 62 mm, einem Innendurchmesser von 35 mm und einer Breite von 12 mm. Da es sich auch hier um ein rotationssymmetrisches Modell handelt, wird jeweils nur ein Wälzlagersegment entsprechend der Wälzkörper berechnet (hier 15 Wälzkörper entsprechen 24 ° Segment).

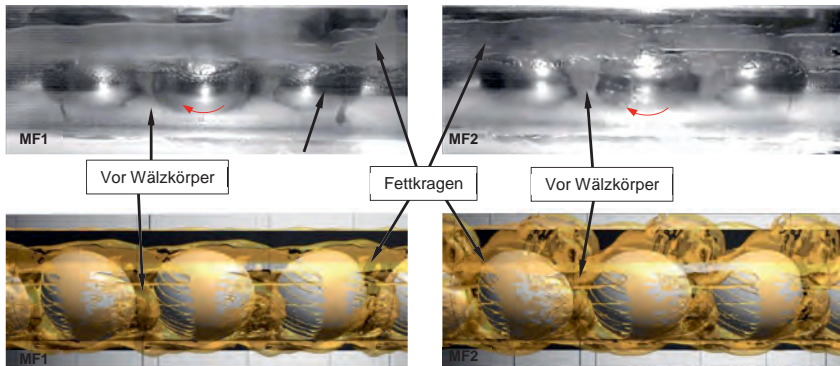


Bild 7: Gegenüberstellung der Fettverteilung mit dem SKL 7007 aus Versuchen (oben) und Simulationen (unten) für einerseits MF1 (jeweils links) und MF2 (jeweils rechts)

In Bild 7 sind oben Highspeed-Aufnahmen mit dem SKL bei 500 U/min für beide Fette zu sehen. Die dazugehörigen Simulationsergebnisse sind darunter abgebildet. In dem abgebildeten Ausschnitt sind jeweils drei Wälzkörper vollständig zu erkennen. Der Kontaktbereich befindet sich jeweils unterhalb der Kugelmittle. Im Versuch bildet sich oberhalb des Kontaktbereiches ein Fettkragen, der sich als Band um den gesamten Umfang des Außenringes erstreckt. Dieser haftet fest am Außenring und erscheint an manchen Stellen transparent. Über die Unterschiede in der Transparenz sind auch Rückschlüsse auf die Schichtdicke möglich. Bei Modellfett 1 erscheint dieser Kragen etwas feiner und konzentrierter wohingegen die Breite und die Position bei MF2 sich leicht unterscheiden. Bei MF2 wurde der Schmierstoff etwas stärker nach oben gefördert als bei MF1. Zwischen den Wälzkörpern ist der Käfig nicht mehr zu erkennen. Er ist vollständig mit Schmierstoff benetzt und transportiert den Schmierstoff entsprechend mit der Rotationsgeschwindigkeit des Käfigs mit.

Viele dieser Aspekte finden sich auch in den Bildern der CFD-Simulation wieder. Dabei wurde eine Darstellung gewählt, bei der die Grenzfläche zwischen Fettphase und Luftphase transparent orange dargestellt wird. Für die Fettverteilung im SKL wurde stationär gerechnet.

Bild 8 sind die Ergebnisse mit dem AZRL dargestellt. Deutlich wird, dass dieser Wälzlagerstyp eine sehr gute Einsehbarkeit bietet und dadurch mehr Aspekte zu erkennen sind als im vorher gezeigten SKL.

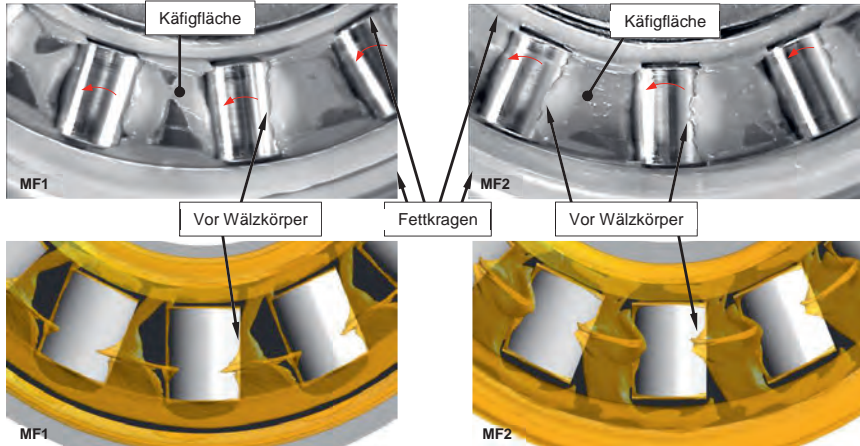


Bild 8: Gegenüberstellung der Fettverteilung mit dem AZRL 81212 aus Versuchen (oben) und Simulationen (unten) für einerseits MF1 (jeweils links) und MF2 (jeweils rechts)

Bei diesen Simulationen wurde lediglich ein Wälzlagersegment vernetzt. Außerdem wurde eine instationäre Zwei-Phasen-Simulation (bestehen aus Fett- und Luft-Phase) unter dem Einsatz des entwickelten Schmierfettmodells durchgeführt. Im Wälzlagerversuch entsteht an beiden Stirnflächen der Zylinderrollen ein Fettkragen. Durch die Glas-Wellenscheibe ist kaum noch Schmierstoff auf der Laufbahn zu erkennen. Der äußere Fettkragen ist bei MF1 in einigen Bereichen unterbrochen wohingegen bei MF2 dieser Kragen nicht unterbrochen und deutlich breiter ausgeprägt ist. An der rotierenden Wellenscheibe haften die Fettkragen und werden mitgeführt. Zu diesem Zeitpunkt liegt in diesem Bereich quasi keine Schergeschwindigkeit vor. Gleiches gilt für den Schmierstoff auf den Käfigflächen. Hier zeigen sich noch deutlichere Unterschiede zwischen den Prüffetten. MF1 ist mit einer sehr unterschiedlichen Schichtdicke verteilt wohingegen sich bei MF2 die Schichtdicke nahezu gleichmäßig ausgebildet hat. Bei beiden Fetten staut sich vor dem Wälzkörper Fett auf. Bei MF2 reicht dieser weiter in den Kontakt hinein.

Alle diese Eigenschaften sind auch hier in ähnlicher Form auch bei den Simulationsbildern zu erkennen. Im Gegensatz zum SKL wurde das AZRL instationär simuliert. Die instationäre Simulation ist zeitlich deutlich aufwendiger, da eine zeitliche Diskretisierung vorliegt.

Tabelle 2: Vergleich zwischen Reibmomenten aus Wälzlagerversuchen und CFD-Simulationen

Wälzlager [Typ]	Schmierfett	Drehzahl [U/min]	Versuch [Nmm]	CFD [Nmm]	Abw. [%]
AZRL 81212 (instationär)	MF1	500	60	83	+38
	MF2		150	110	-25
SKL 7007 (stationär)	MF1	500	40	49	+23
	MF2		66	50	-24

Neben der optischen Validierung können auch andere Messergebnisse für eine Gegenüberstellung herangezogen werden. In Tabelle 2 wurde das Moment als Vergleichskriterium verwendet. Für die CFD-Simulation wurde erneut die Wandschubspannung ausgewertet (Vgl. Kegel-Platte-Simulation in Bild 3). Für das SKL bedeutet dies eine Auswertung am Außenring und für das AZRL eine Auswertung an der Gehäusescheibe. Somit orientiert sich diese Auswertung erneut an der realen Messung, bei der das Reaktionsmoment am Messflansch des Prüfstandes erfasst wird (Vgl. Bild 5 und Bild 6).

Die gegenübergestellten Reibmomente aus Versuch und CFD zeigen, dass die Abweichungen zwischen Versuch und Simulation im zweistelligen Prozentbereich liegen. Die Trends (positive oder negative Abweichung) sind möglicherweise auf ein spezifisches Fettverhalten zurückzuführen, was von den Fettmodellen nach Gl. (2) bisher unzureichend erfasst wird. Schließlich handelt es sich bei der Modellbasis um Frischfettanalysen. Dennoch konnte zusammen mit den optischen Gegenüberstellungen gezeigt werden, dass sich grundsätzlich sowohl instationäre als auch stationäre Simulationen zur Vorhersage der Fettverteilung in Wälzlagern unterschiedlicher Bauarten eignen.

Zusammenfassung

Anhand von Wälzlagerversuchen mit Wälzlager-Komponenten aus Glas konnten verschiedene Verteilungseigenschaften und wesentliche Unterschiede zwischen den beiden untersuchten Schmierfetten veranschaulicht werden. In Ergänzung dazu wurden mit dem erweiterten Herschel-Bulkley-Modell 3D-CFD-Simulationen mit Wälzlagern unterschiedlicher Bauart durchgeführt, wodurch die Leistungsfähigkeit des entwickelten Schmierfettmodells deutlich wurde. Hier zeigten sich viele Übereinstimmungen hinsichtlich Fettverteilung und Reibmoment zu realen Bauteilversuchen. Besonders durch die Verwendung der erweiterten Herschel-Bulkley-Gleichung in Verbindung mit der feinen Vernetzung der realen Geometrien, ist es zukünftig möglich, komplexe strömungsmechanische Effekte innerhalb fettgeschmierter Wälzlager und anderer Maschinenelemente genauer zu analysieren.

Förderhinweis

Die in diesem Manuskript dargestellten Ergebnisse wurde im Rahmen des FVA-Forschungsvorhabens 792 I „Lagerverluste bei fettgeschmierten Wälzlagern durch die im Schmierfett entstehende Walkarbeit im Kontext der Schmierfett rheologie und deren Auswirkungen auf die Schmierfettverteilung“ erarbeitet. Das IGF-Vorhaben 19332 BR wird über die AiF im Rahmen des Programms zur Förderung der Industriellen Gemeinschaftsforschung (IGF) vom Bundesministerium für Wirtschaft und Energie aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages gefördert.

Literatur

- [ISO 3219] DIN EN ISO 3219: Kunststoffe - Polymere/Harze in flüssigem, emulgiertem oder dispergiertem Zustand - Bestimmung der Viskosität mit einem Rotationsviskosimeter bei definiertem Geschwindigkeitsgefälle 1994
- [51810-1] DIN 51810-1: Prüfung der rheologischen Eigenschaften von Schmierfetten – Teil 1: Bestimmung der Scherviskosität mit dem Rotationsviskosimeter und dem Messsystem Kegel/Platte, 2017
- [AUGU19] Augusto, L.L.X.: A numerical investigation of grease friction losses in labyrinth seals, Paper on Elsevier, Vieweg+Teubner Verlag, 2019
- [CARR72] Carreau, P.J.: Rheological Relations from Molecular Network Theories, Tans. Soc. Rheology, Vol. 16, No. 1, 1972, pp. 99-127.
- [CASS59] Casson, N.: A flow equation for Pigment-oil suspensions of the printing ink type, Rheology of disperse systems, Hrsg. C.C. Mill, Pergamon Press, New York, 1959
- [CROS65] Cross, M.M.: Rheology of Non-Newtonian Fluids: A New Flow Equation for Pseudoplastic Systems, J. Colloid Sci., Vol. 13, 1965, pp. 417-437.
- [EHRE16] Ehrentraut M.: Numerische Untersuchungen zur Mischgüte beim Rühren von visko-plastischen Fluiden - Strömungssimulation für die Analyse von gerührten rheologisch komplexen Fluiden, Springer Verlag, 2016
- [HERS26] Winslow H. Herschel und Ronald Bulkley: Konsistenzmessungen von Gummi-Benzollösungen, Kolloid-Zeitschrift V 39, S. 291–300, 1926
- [SAKR17] Sarkar, C. et. Al.: Numerical simulations of lubricating grease flow in a rectangular channel with- and without restrictions, paper, 2017
- [SISK58] Sisko, A. W.: The flow of lubricating greases, Industrial and Engineering Chemistry, 1958
- [WEST18] Westerberg et. Al.: Contaminant Particle Motion in Lubricating Grease Flow: A Computational Fluid Dynamics Approach, paper on lubricants, 2018
- [YU15] Rufe Yu et. Al.: Study of grease lubricated journal bearing with partial surface texture, Xi'an Jiaotong University, paper on emerald online, 2015
- [PALA84] Palacois et al.: Rheological properties of greases in ehd contacts, Tribology International Butterworth & Co Ltd, 1984
- [YASU79] Yasuda K.: Investigation of the analogies between viscometric and linear viscoelastic and linear viscoelastic properties of polystyrene fluids, PhD thesis, MIT, 1979
- [TSCH93] Tscheuschner HD. Rheologische Eigenschaften von Lebensmittelsystemen. In: Weipert, D, Tscheuschner, HD and Windhab, E (eds) Rheologie der Lebensmittel. Behr's Verlag, Hamuburg, 1993, p. 101–172

Verschleißmodellierung mischreibungsbehafteter Maschinenelemente am Beispiel eines Axial-Zylinderrollenlagers

Andreas Winkler M.Sc., Dr.-Ing. **Marcel Bartz**,
Prof. Dr.-Ing. **Sandro Wartzack**,
Lehrstuhl für Konstruktionstechnik (KTmfk),
Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg

Kurzfassung

Im Rahmen dieses Beitrags wird ein allgemeingültiges Vorgehensmodell zur Verschleißsimulation mischreibungsbehafteter Maschinenelemente vorgestellt. Das Simulationsmodell basiert auf einer um das Mischreibungsgebiet erweiterten EHD-Simulation sowie einem statistischen Kontaktmodell, einem Modell zur Berücksichtigung der zeitlichen Änderung der Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion der Oberflächentopographie sowie einem klassischen Verschleißmodell.

Die Ergebnisse werden exemplarisch anhand der Simulation des Axial-Zylinderrollenlagers 81212 vorgestellt. Insbesondere wird hierbei der Einfluss der Oberflächentopographie auf den resultierenden Festkörperkontaktdruck veranschaulicht: Ausgehend von Oberflächenaufnahmen der Lagerscheiben und Wälzkörper mittels eines Laser-Scanning-Mikroskops, werden Parameter zur statistischen Beschreibung der Oberflächentopographie abgeleitet. Diese dienen als Eingangsgröße für das Kontaktmodell, welches den zur Verschleißberechnung erforderlichen Festkörperkontaktdruck berechnet. Darüber hinaus erfolgt nach jedem Zeitschritt eine Berechnung der verschleißbedingten Änderung des Oberflächenprofils sowie eine Berücksichtigung der zeitlichen Änderung der Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion der Oberflächenrauheiten. Die Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion dient hierbei als Eingangsgröße für das Kontaktmodell im darauffolgenden Zeitschritt.

Insgesamt bietet das vorgestellte Vorgehensmodell eine umfassende und zudem detaillierte Möglichkeit zur Berechnung des Verschleißes in Wälzlagern ebenso wie anderen im Mischreibungsgebiet betriebenen Maschinenelementen. Die Ergebnisse der Verschleißsimulation können dazu beitragen, tribologisch hoch beanspruchte Systeme hinsichtlich des auftretenden Verschleißes zu optimieren und dadurch ihre Lebensdauer zu erhöhen.

1. Einleitung

Der zunehmende Einsatz niedrigviskoser Schmierstoffe zur Reduzierung der Reibung in Maschinenelementen wie Wälzlagern führt zu einer Verschiebung der Betriebspunkte hin zu Mischreibungsgebieten. Der damit einhergehende Verschleiß kann zu einem verfrühten Ausfall solcher tribologisch hoch beanspruchten Systeme führen.

In diesem Zusammenhang bietet die detaillierte Verschleißsimulation ein großes Potenzial für die Auslegung von Maschinenelementen: Zum einen lassen sich mithilfe der Verschleißsimulation Betriebsbedingungen mit einer unerwünscht hohen Verschleißrate gezielt vermeiden. Zum anderen ermöglicht sie eine Optimierung des Einlaufprozesses, welcher beispielsweise einen entscheidenden Einfluss auf die Lebensdauer mischreibungsbehafteter Wälzlager besitzt.

2. Numerische Modellierung

Die numerische Verschleißmodellierung basiert auf einer um das Mischreibungsgebiet erweiterten FEM-basierten EHD-Simulation sowie einem klassischen Verschleißmodell und einem Oberflächentopographiemodell zur Beschreibung der zeitlichen Änderung der Dichtefunktion des Oberflächenprofils.

Allgemeiner Simulationsablauf

Bild 1 zeigt schematisch den grundlegenden Ablauf einer Verschleißsimulation von im Mischreibungsgebiet betriebenen Maschinenelementen.

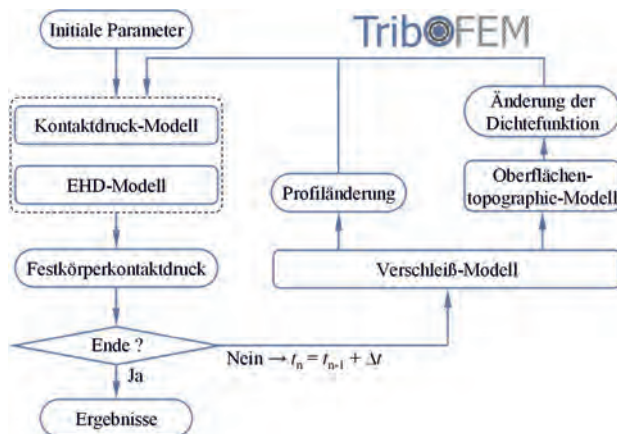


Bild 1: Flussdiagramm des Simulationsablaufs

Basierend auf den Ausgangsparametern wie den Werkstoffeigenschaften, der Oberflächen-topographie und der Schmierstoffrheologie wird der Festkörperkontaktdruck in Abhängigkeit der Schmierfilmhöhe nach dem GREENWOOD/WILLIAMSON-Modell [1] berechnet. Anschließend wird das System der hochgradig nichtlinearen EHD-Gleichungen vollständig gekoppelt und basierend auf einem Ansatz von HABCHI [2] FEM-basiert gelöst. Nach erreichter Konvergenz wird die lokale Verschleißtiefe auf Grundlage des resultierenden Festkörperkontaktdrucks und unter Anwendung des Verschleißmodells nach ARCHARD [3] berechnet und das Oberflächenprofil entsprechend angepasst. Darüber hinaus wird die Änderung der Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion der Oberflächenrauheiten mit Hilfe des SUGIMURA-Modells [4] bestimmt. Diese Schritte werden unter einem definierten Zeitschritt wiederholt, bis ein vorgegebener Wert für die Betriebsdauer erreicht ist.

EHD-Modell

Die klassische EHD-Simulation wird im vorliegenden Fall durch die Kopplung mit einem Kontaktmodell um das Mischreibungsgebiet erweitert, sodass der Anteil des Festkörperkontakts am gesamten Kontaktdruck ermittelt und für die Verschleißberechnung herangezogen werden kann. Dies ermöglicht es, einen von der Schmierfilmhöhe unabhängigen Verschleißkoeffizienten zu verwenden.

Die EHD-Simulation wurde, basierend auf einem Ansatz von Habchi [2], mittels kommerzieller FEM-Software umgesetzt. Hierbei wird die stationäre REYNOLDS-Gleichung

$$\begin{aligned}
 & \overbrace{\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho(p_h) \cdot h(x, y)^3}{12 \cdot \eta(p_h)} \frac{\partial p_h}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\rho(p_h) \cdot h(x, y)^3}{12 \cdot \eta(p_h)} \frac{\partial p_h}{\partial y} \right)}^{\text{Druckterm}} = \\
 & = \underbrace{\frac{\partial}{\partial x} \left(\rho(p_h) \cdot h(x, y) \cdot \frac{u_1 + u_2}{2} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\rho(p_h) \cdot h(x, y) \cdot \frac{v_1 + v_2}{2} \right)}_{\text{Geschwindigkeitsterm}}
 \end{aligned} \tag{1}$$

in ihrer schwachen Formulierung und erweitert um einen Kavitations-Algorithmus sowie Stabilisierungsterme zur Berechnung der Schmierfilmhöhe und des hydrodynamischen Drucks verwendet.

Die Druckabhängigkeit der Schmierstoff-Dichte und -Viskosität wird gemäß den Gleichungen von DOWSON/HIGGINSON [5] und ROELANDS [6] berücksichtigt:

$$\rho(p_h) = \rho_0 \cdot \frac{0.59 \cdot 10^9 \text{ Pa} + 1.35 \cdot p_h}{0.59 \cdot 10^9 \text{ Pa} + p_h} \tag{2}$$

$$\eta(p_h) = \eta_0 \cdot \exp \left[\left[\ln(\eta_0) + 9.67 \right] \cdot \left[-1 + \left(1 + \frac{P_h}{1.96 \cdot 10^8 \text{ Pa}} \right)^{\frac{\alpha_p \cdot 1.96 \cdot 10^8 \text{ Pa}}{\ln(\eta_0) + 9.67}} \right] \right] \quad (3)$$

Die Schmierfilmhöhengleichung lautet:

$$h(x, t) = h_0(t) + s_0(x, y, t) + h_{\text{wear}}(x, y, t) + \delta_{\text{elastic}}(x, y, t) \quad (4)$$

Sie umfasst den Ausdruck s_0 zur Beschreibung der Geometrie beider Kontaktpartner. Im Falle eines Axial-Zylinderrollenlagers wird eine Profilierung der Wälzkörper nach DIN 26281 angenommen. Der Ausdruck h_{wear} beschreibt die verschleißbedingte Änderung des Oberflächen-Profils und δ_{elastic} die elastische Verformung der Oberflächen infolge des Kontaktdrucks.

Bei der Aufstellung des Kräftegleichgewichts ist, aufgrund der Erweiterung um das Mischreibungsgebiet, neben dem hydrodynamischen Druck zusätzlich auch der Festkörperkontakt- p_a zu berücksichtigen:

$$F = \int_{\Omega_c} p_{\text{total}}(x, y) d\Omega_c = \int_{\Omega_c} [p_h(x, y) + p_a(x, y)] d\Omega_c \quad (5)$$

Kontaktdruck-Modell

Im Rahmen des hier vorgestellten Simulationsmodells wird das GREENWOOD/WILLIAMSON-Kontaktmodell [1] verwendet, um den Festkörperkontakt- p_a in Abhängigkeit der Schmierfilmhöhe zu bestimmen:

$$p_a = \frac{4}{3} \cdot \eta \cdot E' \cdot \beta^{0.5} \cdot \int_d^{\infty} (z_s - d)^{1.5} \phi_s(z_s) dz_s \quad (6)$$

Darin bezeichnen η die Asperitendichte, β den Krümmungsradius der Asperiten und ϕ_s die Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion (PDF) der Rauheitsspitzen. Eine Umrechnung zwischen der PDF der Rauheitsspitzen ϕ_s und der PDF des Oberflächenprofils ϕ ist über folgende Abschätzung möglich:

$$\phi_s(z_s) \approx \frac{\sigma}{\sigma_s} \cdot \phi\left(\frac{\sigma}{\sigma_s} \cdot z_s\right), \quad (7)$$

wobei σ_s die Standardabweichung der Höhen der Rauheitsspitzen und σ die Standardabweichung der Höhen des gesamten Oberflächenprofils darstellen. Da technische Oberflächen im Allgemeinen eine nicht-GAUßsche Verteilung aufweisen, wird die Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion ϕ basierend auf dem JOHNSON-Verteilungssystem [7] nach einem Algorithmus von HILL [8] bestimmt.

Verschleiß-Modell

Die lokale Verschleißtiefe wird anhand des Verschleißmodells nach ARCHARD bestimmt:

$$h_{\text{wear}}(x, y) = k \cdot s \cdot p_a(x, y) \quad (8)$$

Da zur Verschleißberechnung lediglich der Festkörperkontaktdruck herangezogen wird, ist der Verschleißkoeffizient k somit unabhängig von der tatsächlich vorhandenen Schmierfilmhöhe zu wählen und im Grenzreibungsgebiete zu bestimmen.

Oberflächentopographie-Modell

Als Oberflächentopographie-Modell wird das SUGIMURA-Modell [4] eingesetzt, welches es erlaubt die zeitliche Änderung der Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion des Oberflächenprofils in Abhängigkeit der Verschleißtiefe zu berechnen, siehe Bild 2.

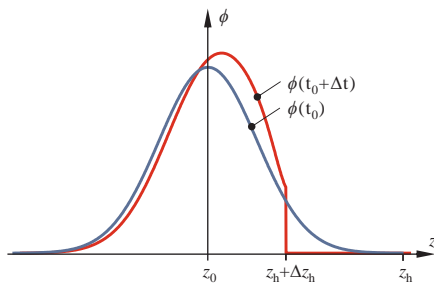


Bild 2: Änderung der Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion nach dem SUGIMURA-Modell

Die angepasste Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion des Oberflächenprofils ϕ wird anschließend in die Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion der Rauheitsspitzen ϕ_s nach Gl. (7) umgerechnet und als Eingangsgröße für das GREENWOOD/WILLIAMSON-Kontaktmodell im folgenden Berechnungsschritt verwendet.

Für weiterführende Informationen zur Implementierung des SUGIMURA-Modells sei auf [9] verwiesen.

3. Ergebnisse

In diesem Abschnitt werden exemplarische Simulationsergebnisse für zwei unterschiedliche Betriebsbedingungen des Axial-Zylinderrollenlagers 81212 mit 15 Wälzkörpern diskutiert.

Simulationsparameter

Eine Übersicht der Betriebsbedingungen kann Tabelle 1 entnommen werden:

Tabelle 1: Untersuchte Lastfälle

	Lastfall 1	Lastfall 2
<i>Axiallast</i>	50 kN	25 kN
<i>Drehzahl</i>	250 min ⁻¹	500 min ⁻¹
<i>Betriebsdauer</i>	10 h	5 h
<i>Schmierstoff</i>	FVA 1 (40 °C)	FVA 2 (40 °C)

Damit resultieren für beide Lastfälle jeweils 1.125.000 Überrollungen pro Lagerscheibe.

Bestimmung von Oberflächenkenngrößen als Input-Parameter für das Kontaktmodell

Zur Bestimmung der Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion der technischen Oberflächen wurden Aufnahmen von Lagerscheiben und Rollen an einem Laserscanning-Mikroskop KEYENCE VK-X200 an jeweils drei Lagern des gleichen Typs erstellt. Anschließend wurden die Rohdaten in Anlehnung an DIN EN ISO 25178 mittels Tiefpass-Filter (S-Filter) zum Entfernen hochfrequenter Störgrößen und der Trennung von Nennform und „Primäroberfläche“ (F-Filter) sowie einem Hochpass-Filter (L-Filter) zur Trennung von Rauheit und Welligkeit weiterverarbeitet. Anhand der resultierenden S-L-Oberfläche wurden die benötigten Rauheitskenngrößen ermittelt.

In einem nächsten Schritt sind die statistischen Oberflächenparameter (Standardabweichung, Schiefe, Kurtosis) sowie die Asperitendichte η und der Krümmungsradius der Asperiten β der Oberflächen von Lagerscheibe und Rolle auf eine äquivalente Oberfläche umzurechnen, da das GREENWOOD/WILLIAMSON-Kontaktmodell von der Modellvorstellung des Kontakts einer elastischen rauen Oberfläche mit einer starren glatten Ebene ausgeht. Die resultierenden äquivalenten Parameter sind Tabelle 2 zu entnehmen und können nach [10] berechnet werden:

$$\begin{aligned}\sigma_{eq} &= \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2} \\ \frac{1}{\beta_{eq}} &= \sqrt{\frac{1}{\beta_1^2} + \frac{1}{\beta_2^2}} \\ \frac{1}{\eta_{eq}} &= \frac{1}{\eta_1} \left(\frac{\beta_{eq}}{\beta_1} \right)^2 + \frac{1}{\eta_2} \left(\frac{\beta_{eq}}{\beta_2} \right)^2\end{aligned}\tag{9}$$

Schiefe und Kurtosis der äquivalenten Oberfläche können hingegen nicht ohne weiteres auf Grundlage analytischer Formeln bestimmt werden und werden stattdessen nach [11] numerisch anhand der Summe zweier statistischer Stichproben entsprechend der Dichtefunktion von Lagerscheibe und Rolle berechnet.

Tabelle 2: Kenngrößen der äquivalenten Oberfläche

σ	Schiefe	Kurtosis	η	β
0,184 μm	-0,369	3,902	0,0114 μm^{-2}	13,500 μm

Simulationsergebnisse

Bild 3 veranschaulicht den anfänglichen Verlauf von hydrodynamischem Druck und Festkörperkontaktdruck in der Wälzkörpermitte.

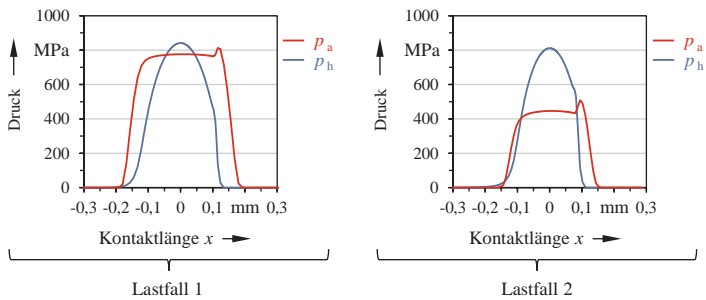


Bild 3: Druckverlauf in Rollrichtung

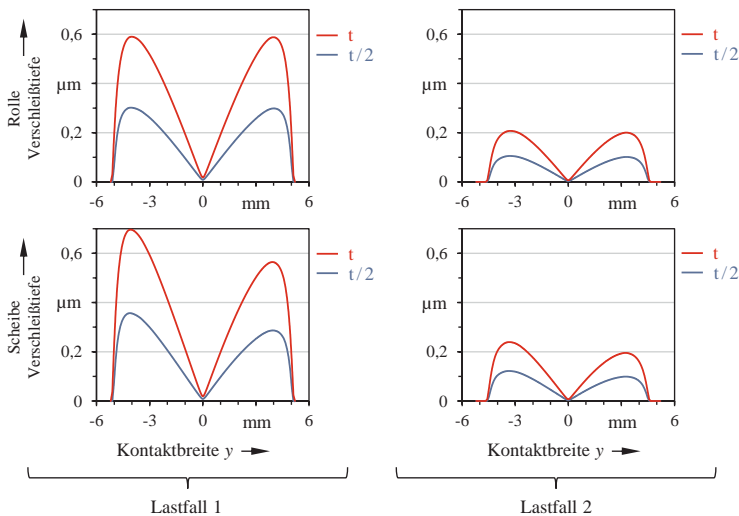


Bild 4: Verschleißtiefe von Lagerscheibe und Rolle

Es wird deutlich, dass der auftretende Festkörperkontaktdruck bei Lastfall 1 erheblich größer ist als bei Lastfall 2. Grund hierfür ist die – gegenüber Lastfall 2 – höhere Axialkraft sowie die geringe Drehzahl und das niedrig viskosere Öl, was insgesamt zu einer geringeren Schmierfilmhöhe und damit einhergehend zu einem höheren Festkörperkontaktdruck führt.

Dies spiegelt sich auch in den berechneten Verschleißtiefen wieder. Sowohl die Verschleißtiefen an den Wälzkörpern, als auch an den Rollen entsprechen bei Lastfall 1 in etwa dem Dreifachen der Werte von Lastfall 2. Der charakteristische Verlauf der Verschleißtiefen resultiert aus der Überlagerung von Festkörperkontaktdruck und Schlupfverlauf im Axial-Zylinderrollenlager. Während in der Wälzkörpermitte reines Rollen auftritt, nimmt der Schlupfanteil nach außen hin in beiden Richtungen linear zu, siehe Bild 5.

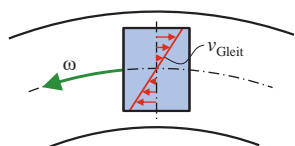


Bild 5: Schlupf-Verlauf entlang der Wälzkörper-Achse

Der in Bild 6 dargestellte Anfangs- und Endzustand der normierten Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion der Rauheitsspitzen ϕ_s zeigt zunächst eine große Übereinstimmung zwischen Lastfall 1 und Lastfall 2. Unter Beachtung der zeitlichen Entwicklung der quadratischen Mittelrauwerte aus Bild 7 wird jedoch deutlich, dass sich bei Lastfall 1 bereits nach etwa 5 Stunden eine konstante Oberflächenrauheit einstellt, wohingegen bei Lastfall 2 noch Änderungen an der Oberflächenrauheit und damit einhergehend auch an der Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion des Oberflächenprofils sowie der Rauheitsspitzen zu erwarten sind.

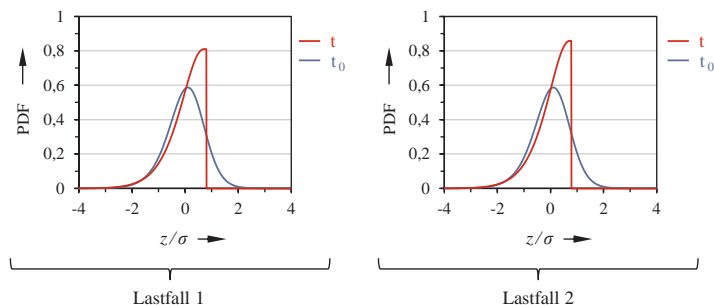


Bild 6: Normierte Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion der Rauheitsspitzen

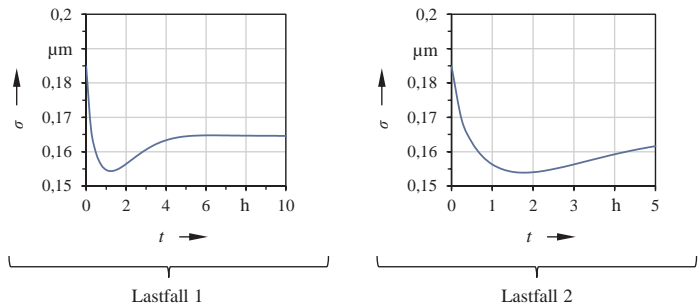


Bild 7: Entwicklung des quadratischen Mittenrauwerths R_q der äquivalenten Oberfläche

Sobald die Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion keine Nennenswerte zeitliche Änderung mehr aufweist und die Oberflächenrauheit damit annähernd konstant bleibt, ist davon auszugehen, dass der Einlaufvorgang abgeschlossen ist. Nichtsdestotrotz kommt es weiterhin – bei einem Betrieb im Mischreibungsbereich – durch das Unterschreiten einer kritischen Schmierfilmhöhe zu Festkörperkontakt und damit Verschleiß.

Tabelle 3: Verschleißmassen (Lagerscheiben + Wälzkörper) am Ende der Betriebsdauer

	Lastfall 1	Lastfall 2
Verschleißmasse	30,7 mg	9,7 mg

Tabelle 3 fasst die nach Ende der Betriebsdauer zu erwartende Masse an Verschleißpartikeln in Milligramm zusammen. Analog zu den vorangegangenen Überlegungen zeigt sich auch hier ein bei Lastfall 1 etwa um den Faktor 3 höherer Verschleiß als beim weniger verschleißkritischen Lastfall 2.

4. Zusammenfassung und Bewertung

Das in diesem Beitrag vorgestellte Simulationsmodell zur Verschleißberechnung von im Mischreibungsbereich betriebenen Wälzlagern ist in der Lage sowohl die verschleißbedingte Änderung des Oberflächenprofils auf Makro-Ebene, als auch die Änderung der statistischen Dichtefunktion der Oberflächenrauheit auf Mikro-Ebene vorherzusagen. Es kann dazu eingesetzt werden tribologisch hoch beanspruchte Systeme hinsichtlich des auftretenden Verschleißes zu optimieren und dadurch ihre Lebensdauer zu erhöhen oder auch Einlaufprozesse gezielt zu steuern.

Um verlässliche quantitative Aussagen über den Verschleiß treffen zu können, ist allerdings die für das jeweilige betrachtete System adäquate Bestimmung des Verschleißkoeffizienten k unabdingbar. Dieser obliegt jedoch zahlreichen Einflussfaktoren. Insbesondere mit dem Einsatz von additivierten Schmierstoffen sind etwa durch Wechselwirkungen mehrerer Additive untereinander oder durch die Ausbildung von Grenzschichten starke nichtlineare funktionale Zusammenhänge zwischen Verschleißkoeffizient und Kontaktdruck, Gleit- und Rollgeschwindigkeit sowie weiteren Parametern zu erwarten. Aus diesem Grund erscheint es sinnvoll, diese komplexen chemischen Prozesse detailliert anhand geeigneter Methoden – wie beispielsweise der Molekulardynamik-Simulation – zu untersuchen, um damit die Genauigkeit der hier vorgestellten Verschleißberechnung zu erhöhen.

5. Literaturangaben

- [1] GREENWOOD, J. A. et al.: Contact of Nominally Flat Surfaces. Proceedings of the Royal Society of London. Series A. Mathematical, Physical and Engineering Sciences, 295 (1966) 1442, S. 300–319.
- [2] WASSIM, H.: Finite Element Modeling of Elastohydrodynamic Lubrication Problems. Hoboken/USA: Wiley 2018.
- [3] ARCHARD, J. F.: Contact and Rubbing of Flat Surfaces, Journal of Applied Physics, 24 (1953) 8, S. 981–988.
- [4] SUGIMURA, J. et al.: Analysis of the topographical changes due to wear, Journal of Japan Society of Lubrication Engineers, 31 (1986) 11, S. 813–820.
- [5] DOWSON, D. et al.: Elasto-Hydrodynamic Lubrication. Oxford: Pergamon 1977.
- [6] ROELANDS, C. J. A.: Correlational aspects of the viscosity-temperature-pressure relationship of lubricating Oils. Dissertation. Technische Hogeschool Delft 1966.
- [7] JOHNSON, N. L.: Systems of Frequency Curves Generated by Methods of Translation, Biometrika, 36 (1949) 1-2, S. 149–176.
- [8] HILL, I. D.: Algorithm AS 99: Fitting Johnson Curves by Moments, Applied Statistics, 25 (1976) 2, S. 180–189.
- [9] WINKLER, A. et al.: Numerical Modeling of Wear in a Thrust Roller Bearing under Mixed Elastohydrodynamic Lubrication, Lubricants, 8 (2020) 5, S. 58/1–58/21.
- [10] BEHESHTI, A. et al.: Asperity micro-contact models as applied to the deformation of rough line contact, Tribology International, 52 (2012), S. 61–74.
- [11] YU, N. et al.: Combining and Contacting of Two Rough Surfaces with Asymmetric Distribution of Asperity Heights, Journal of Tribology, 126 (2004) 2, S. 225–232.

Neue Lösungen für noch weniger Reibung

Die neue Generation reibungsoptimierter Schaeffler-Kegelrollenlager

Dr.-Ing. **Thomas Stahl**, Dipl.-Ing. (FH) **Reinhard Rumpel**,
Dipl.-Ing. (FH) **Philipp Wirth**,
Schaeffler Technologies AG & Co.KG, Schweinfurt

Kurzfassung

Wenngleich Wälzlager im Allgemeinen bereits eine sehr reibungsarme Lagerungsvariante darstellen, so können auch diese immer weiter hinsichtlich Reibung optimiert werden. SCHAEFFLER bietet dazu verschiedene Generationen an, die je nach Anwendungsfall zum Einsatz kommen können.

Mit der Generation D wurde ein Qualitätsniveau erreicht, dass nochmals ca. 30% geringere Reibung im Vergleich zu heutigen Premiumlagern, wie X-life, erlaubt. Mit der Generation D+ wird diese auf die jeweilige Anwendung „maßgeschneidert“, was weitere Einsparungen von ca. 20% möglich macht. Mit der Optimierung des Käfigs können mit der Generation E und der anwendungsoptimierten Variante Generation E+ jeweils weitere 10% an Einsparung erzielt werden.

In Kombination einer dieser Generationen mit einer Beschichtung ist sogar noch eine weitere Reduktion des Reibmoments möglich.

Abstract (optional)

Although rolling bearings are generally already a very low-friction bearing variant, they can also be optimized further and further in terms of friction. SCHAEFFLER offers various generations for this purpose, which can be used depending on the application.

With Generation D, a quality level has been achieved that allows a further reduction in friction of approx. 30% compared to today's premium bearings, like X-life. With Generation D+, this performance is "tailored" to the respective application, which makes further savings of approx. 20% possible. With the optimization of the cage, Generation E and the application-optimized variant Generation E+ further savings of 10% can be achieved by each.

In combination of one of these generations with a coating, even a further reduction of the frictional torque is possible.

1. Einleitung

Zunehmende Leistungsdichten, stärkere Anforderungen an den CO₂-Ausstoß und schonender Umgang mit den Ressourcen führen dazu, dass auch Wälzlager – die an sich bereits eingesetzt werden um eine reibungsarme Rotation relativ zueinander bewegter Bauteile zu ermöglichen – immer weiter optimiert werden um noch reibungsärmer zu werden. Um dieser Anforderung gerecht zu werden, wurden in den vergangenen Jahren Entwicklungen im Bereich der Kegelrollenlager vorangetrieben, die eine solche Verbesserung erlauben.

Dabei beziehen sich diese Entwicklungen immer auf Optimierungen an den einzelnen Reibkontakten, die für sich genommen kleine, in Kombination jedoch durchaus beachtliche, Reibungsreduktionen ermöglichen. Der vorliegende Beitrag beschreibt dabei die unterschiedlichen Entwicklungsstufen von Kegelrollenlagern und welchen Beitrag diese zur Reibungsreduktion beitragen können.

2. Generationen der Reibungsreduktion

Jede Verbesserung an einem tribologischen Kontakt führt zu einer Reduktion des Reibmoments. Durch Implementierung dieses „Features“ in das Lagerdesign entstehen verschiedene Generation reibungsoptimierter Lager, bei der die nachfolgende Generation jeweils das Feature der vorhergehenden Generation aufgreift und um eine neues reibungsoptimiertes Feature ergänzt. Bild 1 zeigt dabei einen Überblick über die verschiedenen Generationen reibungsoptimierter Kegelrollenlager bei SCHAEFFLER.

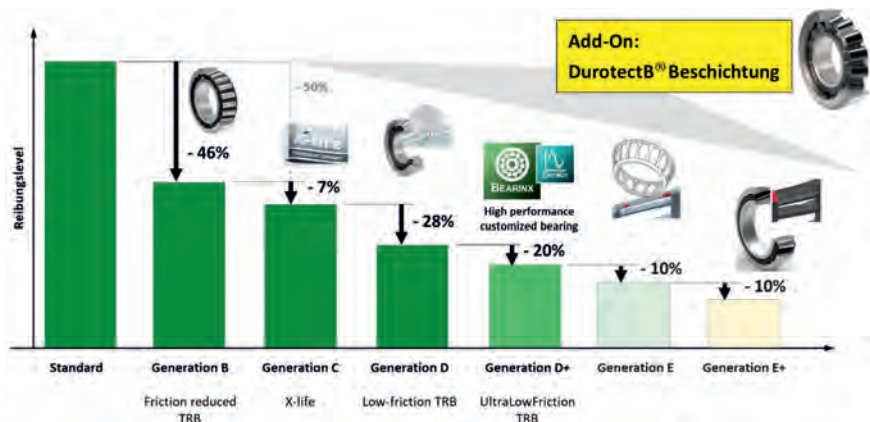


Bild 1: Generationen reibungsoptimierter Kegelrollenlager bei SCHAEFFLER

Ausgehend von der Standardqualität, wie sie in vielen Katalogprodukten angewendet wird, können mit der Generation B durch Optimierung der Oberflächengüten, insbesondere des Wälzkörpers, beträchtliche Reibungsoptimierungen erreicht werden. In Kombination mit einer Optimierung am Innenring wird schließlich Generation C erreicht, die auch unter der Bezeichnung „X-life“, bei vielen Katalogprodukten Anwendung findet.

Aufbauend auf der Generation C, können aber auch noch weitere, vorwiegend anwendungsspezifische, Verbesserungen am Lager vorgenommen werden, um noch weitere Reibungsreduktionen zu erzielen.

2.1 Generation D

Generation D zeichnet sich insbesondere dadurch aus, dass die Maßnahmen von Generation C erweitert werden. Dazu werden insbesondere die Oberflächengüten weiter verbessert und der Innenringbord optimiert. Durch die Definition der Oberflächen über Abbott'sche Werte ist es möglich, die Oberflächenbeschaffenheit deutlich exakter zu beschreiben und eine definiertere Oberfläche in der Fertigung zu erreichen. Des Weiteren ist neben der Güte der tribologischen Kontakte auch deren Lage von Bedeutung. So hat ein Rolle-Bord-Kontakt einen signifikanten Einfluss auf das Reibmoment von Kegelrollenlagern. Je höher dieser liegt, desto höher ist auch das Reibmoment infolge des größeren Hebelarms. Ziel muss es also sein, den Rolle-Bord-Kontakt so nah wie möglich an die Innenringlaufbahn zu legen. Dabei ist allerdings zu beachten, dass die Druckellipse des Kontakts damit auch nahe an den Freistich zwischen Laufbahn und Bord wandert. Läuft diese Kontaktellipse nun in diesen Freistich hinein, so entstehen hohe Kantenspannungen und es wird genau der gegenteilige Effekt erzielt. Die Reibung steigt an. Mit der Generation D konnte ein optimaler Kompromiss bezüglich der Lage des Bordkontaktpunktes gefunden werden, sodass sowohl die Reibung reduziert, als auch Kantenspannungen vermieden werden.

2.2 Generation D+

Die bisher beschriebenen Maßnahmen haben einen allgemein gültigen Charakter, d.h. sie können auf jedes Design angewendet werden und verbessern dabei das Reibungsverhalten. Um darüber hinaus noch weitere Verbesserungen zu erzielen ist es erforderlich, das Design so zu gestalten, dass es für die jeweilige Anwendung *optimal* ausgelegt ist. Dieses „tailored-design“ ist dabei so ausgelegt, dass alle Anforderungen der Anwendung an Pressung, Lebensdauer, Steifigkeit, etc. erfüllt werden, die Reibung dabei aber so gering wie möglich ist. Diese Optimierung ist jedoch äußerst komplex, da neben Abhängigkeiten von

Betriebsbedingungen auch gegenseitige Wechselwirkungen von anderen Lagerstellen Einfluss auf die optimale Auslegung haben.

Das Schaeffler-eigene Softwaretool BEARINX-OPTIKIT erlaubt dabei eine rechnerunterstützte Auslegung unter Berücksichtigung sämtlicher Betriebsbedingungen und Wechselwirkungen. Damit ist es tatsächlich möglich, eine – für die Anwendung optimale – Auslegung zu definieren, die weiteres Reibungseinsparpotential hat. In Kombination dieser maßgeschneiderten Auslegung mit der Qualität der Generation D erhält man damit die Generation D+.

Welches Energieeinsparpotential nun mit einer solchen Lösung erreicht werden kann, soll anhand eines Beispiels in Bild 2 dargestellt werden.

Als Vergleich dient dazu die e-Achse eines leichten Nutzfahrzeugs mit 2185kg Leergewicht und einer Motorleistung von 85kW (Peak). Dabei werden zwei der drei Wellen mit jeweils zwei reibungsoptimierten TRBs der Generation D+ bestückt.

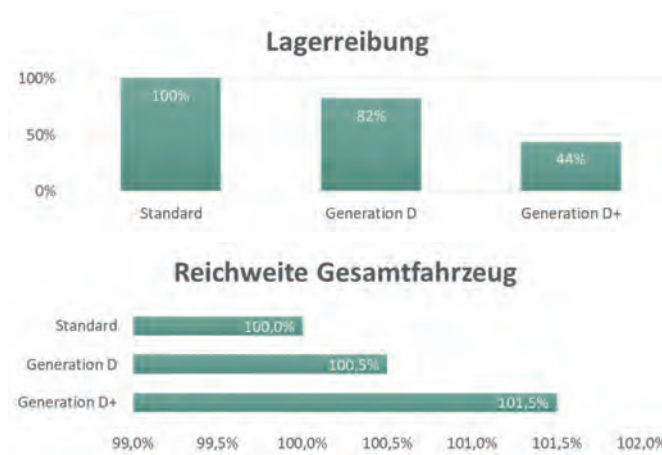


Bild 2: Reibungsoptimierung mit TRBs der Generation D+ (auf Basis WLTP)

Durch diese Maßnahme kann die Lagerreibung mehr als halbiert werden. Die Gesamtreichweite des Fahrzeugs erhöht sich damit um ganze 1,5%, also 1,5 pro 100km und das allein durch Verwendung von reibungsoptimierten Lagern der Generation D+!

2.3 Generation E

Darüber hinaus ist allerdings noch weiteres Potential vorhanden. Die bisherigen Optimierungen bezogen sich ausschließlich auf die Lagerkomponenten Innenring, Außenring und Rolle. Aber auch durch den Käfig kann die Reibung noch weiter reduziert werden.

Heutige Käfiglösungen führen den Wälzkörper über die gesamte Steglänge. Für die Führungsfunktion ist dies aber oftmals überhaupt nicht notwendig. Vielmehr sorgt diese relativ große Kontaktfläche zu zusätzlichen Reibanteilen. Das neue Schaeffler-Käfigdesign der Generation E reduziert die Kontaktflächen deshalb auf das Minimum und gewährleistet so eine optimale Führung des Wälzkörpers bei gleichzeitig idealen Reibverhältnissen (vgl. Bild 3).

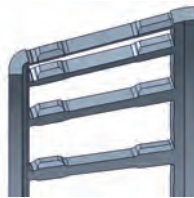


Bild 3: Käfigdesign mit optimierten Führungsflächen (Generation E)

Durch die Zurücknahme der Führungsfläche in der Mitte des Wälzkörpers wird zudem verhindert, dass Schmierstoff durch den Käfig abgestreift wird, womit auch die Kontaktsituation im Bereich der höchsten Pressung verbessert wird. Neben einer Ausführung als Stahlblechvariante, wie in Bild 3 dargestellt, können die optimierten Führungsflächen natürlich auch bei einem Kunststoffkäfig umgesetzt werden.

Durch den Einsatz einer solchen Käfiglösung kann die Reibung – insbesondere bei niedrigen Lasten – nochmals reduziert werden. Bild 4 zeigt dabei den Vergleich zwischen einem Standardkäfig (JPB) und einem reibungsoptimierten Käfig der Generation E (JPE).

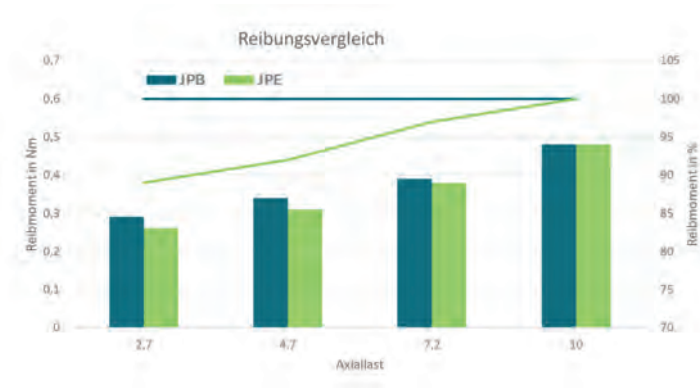


Bild 4: Reibungsvergleich zwischen einem Standardkäfig (JPB) und einem reibungsoptimierten Käfig der Generation E (JPE)

Die verbesserte Käfigreibung ist grundsätzlich auch bei höheren Lasten vorhanden. Allerdings dominiert bei höheren Lasten die Bordreibung das Lagerreibmoment, sodass die geringere Reibung am Käfig nur noch eine untergeordnete Rolle spielt.

2.4 Generation E+

Eine weitere Maßnahme, die durch den Käfig erzielt werden kann, ist die Schmiermengensteuerung. Hierbei ist jedoch – in Abhängigkeit der Anwendung – zu unterscheiden, ob eine Mangel- oder eine Überschmierung des Lagers vorhanden ist. Bei Mangelschmierung muss der Käfig so gestaltet sein, dass er dafür sorgt, dass möglichst viel Schmierstoff im Lager verbleibt. Bei Überschmierung muss der Käfig gewährleisten, dass möglichst wenig Schmierstoff in das Lager hineingelangt, bzw. dieser möglichst schnell wieder das Lager verlässt. Durch diese Maßnahmen ist es möglich, dass einerseits immer ausreichend Schmierstoff im Lager für die Schmiefunktion vorhanden ist, andererseits aber die Planschverluste reduziert werden und somit die Gesamtreibung des Kegelrollenlagers weiter gesenkt wird.

Da dieses Design auf dem Käfigdesign der Generation E aufsetzt und – wie beschrieben – unmittelbar von der Anwendung abhängt, wird dieses als Generation E+ bezeichnet.



Bild 5: Käfiglösungen zur Schmiermengenregulierung: Einlass-reduziert (links), Auslass-reduziert (rechts)

In Bild 5 sind dabei die entsprechenden Käfigdesigns dargestellt. Die linke Variante wird eingesetzt, wenn dem Lager mehr Schmierstoff zur Verfügung steht, als dieses für die Schmierung benötigt. Durch die vergrößerte Seitenscheibe am kleinen Rollendurchmesser wird der Schmierstoffzufluss reduziert. Durch die Förderwirkung in asymmetrischen Lagern kann der Schmierstoff am großen Rollendurchmesser ungehindert das Lager verlassen. Die Schmierstoffmenge wird dadurch im Lager reduziert und das Reibmoment wird minimiert.

Das Design rechts wird eingesetzt, wenn in der Anwendung eine Mangelschmierung vorhanden ist und funktioniert genau entgegengesetzt. Der Schmierstoff gelangt ungehindert in das Lager hinein, wird jedoch im Abfluss reduziert. Damit kann die Schmierstoffversorgung im Kontakt verbessert werden.

Zur Veranschaulichung dieses Effekts sind in Bild 6 die Reibwerte für verschiedene Drehzahlen für das Standarddesign (rot), das einlass-reduzierte Design (blau) und das auslass-reduzierte Design (grün) dargestellt.

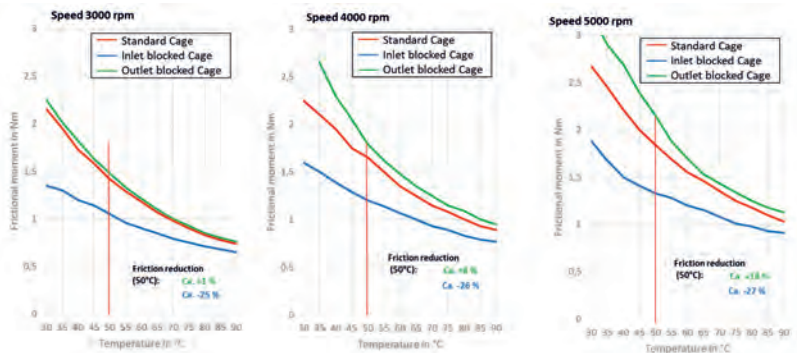


Bild 6: Einfluss des Käfigdesigns (Generation E+) auf das Reibmoment

Es ist gut zu erkennen, dass das einlass-reduzierte Design das geringste Reibmoment – aufgrund der reduzierten Planschverluste – aufweist. Das auslass-reduzierte Design zeigt unter diesen Bedingungen ein noch höheres Reibmoment, da die Planschverluste sogar erhöht werden. Ein solches Design würde man unter diesen Bedingungen natürlich nicht einsetzen. Man kann aber gut erkennen, dass durch dieses Design mehr Schmierstoff im Lager gehalten wird.

2.5 Beschichtungslösungen

Unabhängig von der Ausführung der Innengeometrie oder der Käfiglösung können natürlich noch weitere Maßnahmen ergriffen werden, um das Reibmoment nochmals weiter zu reduzieren. Eine naheliegende Lösung ist dabei die Verwendung von reibungsreduzierenden Beschichtungen.

Besonders gut anwendbar hat sich dabei eine DurotectB-Beschichtung gezeigt, da dies eine sehr wirtschaftliche Lösung mit guten Reibungseigenschaften ist.

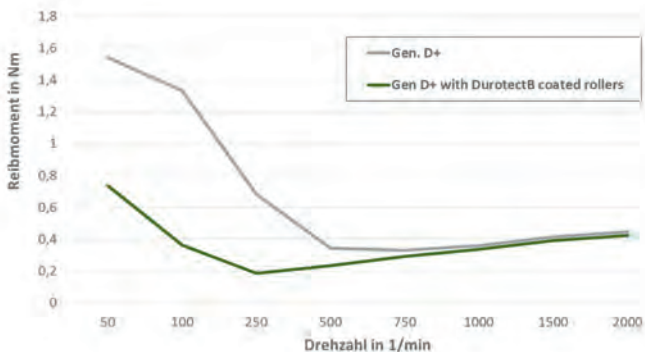


Bild 7: Reibungsreduktion durch eine DurotectB-Beschichtung

Bild 7 zeigt den Vorteil bei einer Beschichtung der Rollen mit DurotectB. Besonders bei geringen Drehzahlen ist hier ein deutlicher Reibungsvorteil zu erwarten, da hier – im Mischreibungsgebiet – die Oberflächen noch in Kontakt stehen und eine Reduktion des Reibkoeffizienten den größten Einfluss hat. Im Vollschmierungsgebiet – also bei vollständig getrennten Oberflächen – hat die Beschichtung nahezu keinen Einfluss mehr, aber in diesem Gebiet ist die Reibung quantitativ ohnehin relativ gering.

3 Zusammenfassung

Wenngleich Wälzlager im Allgemeinen bereits eine sehr reibungsarme Lagerungsvariante darstellen, so können auch diese immer weiter hinsichtlich Reibung optimiert werden. SCHAEFFLER bietet dazu verschiedene Generationen an, die je nach Anwendungsfall zum Einsatz kommen können.

Mit der Generation D wurde ein Qualitätsniveau erreicht, dass nochmals ca. 30% geringere Reibung im Vergleich zu heutigen Premiumlagern erlaubt. Mit der Generation D+ wird diese auf die jeweilige Anwendung „maßgeschneidert“, was weitere Einsparungen von ca. 20% möglich macht. Mit der Optimierung des Käfigs können mit der Generation E und der anwendungsoptimierten Variante Generation E+ jeweils weitere 10% an Einsparung erzielt werden.

In Kombination einer dieser Generationen mit einer Beschichtung ist sogar noch eine weitere Reduktion des Reibmoments möglich.

Development of the Electrical Impedance Method for Oil Film Measurement in EHD Contact Area

Masayuki Maeda, Taisuke Maruyama,
NSK Ltd., Fujisawa, Japan;
Prof. Ken Nakano,
Yokohama National University, Yokohama, Japan

Abstract

In this study, the electrical impedance method has been developed for simultaneously quantifications of the thickness (h) and breakdown ratio (α) of oil films in elastohydrodynamic (EHD) contacts. To verify the proposed measurement principle, oil film thickness measurements were conducted by using the electrical method together with the optical interferometry method in a ball-on-disc-type apparatus. As a result, it was confirmed that the measured h -values obtained by the electrical method agreed well with those obtained by the optical method, under test condition with changing the entrainment speed. Besides, it was also confirmed that the measured α -values obtained by the electrical method showed correlations with the friction coefficient.

1. Introduction

Rolling bearings in various machines are mainly used for smoothly supporting rotating shafts for a long period of time. The oil film thickness in EHD contacts of a bearing has a strong influence on the bearing torque and life. Accordingly, the establishment of oil film thickness measurement technology of practical bearings is extremely effective in further lowering the torque and increasing the bearing life. Conventionally, optical interferometry has been used as accurate methods for measuring the oil film thickness in EHD contacts. However, to apply the optical method, it is necessary to use a transparent material that transmits light. Due to this limitation, it is difficult to apply it to monitoring practical bearings. In this viewpoint, electrical method has an advantage because most of practical bearing are made of steel, which is electrically conductive material. The main electrical method is the electrical impedance method. This method evaluates the thickness of oil films by measuring the electrical capacitance of EHD contacts, but its measurement accuracy is insufficient [1].

This research has improved the conventional electrical impedance method [2]. To verify the accuracy of the electrical impedance method developed in this research, oil film thickness

measurements were conducted by using the electrical method together with the optical interferometry. Besides, this method can measure not only oil film thickness but also the breakdown ratio of oil film at the same time. We have qualitatively evaluated the measured breakdown ratio of oil film by comparison with the friction occurring in EHD contacts.

2. Measurement Principle [2]

Geometrical model

Figure 1 is the geometrical model of the EHD contact, where a ball with the radius b is loaded on a disc. Note that not only the “contact area” but also its “surround area” is considered. Regarding the contact area, the contact shape is a circle with the radius a and the area $S_1 = \pi a^2$, where a is estimated as the Hertzian contact radius. In the contact area, we assume two types of regions: one is the “breakdown area” αS_1 in which the ball surface is directly in contact with the disc surface, and other is the “lubricated area” $(1-\alpha)S_1$ in which the two surfaces are separated by the oil film with the thickness h_1 , where α is the breakdown ratio (i.e., $0 \leq \alpha \leq 1$). Regarding the surround area, it is assumed that the gap between the two surfaces $h = h(r)$ are filled with the oil. The in-plane distance from the center of the contact (i.e., O) is r . For simplicity, we neglect the deformation of contact bodies. The maximum gap in the surround area is h_2 .

Electrical model

Figure 2 is the electrical model of the EHD contact, which is based on the geometrical model. Regarding the contact area, the breakdown area is represented by a resistor R_1 and the lubricated area is represented by capacitor C_1 . Regarding the surround area, it is represented by capacitor C_2 . Using the notations of the geometrical model, we obtain the following forms

$$R_1 = R_{10}/\alpha \quad (1)$$

$$C_1 = \varepsilon(1-\alpha)S_1/h_1 = \pi\varepsilon(1-\alpha)a^2/h_1 \quad (2)$$

$$C_2 = \varepsilon \int_a^b (2\pi r/h(r))dr \quad (3)$$

where R_{10} is the resistance of the breakdown area for $\alpha = 1$, and ε is the dielectric constant of oil.

Complex impedance analysis

In the complex form, the AC voltage $V = V(t)$ (as the input) and the AC current $I = I(t)$ (as the output) are given by

$$V = |V|\exp(j\omega t) \quad (4)$$

$$I = |I|\exp(j(\omega t - \theta)) \quad (5)$$

respectively, where j is the imaginary unit and t is the time. Eqs. (4) and (5) mean that by applying the AC voltage with the angular frequency ω and the amplitude $|V|$, we obtain the AC current with the amplitude $|I|$ and the phase θ at the same angular frequency ω . Then, the complex impedance Z is given by

$$Z = V/I = |Z|\exp(j\theta) \quad (6)$$

Note that in the electrical impedance measurement, the modulus $|Z|$ ($= |V|/|I|$) and phase θ of the complex impedance Z are obtained.

On the other hand, from the structure of the electrical model in Fig.2, the complex impedance Z is given by

$$Z^{-1} = R_1^{-1} + j\omega(C_1 + C_2) \quad (7)$$

From Eqs. (1-3) and (6), (7), we obtain the functions for oil film thickness h_1 and breakdown ratio α . Note that the mean oil film thickness in the contact area is given by

$$h_c = (1 - \alpha)h_1 \quad (8)$$

Considering that under practical condition, the breakdown area can be scattered in the contact area S_1 as multiple micro contacts. In the following, we use h_c for the measured oil film thickness obtained by electrical method.

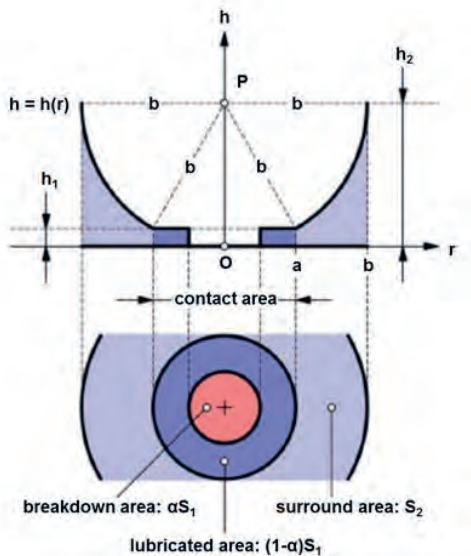


Fig. 1: Geometrical model of EHD contact

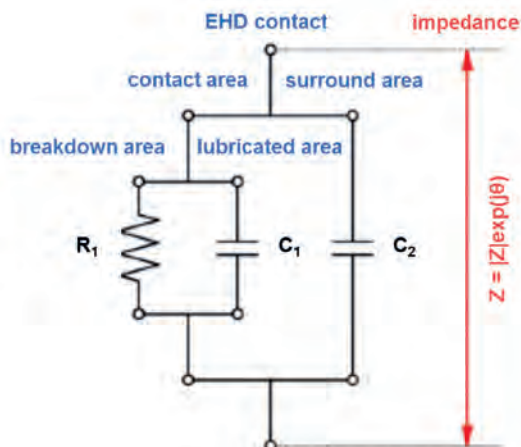


Fig. 2: Electrical model of EHD contact

3. Experimental Method

Figure 3 is a schematic diagram of the experimental apparatus used in this study. This apparatus uses a pure sliding contact between a steel ball (diameter: 25.4 mm and material: AISI 52100 steel) and a glass disc (diameter: 100 mm, thickness: 10 mm of BK7 glass). The disc surface in contact with the ball is coated with a semi reflecting layer of 5 nm thick chromium and a spacer layer of 1 μm thick indium tin oxide (ITO). In this study, the ITO film is used, not only as a “transparent film” in optical measurements, but also as a “conductive film” in electrical measurements. For electrical measurements, AC voltage is applied between the contacts, AC current passing through the contact is measured, and the complex impedance Z (i.e., $|Z|$ and θ) is obtained, which is automatically performed with a commercially available impedance meter. From the electrical measurements based on the measurement principle described in the previous section, we can quantify the oil film thickness h_c and the breakdown ratio α simultaneously. The test conditions are shown in Table 1. For friction measurements, a torque meter is installed to the vertical shaft, which measures the torque needed to rotate the disc at EHD contact conditions and determines the friction coefficient μ . As the oil, two types of poly-alpha-olefin (PAO) with different viscosities were used, as shown in Table 2.

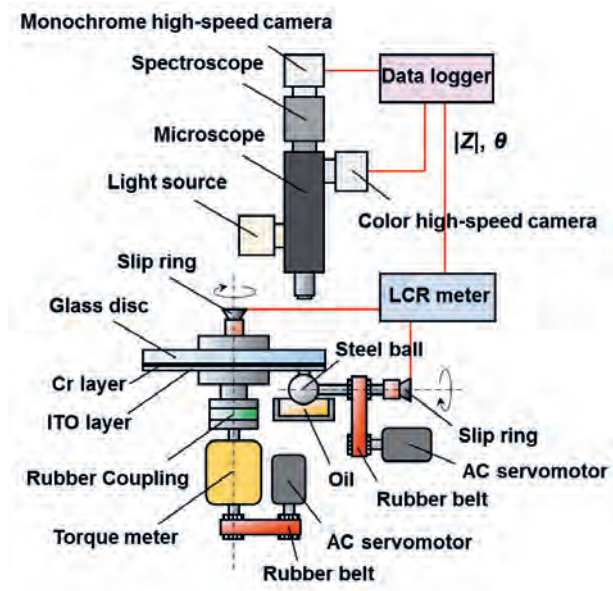


Fig. 3: Ball-on-disc-type apparatus

Table 1: Test conditions

Temperature, °C	25
Entrainment speed, m/s	0.005 to 0.5
Slide-to-roll ratio, %	200
Maximum contact pressure, GPa	0.34
Herzian contact radius, mm	0.12
AC amplitude, V	1.0
AC frequency, MHz	1.0

Table 2: Oil properties

	PAO (A)	PAO (B)
Kinematic viscosity, mm ² /s at 40°C	30	396
Pressure-viscosity coefficient, GPa ⁻¹ at 25°C	12.5	16.3
Relative permittivity, -	2.1	2.1

4. Results and Discussion

Figure 4 shows the measurement results of oil film thickness (top), breakdown ratio (middle), and friction coefficient (bottom) when the entrainment speed U was changed for the PAO (A). The dashed line in graph shows the theoretical values according to the Hamrock-Dowson equation. We have confirmed that the measured h -values obtained by the electrical method agree well with those obtained by the optical method. Therefore, we can conclude that the electrical method measures the oil film thickness in EHD contacts with a high accuracy comparable to that of the optical method. In addition, When $U \leq 0.02$ m/s, we find that both the measured α -values and μ -values increase, it seems to indicate that α -values correlations with the μ -values. Figure 5 shows the measurement results when U was changed for the PAO (B). When $U \geq 0.2$ m/s, the measured h -values are located below the dashed line with considerable deviations. In addition, we find that the measured μ -values are higher than those extrapolated from the lower U conditions (i.e., $U \leq 0.1$ m/s). From these results, we suggest that the lubricant is starved at the higher U conditions (i.e., $U \geq 0.2$ m/s). However, even when under the starved lubrication, the measurement error does not seem to be fatal.

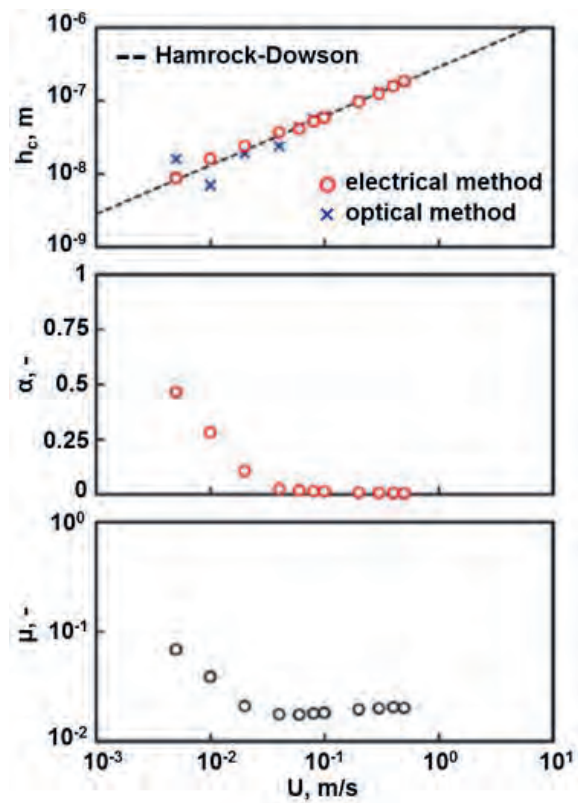


Fig. 4: Measured values of oil film thickness h_c (top), breakdown ratio α (middle), and friction coefficient μ (bottom) for varying entrainment speed U ; oil: PAO (A)

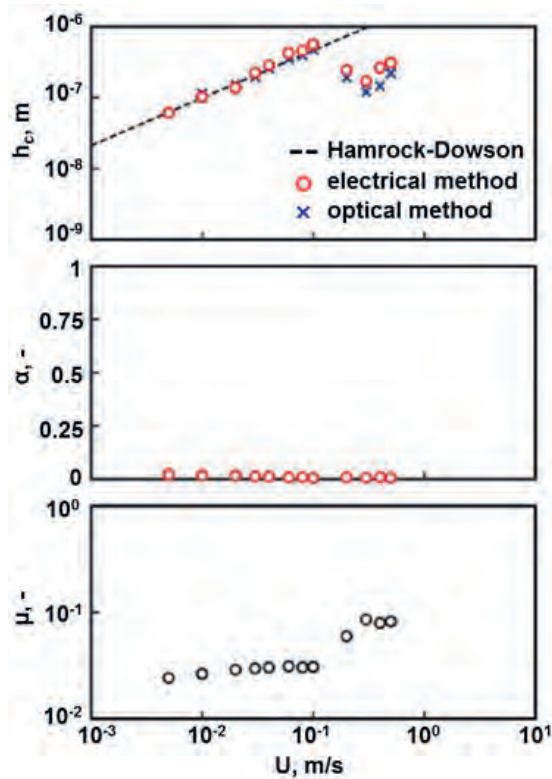


Fig. 5: Measured values of oil film thickness h_c (top), breakdown ratio α (middle), and friction coefficient μ (bottom) for varying entrainment speed U ; oil: PAO (B)

5. Summary

Simultaneous measurements of optical interferometry and the electrical impedance method with the use of the ball-on-disc-type apparatus has demonstrated that the developed method can measure the oil film thickness with high accuracy comparable to the optical interferometry. In addition, this method has confirmed that the breakdown ratio of oil films can also be measured simultaneously and be qualitatively evaluated by comparison with the friction coefficient.

6. References

- [1] K. Nakano and Y. Akiyama: Simultaneous Measurement of Film Thickness and Coverage of Loaded Boundary Films with Complex Impedance Analysis, Tribol. Lett., Vol. 22, No. 1 (2006) 127.
- [2] T. Maruyama and K. Nakano: In Situ Quantification of Oil Film Formation and Breakdown in EHD Contacts, Tribol. Trans., Vol. 61, No. 6 (2018) 1057.

Rolling Contact Fatigue Life Evaluation utilizing Mode II Stress Intensity factor

Sho Hashimoto, Hiroki Komata, Koji Ueda,
NSK Ltd., Fujisawa, Japan

Abstract

The mode II stress intensity factor range, ΔK_{II} , at the crack tip generated from a small defect under rolling contact fatigue (RCF) can be obtained by an approximate formula that includes the defect size and shear stress as parameters. The formula was obtained from the results of simulation analysis using FEM. In addition, it has been verified by the RCF life test of rolling bearings with small defects that the flaking life can be estimated accurately by utilizing ΔK_{II} . Based on these results, the new flaking life estimation method using ΔK_{II} has been developed, which contains a parameter that represent the size of defects. The accuracy of the life estimation is demonstrated quantitatively by a case study using actual life testing results with the data of non-metallic inclusion size. The life of subsurface-originated flaking on rolling bearings will be estimated accurately by utilizing the new method.

1. Introduction

Rolling bearings are required to have a long service life and high reliability, and such requirements are increasing year by year. "Flaking (= Spalling)" of rolling bearings is one of the rolling contact fatigue (RCF) failures caused by cyclic contact stress, and various studies have been conducted so far. Subsurface-originated flaking is a form caused by the generation and propagation of cracks from non-metallic inclusions contained in rolling bearings. Higher cleanliness of materials is effective as a means of suppressing this kind of failure and extending the life of rolling bearings. On the other hand, the growth behaviour of fatigue cracks generated from inclusions and the effect of inclusion dimensions on the flaking life have not been clarified quantitatively. In previous studies, the authors attempted to treat the flaking as a mode II microcrack problem from the viewpoint of fracture mechanics. In this report, it is shown that the flaking life was successfully evaluated as a crack problem with taking a small crack effect on the shear-mode fatigue crack into consideration, irrespective of the diameters and depths of the hole. Moreover, the accurate life estimation is attempted using results described above and the information of non-metallic inclusions in bearing steel.

2. Mode II stress intensity factor of a crack emanating from the edge of a drilled hole under rolling contact

2.1. Method of analysis

Fig. 1 shows an ellipse-type contact area on a rolling bearing. The stress field generated under Hertzian contact between the inner ring and the steel ball was analyzed via finite element method (FEM), using the commercial software, MSC Marc 2013r1. A half-symmetric model was used for the analysis. Some external force in the z-direction was applied to the rolling element (ball), so that the two elements entered into contact with each other. Node displacement was constrained on the x-z symmetric plane in the y-direction. Young's modulus and Poisson's ratio of the inner ring were 208 GPa and 0.3, respectively. To simplify the modelling and analysis processes, the inner ring was modelled as an elastic-flat plane, and the rolling element was modelled as a rigid barrel with an equivalent curvature radius, calculated from the curves of the inner ring and ball so that the contact ellipse resembled a realistic scenario - a combination of elastic inner ring and elastic ball. As indicated in Fig. 2, a small drilled hole was introduced into the middle of the inner ring raceway. The stress intensity factor (SIF) of a ring-shaped crack with a length, a' , of 0.010mm around the hole-edge was analyzed by FEM, so as to quantify the flaking limit of the rolling bearing as a non-propagation crack limit. Fig. 2 shows the flat-plate FEM model with a drilled hole of $d = 0.100$ mm and $h' = 0.100$ mm, which was in contact with the rolling element. In the experiments, the hole diameter, d , was varied at four levels (i.e., 0.050 mm, 0.075 mm, 0.100mm and 0.200 mm), with the hole-edge depth, h' , also varied at four levels (i.e., 0.050 mm, 0.100 mm, 0.220mm and 0.345 mm). The detail of the modelling and analysis method is demonstrated in previous paper [1].

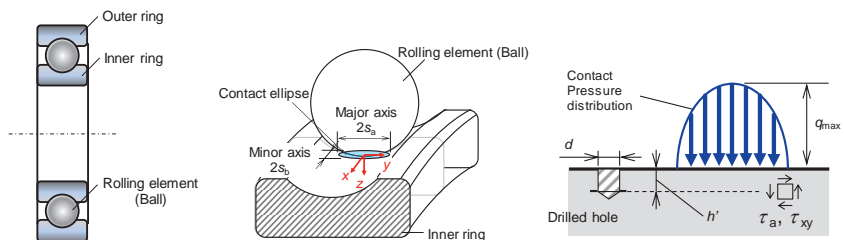


Fig. 1: Target of FEM analysis. Contact ellipse is generated between ball and ring.

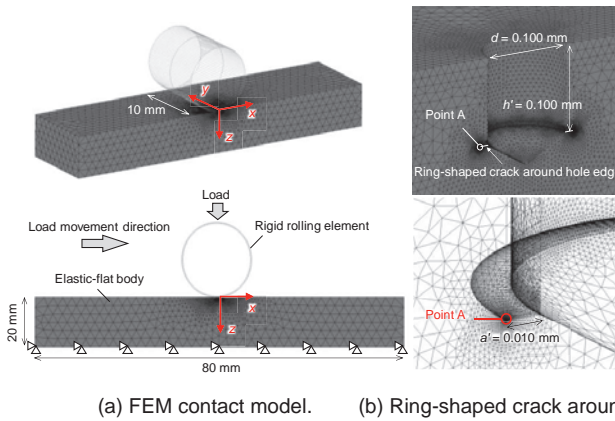


Fig. 2: FEM model of the contact between ball and flat plate having a small drilled hole.

2.2. Result of analysis

Fig. 3 shows examples of the variation in the SIF, $K_{II,drill}$, at Point A in Fig. 2. $K_{II,drill}$ was seen to vary from the negative peak to the positive peak while the rolling element moves. The difference between the negative and positive peaks was calculated as $\Delta K_{II,drill}$ for the respective d , h' and q_{max} .

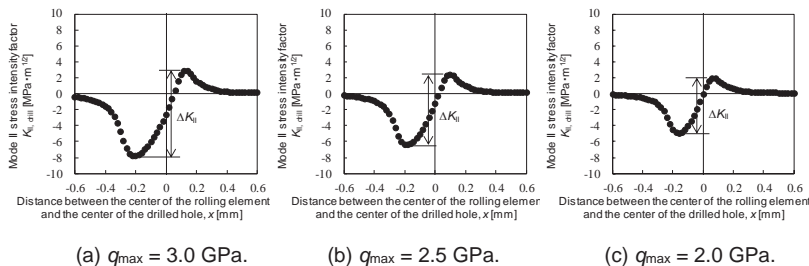


Fig. 3: Change in SIF K_{II} caused by the movement of ball under compressive contact: $d = 0.100$ mm, $h' = 0.100$ mm.

3. Approximation formula for Mode II stress intensity factor range under rolling contact

$\Delta K_{II,drill}$ is correlated with the SIF range for a penny-shaped crack in an infinite body under uniform shear, through an intermediary correlation factor, f_{drill} , as follows [1]:

$$\Delta K_{II,drill} = f_{drill} \cdot \frac{4}{(2-\nu)\pi} \Delta\tau \sqrt{\pi \left(\frac{d}{2} + a' \right)} \quad (1)$$

where $\Delta\tau = 2 \tau_{xz}$. The values of f_{drill} were obtained for each q_{max} and h' from the results of FEM analysis, all of which are plotted together as a function of the hole diameter, d , as presented in Fig. 4. Thus, $\Delta K_{\text{I,drill}}$ is given as follows:

$$\Delta K_{\text{I,drill}} = (-1.56 \cdot d + 0.82) \cdot \frac{4}{(2-\nu)\pi} \Delta\tau \sqrt{\pi \left(\frac{d}{2} + a' \right)} \quad (2)$$

In Fig. 4, f_{drill} was identified by a solid gray line. The estimation error fell within the range of almost $\pm 5\%$, except when the hole depth was much smaller than that of the drilled hole, e.g., $(d, h') = (0.200, 0.050)$ mm. Based on the results described above, it can be concluded that $\Delta K_{\text{I,drill}}$ can be accurately calculated using Eq. (2), within the ranges of $2.0 \text{ GPa} \leq q_{\text{max}} \leq 3.0 \text{ GPa}$, $d \leq 0.2 \text{ mm}$, $0.5 \leq h' / d \leq 6.9$, $0.05 \leq a' / d \leq 0.2$. With respect to the RCF tests conducted during this study, most of the test conditions fell within the above-mentioned ranges. The detail of the consideration is also discussed in previous paper [1].

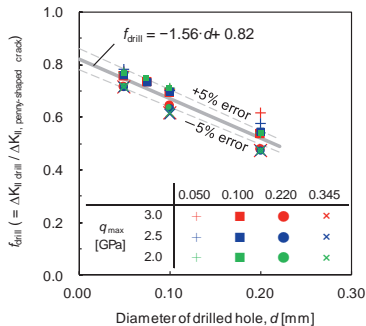


Fig. 4: f_{drill} as a function of d for various q_{max} and h' .

4. Experimental procedures

4.1. Materials

The rolling bearings used in the RCF tests were deep-groove ball bearings, type 6206, and thrust ball bearings, type 51305, produced from 100Cr6 steel, the chemical composition of which is shown in Table 1. All of the bearings were heat-treated at 1113 K for 60 min, then subsequently oil-quenched and tempered at a temperature of 443 K for 120 min. After the heat treatment, the sizes and dimensions of the rolling bearings were adjusted by grinding, with the track surfaces processed by super-finishing. The average Vickers hardness, HV, measured with a load of 9.8 N, was 751 for 6206 bearing and 754 for 51305 bearing, respectively. A drilled hole was introduced at the bottom of the grooved track as a crack-starter. The hole diameter, d , ranged from 0.05 to 0.1 mm, and the depth of the hole-edge, h' , ranged from 0.05 to 0.175 mm.

Table 1: Chemical composition of the tested bearing. (mass %)

Element	C	Si	Mn	Cr	P	S	Ni	Cu	Mo
6206	0.98	0.23	0.36	1.43	0.014	0.004	0.02	0.004	0.01
51305	1.03	0.26	0.33	1.33	0.010	0.004	0.02	0.002	0.01

4.2. Experimental method

Fig. 5 shows a schematic of the rolling bearing and RCF test rigs. During the testing, steel balls (100Cr6) measuring 9.525 mm in diameter were rolled between the inner and outer rings under a contact load. The lubricant used was ISO-VG68 oil. The maximum contact pressure, q_{max} , ranged from 2.5 to 3.4 GPa, with a rate of rotation of 3900 min⁻¹ for 6206 bearing and 1000 min⁻¹ for 51305 bearing. During the testing, root mean square (RMS) of vibrational acceleration was monitored. It has been empirically known that when a crack reaches the surface and the flaking occurs, the RMS value becomes more than twice the normal value. The occurrence of flaking was detected by monitoring RMS value.

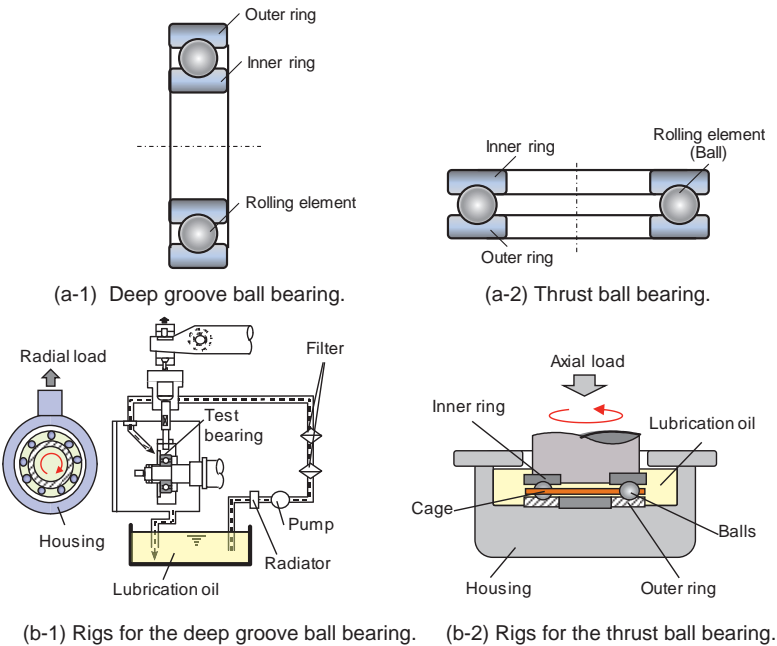


Fig. 5: Schematic of the rolling bearings and rigs for the fatigue test.

Fig. 6 shows an example of the observation of a cross-section after an RCF test. The flaking life, N_f , was defined as the number of cycles, N , at which a sub-surface crack reached the surface. When fatigue failure did not occur at $N \approx 2 \times 10^8$ cycles, the fatigue test was terminated. After the fatigue test, the cross-section of the hole was observed by optical microscopy.

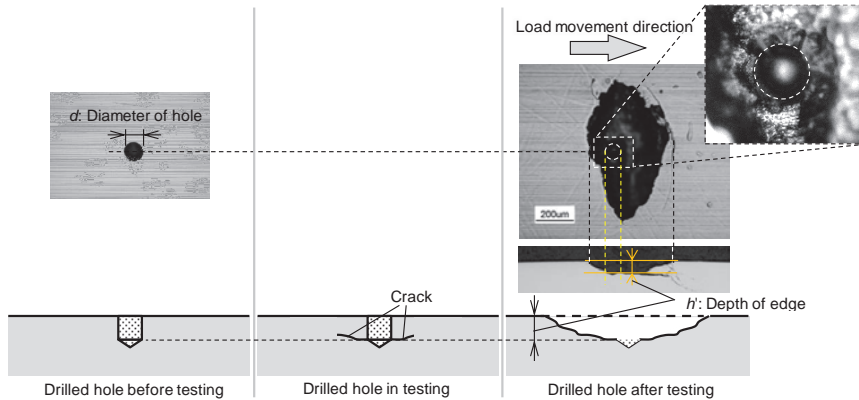


Fig. 6: Examples of the observation of cross section after RCF test
(Inner ring of 6206 bearing, $d = 0.100$ mm, $h' = 0.063$ mm,
 $q_{\max} = 3.0$ GPa, $N_f = 2.8 \times 10^7$).

5. Experimental results and discussion

5.1. RCF test results

Fig. 7 shows the $q_{\max} - N_f$ data for the rolling bearings with drilled holes. As shown in Fig. 6, all the fatigue cracks initiated at the edge of the drilled holes, later propagating by shear-mode. In Fig. 7, RCF data for smooth specimen of 100Cr6 steel obtained by Furumura et al. [2] are also plotted. The results clearly demonstrate that introduction of hole onto the specimen surface significantly degraded the RCF life. The diameter, d , and depth, h , of the holes greatly affected the life of the specimens. As a reference, RCF test results for flat-plate specimens with small drilled holes, as obtained by Komata et al. [3] are also plotted in Fig. 7. Komata et al. conducted RCF tests of 100Cr6 steel plate specimens having small drilled holes with various depths and diameters in the middle of the raceway. The RCF life of the rolling bearings obtained in the present study was considerably lower than that of the flat-plate specimens when they have the same dimensions of defect. The fact infers that the difference in the shape

and dimensions of rolling elements varied the stress distribution beneath the contact surface, which accordingly influenced the RCF life.

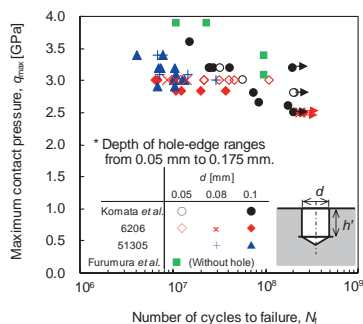


Fig. 7: Relationship between maximum contact pressure q_{\max} and RCF life N_f .

5.2. Effect of depth of fatigue origin on RCF strength

Fig. 8 shows the relationship between the nominal shear stress amplitude at the hole-edge, τ_a , and N_f . In Fig. 7 (q_{\max} v.s. N_f), the experimental data exhibited a large scatter, whereas in Fig. 8 (τ_a v.s. N_f), less scatter was displayed. It is worth noting that, in Fig. 8, $\tau_a - N_f$ data for $d = 0.1$ mm were unified within a narrow band, regardless of the variation of hole depth. The result suggests that the shear stress at the depth of crack initiation is a dominating factor for the shear-mode crack-growth and its threshold. On the other hand, the $\tau_a - N_f$ data for $d = 0.05$ mm were higher than those for $d = 0.1$ mm. Such an effect of hole diameter will be discussed in the following sections.

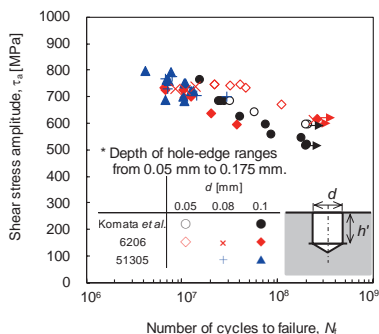


Fig. 8: Relationship between shear stress amplitude τ_a and RCF life N_f .

5.3. Evaluation of RCF strength based on the stress intensity factor

In the section 3, FEM analyses derived the Mode II SIF range of ring-shaped crack around the edge of drilled holes during the passage of the rolling element, $\Delta K_{II,drill}$. Based on the result of analyses, it was revealed that $\Delta K_{II,drill}$ can approximately be correlated with the SIF for penny-shaped crack in an infinite body under uniform shear via a correlation factor, f_{drill} , as expressed by Eq. (2). Fig. 9 illustrates the relationship between $\Delta K_{II,drill}$ and N_f . It is noted that $\Delta K_{II,drill}$ was calculated for the initial defect size, i.e. the length of the ring-shaped crack, a' , was assumed to be zero in Eq. (2). This approximation is reasonable because the RCF life is determined by propagation or non-propagation of a short crack, whose length a' is not predetermined but is substantially small as compared to the hole diameter, d , in all the unflaked specimens. In Fig. 9, all the RCF life data were uniformly gathered inside a narrow band, irrespective of the diameter and depth of the hole. Consequently, it was manifested that the fatigue limit, as well as the RCF life data, can successfully be evaluated by using the Mode II SIF range calculated for the initial defect. Advanced discussion has been made in previous paper [3].

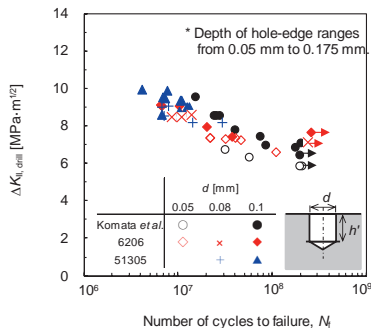


Fig. 9: Relationship between stress intensity factor range $\Delta K_{II,drill}$ and RCF life N_f .

6. Application – RCF life estimation utilizing mode II stress intensity factor

It was clearly revealed that RCF life (= flaking life) of rolling bearings can be quantified though the mode II SIF range of a small defect in the raceway. This results suggests that the mode II SIF range can be utilized for estimating the life of subsurface-originated flaking which is initiated from non-metallic inclusion. In this section, the flaking life estimation is attempted based on such a useful fact and the size of non-metallic inclusions in bearing steel with a case study.

It is noted that Eq. (2) is valid for the crack emanated from the edge of the drilled hole but will not be verified for the crack from cavity and non-metallic inclusion beneath the surface. On the

other hand, Eq. (2) seems to have the availability even if cracks generated from the inclusion present in the steel since their essential behaviour of the crack propagation under rolling contact are presumed as same, that is, the crack propagation which occupies most of flaking life is dominated by shear stress.

Nishimori et al. reported that conventional bearing steels have oxide inclusions within the range of 20 – 35 μm in their material area of 30000 mm^2 which can be assumed as the stress volume of one rolling bearing 6206, and RCF life data of 6206 bearing as illustrated in Fig. 10 [5][6]. When the reported size of oxide inclusions applied to the Eq. (2), the values of $\Delta K_{\text{II}, \text{drill}}$ are obtained within the range of 5.8 – 7.4 $\text{MPa}\cdot\text{m}^{0.5}$ under the condition of the maximum shear stress $\tau = 875 \text{ MPa}$ which means the surface pressure of 3.5 GPa is acting due to external force. $\Delta K_{\text{II}, \text{drill}}$ of 5.8 $\text{MPa}\cdot\text{m}^{0.5}$ is on the almost threshold mode II SIF range as illustrated in Fig. 9, thus no flaking occurs in this case, or life will be extremely long. Meanwhile, $\Delta K_{\text{II}, \text{drill}}$ of 7.4 $\text{MPa}\cdot\text{m}^{0.5}$ is in the range which a failure occurs, and around 4×10^7 cycles are estimated number of cycles to failure as shown in Fig. 9. The $N_f = 4 \times 10^7$ cycles is equivalent to 171 hours under the operating condition as reported in [6]. The calculated life (171 hours) utilizing mode II SIF range is plotted as shown in Fig. 10 with red square, on the hypothesis that 10 pieces of inner ring of 6206 bearing were inspected and 35 μm was largest inclusion size in them although the number of inspected pieces of material was not scribed in [5].

The flaking life estimated by the method described above is good agreement with experimental data as indicated in Fig. 10 while some of hypothesis were considered in order to complement the situation in the realistic range. It is worth noting that the estimated life is well-consistent with RCF life occurred by non-metallic inclusions while the calculated L_{10} by classic equation scribed in ISO–281 is much less than real life. Such remarkable results will help to develop the new formula for flaking estimation in future.

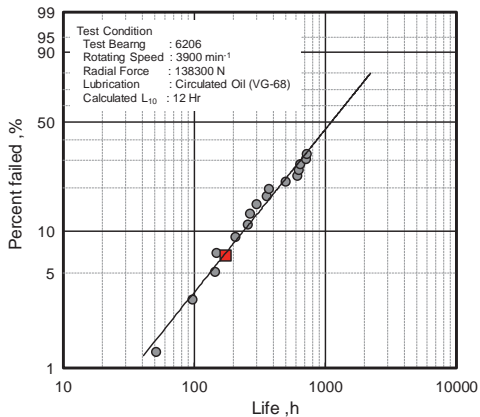


Fig. 10:RCF life of 6206 bearing made of conventional bearing steel (Nishimori et al., 1993 [5])

7. Conclusions

Rolling contact fatigue (RCF) tests were carried out using 6206 bearing and 51305 bearing with small drilled holes of various diameters and depths. The RCF life (flaking life) data were evaluated using the mode II stress intensity factor (SIF) range of ring-shaped cracks which emanated at the edges of the drilled holes. As a result, the RCF life data were uniformly gathered inside a narrow band, irrespective of the diameters and depths of the holes, by using the Mode II SIF range of ring-shaped cracks which originated around the edges of drilled holes. Moreover, it was quantitatively demonstrated that the subsurface-originated flaking life due to non-metallic inclusions in bearing steel can be estimated utilizing mode II SIF range with actual flaking life data obtained from rolling bearing made of the conventional bearing steel reported before.

8. References

- [1] Hashimoto S, Komata H, Matsunaga H.: Effect of small defect on the flaking strength of rolling bearings (Part 1: FEM analyses of stress intensity factor KII under rolling contact). Trans JSME, vol. 83, no. 852, 2017, p.16–00584.
- [2] Furumura K, Murakami Y, Abe T. The development of bearing steels for long life rolling bearings under clean lubrication and contaminated lubrication. Proceeding of 4th international symposium on bearing steels, creative use of bearing steels, ASTM STP 1993, 1195. 1993. pp. 199–210.
- [3] Komata H, Yamabe J, Matsunaga H, Fukushima Y, Matsuoka S. Effect of size and depth of small defect on the rolling contact fatigue strength of a bearing steel SUJ2. Trans Jpn Soc Mech Eng A, vol. 79, no. 803, 2013, pp. 961–75.
- [4] Hashimoto S, Komata H, Matsunaga H.: Effect of small defect on the flaking strength of rolling bearings (Part 2: Evaluation of the flaking strength of rolling bearing having a small drilled hole based on stress intensity factor). Trans JSME, vol. 83, no. 852, 2017, p.16–00585.
- [5] Nishimori H, Masuda T, Kawakami K, Furumura K, Hashizume K.: Development of extremely purified bearing steel. Bulletin of the Japan Institute of Metals Materia Japan. vol. 33, 1993, pp. 441–443.
- [6] Narai H, Abe T, Furumura K, Nishimori H, Kobayashi K, Tsubota K.: Influence of particle size of oxide inclusion on rolling contact fatigue life in extremely purified bearing steel (Development of extremely purified steel – II). CAMP-ISIJ, vol.5, 1992, p. 1960

Smartes Großwälzlager mit Verschleißmonitoring durch integrierte Sensorik für Großmaschinen wie Miningbagger oder Offshore-Krane

Mit im Lager integrierten Sensoren lässt sich der Verschleißzustand des Lagers mit geringem Aufwand messen. Eine einfache, gefahrlose und reproduzierbare Messung des Verschleißes ist damit möglich

Smart slewing bearing with wear monitoring by integrated sensors for large machines like mining excavator or offshore cranes

With sensors integrated in the bearing, the wear condition of the bearing can be measured with minimal effort. A simple, safe and reproducible measurement of the wear is thus possible

Dipl.-Ing. (FH) **Johannes Weimer**,
Liebherr Components Biberach GmbH, Biberach a. d. Riß

Kurzfassung

Die Messung des Verschleißes bei Großwälzlagern über Abstandsmessungen ist ein wichtiger Indikator um eine vorausschauende Wartung des Großwälzlagers zu ermöglichen (**Bearing Clearance Monitoring**).

Mit der integrierten Sensorik ist es möglich den Verschleiß regelmäßig und mit geringem Aufwand zu messen. Die Reproduzierbarkeit des Messergebnisses ist hoch, da die Sensorik fest im Lager verbaut ist. Der Bediener kann die Messung eigenständig durchführen, ohne auf weitere Unterstützung durch weiteres Personal angewiesen zu sein. Über die Datenauswertung in der App kann die Entwicklung des Verschleißes einfach und ohne eigene Datenauswertung und Dokumentation nachverfolgt werden.

Abstract


Measuring the wear of slewing bearings through clearance measurements is an important indicator for predictive maintenance of the slewing bearing (**Bearing Clearance Monitoring**).

With the integrated sensors, it is possible to measure the wear regularly and with little effort. The reproducibility of the measurement result is high, as the sensor is permanently installed in

the bearing. The operator can perform the measurement independently without having to depend on additional support from other personnel. The trend in wear can be easily tracked via the data evaluation in the app without the need for separately data analyses and documentation.

1. Das Produkt Großwälzlager

Großwälzlager (GWL) werden auch Drehverbindungen genannt. Es sind große Wälzlager zur Aufnahme von hohen Kräften und Belastungen. Sie sind wahlweise mit oder ohne Verzahnung am Innen- oder Außenring versehen. Ihr Einsatzort ist ungemein vielfältig und reicht von Baumaschinen bis hin zu Windkraftanlagen und der allgemeinen Industrie. Ebenso vielfältig sind damit auch die Bauformen von GWL. Ein kleiner Auszug aus den Großwälzlagern ist im Bild 1 aufgeführt.



Modell	Dreireihiges Rollenlager	Kreuzrollenlager	Rollen-Kugellager (Kombilager)
Außendurchmesser	[mm]	800 – 9.500	
Wälzkörperdurchmesser	[mm]	12 – 140	
Verzahnungsmodul	[mm]	8 – 50	
Verzahnung		Außen- / innen- / unverzahnt	

Bild 1: Bauformen von Großwälzlagern

2. GWL im Betrieb

Großwälzlager sind in Anwendungen verbaut sind, die normalerweise im permanenten 24/7-Betrieb betrieben werden. Zudem sind die Umgebungsbedingungen sehr rau. Bei einem Mining-Bagger bspw. ist das Lager in unmittelbarer Nähe des Baggerstiels und der Ketten, so dass aus mehreren Richtungen Steine und Staub auf das Lager einwirken. Auch wenn die Lager abgedichtet sind, kann nicht komplett vermieden werden, dass abrasive Partikel in das Lager gelangen.

Durch die Kombination aus der dauerhaften hohen Belastung und verschleißfördernden Umgebungsbedingungen tritt ein Verschleiß von mehreren mm auf, wie im Bild 2 abgebildet.



Bild 2: Verschleißzustand in einem Großwälzlager aus einem Mining-Bagger

3. Lösung von Liebherr-Components Biberach GmbH

Die bestehenden Lösungen für die Überwachung des Verschleißes sind aufwändig durchzuführen, da min. zwei Mitarbeiter erforderlich sind. Zudem sind sie mit einem erheblichen Gefahrenpotential behaftet, da sich Personal während der Messung im Gefahrenbereich aufhalten muss. Aus diesen Gründen wurde von der Liebherr-Components Biberach GmbH ein Verfahren entwickelt, das eigenständig durch den Bediener und ohne Gefährdung von Mitarbeitern durchgeführt werden kann.

Im Lager sind in den Hauptlastzonen je zwei berührungslose Abstandssensoren wie in Bild 3 dargestellt verbaut. Ein Abstandssensor misst auf eine konische Fläche und der zweite misst auf eine Zylindrische. Eine axiale Verschiebung der Laufbahnen (wie sie durch Verschleiß auftritt) bewirkt an der konischen Fläche eine Abstandsänderung in radialer Richtung, die über die Geometrie des Lagers in die axiale Verschiebung umgerechnet wird.

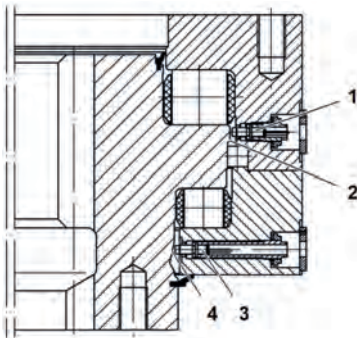


Bild 3: Aufbau einer Messstelle

- Legende zu Bild 3:
- 1. Abstandsensoren – Zylinderfläche
 - 2. zylindrische Messfläche
 - 3. Abstandsensoren – Konusfläche
 - 4. konische Messfläche

Großwälzlager haben im Verhältnis zu den auf sie einwirkenden Lasten eine geringe Eigensteifigkeit, was zu elastischen Verformungen der Ringe im Regelbetrieb führt. Auch die Verformungen der Anschlusskonstruktion von Ober- und Unterwagen wirken sich auf die Gesamtverformung des Lagers aus. Um diese Verformungen zu kompensieren werden die Verschleißmessungen unter einer definierten Prüflast (festgelegte Position und Belastung des Baggerstiels bzw. des Kranauslegers) an kundenspezifischen Positionen durchgeführt. Unter dieser Prüflast wird auch bei der Inbetriebnahme des Messsystems die gemessenen Werte der Abstandssensoren tariert. Auf diese initialen Messwerte werden alle nachfolgende Messungen bezogen.

Wie im Bild 4 zu sehen ist, sind alle Sensoren an einer zentralen Auswertelektronik angeschlossen, auf die sich der Bediener über eine Bluetooth-Schnittstelle mit einem mobilen Endgerät aufschalten kann.

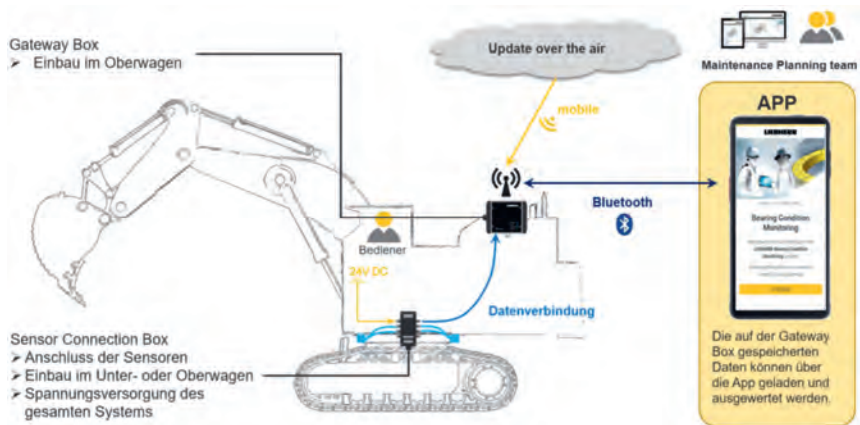


Bild 4: Aufbau des BCM

In den Bildern 5 und 6 sind Auszüge aus der Benutzeroberfläche der App dargestellt. Über das Hauptmenü (Bild 5) kann der Nutzer in die Menüführung für die Messdurchführung, die Dokumentation vergangener Messungen aufrufen, aber sich auch Systemeigenschaften ausgeben lassen.

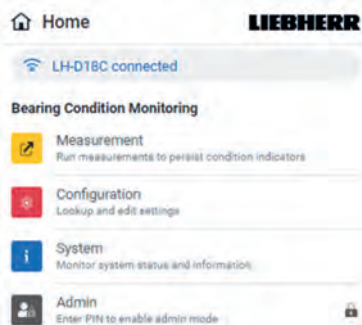


Bild 5: Hauptmenü der App

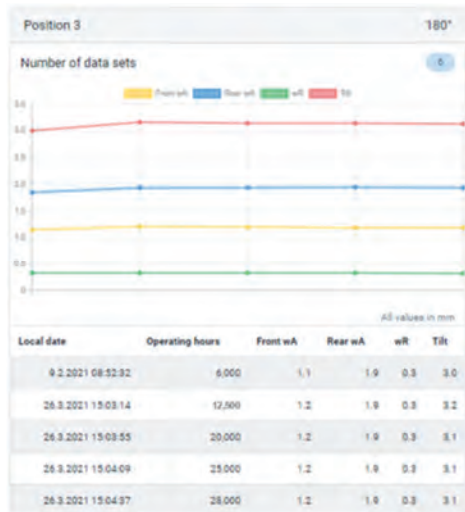


Bild 6: Dokumentation vorhandener Messungen

4. Welche Vorteile hat der Kunde

Die Vorteile dieses Systems gliedern sich in drei Bereiche.

An erster Stelle ist die erhöhte Sicherheit zu erwähnen. Bei diesem System muss sich kein Mitarbeiter im Gefahrenbereich unterhalb des Baggers/des Krans aufhalten, was bei der bisherigen Methode erforderlich ist.

Da die Sensoren fest im Lager verbaut sind, wird die Genauigkeit und die Wiederholbarkeit der Messungen deutlich erhöht.

Die letzte und für Viele der entscheidenden Vorteil sind die reduzierten Kosten. Diese verringern sich durch die verkürzte Stillstandzeit des Baggers/Krans aufgrund der kurzen Messzeit, aber auch dadurch, dass die Messung eigenständig vom Bediener des Baggers/des Krans durchgeführt werden kann ohne dass externes Fachpersonal hinzugezogen werden muss.

Der Blick ins Lager!

How to take a look inside of roller bearings during operations.

Dipl.-Ing. (FH) **Lars Meisenbach**, BestSens AG, Niederfüllbach;
Dr. **Jakub Chmelar**, Brno, Tschechien

Kurzfassung

Im ersten Teil des Manuskriptes zeigt Dr. Jakub Chmelar wie akustische Oberflächenwellen zur Erfassung von Schmierungszuständen in Wälzlagern verwendet werden können.

Im zweiten Teil des Artikels beschreibt Lars Meisenbach, wie mit Hilfe vom akustischen Oberflächenwellen der Zusammenhang zwischen Schmierung, Schlupf und Verschleiß von Wälzlagern in Bahngetriebene untersucht und verstanden werden kann.

Abstract

In the first part of the manuscript Dr. Jakub Chmelar explains how surface acoustic waves can be used to measure the lubrication condition inside of roller bearings.

In the second part of the manuscript Lars Meisenbach describes how surface acoustic waves were used to investigate and understand the relation between lubrication condition, bearing slip and the wear of bearings in railway gearboxes under different operation conditions.

1. Measuring principle of surface acoustic waves and the relation to lubrication regimes in the contact zone between rolling elements and the bearing race

Objective of this applied research was to show and describe how surface acoustic waves respond to predicted changes of lubrication film under controlled operating conditions. The research was conducted by Dr. Jakub Chmelar, co-author of this paper, as his doctoral degree

work on Czech Technical University in Prague. Results were published in Tribology International [1].

The research was carried out with setup illustrated in Figure 1. For excitation and sensing of surface acoustic waves (SAW) BeMoS One was used during the course of all experiments. The transducer and sensor were placed with mutual span to allow sensing of individual rolling elements in between. The setup allowed accurate control of the bearing load, speed and temperature of flowing lubricant.

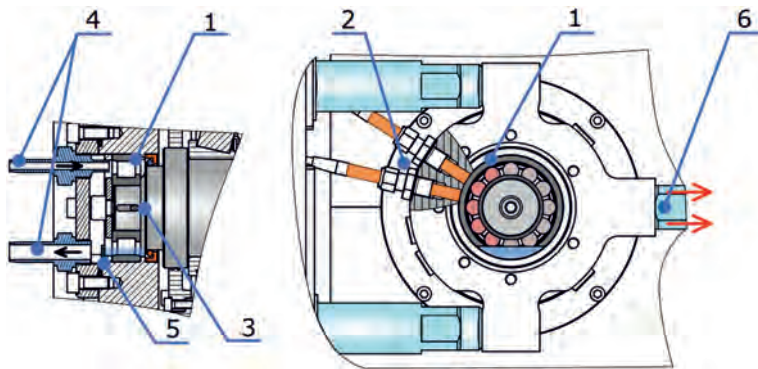


Fig. 1: Experimental setup. 1. Tested roller bearing with highlight of loaded elements, 2. Transducer and Sensor of the BeMoS system, 3. Groove for temperature sensor under inner ring, 4. Lubrication inlet and drain, 5. Constant level lubrication reservoir, 6.

Typical recorded time series of SAW amplitudes and propagation delay is in Figure 2a, spectrum of this signal is then in Figure 2b. The result of FFT transformation shows that the signal reflects two important operational parameters of bearing. It is frequency of shaft revolution and outer race ball pass frequency. As presented later in the text, these two, are effectively used for analysis of internal bearing slippage, which significantly impacts the life of bearing.

Observation of lubrication film is then performed by statistical evaluation of the signal. Example in Figure 3 shows normalized statistical variance as function of the bearing speed for three different oil viscosities and one control case with unlubricated bearing. The data come from experimental treatments that were conducted under controlled conditions with special focus

on temperature of lubricant and bearing to allow for comparison with mathematical models. In details the procedure is described in [1]

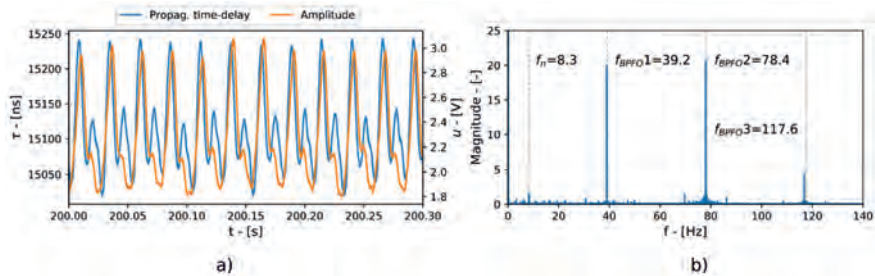


Fig. 2: a) Time series of the SAW signal for lubricated bearing at 500 rpm,
b) FFT Spectrum of the signal.

Analyzed data revealed that the transition into fully developed lubrication regime (EHD) is accompanied by significant changes in the signal of propagation time delay. For example, it is sensitivity to bearing speed depicted in Figure 3. There is well distinguished region with rapid changes of the signal, followed by stable region at higher speeds. Overlays of Tallian's specific film thickness predictions - λ , obtained from the mathematical simulation, show that the stable region indicates fully developed EHD lubrication regime – i.e., $\lambda > 3$, region of unstable variance is attributed to mixed and boundary lubrication regimes – i.e., $\lambda < 3$.

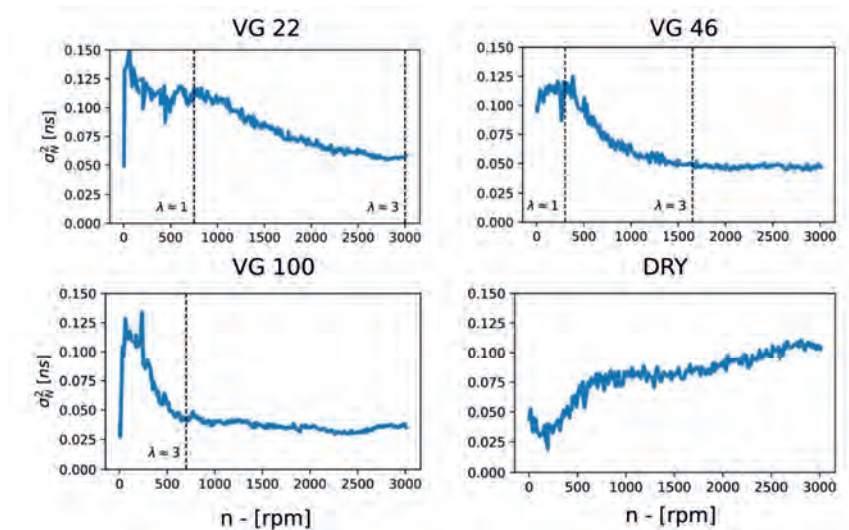


Fig. 3: Variance normalized by mean value of the signal as function of bearing speed for three oil viscosities and dry bearing. Overlay lines denotes predictions of lubrication regimes.

The outputs from the presented research show, that the technology of the BeMoS is capable to indicate changes of lubrication film and regimes inside bearing in-situ, during operation. Due to the method is sensitive to the lubrication film, it provides unparalleled information about its status. Previous papers [2,3] demonstrated that the sensitivity of the method also covers degradation of lubricant by water content or debris. All that than can be used for indication and early warning for critical bearings, and developing predictive maintenance strategies.

2. Application of the surface acoustic wave technology to understand the operation conditions of bearings in railway gears

2.1 Lubrication condition

Bearings in railway gearboxes has to run in a wide range of operating conditions. From Temperatures starting at -40°C up to temperatures of about 80°C . Under different speeds and under different supply of lubricant. Of course the viscosity of the lubricant also changes with the temperature. To understand the lubrication regime and the contact kinematics in the rolling contact, BeMoS one was used to take a look inside of the bearings during different operation

conditions. The transducer and the sensor for the SAW-measurement is applied to the outer race of the bearing with compression fittings and holes in the bearing housing. (Figure 4)

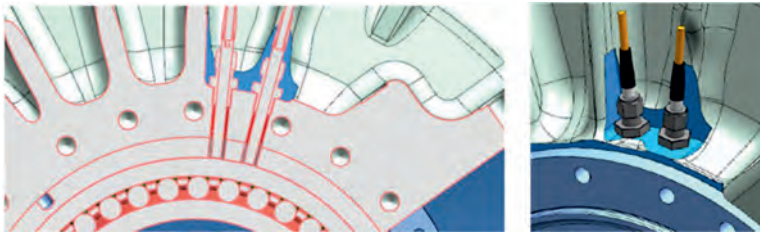


Fig. 4: Installation situation of the BeMoS sensors for measuring gearbox bearings.

Like Figure 2a shows, the propagation delay of the surface acoustic wave pulse is being influenced by the rolling elements passing the measuring section.



Fig. 5: Screenshot of the BeMoS Web-APP showing the "fingerprints" of the rolling elements in the SAW-time measurement signal for three different shaft speeds with maximum oil filling and counterclockwise rotation

Figure 5 shows the modulation of the propagation time of the gearbox bearing for maximum fill of lubrication and three different shaft speeds. As you can see at 1.500 rpm the rolling elements influence the propagation time very uniformly. At 2.500 rpm some bearings elements

start as a result of poor lubrication conditions to do not modulate the propagation time in the same way like the other rolling elements. This phenomenon can be observed at 3.500 rpm for even more rolling elements.

2.2 Bearing slip

Slip always occurs when it is no longer possible for the lubricating film to transmit the frictional and inertial forces of the rolling elements and the cage. Using the frequency information from the Fourier transformation like in Figure 2b it is possible to calculate the cage speed and the slip of the bearing. Bearing slip leads to an increased share of sliding friction and thus to premature wear of the raceways. Figure 6 show that especially the rotational direction has a big impact of the rolling behavior. The slip behavior is directly related to the lubrication supply that occurs when the direction of rotation is reversed.

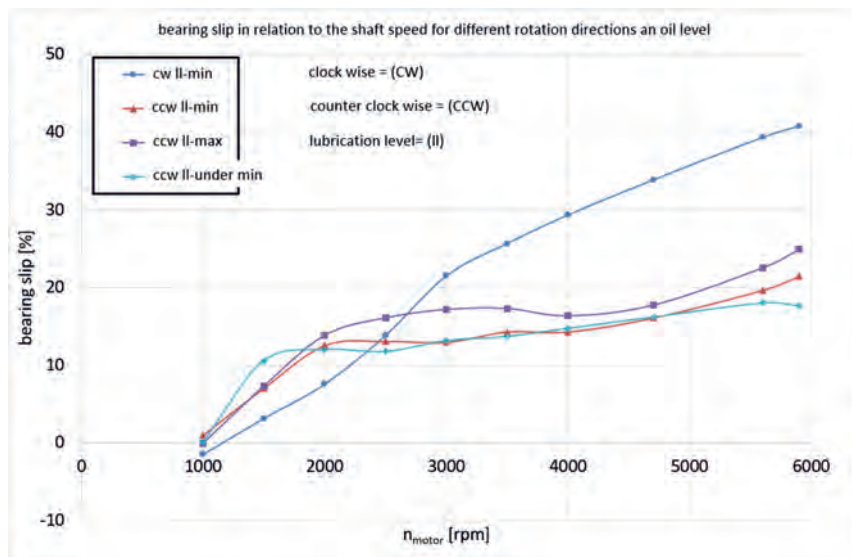


Fig. 6: Bearing slip in relation to the shaft speed for different rotation directions and oil level

3. Conclusion

In presented examples we demonstrated that BeMoS Surface Acoustic Waves based technology allows unique insight into complex dependencies of bearing kinematics & lubrication regimes on operating conditions. These capabilities can be utilized in research or industrial applications for understanding of bearing applications or building more reliable machines through online monitoring.

- [1] Chmelar, J., Petr, K., Mossoczy, P., & Dynybyl, V. (2020). Experimental study of lubrication film monitoring in a roller bearing by utilization of surface acoustic waves. Tribology International, 141. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2019.105908>
- [2] Brückner, C., Miedl, J., Diller, W., (2014). Erkennen von flüssigen Verunreinigungen in Wälzlagern, Aachener Kolloquium für Instandhaltung, Diagnose und Anlagenüberwachung (AKIDA)
- [3] Brückner, C., Stich, S., Behrens, J., (2015). Determination of a bearings operating conditions during the working process by means of BeMoS®, OilDoc Conference

Effiziente Modellierung von Wälzlagern in der Getriebeentwicklung

Dipl.-Ing. **M. Keller**, WITTENSTEIN SE, Igersheim;
M.Eng. **M. Feuchter**, CADFEM GmbH, Leinfelden-Echterdingen

Kurzfassung

Um höchsten Kundenanforderungen hinsichtlich Positionier- und Wiederholgenauigkeit bei Ritzel-Zahnstange-Anwendungen gerecht zu werden, muss das Gesamtsystem eine hohe Steifigkeit aufweisen. Die Wechselwirkungen zwischen Wälzlagerung und der umgebenden Struktur bestimmen maßgeblich das Steifigkeitsverhalten des Gesamtsystems und müssen während der virtuellen Getriebeentwicklung im Rahmen von Finite-Elemente-Simulationen korrekt erfasst werden. Eine detaillierte Modellierung der Lagerung liefert zwar eine hohe Ergebnisqualität ist aber aus Gründen der Recheneffizienz i. d. R. nicht praktikabel. Häufig eingesetzte Ersatzmodellierungen auf Basis von linearen Federelementen sind recheneffizient, was jedoch zu Lasten der Ergebnisqualität geht. Der Einsatz eines Modellierungsansatzes mit nichtlinearen Federelementen ermöglicht eine recheneffiziente Betrachtung bei hoher Ergebnisqualität. Damit wird die Betrachtung eines Gesamtsystems zu Optimierungszwecken mit Hilfe der Finite-Elemente-Simulation wieder handhabbar. Der Abgleich zwischen Versuch und Simulation bestätigt die hohe Ergebnislage des nichtlinearen Modellierungsansatzes.

Abstract

In order to meet the highest customer requirements in terms of positioning and repeat accuracy in pinion-rack applications, the overall system must have a high degree of stiffness. The interactions between the rolling bearing and the surrounding structure significantly determine the stiffness behaviour of the overall system and must be correctly captured in the virtual gear development within the framework of finite element simulations. A detailed modelling of the bearing provides a high result quality, but for reasons of computational efficiency it is usually not practicable. Frequently used substitute modelling based on linear spring elements is computationally efficient, but this is at the expense of result quality. The use of a modelling approach with non-linear spring elements enables a computationally efficient consideration with high result quality. This makes the consideration of an entire system for optimization purposes with the help of finite element simulation manageable again. The comparison

between test and simulation confirms the high quality of the results of the non-linear modelling approach.

1. Einleitung

Bei der Entwicklung moderner Ritzel-Zahnstange-Systeme, Bild 1, stehen steigende Kundenanforderungen zur Positionier- und Wiederholgenauigkeit im Fokus. Derartigen Anforderungen wird man gerecht, indem das Gesamtsystem mit einer hohen Systemsteifigkeit ausgestattet wird. Gleichzeitig soll die Produktlebensdauer erhalten bleiben. Die Produktentwicklung unter diesen Anforderungen erfordert ein tiefes Verständnis der Wechselwirkungen im Gesamtsystem, um ein optimales Betriebsverhalten zu erzielen. Der frühzeitige Einsatz der Finite-Elemente-Simulation zur Bewertung von Konstruktionsentwürfen während der Entwicklung von Ritzel-Zahnstange-Systemen ist dabei unabdingbar.



Bild 1: Ritzel-Zahnstange-System der Firma WITTENSTEIN alpha GmbH

2. Modellbildung

Die Herausforderung bei der Modellbildung besteht im Erfassen der sich gegenseitig bedingenden Abhängigkeiten von Wälzlagerung und der umgebenden Struktur, Bild 2.

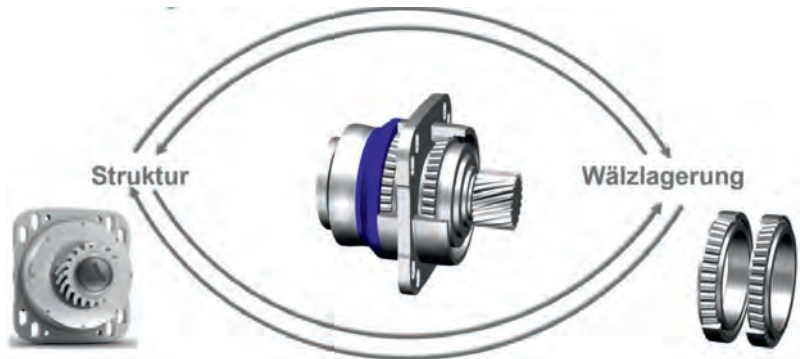


Bild 2: Gegenseitige Abhängigkeit der Steifigkeit von Struktur und Wälzlagerung

Dies setzt die detaillierte Abbildung des Wälzlagers im Simulationsmodell des Gesamtsystems voraus. Die Modellierung der Wälzkörper und der Lagerringe mit allen Hertz'schen Kontakten scheidet jedoch aufgrund der damit verbundenen langen Rechenzeit aus, Bild 3.



Bild 3: Gegenüberstellung der detaillierten FE-Modellierung eines Wälzlagers mit einem mit Steifigkeitskurven bedateten Ersatzfedermodell

Stattdessen wird bei der Modellbildung häufig auf ein Ersatzfedermodell (Bushing-Element) mit linearen Federn zwischen den Lagerringen zurückgegriffen. Im Bushing-Element werden für einen bestimmten Betriebspunkt vorausberechnete Wälzlagersteifigkeitskurven in Abhängigkeit der am Lagersitz angreifenden Kräfte hinterlegt. Zwar wird damit das

Simulationsmodell des Gesamtsystems handhabbar, jedoch wird der auf das Wälzlager rückkoppelnde Einfluss aus der Strukturverformung von Welle und Gehäuse gänzlich vernachlässigt. Weiterhin werden mit den linearen Feder-Elementen zwischen den Lagerringen Zugkräfte übertragen. Der Kraftfluss wird nicht korrekt abgebildet. Dies wirkt sich negativ auf die Qualität der Berechnungsergebnisse aus.

Ein neuerer Ansatz besteht darin, jeden einzelnen Wälzkörper zwischen den Lagerringen mit nichtlinearen Feder-Elementen abzubilden, Bild 4.

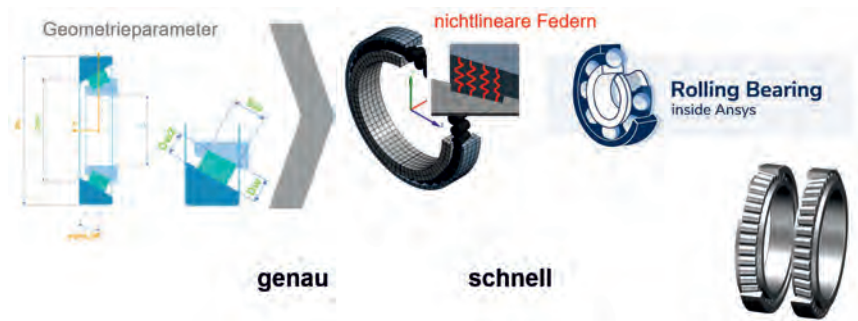


Bild 4: Nichtlineares Modell zur Abbildung von Wälzlagern in der FE-Simulation

Die zugrundeliegende Federsteifigkeit wird auf Basis der Lagergeometrie und den Hertz'schen Gleichungen berechnet. Die Federsteifigkeit je Wälzkörper, die Verformungen und Verlagerungen der Strukturbauteile werden zur Laufzeit des Lösungsprozesses bis zum Gleichgewicht betriebspunktabhängig iteriert. Die rückkoppelnde Wirkung der Struktursteifigkeit auf die Wälzlagerung sowie etwaiges Abheben der Wälzkörper wird somit korrekt erfasst. Die Ergebnisqualität steigt gegenüber der Modellierung mit linearen Feder-Elementen und die Verformungen als auch der Kraftfluss im Gesamtmodell können realistisch abgebildet werden.

3. Ergebnisse aus Versuch und Simulation

Mit der beschriebenen Methodik wird mit der Finite-Elemente-Methode ein Simulationsmodell eines entsprechenden Versuchsaufbaus erstellt. Die Wälzlagerung im Prüfaufbau besteht aus zwei vorgespannten Kegelrollenlagern in O-Anordnung, welche im Versuch eine Belastung aus einer Querkraft F_Q erfahren. Die sich am Wellenende einstellende Wellenverlagerung wird zur Bewertung der Kippsteifigkeit herangezogen. Der dem Simulationsmodell entsprechende Versuchsaufbau bestätigt die Simulationsergebnisse, Bild 5.

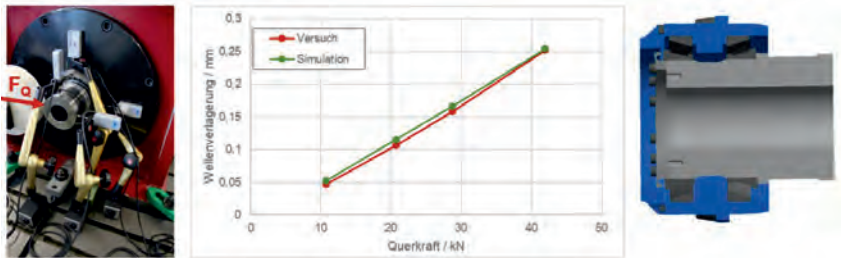


Bild 5: Versuchsaufbau einer unter Querkraft F_Q belasteten Versuchshohlwelle mit Kegelrollenlagerung in O-Anordnung im Getriebegehäuse

4. Zusammenfassung

Mit der vorgestellten Modellierungsmethodik unter Einsatz nichtlinearer Federelemente wird der Einfluss aller Wälzkörper auf die Lagersteifigkeit abgebildet. Da die Federelemente, zwischen Lagerinnen- und außenring eingesetzt, ausschließlich Druckkräfte übertragen, wird der Kraftfluss im Gesamtsystem korrekt erfasst. Dabei ändert sich die Modellgröße gegenüber dem Einsatz von sog. Bushing-Elementen kaum. Somit kann der Einfluss der Lagervorspannung bei beliebiger Systembelastung recheneffizient erfasst und Potential in der konstruktiven Optimierung gehoben werden.

Zustandsüberwachung von Profilschienenführungen mittels magnetoresistiven Sensoren

Dr. R. Slatter, Dipl.-Ing. J. Traute,
Sensitec GmbH, Wetzlar;
Dipl.-Ing. R. Lindemann,
SNR Wälzlager GmbH, Bielefeld

Kurzfassung

Das Thema Zustandsüberwachung (engl. *Condition Monitoring*) und zustandsorientierte Wartung gewinnt in den letzten Jahren zunehmend an Bedeutung sowohl in der betrieblichen Praxis als auch in der Forschung. Im unternehmerischen Alltag wird die Instandhaltung jedoch meist nur als Kostenstelle betrachtet. Die Vorteile von prädiktiver Wartung, ermöglicht durch präzise Information über den Zustand einer Maschine, auf die Betriebs- und Produktionskosten werden oft unterschätzt. Verfahren der Künstlichen Intelligenz (KI) und Big Data ermöglichen effektive Analysen in kürzester Zeit. Diese neuen Verfahren und eine darauf basierende, deutlich verbesserte Zustandsüberwachung von Anlagen, kann komplett neue Geschäftsmodelle z. B. „pay-per-use“, Verfügbarkeitsorientierte Geschäftsmodelle im Rahmen Industrie 4.0 ermöglichen. In einem Teilprojekt innerhalb des BMBF-geförderten Projekts KI-PREDICT, mit Laufzeit bis Februar 2023, sollen magnetoresistive Sensoren benutzt werden, um die Zustandsüberwachung einer Profilschienenführung des Projektpartners NTN-SNR zu ermöglichen.

1. Einleitung

Ziel des Verbundvorhabens KI-PREDICT, mit vollem Titel „Elektronik für verteilte Künstliche Intelligenz zur sensorbasierten Prozess- und Zustandskontrolle“, ist die Entwicklung sensorbasierter KI-Systeme zur Zustandsüberwachung von Produktionsanlagen. Hierzu soll verzahnt eine Hard- und Softwarearchitektur entwickelt werden, die zum einen den Fokus auf sensor-nahe Datenfusion, Datenreduktion und Datenauswertung legt. Durch die anwendungsoffene Hardware wird ein breiter Einsatz des Systems ermöglicht. Dies wird im Rahmen des Vorhabens an mehreren Anwendungsfällen in den Bereichen der Lagerüberwachung, spanenden Bearbeitung sowie der Umformtechnik demonstriert. Zwischen März 2020 und Februar 2023

arbeiten insgesamt 8 Partner aus Industrie und Wissenschaft an diesem Projekt, das seitens des BMBF in der Ausschreibung Mikroelektronik für Industrie 4.0 gefördert wird.

2. Projektziele

Die Anforderungen an Diagnosesysteme sind vielfältig und komplex. Die Entscheidungsgrundlage für eine Produktionsdrosselung oder sogar Produktionsunterbrechung muss fundiert und fehlerfrei sein. Dazu kommen besondere Einsatzbedingungen und natürlich wirtschaftliche Aspekte dazu. Im Projekt KI-PREDICT sollen diese Anforderungen auf folgende Art und Weise erfüllt werden:

- Neue Messstellen sollen wo möglich vermieden werden. Im Antriebsstrang schon vorhandene Sensoren, z. B. Wegmesssensoren bzw. Stromsensoren, sollen benutzt werden, ergänzt durch weitere Sensoren für neue zustandsüberwachende Funktionen. Neue Verfahren wie beispielsweise Instantaneous Angular Speed (IAS), wo Weg- und/oder Winkelsensoren benutzt werden oder Motor Current Signature Analysis (MCSA), wo Stromsensoren eingesetzt werden, können angewandt werden, um die Möglichkeiten von vorhandenen Sensoren auszunutzen.
- KI-Algorithmen sollen eingesetzt werden, um eine quasi-automatische Diagnose und Prognose zu ermöglichen.
- Ein multivariates Verfahren soll benutzt werden, um Fehldiagnose zu vermeiden.
- Die KI-Algorithmen sollen auch die Notwendigkeit für eine Interpretation der Ergebnisse durch Experten vermeiden.
- Die neu zu entwickelnde Hard- und Software soll mit passenden Schnittstellen ausgeführt werden, um eine einfache Integration in gängige Steuerungen zu ermöglichen.
- Die Nutzung von vorhandenen Messstellen, günstigere Signalverarbeitungs-Hardware und -Software sowie eine Vorverdichtung von Daten sollen dazu beitragen, ein deutlich besseres Preis-Leistungs-Verhältnis als der Stand der Technik zu realisieren. Dabei soll die Sensorik Richtung intelligenter Sensor entwickelt werden, mit einer leistungsfähiger Signalverarbeitung auf bezahlbarer Hardware nah am oder integriert im Sensormodul.

3. Zustandsüberwachung von Profilschienenführungen

In einem Teilprojekt sollen magnetoresistive Sensoren [1, 2] benutzt werden, um die Zustandsüberwachung einer Profilschienenführung zu ermöglichen. Eine Vorgabe ist eine minimal-invasive Anordnung der Sensoren. Es sollen keine mechanischen Änderungen am

Führungswagen gemacht werden und es sollen nur minimale Änderungen an der Führungsschiene erfolgen. Diese mechanischen Änderungen dürfen nicht im Kraftfluss liegen. Ein Verlust der Vorspannung zwischen den Kugeln und der Führungsschiene soll erfasst werden auf Basis der Passierfrequenz der Wälzkörper. Eine Änderung der Passierfrequenz kann auf einen Verlust der Vorspannung hinweisen. Mit derselben Sensoranordnung wird man versuchen, durch Veränderungen in der magnetischen Signatur Verschleiß an den Wälzkörpern direkt zu erfassen. Die Belastung der Linearführung soll direkt erfasst werden mittels einer Messung der Deflektion zwischen Führungswagen und Führungsschiene. Dazu soll ein unbelastetes Geometrieelement an der Führungsschiene quasi als Maßverkörperung dienen. Durch die Anbringung von Sensoren an beiden Seiten der Führungsschiene und an beiden Enden des Führungswagens soll untersucht werden, ob mehrere Kraftkomponenten bzw. Drehmomente erfasst werden können. Die Sensoranordnung ist in Bild 1 dargestellt.



Bild 1: Sensoranordnung für Profilschienenführung (Bildquelle: NTN-SNR)

Beschädigungen an den Laufbahnen und/oder den Wälzkörpern sollen mit IAS-Techniken erfasst werden. Die Hoffnung ist, dass Ergebnisse aus anderen Projekten bei weiteren Maschinenelementen, wie z.B. Wälzlager oder Zahnradgetrieben sich auf Profilschienenführungen übertragen lassen. Wünschenswert ist weiterhin eine Erfassung der Position eines Schadens an der Führungsschiene mittels eines Absolut-Wegmesssystems. Erhöhte Reibung durch Verschleiß soll durch einen integrierten Temperatursensor erfasst werden. Zusätzlich zu den integrierten Sensoren soll auch externe, antriebsbasierte Sensorik benutzt werden können. Motorstrom und Motordrehzahl bzw. Lineargeschwindigkeit sollen parallel

erfasst werden. Die Signalvorverarbeitung und ein Teil der Signalanalyse sollen von einem sog. Data Exploration Board ausgeführt werden. Diese zusätzliche Platine soll auch, wenn möglich, im Führungswagen integriert werden. Bild 2 zeigt ein Funktionsmuster des Sensormoduls mit einem additiv gefertigten Gehäuse. Im Bild ist nur ein Modul gezeigt – in den späteren Tests sind Module an beiden Enden des Führungswagens angebracht.

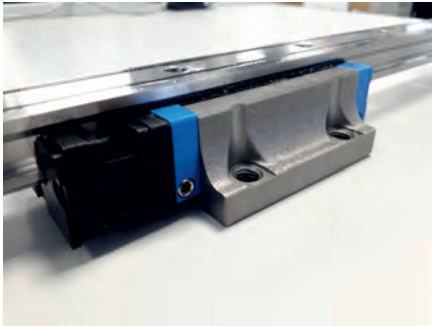


Bild 2: Funktionsmuster des Sensormoduls (Bildquelle: Sensitec)

Bild 3 gibt einen detaillierten Einblick in die Sensoranordnung im Sensormodul.

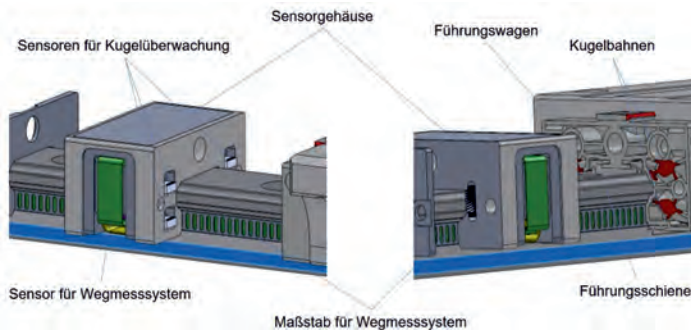


Bild 3: Detailansichten der Sensoranordnung (Bildquelle: Sensitec)

In der nächsten Projektphase werden die Funktionsmuster an einem speziell entwickelten Prüfstand (Bild 4) getestet. Mittels Hydraulikzylinder werden Kräfte und Momente auf die feststehenden Führungswagen aufgebracht und die Führungsschiene werden mittels einen

Linearantrieb zyklisch bewegt. Dauertests werden an drei Profilschienenführungen gleichzeitig durchgeführt, um so viele Daten wie möglich zu erfassen. Die Tests sollen bis zum Ausfall fortgeführt werden.

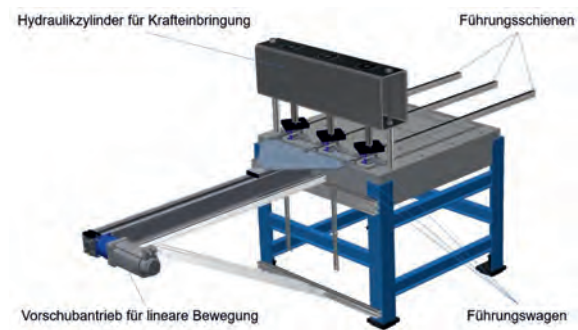


Bild 4: Prüfstand für Belastungstests (Bildquelle: NTN-SNR)

Die daraus gewonnenen Daten werden im weiteren Projektverlauf benutzt, um eine datenbasierte Zustandserkennung unter Anwendung von KI-Algorithmen (Bild 5) zu ermöglichen.

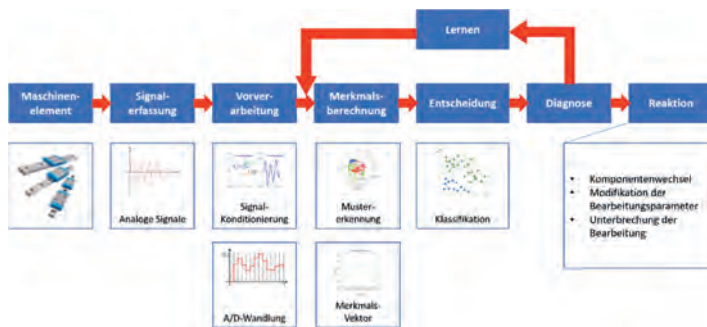


Bild 5: Ablauf datenbasierter Zustandserkennung

4. Literatur

- [1] Slatter, R. & Buß, R.; „Neuentwicklungen bei magnetoresistiven Sensoren für intelligente Lager“, 12. VDI-Fachtagung Gleit- & Wälzlagerungen, Schweinfurt, 2017
- [2] Slatter, R. & Buß, R.; „Zustandsüberwachung von Wälz- und Gleitlagerungen mit magnetoresistiven Sensoren“, 13. VDI-Fachtagung Gleit- & Wälzlagerungen, Schweinfurt, 2019

Rillenkugellager mit innovativem Käfig im Trichtertaschen-Design

Das Ermöglichen von Höchstleistungen – trotz härtester Einsatzbedingungen

Dipl.-Ing. (FH) **H. Niedermeier**, Dipl.-Ing. (FH) **R. Büchner**,
Dipl.-Ing. (FH) **T. Kreis**,
Gebr. Reinfurt GmbH & Co.KG, Rimpar

Kurzfassung

Durch den Einsatz von neuartigen Käfigen im Trichtertaschen-Design erreichen Hochgeschwindigkeitskugellager eine deutliche Performance-Steigerung in Bezug auf das dynamische Verhalten und die Laufreibung. Die Kalotten des Käfigs sind anders als bei herkömmlichen Varianten in Form eines Trichters ausgelegt. Durch die schräg angeordneten Kontaktlinien der trichterförmigen Kugeltaschen werden optimale, dynamische Bedingungen erzielt, sodass der Käfig eine stabilere Führung erhält und über ein verbessertes Zentrierverhalten verfügt. Zudem wird dieser weniger durch Schwingungen angeregt – und das wirkt sich letztlich positiv auf das Geräuschverhalten und die Lebensdauer des Kugellagers aus.

1. Einleitung

Die Anforderungen der Dentalgerätehersteller an Turbinenhandstücke neuer Generationen werden nicht nur über die Lebensdauer der Dentalturbinen definiert.

Die Erwartungshaltung der Dentalindustrie ist, den Zahnkliniken und Zahnärzten zukünftig immer schneller rotierende und leisere Dentalhandstücke anbieten zu können. Trotz der Performance-Steigerung ist ein wesentlicher Fokus, im Feldeinsatz innerhalb der Gewährleistungsfrist der Dentalgeräte Frühausfälle zu vermeiden. Um den hohen Anforderungen zukünftiger Gerätegenerationen gerecht zu werden, vermag es neuer geometrischer Veränderungen des Kugellagers. Am Beispiel des Dental-Turbinenlagers wird die Leistungssteigerung mit Hilfe eines neuartigen, patentierten Käfigdesigns beschrieben.

2. Das Dentalhandstück – Höchste Anforderungen an die Lagerung

Im Kopf des Dentalhandstücks befindet sich die mit bis zu 500.000 min^{-1} pneumatisch angetriebene Dentalturbine, die wie in Bild 1 dargestellt, aus Rotorwelle (Hohlwelle mit

Spannzange), Rotor und den beiden Rillenkugellagern besteht. Zur Aufbringung der axialen Vorspannung für die beiden Kugellager sind in der Regel Wellfederscheiben vorgesehen, die an den Planflächen der beiden Außenringe angreifen und dadurch eine X-Anordnung der Lagerstellen gewährleisten. Zwei O-Ringe im Gehäusekopf sorgen für die erforderliche Schwingungsdämpfung zwischen Handstück und Turbine.

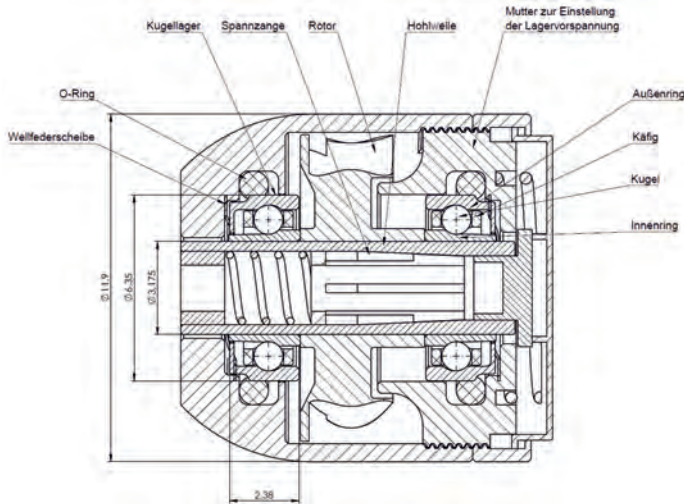


Bild 1: Halbschnitt durch den Gehäusekopf eines Dentalhandstücks

Die beiden Kugellager sind bzgl. ihrer Größe mit Bohrungsdurchmesser 3,175 mm, Außendurchmesser 6,35 mm und Breite 2,779 mm (schmale Ausführung 2,38 mm) weltweit einheitlich dimensioniert. Im Markt befinden sich Stahlkugellager, gefertigt aus martensitischem Edelstahl, und Hybridkugellager (Kombination aus Stahlringen und Si_3N_4 -Kugeln).

Anwendungsbedingt sind entweder Schnappkäfige (in Radial-Rillenkugellagern) oder Fensterkäfige (in Schräg- oder Angular-Kontaktlagern) aus Hochleistungskunststoffen im Einsatz. Die Leistungsfähigkeit des Käfigs begrenzt die Lebensdauer des Turbinenkugellagers. Durch abrasiven Verschleiß wird dieser mehr und mehr geschädigt, so dass das Kugellager eine höhere Laufreibung generiert, die zur Folge hat, dass die geforderte Leerlaufdrehzahl des Rotors nicht mehr erreicht wird. In diesem Fall ist das Dentalhandstück nicht mehr einsatzfähig, so dass die Kugellager getauscht werden müssen. Eine Lebensdauer- und Geräuschverbesserung der Lagerung im Dentalhandstück ist von daher in erster Linie

durch einen leistungsfähigeren Käfigwerkstoff bzw. durch Käfig-Designänderungen realisierbar.

3. Lösungsansatz: Auslegung eines Käfigs mit neuem Design

Das neue, innovative Feature des Kugellagerkäfigs im Trichtertaschendesign hebt die Performance von Rillenkugellagern bzw. Angular-Kontaktlager auf ein neues Level.

Am Beispiel des Fensterkäfigs (s. Bild 2b) wird die neuartige konstruktive Gestaltung der Kugeltasche dargestellt. Das Taschendesign ist nicht wie bei herkömmlichen Auslegungen als zylinderförmige Bohrung abgebildet (s. Bild 2a), sondern weist in Umfangsrichtung eine Trichterform auf. Die radiale Taschenbegrenzung ist dabei bezüglich der Orientierung exakt auf den Käfigmittelpunkt gerichtet. Die axiale Ausdehnung der Kugeltasche ändert sich gegenüber dem Standard nicht. Durch diese besondere Auslegung können optimale Laufeigenschaften des Käfigs innerhalb des Kugellagers erreichen werden. Denn einerseits wirkt die Antriebskraft der Kugel senkrecht gegen die Wandung der Kugeltasche, sodass der Käfig eine stabile Führung erhält und insgesamt über ein verbessertes Zentrierverhalten verfügt. Andererseits wird der Käfig weniger durch Schwingungen angeregt. Das hat zur Folge, dass sich Geräuschverhalten und Lebensdauer des Lagers signifikant verbessern.

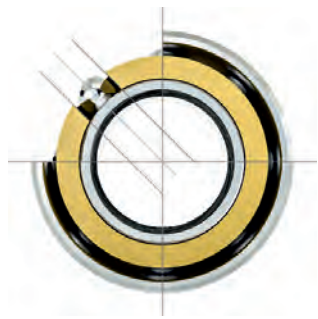


Bild 2a: Kalotte mit zylindrischer Bohrung
im Standarddesign



Bild 2b: Kalotte mit trichterförmiger Kontur
im Sonderdesign

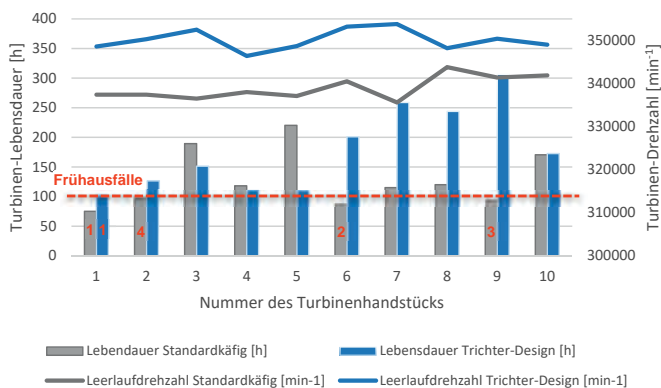
Kunststoffkäfige mit trichterförmiger Kalottenkontur zeigen ihre Stärken ausschließlich in Hochgeschwindigkeitsanwendungen, wenn sich der Drehzahlkennwert bei größer als 400.000 mm/min bewegt. Unterhalb dieses Grenzwertes wird das Standardkäfig-Design empfohlen. Sowohl Schnappkäfige in Rillenkugellagern als auch Fensterkäfige in Angular-Kontaktlagern können mit dem besonderen Feature ausgestattet werden. Typische Einsatzfelder sind High-Speed-Dentalinstrumente und Hochfrequenz-Spindeln.

4. Versuchsergebnisse mit dem neuen Käfigdesign im Vergleich zum Standard-Modell

Käfige mit dem neuen Kalottendesign verhelfen dem Rillenkugellager im Vergleich zum Standard zu einer deutlichen Überlegenheit. Im Anwendungsbeispiel liegt die Drehzahl der GRW-Referenzturbinen bei 350.000 min^{-1} bzw. der Drehzahlkennwert bei $1.670.000 \text{ mm/min}$. Der vollautomatische GRW-Dentalprüfstand bietet die Möglichkeit, mit jeweils zehn Vergleichsturbinen objektiv die Lebensdauerwerte mit den unterschiedlichen Kugellagerausführungen zu bestimmen.

Während des Testzyklus simuliert ein Belastungszyklus die durch den Zahnarzt ausgeübten Kräfte, sodass sich infolge der Beschleunigungen und Abbremsungen im Kugellager Käfigverschleiß einstellt, der wiederum Laufreibung und Leerlaufdrehzahl beeinflusst. Ausfallkriterium für den Prüfstand ist die Drehzahl des Rotors. Nach Unterschreitung der Drehzahlgrenze von 330.000 min^{-1} gilt das Handstück als ausgefallen.

Diagramm 1 zeigt die Auswertung des Prüfstandversuchs, in dem neben der Rotordrehzahl auch das Turbinengeräusch für alle 10 Testturbinen dargestellt ist. Der Einsatz des Sonderkugellagers mit Trichtertaschendesign führt zu einer Reibungsreduzierung, mit der Konsequenz, dass sich die mittlere Leerlaufdrehzahl um ca. 10.000 min^{-1} im Vergleich zum Standardlager erhöht.



Der Einsatz des Sonderlagers mit neuartigem High-Speed-Käfig ermöglicht eine mittlere Lebensdauersteigerung um 39% gegenüber dem Standardlager. Viel entscheidender für die Performance der Lagerung ist die Betrachtung der Frühausfälle. Beim neuen Käfig erfolgt die Krafteinleitung an der Kontaktstelle Kugel/Kugeltasche tangential. Dies bedeutet, dass sich der Käfig bei beginnendem Käfigverschleiß nicht aus der Mittelpunktlage herausbewegt. Dadurch können frühzeitige Lagerausfälle vermieden werden. Im Diagramm 1 sind die

Frühausfälle für beide Lagervarianten bis 100 Stunden Lebensdauer in roter Schrift dargestellt. Während beim Standardlager vier Frühausfälle registriert sind, zeigt das Sonderkugellager von GRW nur einen Ausfall knapp unterhalb von 100 Stunden. Ein weiteres wichtiges Qualitätskriterium sind die Rotor-Geräusche in der Dentalturbine. Auch hierbei überzeugt das neue Trichtertaschendesign mit einem Laufgeräusch von ca. 60 dB. Der Standardrotor ist mit etwa 64 dB deutlich geräuschauffälliger.

5. Modellanalyse mit Hilfe der Mehrkörpersimulation

Für die Modellierung wurde die Version 2019 R2 des Programmsystems ANSYS® in der Extension ANSYS/LS-DYNA und LSPrePost verwendet. Die aktuell genutzte Version des LS-DYNA Solvers war die Double precision R10.1.0.

Die Simulationsstudie befasste sich mit der Untersuchung der beiden Einzellager (Standardlager und Sonderlager mit Käfig im Trichtertaschen-Design).

Für die Simulationsmodelle sind folgende Annahmen getroffen worden (s. Bild 3):

- Festhalten am Außenring (Bewegungen nur in Achsrichtung möglich)
- Antriebswelle fest verbunden mit dem Innenring (nur Rotation um X-Achse möglich)
- Wellfederscheibe überträgt 2 N axiale Vorspannung auf den Außenring

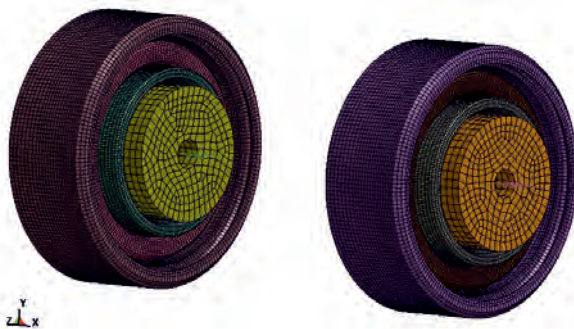


Bild 3: Simulationsmodell für Standard- und Sonderlager (323.124 Knoten/298.130 Elemente)

Der zeitliche Ablauf der Simulation war wie folgt festgelegt:

- 0 bis 2 ms: Aufbringen der statischen Vorspannung von 2 N
- 2 bis 5 ms: Beschleunigung der Antriebswelle auf 360.000 min⁻¹
- 5 bis 12 ms: Die Antriebswelle läuft konstant bei 360.000 min⁻¹

Zur Beurteilung des dynamischen Verhaltens der beiden Betrachtungsmodelle wurden über die Simulationszeit von 12 ms die jeweils aufgenommene Reibenergie der Käfige aufaddiert und im Bild 4 dargestellt.

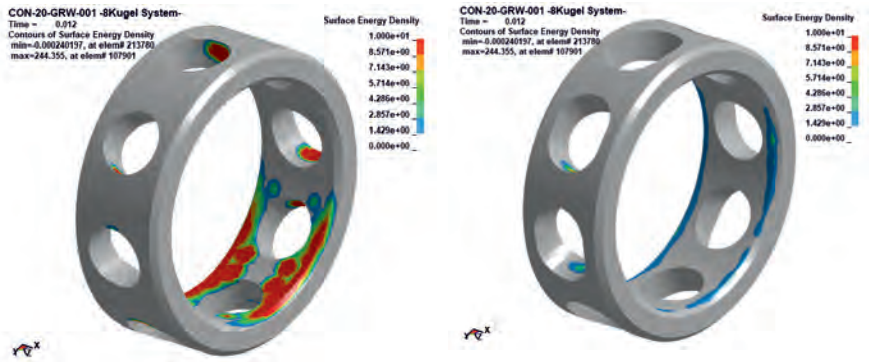


Bild 4: Aufgenommene Reibenergie für Standardkäfig und Käfig mit Trichtertaschen-Design

Mit Hilfe der Mehrkörpersimulation kann das bessere dynamische Verhalten des Spezialkäfigs mit Trichtertaschen-Design nachgewiesen werden. Die deutlich geringere Reibenergie auf dem Innendurchmesser (s. Bild 4 rechts) bestätigt die These, dass das neue Käfigdesign über eine bessere Zentrierwirkung verfügt. Bei der dargestellten Reibenergie handelt es sich um Gleitreibanteile des innen geführten Käfigs, die im Kontakt zur Innenringschulter entstehen. Im Kontaktbereich Kugel/Kalotte zeigt sich ein ähnliches Verhalten, da die Reibenergie infolge der geringeren Antriebskraft auf den Käfig ebenfalls deutlich niedriger ausfällt als beim Standardkäfig (s. Bild 4, links).

6. Schlussbetrachtung

Mit dem neuen, innovativen Käfig im Trichtertaschendesign erzielen Rillenkugellager eine deutliche Performance-Steigerung hinsichtlich des dynamischen Laufverhaltens im Vergleich zum Standardlager. Dies zeigt sich sowohl in der Funktionalität (Laufreibung/ Geräusch) als auch in der Lebensdauer. Bestätigt wird das Ergebnis über eine Mehrkörpersimulation, mit deren Hilfe die im Vergleich zum Standardkäfig deutlich niedrigere Reibenergiedichte in den Kugelkalotten und an der Führungsfläche (Innen-Ø) nachgewiesen werden konnte. Das bessere Zentrierverhalten des neuartigen Käfigs führt zu einem ruhigeren Lauf, mit der Konsequenz, dass auch das Verschleißverhalten positiv beeinflusst wird.

Backward Whirl-förmige Käfiginstabilität in Wälzlagern

Florian Unterderweide, M.Sc., Prof. Dr.-Ing. Matthias Weigold,
Prof. Dr.-Ing. Eberhard Abele,
Institut für Produktionsmanagement, Technologie und
Werkzeugmaschinen (PTW), Technische Universität Darmstadt

1. Kurzfassung und Einleitung

Beim Betrieb von Wälzlagern kann es zu rasselartigen Geräuschen kommen. Da die Vermutung besteht, dass der Käfig dafür ursächlich ist, bezeichnet man dieses Geräusch auch als Käfigrasseln. In der Literatur wird beschrieben, dass der Käfigorbit dabei instabile Bewegungsformen aufweist [1,2,3]. In der Folge kann sich durch die erhöhte Kontakthäufigkeit der Verschleiß verstärken [4]. Um die Ursache der instabilen Käfigbewegung zu untersuchen, existiert am PTW eine Prüfstandsumgebung, welche es ermöglicht den außenringgeführten Käfig eines Spindellagers mit drehendem Innenring im Betrieb mit einer Hochgeschwindigkeitskamera zu erfassen. Im stabilen Zustand läuft der Käfigmittelpunkt mit Wälzkörpersatzdrehzahl auf einer kreisförmigen Bahn. Im instabilen Fall kehrt sich der Orbit um, die Orbitdrehzahl erhöht sich stark und ein kreischendes/rasselndes Geräusch entsteht. Die Bewegung erinnert an den Backward Whirl, welcher ein instabiler Zustand im Bereich des allgemeinen Rotor-Stator Kontakts (bspw. bei Fang- oder Gleitlagern) ist. Zusätzlich deformiert sich der Käfig dabei mit einer Frequenz, welche in der Nähe der ersten Eigenfrequenz liegt. Nach einer Verringerung der Eigenfrequenz durch strukturelle Schwächung tritt kein instabiles Verhalten auf. Es wird vermutet, dass ein kurzzeitiger Haftkontakt des Käfigs am Führungsbord bedingt durch erhöhte Reibung, angefacht durch die Eigenschwingung den Backward Whirl auslöst.

2. Stand der Technik

Das Bewegungsverhalten des Käfigs wurde bereits in einigen Arbeiten erforscht. Kingsbury et. al. wiesen durch Experimente nach, dass der Käfigmittelpunkt unter bestimmten Betriebsbedingungen eine annähernd gleichförmige Bahn um den Lagermittelpunkt beschreibt [1]. Demnach liegt eine stabile Käfigbewegung vor, wenn die Umlaufgeschwindigkeit des Käfigmittelpunkts um die Lagermitte (Wirbelgeschwindigkeit) der Rotationsgeschwindigkeit des Käfigs entspricht. Der stabile Fall ist durch ein regelmäßiges Bewegungsmuster gekennzeichnet. Der instabile Fall, welcher durch ein rasselndes/kreischendes Laufgeräusch begleitet ist, wird in [1] durch eine unregelmäßige Bewegung des Käfigmittelpunkts charakterisiert. Grillenberger et. al. [2] zeigten simulativ und experimentell bei Lagern mit

kugelgeführtem Käfig und angetriebenem Außenring, dass der Käfig beim Erscheinen des kreischenden Laufgeräusches elastische Schwingungsformen aufweist und die gleichläufige Wirbelgeschwindigkeit (Forward Whirl) erhöht ist. Als Anregungsmechanismus ist hier die Reibung zwischen Kugel und Käfigtasche in Verbindung mit den Käfigeigenfrequenzen genannt. Holland präsentierte in [3], dass bei Spindellagern mit Außenringführung und angetriebenem Innenring bei Auftreten des rasselnden Laufgeräusches der Käfigmittelpunkt seine Orbitdrehrichtung umkehrt und mit hoher Frequenz entgegen der Satzrichtung rotiert. Ein ähnliches Verhalten tritt bei Rotor Stator Kontakt in Fanglagern oder trockenen Gleitlagern auf und wird dort als Backward Whirl bezeichnet. Der Fokus dieses Beitrags liegt auf der Untersuchung der instabilen Käfigbewegung eines Spindellagers der Baugröße 7206.

3. Versuchsaufbau und Messmethode

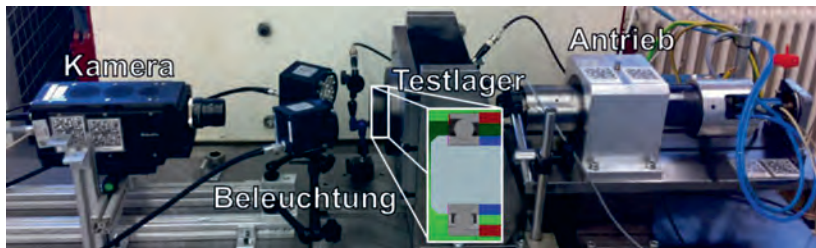


Bild 1: Versuchsaufbau

Der verwendete Messaufbau (Bild 1) untergliedert sich in Testlagerung, Antrieb und Kamerasystem. Die Testlagerung besteht aus zwei hochgenauen, baugleichen, öl-luftgeschmierten, innenringgetriebenen Spindellagern der Baugröße 7206 mit Stahlkugeln und Hartgewebekäfig. Diese sind über Distanzhülsen in O-Anordnung starr vorgespannt. Der Aufbau ermöglicht es, das Rasseln über die Einbringung eines Luftstroms gezielt auslösen zu können. Durch die Hochgeschwindigkeitskamera wird die Lagerbewegung in eine Serie von Einzelbildern überführt. Jedes Einzelbild enthält Informationen zur radialen und tangentialen Kugel-, Käfig- und Wellenposition zu einem bestimmten Zeitpunkt. Zur Bestimmung der Käfigposition wird der in [3] gezeigte Kantendetektionsalgorithmus genutzt. Durch die Käfigmittelpunkte aller Aufnahmen kann der Verlauf des Käfigorbits über die Zeit gebildet werden. Die Deformation des Käfigs lässt sich anhand des Abstands des Käfigmittelpunktes zu einem käfigfesten Referenzpunkt bestimmen. Durch das Verfahren kann die Position des Käfigs beim größeren Lagertyp 7014 im Stillstand mit einer Genauigkeit von 0,09 mm bestimmt werden. Insofern kann dieser Wert als untere Grenze für den Lagertyp 7206 verwendet werden. Aliasingeffekte können durch Variationen der Aufnahmefrequenz ausgeschlossen werden. Näheres zur Messmethode und -aufbau kann aus [3] entnommen werden.

4. Ergebnisdiskussion

Bild 2 zeigt die Translation des Käfigmittelpunkts im stabilen (grün) und im instabilen (rot) Fall sowie die Deformation bei einer Wellendrehzahl von 6.000 U/min über 720 Bilder bzw. 141 ms. Der harmonische Verlauf weist darauf hin, dass sowohl der stabile als auch der instabile Orbit durch eine Wirbelbewegung gekennzeichnet ist. Weiterhin fällt auf, dass in beiden Darstellungen die Rasselbewegung deutlich höherfrequente Anteile enthält. Wie schon in [3] gezeigt, bewegt sich der Käfigmittelpunkt im instabilen Fall entgegen der Wellendrehrichtung (Backward Whirl). Mithilfe der Aufnahmeparameter lässt sich die Darstellung in den Frequenzbereich überführen. In Bild 3 sind Translations- und Deformationsfrequenzen über verschiedene Drehzahlen für den stabilen und den instabilen (gestrichelt) Fall gezeigt. Bei der stabilen Käfigbewegung entspricht die Umlauffrequenz der Drehfrequenz. Das Kriterium für den stabilen Fall ist erfüllt. Die instabile Bewegung hingegen weist keinen linearen Zusammenhang zur Drehzahl auf. Die instabile Translationsfrequenz liegt zwischen 500 und 600 Hz, während die instabile Deformationsfrequenz bei 1.100-1.300 Hz angesiedelt ist.

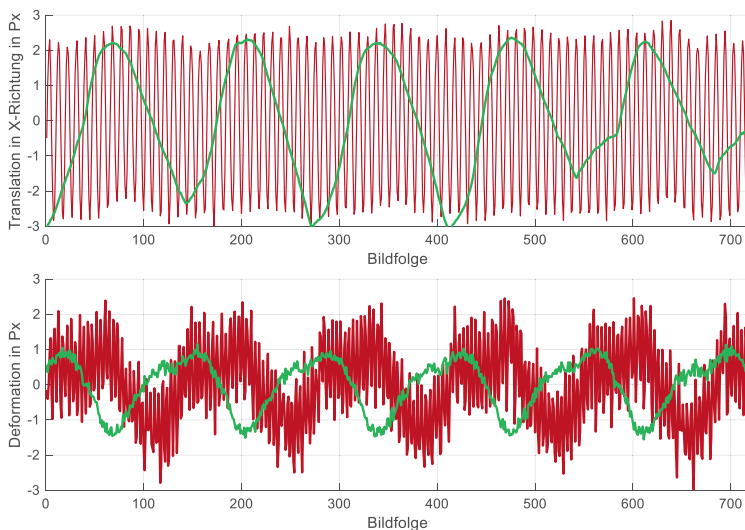


Bild 2: Stabile/instabile Translations- und Deformationsbewegung des Käfigs in chronologischer Folge

Um zu prüfen, ob Eigenbewegungen für die Instabilität mitursächlich sind, wurde mithilfe einer Frequenzgangmessung am frei aufgehängten Käfig die erste Eigenfrequenz des unveränderten sowie von vier modifizierten Käfigen ermittelt und dessen Rasselneigung am Prüfstand untersucht. Im Bereich der Stege sind Nuten mit verschiedenen Geometrien

(Mod 1-4) eingebracht worden, um die Steifigkeit und die erste Eigenfrequenz zu verringern. Die Auswirkung der Variation auf die Eigenfrequenz und auf das Rasselphänomen ist in Tabelle 1 gezeigt. Die Eigenfrequenz des unveränderten Käfigs liegt bei 1.184 Hz und damit im Bereich der Deformationsfrequenzen. Die Käfige mit den Modifikationen 2-4 wiesen im Betrieb keine Instabilität auf. Dies deutet darauf hin, dass die Eigenbewegung des Käfigs den Backward Whirl anfanct.

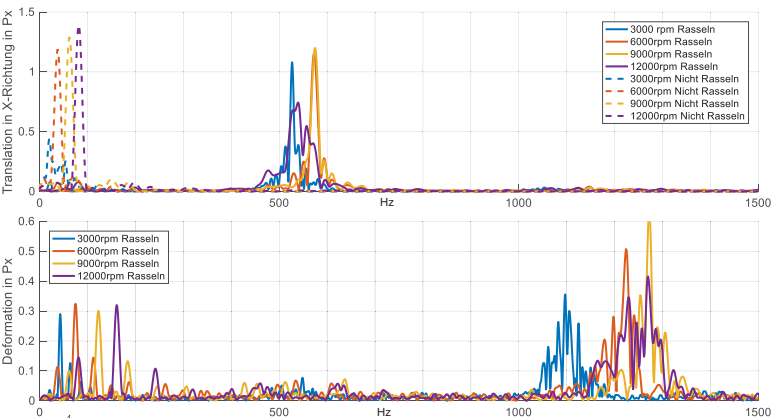


Bild 3: Stabile/instabile Translations- und Deformationsbewegung im Frequenzbereich

Version	Eigenfrequenz in Hz	Rasseln
Original	1.184	Ja
Mod 1	1.172	Ja
Mod 2	1.077	Nein
Mod 3	891	Nein
Mod 4	630	Nein

In Bild 4 ist der Orbit (links) sowie der Verlauf in Y-Richtung über die Bilder/Zeit des Käfigmittelpunkts beim Übergang in den instabilen Bereich bei einer Wellendrehzahl von 3.000 U/min dargestellt. Vor dem Rasselbeginn hält sich der Käfigmittelpunkt

Tabelle 1: Käfigeigenfrequenzen und Rasselneigung unterhalb des Lagermittelpunkts in Schwerkraftrichtung am Führungsbord

auf. Der Beginn der Rasselbewegung wird durch eine Beschleunigung entgegen der Wellendrehrichtung begleitet (roter Pfeil). Betrachtet man den mit „Rasselbeginn“ beschrifteten Bereich, fällt auf, dass immer dann starke Beschleunigungen auftreten, nachdem der Käfig mit dem Führungsbord (äußerer Kreis) in Kontakt kommt. Hierfür könnte die Ursache in einem erhöhten Reibkoeffizienten liegen, welcher einen kurzzeitigen Haftkontakt zwischen Käfig und Führungsbord auslöst und dadurch die Energie der Käfigrotation in eine Bewegung des Käfigmittelpunkts umsetzt (ähnlich der Abrollbewegung beim Backward Whirl).

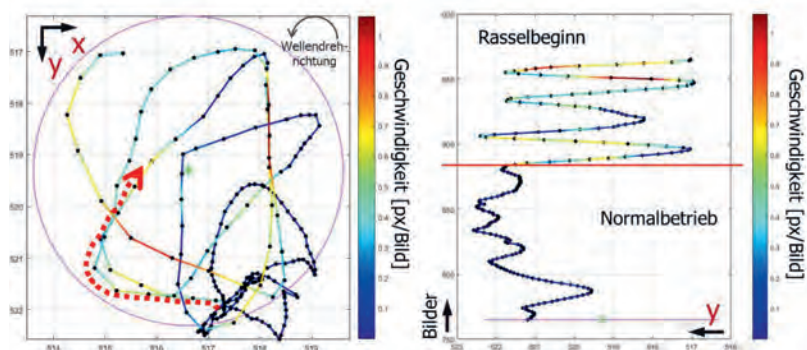


Bild 4: Käfiorbit und Translationsgeschwindigkeit beim Übergang zum instabilen Verhalten bei 3000 U/min

5. Schlussfolgerung

Die dargestellten Beobachtungen führen zur Vermutung, dass die Backward Whirl-förmige Käfiginstabilität am Spindellager durch das kurzzeitige Abrollen des Käfigs am Führungsbord sowie der Eigenbewegung des Käfigs ausgelöst wird. Es handelt sich also um eine selbsterregte Schwingung. Demnach sind die Haupteinflussgrößen der Reibkoeffizient zwischen Käfig und Führungsbord sowie die erste Käfigeigenfrequenz. Da bekannt ist, dass der Kugel-Käfig Kontakt für den Forward Whirl ursächlich ist [2], kann angenommen werden, dass Kontakthäufigkeit sowie γ -parameter ebenfalls Einfluss auf den Backward-Whirl und das instabile Verhalten am Spindellager nehmen können. In zukünftigen Schritten soll simulativ wie experimentell der Einfluss des Reibkoeffizienten untersucht werden.

6. Literatur

- [1] Kingsbury, E.; Walker, R. (1994): Motions of an Unstable Retainer in an Instrument Ball Bearing. In: Journal of Tribology 116, Nr. 2
- [2] Grillenberger, H., Hahn, B., Koch, O. (2015). Elastische Käfiginstabilität in Wälzlager-Simulation und Versuch. In: VDI Berichte 2348, ISBN 973-3-18-092348-2
- [3] Holland, L. (2018): Analyse des Bewegungsverhaltens der Komponenten in Spindellagern mittels Hochgeschwindigkeitsvideographie. In: Schriftenreihe des PTW: "Innovative Fertigungstechnik", Aachen, Shaker Verlag, TU Darmstadt, ISBN 9783844060751, [Dissertation]
- [4] Kannel, J.W.; Snediker, D.K. (1977): The Hidden Cause of Bearing Failure, In: Machine Design, S. 78-82

Ingenieure wollen immer alles ganz genau wissen. Wie wär's mit einem E-Paper- oder Zeitungs-Abo?



Mehr Meinung. Mehr Orientierung. Mehr Wissen.

Wesentliche Informationen zu neuen Technologien und Märkten.

Das bietet VDI nachrichten, Deutschlands meinungsbildende Wochenzeitung zu Technik, Wirtschaft und Gesellschaft, den Ingenieuren. Sofort abonnieren und lesen.

Donnerstagabends als E-Paper oder freitags als Zeitung.

Jetzt abonnieren: Leser-Service VDI nachrichten, 65341 Eltville

Telefon: +49 6123 9238-201, Telefax: +49 6123 9238-244, vdi-nachrichten@vuservice.de

www.vdi-nachrichten.com/abo



