

12. VDI-Fachtagung

Gleit- und Wälzlagerungen 2017

Gestaltung - Berechnung - Einsatz
mit Fachausstellung



VDI-Berichte 2308

VDI-BERICHTE

Herausgeber: VDI Wissensforum GmbH

12. VDI-Fachtagung

Gleit- und Wälzlagerungen 2017

Gestaltung - Berechnung - Einsatz mit Fachausstellung

Schweinfurt, 27. und 28. Juni 2017



VDI-Berichte 2308

Bibliographische Information der Deutschen Nationalbibliothek
Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliographie; detaillierte bibliographische Daten sind im Internet unter <http://dnb.ddb.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 <http://dnb.ddb.de>.

© VDI Verlag GmbH · Düsseldorf 2017

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 978-3-18-092308-6

Keynote

M. Göbel	Mikrostruktur – leistungsbestimmend für Makro-Bauteile Factorin Macro-Components	1
----------	---	---

Wälzlagер**Schmierung**

B. Vierneusel	Schnelles Berechnungsverfahren zur Vermeidung oberflächeninduzierter Schäden in Wälzlagern	19
M. Scherge, J. von Knorring	Wälzlagerschmierung mit Kupferkolloiden	31
R. Thies, D. Bartel	Einfluss von Wasser auf die Ermüdungslebensdauer von Wälzlagern	39

Gleitlager**Betriebsbedingungen**

F. König, G. Jacobs, G. Burghardt	Einlaufverhalten von Gleitlagern im Start-Stopp-Betrieb	53
M. Ooms, K. Kriekemans, M. Goovaerts	Plain bearings for wind turbine gearboxes – An update on experience	63
A. Furtmann, G. Poll	Elektrisches Verhalten von Gleitlagern in Antriebs- systemen mit Spannungswischenkreisumrichtern	73

Wälzlager

Lebensdauer

A. A. Valvekar, F. Sadeghi, O. Koch, M. Correns, M. Dinkel	Evolution of Residual Stresses during Torsion Fatigue and Application to Rolling Contact Fatigue (RCF)	83
X. Ai, J. Rhodes, T. Klaehn, E.-D. Oprescu	Virtual Bearing Life Test	97
T. Kiekbusch, B. Magyar, B. Sauer	Multi-Ebenen-Simulation zur Berechnung der lokalen Lebensdauer in hochbelasteten Wälzkontakten	103

Gleitlager

Berechnung

B. Prase, T. Schiemann, E. Leidich	Methode zur einfachen Abschätzung deformativer Betriebseigenschaftsänderungen	113
S. Zorn, K. Brökel	Modell für die Berücksichtigung partieller Mischreibung in hydrodynamisch wirkenden Radialgleitlagern – Grundlage für die numerische Lösung im System SIRIUS	125
C. Kraft, H. Schwarze	Berechnung von Gleitlagern mit hydrostatischen Anfahrhilfen – Entwicklung von Modellen zur Simulation von Gleitlagern mit hydrostatischen Anfahrhilfen	135
M. Berger	Hydrodynamische 3D-Gleitlager – Auslegung, Eigenschaften und Anwendungsbiete	151

Wälzlager

Präzision & Laufgeschwindigkeit

<i>S. Arai</i>	Contribution of Frictional Behavior Control in Ball Screw	161
<i>E. Abele, F. Unterderweide, L. Holland</i>	Experimentelle Untersuchungen zur stabilen und instabilen Käfigbewegung eines Schräkgugellagers	173
<i>C. Brecher, J. Falker, T. Lehmann</i>	Baureihenversuche an Hochgeschwindigkeitszylinderrollenlagern auf einem modularen Lagerprüfstand	185

Schlupf

<i>T. Jurkschat, M. Otto, T. Lohner, K. Stahl</i>	Bestimmung des Verlustverhaltens und der Wärmebilanz von Wälzlagern	197
<i>T. Kiekbusch, J. Liebrecht, B. Sauer</i>	Dynamiksimulation von Wälzlagern unter Berücksichtigung der Plansch- und Schleppverluste	207
<i>P. Sauvage, G. Jacobs, B. Lüneburg</i>	Calculation model for evaluation of slippage in large diameter bearings – A combined analytical-numerical evaluation of the post-hardening risk due to slippage in large diameter bearing	219

White Etching Cracks (WEC)

<i>J. Loos,</i>	Berechnungsansätze für die WEC-Neigung	231
<i>W. Kruhöffer,</i>	unter reibenergetischer Wälzbeanspruchung	
<i>D. Merk,</i>		
<i>J. Kerstiens,</i>		
<i>M. Smolenski</i>		
<i>F. Trenkle,</i>	Keramisch beschichtete Wälzlager für elektrisch	245
<i>S. Hartmann,</i>	isolierende Anwendungsbereiche	
<i>M. Weibring,</i>		
<i>P. Böhnke,</i>		
<i>P. Tenberge</i>		

Windanwendungen

<i>T. Schiemann,</i>	Wälzlagewandern in schrägverzahnten Planetenrädern – Einflussgrößen und Gegenmaßnahmen	259
<i>E. Leidich</i>		
<i>A. Maiwald</i>	Besondere Wanderphänomene in Wälzlagersitzen von Planetengetrieben im Industrie- und Windkraftbereich – Untersuchungen zum Einfluss von Gehäuseverformungen auf irreversible Schlupfbewegungen im Lagersitz	273
<i>D. Vaes,</i>	Evaluation of roller slip losses in wind turbine gearbox	283
<i>P. Tesini,</i>	high speed shaft bearings	
<i>K. Stadler</i>		

Industrieanwendungen

<i>A. Buchroithner,</i>	Untersuchung eines verlustarmen Low-Cost Lagerkonzepts für Schwungradspeicher – Eine Schlüsseltechnologie für die Speicherung erneuerbarer Energie	299
<i>C. Voglhuber</i>		
<i>R. Slatter,</i>	Neuentwicklungen bei magnetoresistiven Sensoren für intelligente Lager	315
<i>R. Buß</i>		
<i>R. Wirth</i>	Condition Monitoring an Wälzlagern im Kontext von Industrie 4.0	325

Posterausstellung

<i>S. Pörsch, B. Sauer, B. C. Jim</i>	Methodik zur Analyse der Schmierstofftransfervorgänge in feststoffgeschmierten Wälzlagern	341
<i>D. Hochrein, S. Tremmel, O. Graf-Goller, S. Wartzack</i>	Untersuchung des Reibungsverhaltens von Wälzlagern unter dem Einfluss von Zentripetalbeschleunigungen zur energieeffizienten Gestaltung von Lagerungen	347
<i>G. Vogt</i>	Ultraschallprüfung zur fertigungsbegleitenden Qualitäts sicherung von Wälzlagern und zur wiederkehrenden Bauteilprüfung von im Betrieb befindlichen Wälzlagern	353
<i>R. Hurst</i>	Effiziente Herstellung von hochpräzisen Kreuzrollenlagern in kleinen Stückzahlen	359
<i>Y. Zhang, M. Gläser, V. Wittstock, M. Putz</i>	Geometrische Gestaltung hydrodynamischer Gleitflächen für Geschwindigkeiten bis 100 m/min – Berechnung und Experiment	367
<i>J. Beck</i>	Aktive Anpassung des Schmierstoffbedarfes gesteuert durch das Wälzlager im Betrieb	373
<i>J. Bettenhausen</i>	Berücksichtigung der „Gemischviskosität“ in der erweiterten Lebensdauerberechnung	377
<i>M. Katzer</i>	PTFE-beschichtete Gewebe zur Minimierung der Gleitreibung – Die flexible Alternative für Reibungs management	381

Wir danken unserem Goldsponsor für die freundliche Unterstützung:



www.skf.com



Peer Reviewed

<i>F. König, G. Jacobs, G. Burghardt</i>	Einlaufverhalten von Gleitlagern im Start-Stopp-Betrieb	53
<i>C. Brecher, J. Falker, T. Lehmann</i>	Baureihenversuche an Hochgeschwindigkeitszylinder- rollenlagern auf einem modularen Lagerprüfstand	185
<i>T. Jurkschat, M. Otto, T. Lohner, K. Stahl</i>	Bestimmung des Verlustverhaltens und der Wärme- bilanz von Wälzlagern	197
<i>T. Kiekbusch, J. Liebrecht, B. Sauer</i>	Dynamiksimulation von Wälzlagern unter Berücksichtigung der Plansch- und Schleppverluste	207
<i>T. Schiemann, E. Leidich</i>	Wälzlagerwandern in schrägverzahnten Planetenrädern – Einflussgrößen und Gegenmaßnahmen	259
<i>A. Maiwald</i>	Besondere Wanderphänomene in Wälzlagersitzen von Planetengerrieben im Industrie- und Windkraftbereich – Untersuchungen zum Einfluss von Gehäuseverformungen auf irreversible Schlupfbewegungen im Lagersitz	273

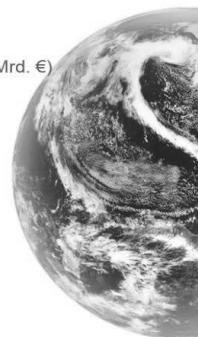
Mikrostruktur – leistungsbestimmend für Makro-Bauteile

Microstructure – the Performance Determining Factorin Macro-Components

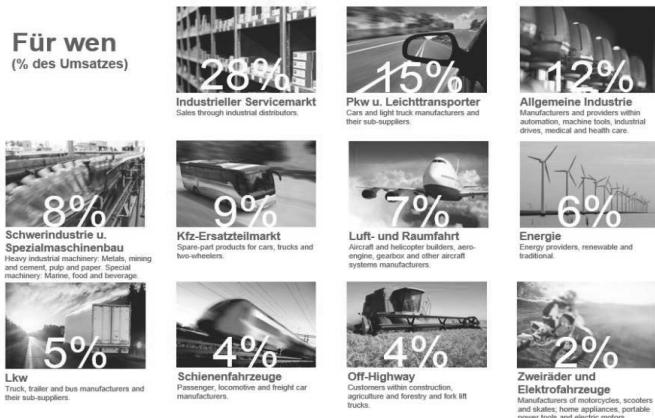
Dr. Martin Göbel, SKF GmH, Schweinfurt

SKF – ein echter Weltkonzern

- Gründungsjahr 1907
- Umsatz 2016 72.787 Mio. SEK (ca. 7,5 Mrd. €)
- Mitarbeiter 44.868 (davon 6.396 in Dtl.)
- Standorte ca. 140 in 32 Ländern
- SKF Präsenz in über 130 Ländern
- Vertragshändler 17.000
- Weltweite Zertifizierungen ISO 14001
OHSAS 18001
ISO 50001



Das Portfolio von SKF



© SKF Group



0 – Wälzlagerring

1 – Ermüdung

4 – Simulation

3 – XXL

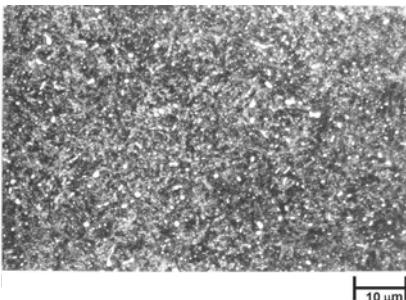
2 – Erprobung

Wälzgerstahl

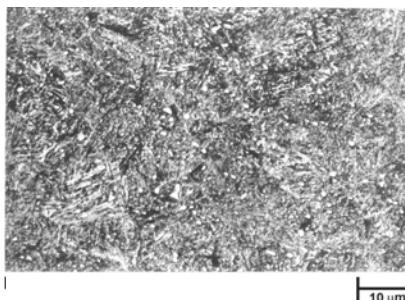


Wälzgerstahl – Gefüge

Martensit



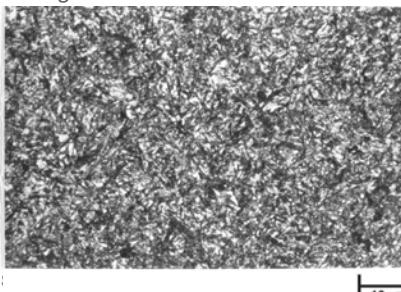
Bainit



Wälzlagerstahl – Gefüge

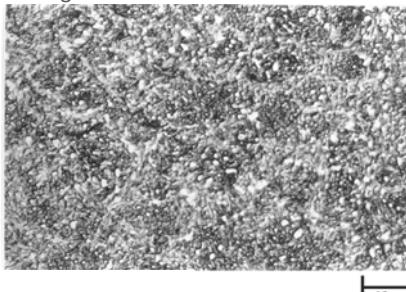
Einsatzhärtung

Gefüge an der Oberfläche



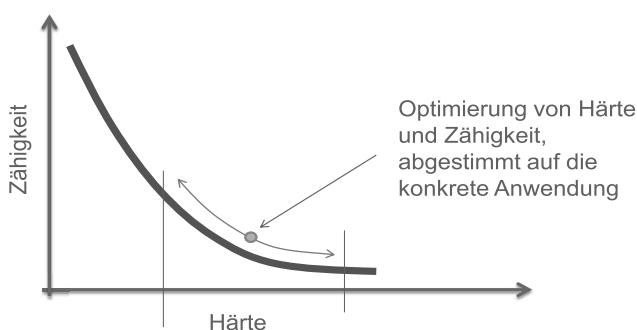
Induktionshärtung

Gefüge an der Oberfläche

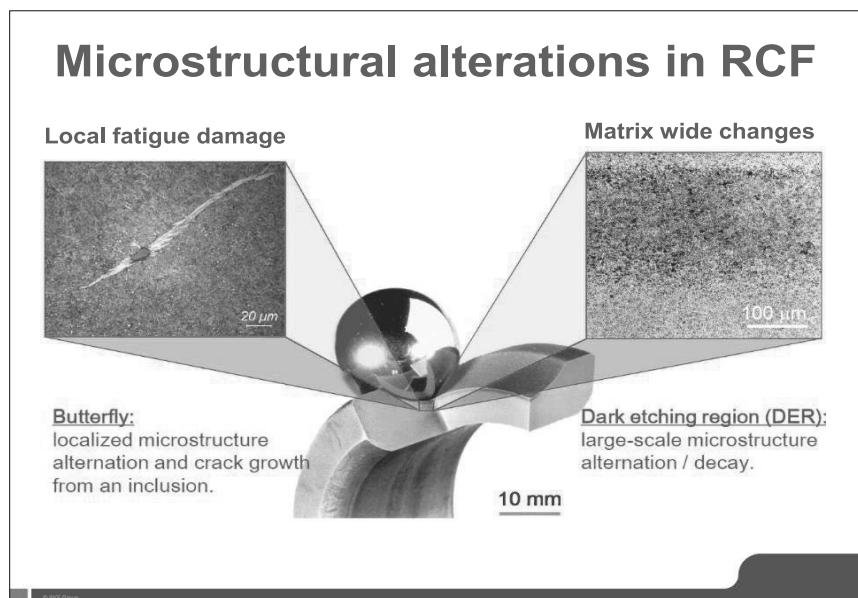


© SSI Group

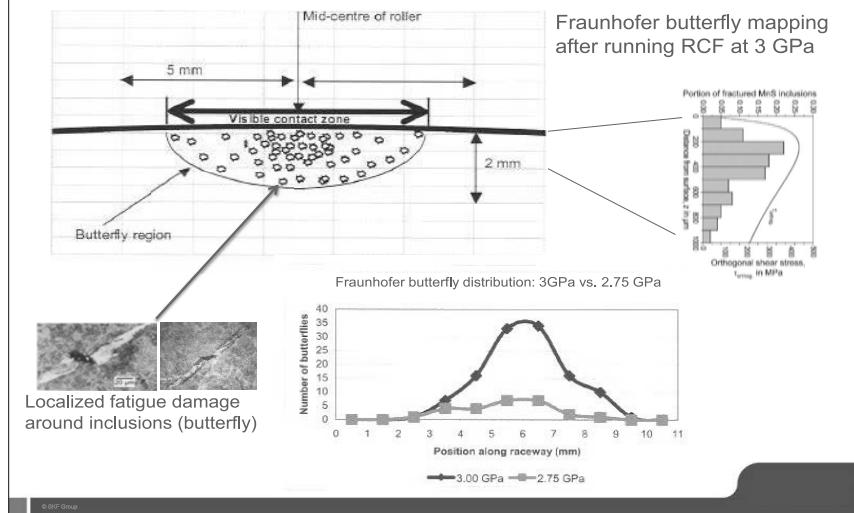
Wälzlagerstahl – Anforderungen



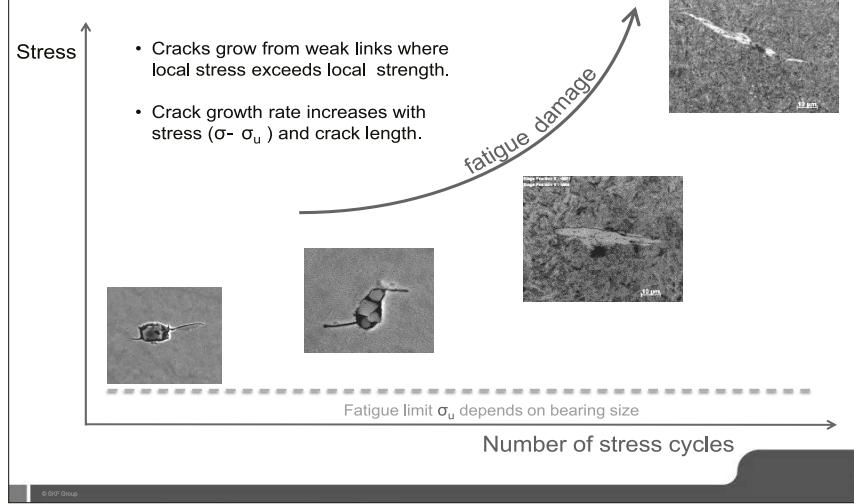
© SSI Group



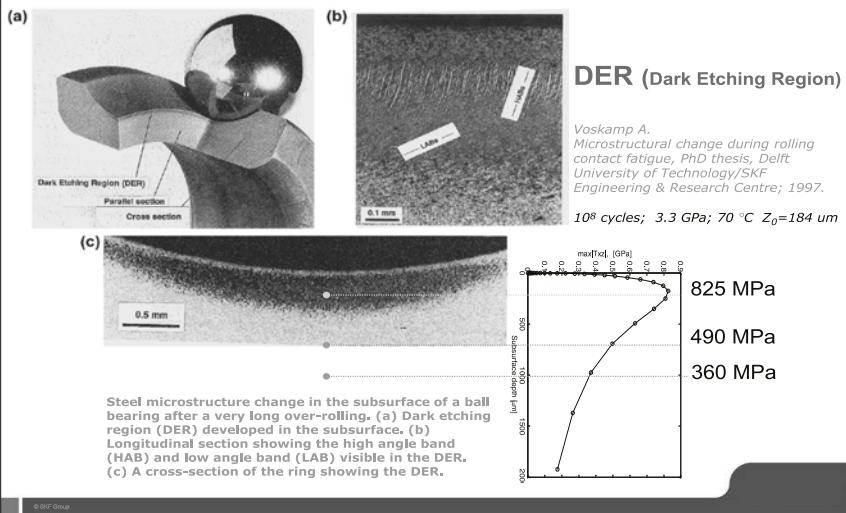
Local microstructural alterations



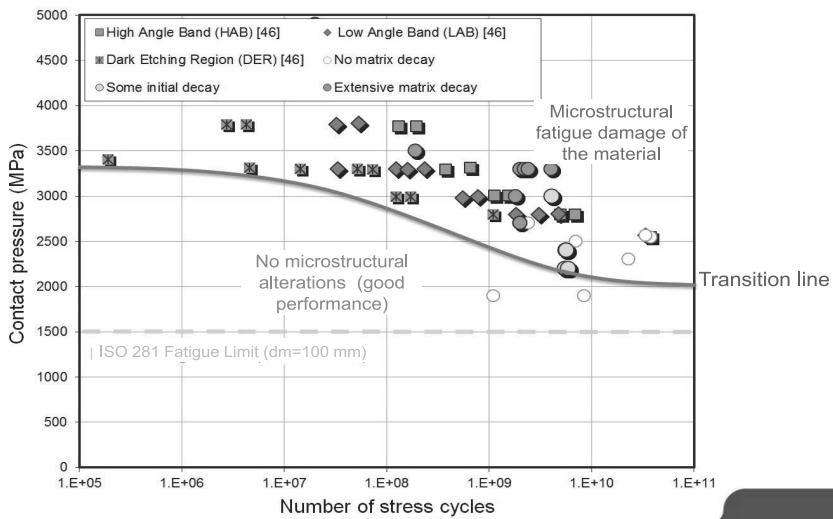
Localized microstructure fatigue damage (Stress above the fatigue limit)



Matrix wide microstructural alterations



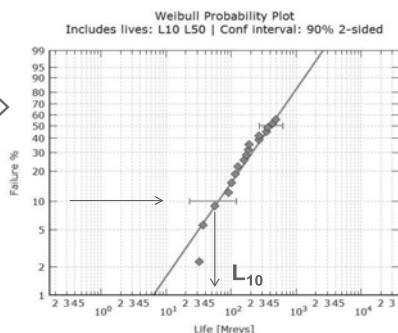
Microstructure fatigue damage in RCF



Erprobung (Testing)

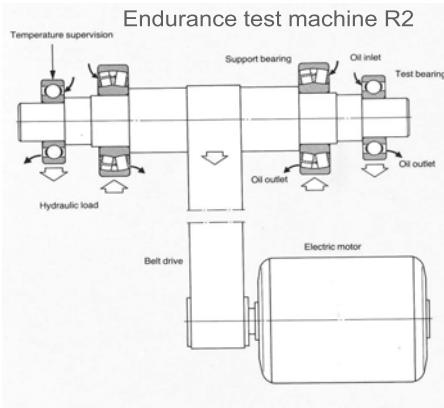
2

The fatigue strength of a bearing material microstructure is measured using bearing population samples



The fatigue life L_{10} of the bearing is the 90% reliability of the bearing population under test

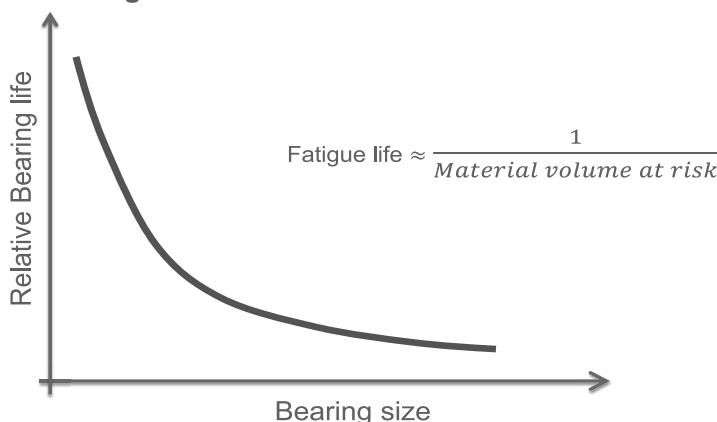
Example of fatigue failure (spalling) of 6309 inner ring used in material fatigue testing



© SKF Group

Large bearings

→ the larger the volume at risk → the shorter the life



© SKF Group

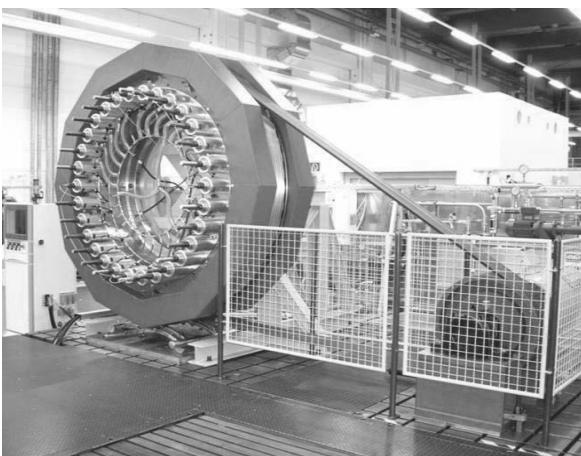
Rolling Contact Fatigue is affected by the material volume at risk → bearing size matters



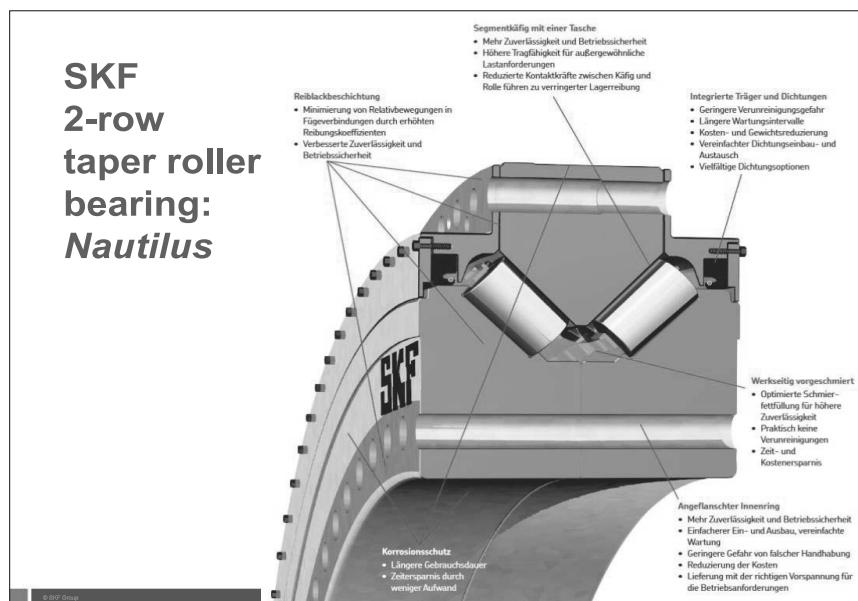
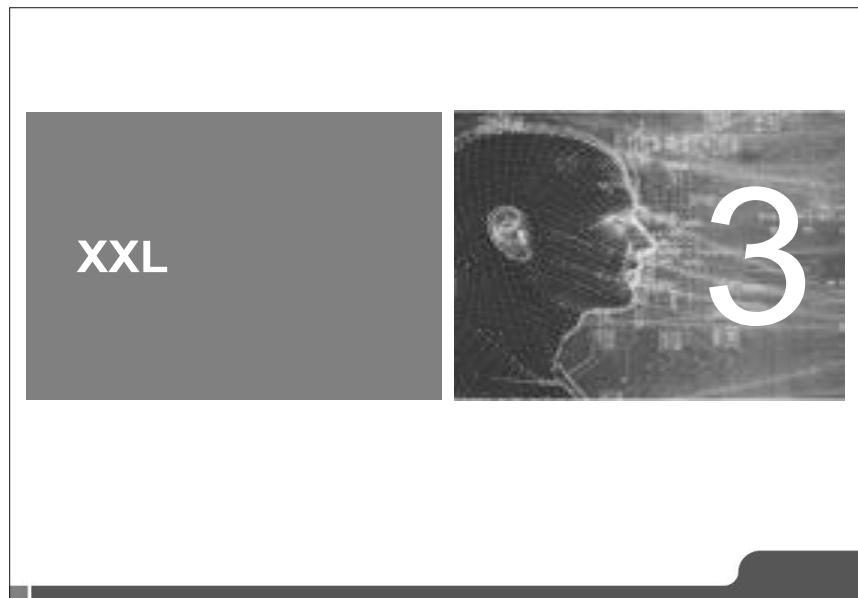
Test rigs and bearing size:

- R0 rigs diam. 20 mm
- R1 rigs diam. 12 - 25 mm
- R2 rigs diam. 25 - 45 mm
- R3 rigs diam. 100 - 150 mm
- R4 rigs diam. 100 - 180 mm
- R5 rigs diam. up to ~ 500 mm

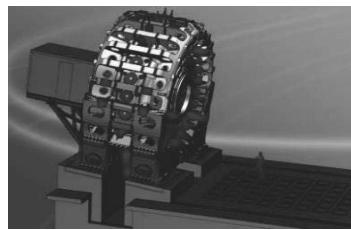
Nautilus bearing life testing – SW1



© SKF Group

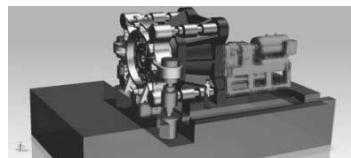


Large Size Bearing Test Center



MSTR - dedicated to wind main shaft applications

40 Mio € investment
Biggest LSB test center in the world
Two new huge LSB test rigs
Extremely high loads and dynamics
Start of operation H1-2017



DDTR - dedicated to general bearing development

© SKF Group

The building



Sven Wingquist Test Center

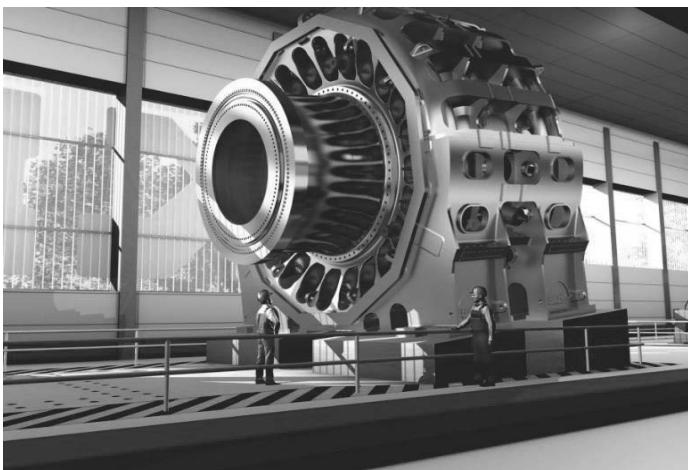
© SKF Group

The location - SKF Werk 3 in Schweinfurt



© SKF Group

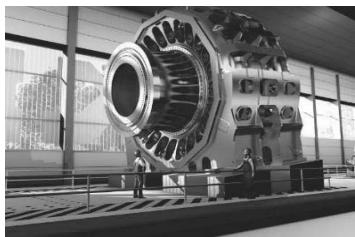
MSTR – Main Shaft Test Rig



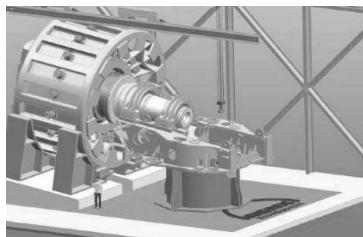
© SKF Group

MSTR - purpose

Testing of single bearings



Testing of shaft arrangements



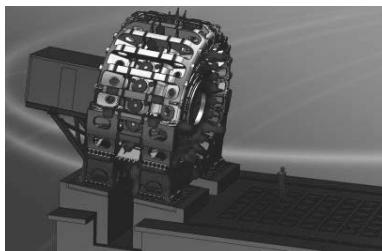
- Dynamic testing, validation and development of single wind main bearings and full wind main shaft arrangements (optionally including customer parts)
- Application of relevant load conditions based on field information and simulations

© SKF Group

Main Shaft Test Rig

Dynamic application of high load, especially bending moments

- Radial load: 8 MN
- Axial load: 8 MN
- Bending moment: 40 MNm
- Rotational speed: 30 rpm
- Bearing size: 6 m



© SKF Group

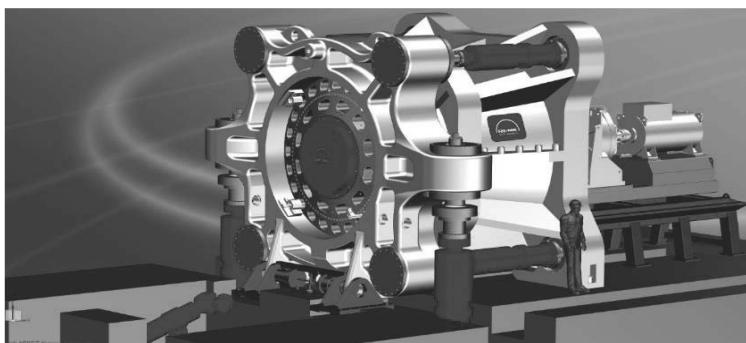
DDTR – Dynamic Development Test Rig



© SKF Group

DDTR- Purpose

- Dynamic testing for development purposes up to high rotation speeds
- For large size bearings in wind, pulp & paper, cement, steel industry, marine, etc

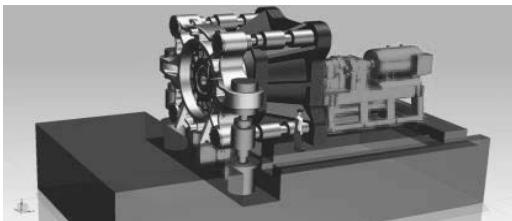


© SKF Group

Dynamic Development Test Rig

High speed, dynamic application

- Radial load: 7 MN
- Axial load: 3 MN
- Bending moment: 10 MNm
- Rotational speed: 250 rpm
- Bearing size: 2.5 m



© SKF Group

Simulation



SKF Firmengründer Sven Gustaf Wingquist (* 1876, † 1953)



Lagertest bei Scania (1909), S. Wingquist rechts hinten

© SKF Group

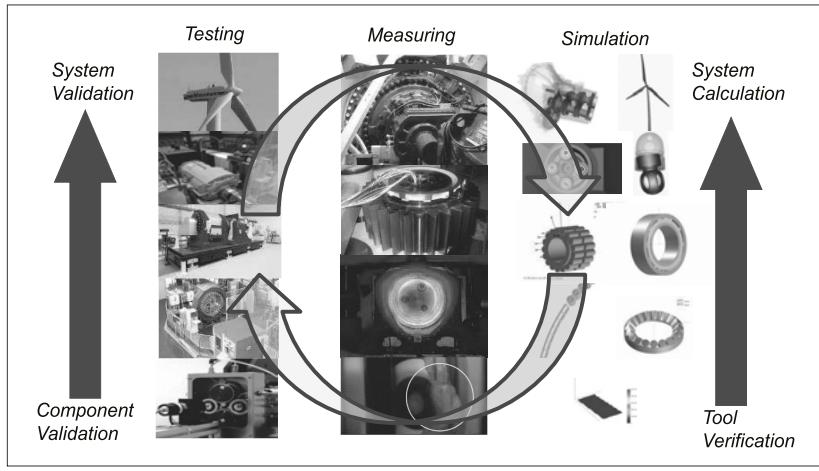
Testing, the principles ...

Kategorie	Mess- und Prüftechnik	System, Baugruppe, Modell
I 	Betriebsversuche und betriebs- orientierte Beanspruchung vereinfacht	Betriebsversuch System and Field Testing
II 		SKF Large Size Bearing Test Center
III 		Functional, validation and endurance testing for specific applications
IV 		Bauteilversuch
V 		Probehörnerversuch
VI 	Modell-Prüftechnik einfache Beanspruchung	Modellversuch

In Anlehnung an DIN 50322 (Verschleiß...)

© SKF Group

Testing and simulation-approach



Improving sensors and simulation tools!

Vielen Dank für Ihre Aufmerksamkeit !

Mikrostruktur - Leistungsbestimmend für Makro-Bauteile

- Alles dreht sich um Gefügeveränderung bei zyklischer Belastung durch Überrollung!
- Konzepte der experimentellen Lebensdauerbestimmung von Wälzlagern
- Herausforderungen bei der Leistungs-Validierung von XXL-Wälzlagern
- Die neuen Großlagerprüfstände von SKF und ihr Beitrag zur Verbesserung vorhandener Simulationsmodelle

Dr.-Ing. Martin Göbel, Manager Global Testing, SKF GmbH, Schweinfurt



SKF

Schnelles Berechnungsverfahren zur Vermeidung oberflächeninduzierter Schäden in Wälzlagern

Fast calculation method for preventing surface initiated damage in rolling bearings

B. Vierneusel, Schaeffler Technologies AG & Co. KG, Schweinfurt

Kurzfassung

Bei einem ideal ausgelegten Wälzlager sorgt ein ausreichend dicker Schmierfilm für eine vollständige Trennung der Oberflächen von Wälzkörper und Laufbahn. Beeinträchtigungen durch oberflächeninduzierte Schäden können so verhindert werden. In vielen Anwendungen kann aufgrund der Randbedingungen keine vollständige Trennung erreicht werden. In der Regel laufen die Lager trotzdem problemlos, jedoch kann es in Einzelfällen zu Verschleiß oder Graufleckigkeit kommen. Um diese Fälle vorherzusagen, wurde ein neues Berechnungsverfahren entwickelt.

Die entwickelte Methode nutzt den Zusammenhang zwischen reibenergetischer Belastung im tribologischen Kontakt und dem Auftreten oberflächeninduzierter Schäden. Das hierzu eingesetzte Mischreibungsmodell nutzt statistische Kennwerte zur Beschreibung der Oberfläche. Gegenüber einem transienten Berechnungsansatz auf Grundlage der elastohydrodynamischen (EHD) Gleichungen kann so ein deutlicher Vorteil bei der Rechenzeit erzielt werden. Besonders für zahlreiche Variantenvergleiche in frühen Produktentwicklungsphasen ist dies von entscheidendem Vorteil.

Die Ergebnisse der Berechnung konnten über den Abgleich mit umfangreichen Versuchen auf verschiedenen Prüfständen plausibilisiert werden. Die Eignung der Methode als Instrument zur frühzeitigen Identifizierung kritischer Betriebszustände wird anhand von Berechnungsbeispielen demonstriert. Das neue Verfahren wurde zur benutzerfreundlichen Anwendung in das quasistatische Berechnungsprogramm BEARINX der SCHAEFFLER-Gruppe implementiert und erleichtert damit die Entwicklung schadensresistenter und auf den Anwendungsfall zugeschnittener Lagerlösungen.

Abstract

In an ideally designed rolling bearing, a sufficiently thick lubrication film separates the surfaces of the rolling elements and raceways. Through this, surface initiated damages can

be prevented. In many applications, a complete separation cannot be achieved. Nevertheless, most of these bearings run smoothly, but wear and micropitting can occur in individual cases. In order to quickly identify these critical cases, a new calculation approach has been developed.

The method makes use of the frequently observed relationship between frictional loading inside the tribological contact and the occurrence of surface initiated damage. The employed mixed friction model uses statistical parameters to describe the surface. Compared to a transient calculation approach on the basis of the elastohydrodynamic (EHD) equations, a significant reduction in computation time can be achieved. This is of decisive advantage especially for numerous variant comparisons in early product development phases.

The results from the new method are plausible and correlate remarkably well with observations on various test rigs. The suitability of the method as an instrument for the early identification of critical operating conditions is demonstrated by means of calculation examples. The new calculation method has been implemented to the quasi-static in-house simulation software BEARINX to facilitate the development of damage resistant and tailored rolling bearings.

1. Einleitung

Wenn die auf den Betriebszustand abgestimmte Schmierstoffauswahl für eine Trennung der Oberflächen sorgt, liegt der Ort der maximalen Werkstoffbeanspruchung unterhalb der Oberfläche, sodass in diesem Bereich Ermüdungsvorgänge stattfinden aber keine Beeinträchtigung durch oberflächeninduzierte Schäden wie Verschleiß oder Graufleckigkeit auftritt.

Es gibt Anwendungen, in denen ein vollständig trennender Schmierfilm nicht gewährleistet werden kann, beispielsweise bei der Verwendung niedrigviskoser Öle oder langsamen Drehzahlen. Sinkt die Schmierfilmdicke auf geringe Werte ab, so laufen die Lager im Gebiet der Mischreibung. Dabei berühren sich die Rauheitsspitzen von Wälzkörper und Laufbahn, sodass lokale Spannungskonzentrationen im Bereich der Oberfläche auftreten (Bild 1). In der Regel laufen die meisten Lager auch unter Mischreibung problemlos. In Einzelfällen können durch diese Spannungskonzentrationen jedoch Schäden durch Graufleckigkeit, oberflächeninduzierte Schälungen oder Verschleiß hervorgerufen werden, die die Gebrauchsduer limitieren können (vgl. Wälzlagerschäden in ISO 15243 [2]).

Die genannten Schadensmechanismen konkurrieren miteinander, können sich gegenseitig beeinflussen und hängen von den Wechselwirkungen der Stahloberfläche mit Bestandteilen des Schmierstoffs ab. Zur Absicherung der funktionellen Anforderungen werden deshalb

häufig experimentelle Untersuchungen durchgeführt (z. B. FE8-Test [1]). Um die volle Leistungsfähigkeit von Wälzlagern funktionssicher auszuschöpfen, ist deshalb anzustreben, kritische Betriebszustände bereits bei der Auslegung zu identifizieren und zu vermeiden. Einen wichtigen Beitrag hierzu leistet das im Folgenden vorgestellte Berechnungsmodell.

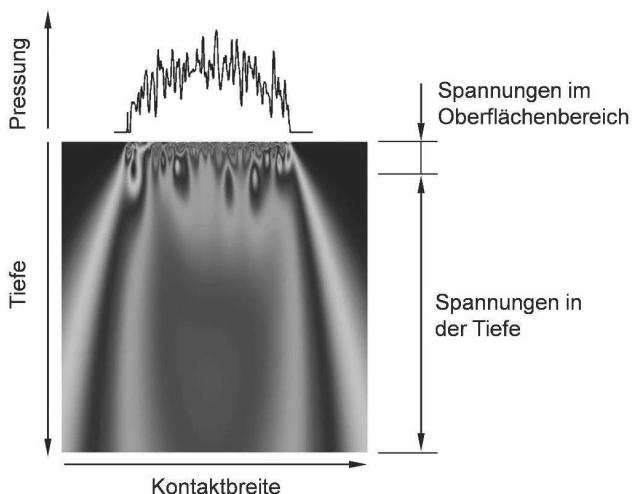


Bild 1: Schematische Pressungsverteilung und Vergleichsspannung nach der Gestaltänderungshypothese aus dem Kontaktberechnungswerkzeug TELOS der SCHAEFFLER-Gruppe.

2. Berechnungsmodell

Die tribochemischen Wechselwirkungen zwischen den Kontaktflächen und Bestandteilen des Schmierstoffs führen zu einer vom Tribosystem und Lastkollektiv abhängigen zeitlichen Veränderung von Beanspruchung und Beanspruchbarkeit der Oberfläche, insbesondere durch Rauheitsänderungen, Kaltverfestigung und Tribofilmbildung an der Oberfläche. Aufgrund der hohen Komplexität dieser tribochemischen Vorgänge haben sich zur Abschätzung des Risikos oberflächeninduzierter Schäden bei wälzbeanspruchten Bauteilen Ersatzmodelle etabliert. Innerhalb des FVA-Vorhabens 627 [3] wird beispielsweise die spezifische Schmierfilmhöhe zur Bewertung des Graufleckenerisikos herangezogen. Ähnliche Ansätze finden sich zur Berechnung des Sicherheitsfaktors gegen Graufleckigkeit für Zahnräder in ISO/TR 15144-1 [4]. Abrasiver Verschleiß kann dagegen mithilfe des energetischen Verschleißmodells von FLEISCHER [5] beschrieben werden, welches den

Verschleiß mit der reibenergetischen Belastung in Beziehung setzt. Die reibenergetische Belastung steht zudem mit weiteren oberflächeninduzierten Schäden in Verbindung, etwa mit der Riefenbildung bei Zahnrädern [6] oder der Anschmierung (adhäsiver Verschleiß) bei Wälzlagern [7]. Die enge Beziehung zwischen Reibung und Verschleiß ist naheliegend, da beide zugleich Ergebnisse desselben tribologischen Prozesses zwischen zwei Körpern sind. In Übereinstimmung damit hat sich in eigenen Untersuchungen gezeigt, dass sich die über den Kontakt der Rauheitsspitzen fließende Reibenergie als zuverlässiger Indikator für das Entstehen oberflächeninduzierter Schäden in Wälzlagern eignet. Das in der Lagerauslegungssoftware BEARINX der SCHAEFFLER-Gruppe implementierte Mischreibungsmodell bildet deshalb die Grundlage des neuen Berechnungsverfahrens. Dieses geht von der üblichen Annahme aus, dass sich die über den Kontakt fließende Gesamtlast in einen vom Schmierstoff und einen von den Rauheitsspitzen getragenen Teil aufgliedert. Dieses Lastteilungskonzept berücksichtigt die Rauheit der Kontaktflächen und die sich einstellende Schmierfilmhöhe nach der elastohydrodynamischen Theorie. Das Modell nutzt statistische Kennwerte zur Beschreibung der Oberfläche. Gegenüber einem transienten Berechnungsansatz auf Grundlage der elastohydrodynamischen (EHD) Gleichungen kann so ein deutlicher Vorteil bei der Rechenzeit erzielt werden. Besonders für die oft zahlreichen Variantenvergleiche in frühen Produktentwicklungsphasen ist dies von entscheidendem Vorteil. Weiterführende Informationen zum eingesetzten Mischreibungsmodell finden sich in [8].

Der verwendete Oberflächenschadensindikator e_{SID} entspricht der über den Festkörper-Kontakt fließenden spezifischen Reibenergie (Formel 1).

$$e_{SID} = \frac{1}{k} \sum_{n=1}^{n=k} (p_n \cdot \lambda_n \cdot \mu_n - \tau_u) \cdot u_{slide,n} \cdot \frac{\Delta b}{u_{roll,n}} \quad (1)$$

Die Berechnung von e_{SID} setzt detaillierte Kenntnisse über die Geschwindigkeitsverteilung in der Kontaktfläche voraus. Um die Gleitgeschwindigkeit u_{slide} aus Differential- und Bohrschlupf zwischen Wälzkörper und Laufbahn korrekt bestimmen zu können, sind dabei sämtliche Kontakte entlang der Wälzkörperfertrehachse in Scheiben und in Rollrichtung in k Elemente diskretisiert (Bild 2). Der Oberflächenschadensindikator e_{SID} wird für jede Scheibe des Kontakts berechnet.

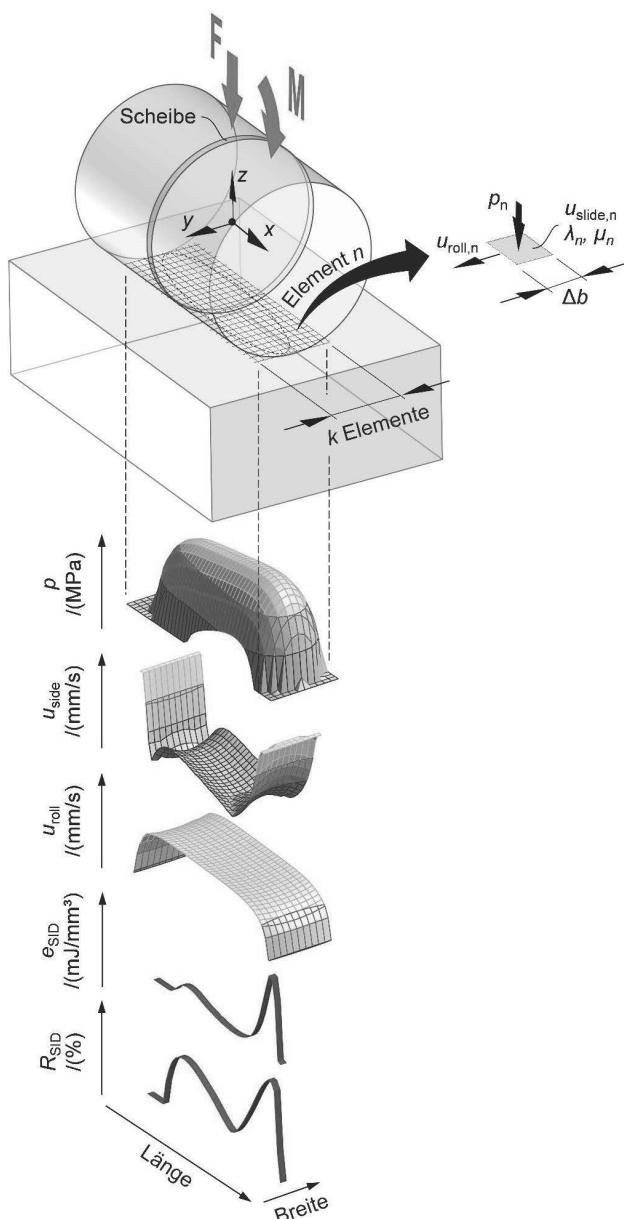


Bild 2: Schematische Darstellung von Größen zur Berechnung der Schadenskennwerte

Der von den Rauheitsspitzen übertragene Anteil der Last ruft aufgrund der Relativbewegung durch Differential- und Bohrschlupf Schubspannungen in der Oberfläche hervor, welche aus dem Festkörpertraganteil λ_n , der Pressung p_n und der Festkörperreibungszahl μ_n für jedes Element n auf einfache Weise berechnet werden können. Die dafür benötigte Reibungszahl für Referenzbedingungen (100Cr6 gegen 100Cr6) wurde durch Versuche mit einem Zwei-Scheiben-Prüfstand bestimmt. Bilden sich wirksame Oberflächenreaktionsschichten oder werden spezielle Werkstoffkombinationen verwendet, so kann die Reibungszahl aber auch individuell vorgegeben werden. Die Festkörper-Schubspannungen $\lambda_n \cdot p_n \cdot \mu_n$ werden durch eine von der Oberfläche ertragenen Schub-Schwellspannung τ_u modifiziert (Formel 1). Sie ermöglicht die Berücksichtigung einer gesteigerten Beanspruchbarkeit der Oberfläche, beispielsweise verursacht durch Tribofilmbildung. Ferner bezeichnen Δb die Breite eines Elements in Rollrichtung und u_{roll} die Rollgeschwindigkeit.

Das Risiko für oberflächeninduzierte Schäden R_{SID} wird mithilfe einer Verteilungsfunktion aus dem Oberflächenschadensindikator e_{SID} ermittelt (Formel 2). In die Ermittlung der Parameter dieser Funktion fließen die experimentell ermittelten Grenzwerte ein.

$$R_{\text{SID}} = f(e_{\text{SID}}, \text{Parameter der Verteilungsfunktion}) \quad (2)$$

Zur Bestimmung dieser Grenzwerte dienten umfangreiche Prüfstandsuntersuchungen an Rollen- und Kugellagern (axial und radial). Die Baugröße der getesteten Lager umfassten einen Bohrungsdurchmesser von 12,1 bis 360 mm, die Drehzahl einen Bereich von 7,5 bis 22 000 min⁻¹. Ebenso wurden Lasten und die Ölzusammensetzung umfänglich variiert. Dementsprechend liefert die Risikobewertung für weite Anwendungsbereiche zuverlässige Ergebnisse. Das Maximum des Risikos über alle Kontakte eines Lagers entspricht dem (Gesamt-)Risiko für oberflächeninduzierte Schäden.

3. Vorgehen zur Vermeidung oberflächeninduzierter Schäden

Der Einfluss der Schmierungsbedingungen auf die Lagerlebensdauer wird üblicherweise mithilfe der modifizierten Referenzlebensdauer berücksichtigt (vgl. DIN 26281 [9]). Hiermit können Wälzlagerungen sicher ausgelegt werden, da auch unter Mischreibung die experimentelle Lebensdauer den berechneten L_{10} -Wert in der Regel übersteigt. Die Lebensdauerberechnung eignet sich aber hinsichtlich oberflächeninduzierter Schäden nur bedingt zur Bewertung unterschiedlicher Produkt- bzw. Lagerentwürfe, da etwa der Schlupfeinfluss auf den Verschleiß infolge spezifischer Innengeometrien und Lastkombinationen darin unberücksichtigt bleibt. Das neue Berechnungsverfahren kann

diese Aufgabe bewältigen, indem es unter Berücksichtigung sämtlicher Einflussgrößen – wie Elastizität von Welle und Gehäuse, Profilierung, Schmiegung, Druckwinkel, etc. – quantitative Aussagen zum Risiko für oberflächeninduzierte Schäden für alle Rotativwälzlager liefert. Diese essentiellen Informationen über den tribologischen Beanspruchungszustand im Kontakt können Produktentwicklern als Zielgröße dienen, um bei kurzen Rechenzeiten ein schadensresistentes Design zu entwerfen. Eine Hilfe zur Interpretation des Schadensrisikos und Empfehlungen für Abhilfemaßnahmen finden sich in Tabelle 1.

Tabelle 1: Nützliche Maßnahmen zur Vermeidung oberflächeninduzierter Schäden

Risiko für oberflächeninduzierte Schäden	Interpretation des Risikos	Betriebsbedingungen			Schmierung		Werkstoffe und Oberflächen		Lager-Design			
		Verringerung der Öltемпература	Steigerung der Drehzahl	Verringerung der Last	Vermeidung von überlagerten Schwingungen	Vermeidung von Stromfluss	Steigerung der Viskosität	Einsatz schadensvermeidender Schmierstoffe (Nachweis z. B. durch FE8-Test)	Vermeidung von Verunreinigungen	Verringerung der Rauheit	Verbesserung der Werkstoffeigenschaften (Festigkeits-Zähligkeits-Kombination)	Einsatz tribologischer Schichten
< 0,1 %	-			•	•				•			
0,1 – 20 %	gering	•	•	•	•	•	•	•	•	•		
20 – 80 %	moderat	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	
80 – 100 %	hoch	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•

Damit auch komplexe (Getriebe-)Systeme schnell und einfach entwickelt werden können, wurde das Verfahren in die Berechnungssoftware BEARINX der SCHAEFFLER-Gruppe implementiert. Mit BEARINX ist es nun möglich mithilfe von Parameteranalysen oder des integrierten Optimierers OPTIKIT optimale Lagerlösungen (Lageranordnung und -innengeometrie) mit minimalem Risiko für oberflächeninduzierte Schäden zu entwerfen.

4. Grenzen des Verfahrens

Unter dem Sammelbegriff „oberflächeninduzierte Schäden“ sind hier jegliche oberflächennahe Materialverluste zusammengefasst, wie beispielsweise

- abrasiver und adhäsiver Verschleiß,
- Graufleckigkeit sowie
- oberflächeninduzierte Ausbrüche und Schälungen.

Es ist deshalb wichtig zu erwähnen, dass es nicht möglich ist, einen einzelnen Schadensmechanismus auf Basis des berechneten Risikos für oberflächeninduzierte Schäden selektiv zu betrachten. Die Berechnungsmethode zielt vielmehr darauf ab, generell oberflächeninduzierte Schäden zu vermeiden.

Anwenden wird ein Risiko für oberflächeninduzierte Schäden ausgegeben, welches für eine Vielzahl verschiedener Tribosysteme verlässliche Aussagen liefert. Obwohl in der ersten Ausbaustufe eine systemspezifische Risiko-Bewertung unter Berücksichtigung der speziellen Öl Zusammensetzung (Grundöl, Additive) sowie der vom Fertigungsverfahren eingebrachten Kaltverfestigung und Eigenspannungen nicht vorgesehen ist, bietet das Verfahren grundsätzlich die Möglichkeit hierzu, indem das systemabhängige Reibungs- und Einlaufverhalten sowie spezifische Grenzwerte für den Oberflächenschadensindikator in das Modell einfließen könnten.

5. Praxisbeispiele

Die Möglichkeiten der neuen Berechnungsmethode sollen nachfolgend anhand von zwei Praxisbeispielen verdeutlicht werden.

In einem ersten Beispiel erfolgt eine Gegenüberstellung der diskreten Schadenskennwerte entlang der Kontaktellipsenlänge mit lokal auftretenden Oberflächenschäden aus Prüfstandsversuchen an einem Nadellager. Das Lager erfährt durch Biegung der Prüfwelle eine Momentenbelastung, sodass oberflächeninduzierte Schäden durch Schlupfzunahme intensiviert werden. Für zwei unterschiedliche Schmierungszustände wurde das Risiko in BEARINX berechnet und Beobachtungen aus dem Versuch gegenübergestellt.

Wie im Bild 3 gezeigt, tritt bei geringer spezifischer Schmierfilmhöhe ein oberflächeninduzierter Schaden auf den Nadeln auf. Der Bereich des Schadens aus dem Experiment korreliert mit dem Ort des maximalen Risikos für oberflächeninduzierte Schäden. Demnach konnte mithilfe der neuen Methode der Schadensort sehr genau prognostiziert werden.

Bei geringer spezifischer Schmierfilmhöhe stimmen Experiment und Rechnung ebenfalls überein (Bild 3): Der Versuch zeigt, dass die oberflächeninduzierten Schälungen bei verbessertem Schmierungszustand vermieden werden konnten. Das berechnete Risiko für oberflächeninduzierte Schäden ist in diesem Fall kleiner 0,1 %.

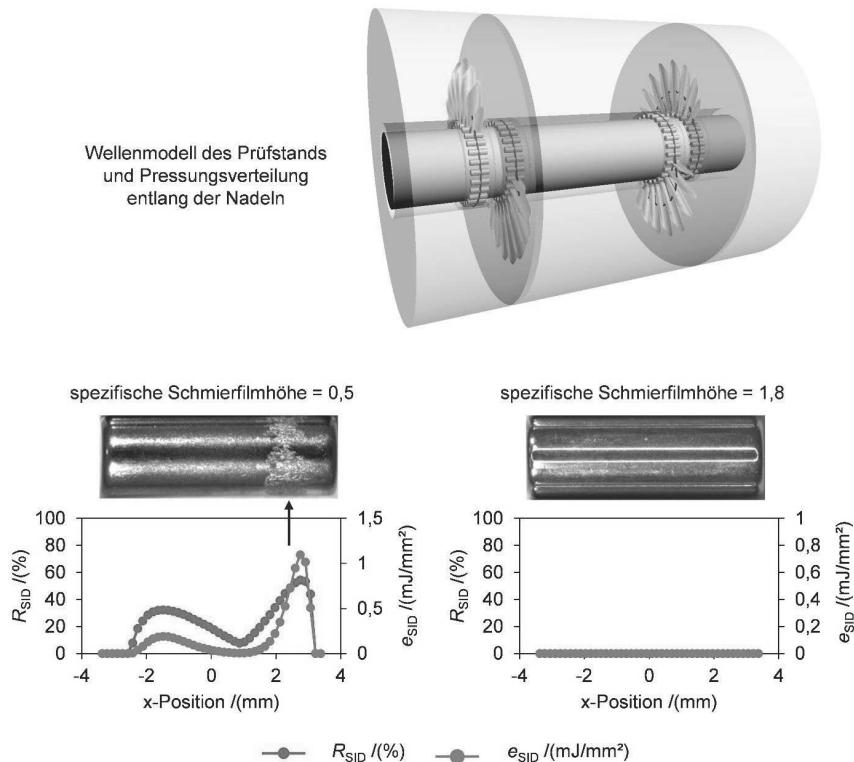


Bild 3: Anwendungsbeispiel der Berechnungsmethode an einem Nadellager

Im zweiten Beispiel erfolgt eine Risikobewertung für oberflächeninduzierte Schäden bei Wälzlagern eines PKW-Getriebe-Prototypen. Die Lebensdauer der im Prototypen verbauten Lager übersteigt die berechnete Lebensdauer, wodurch sie die erforderliche Laufzeit des Prüfstandversuchs sicher überdauern. Aus internen Analysen der getesteten Lager liegen aber Informationen vor, dass drei der Lager Anzeichen oberflächeninduzierter Schäden zeigen. Da BEARINX die Analyse komplexer Systeme zulässt, kann die neue Methode für alle Wälzlager des Getriebes unter Berücksichtigung aller Lastfälle innerhalb eines einzigen Vorgangs schnell angewandt werden.

Zunächst kann festgestellt werden, dass die Beobachtungen im Prüfstand nicht mit dem Viskositätsverhältnis κ korrelieren, welches üblicherweise zur Beurteilung des Schmierungszustands herangezogen wird (Bild 4).

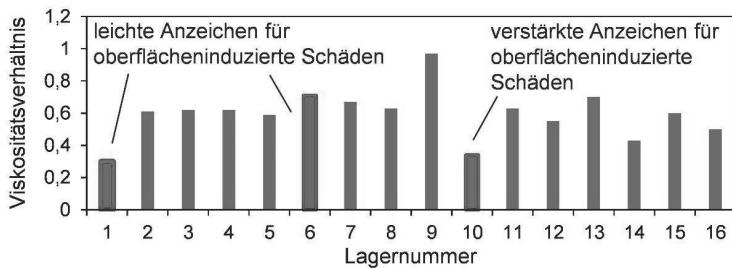


Bild 4: Viskositätsverhältnisse der Wälzlager im Getriebe-Prototypen; Keine Korrelation zwischen κ und oberflächeninduzierten Schäden

Demgegenüber stimmt das ermittelte Risiko für oberflächeninduzierte Schäden mit den Versuchsergebnissen sehr gut überein (Bild 5).

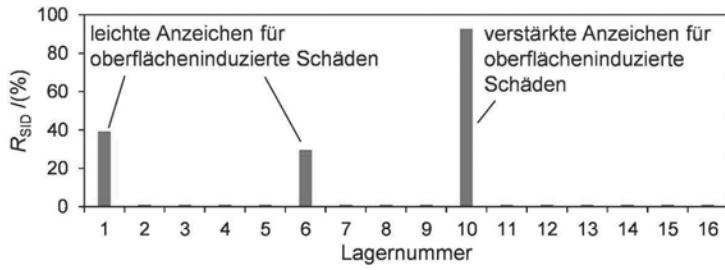


Bild 5: Risiken für oberflächeninduzierte Schäden der Wälzlager im Getriebe-Prototypen; Gute Korrelation zwischen dem Kennwert R_{SID} und oberflächeninduzierten Schäden

Die gute Korrelation zwischen dem Kennwert R_{SID} und dem Auftreten oberflächeninduzierter Schäden zeigte sich in allen untersuchten Anwendungsbeispielen. Es steht somit eine nachgewiesene zuverlässige Methode zur Verfügung, mit der das Risiko für oberflächeninduzierte Schäden mit großer Sicherheit vorhergesagt werden kann.

6. Zusammenfassung

Um die Gefahr gebrauchsduerreduzierender, oberflächeninduzierter Schäden quantitativ einschätzen zu können, wurde ein neues Berechnungsverfahren entwickelt und in die Lagerauslegungssoftware BEARINX der SCHAEFFLER-Gruppe implementiert. Es basiert auf den Zusammenhang zwischen der reibenergetischen Belastung und dem Auftreten

oberflächeninduzierter Schäden, wie Verschleiß oder Graufleckigkeit. Die Ermittlung des Risikos für oberflächeninduzierte Schäden erfolgt mithilfe des Oberflächenschadensindikators und Erkenntnissen aus experimentellen Untersuchungsergebnissen. Aufgrund des breiten Spektrums getesteter Lager/Last/Schmierstoff-Kombinationen, liefert das Verfahren für unterschiedlichste Anwendungen verlässliche Ergebnisse. Die Treffsicherheit der Berechnungsmethode konnte anhand von zahlreichen Beispielen aus der Praxis demonstriert werden. Dementsprechend kann das Risiko für oberflächeninduzierte Schäden mithilfe des neuen, schnellen Berechnungsverfahrens mit großer Sicherheit vorhergesagt werden. Eine Beurteilung auf Basis der spezifischen Schmierfilmhöhe analog zu ISO/TR 15144-1 [4] ist im Gegensatz dazu bei Wälzlagern nicht zielführend.

7. Literatur

- [1] DIN 51819-1: Prüfung von Schmierstoffen – Mechanisch-dynamische Prüfung auf dem Wälzlagerschmierstoff-Prüfgerät FE8 – Teil 1: Allgemeine Arbeitsgrundlagen. Berlin: Beuth, 2016.
- [2] ISO 15243: Rolling bearings – Damage and failures – Terms, characteristics and causes. Berlin: Beuth, 2004.
- [3] BONGARDT, C.; BEILICKE, R. et al.: Wälzlageraufleckigkeit. Einfluss von instationären Betriebszuständen zur Graufleckebildung in Wälzlagern und Klärung von Mechanismen. Forschungsvorhaben Nr. 627 I. Heft 1065. Frankfurt: Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V. FVA, 2013.
- [4] ISO/TR 15144-1: Calculation of micropitting load capacity of cylindrical spur and helical gears – Part 1: Introduction and basic principles. Berlin: Beuth, 2014.
- [5] FLEISCHER, G.: Zum energetischen Niveau von Reibpaarungen. Schmierungstechnik 16 (1985), S. 358–363.
- [6] CASTRO, G., SEABRA, J.: Global and local analysis of gear scuffing tests using a mixed film lubrication model. Tribology International 41 (2008), S. 244–16.
- [7] HAMBRECHT, R.: Anschmiererscheinungen in Wälzlagern bei Fettschmierung. Dissertation. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 1 Nr. 321. Düsseldorf: VDI, 2000.
- [8] KOCH, O.; PLANK, R.; WEBER, J.: Analytisches Modell zur Berechnung und Minimierung der Wälzlagerereibung. In: VDI Wissensforum GmbH (Hrsg.): 8. VDI-Fachtagung Gleit- und Wälzlagerungen. VDI-Bericht 2069. Düsseldorf: VDI, 2009, S. 67–78.
- [9] DIN 26281: Wälzlager – Dynamische Tragzahlen und nominelle Lebensdauer – Berechnung der modifizierten nominellen Referenz-Lebensdauer für Wälzlager (ISO/TS 16281:2008 + Cor. 1:2009). Berlin: Beuth, 2010.

Wälzlagerschmierung mit Kupferkolloiden

Matthias Scherge,

Fraunhofer IWM/KIT MikroTribologie Centrum, Karlsruhe;

Johan von Knorring,

Aubrey Burrows, Ab Nanol Technologies Oy, Helsinki, Finnland

MIKROTRIBOLOGIE CENTRUM

Kooperation von Fraunhofer IWM und KIT

-7 Gruppen davon 1 aktuell laufende DFG Emmy-Noether Gruppe

-80 Mitarbeiter, davon 15 Doktoranden, 4 Hochschullehrer

-Umsatz: 6 Mio. €/a

-Investitionen zwischen 2008 bis 2015: 20 Mio. €

-enge Wechselwirkung von Experiment, Modellbildung und Simulation

-vielfältige nationale und internationale Zusammenarbeiten



Beschichtungszentrum

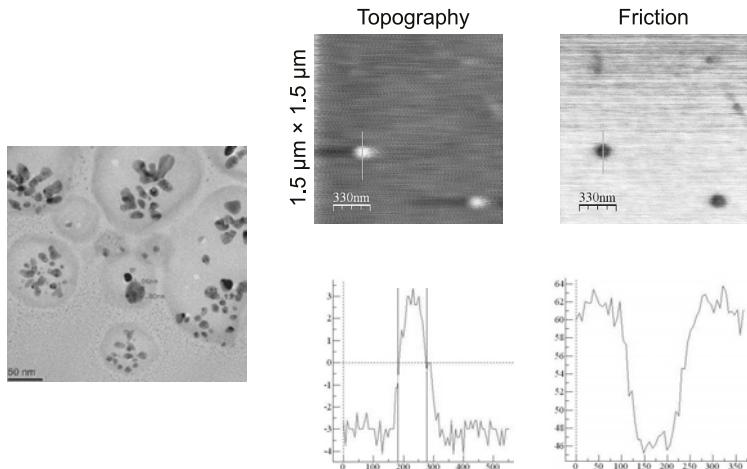


RNT Prüfstandsgebäude



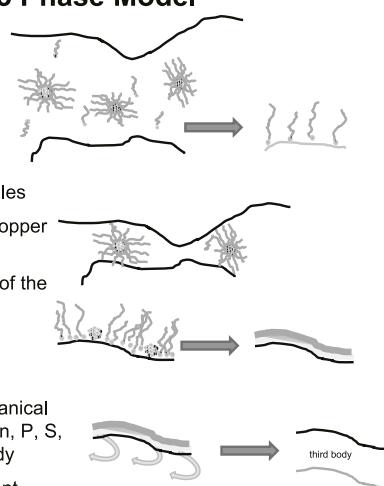
Analytikgebäude

Nanoscale Structure



Kinetics of Film Formation – 3 Phase Model

- Phase 1: Adsorption of excess oleate to the friction surface.
→ instant friction reduction
- Phase 2: Shear-induced disruption of micelles
→ formation of additional copper oleate and copper nanoparticles
→ redox reaction: Cu²⁺ interacts with the iron of the surface and forms Cu⁰
→ reinforced multi-layer tribo film
- Phase 3: Plastic flow of asperities → mechanical intermixing, tribo-chemical reactions, Cu, Zn, P, S, Ca, ... become constituents of the third body
→ third body as self-regulating solid lubricant



Thrust roller bearing test

Test conditions:

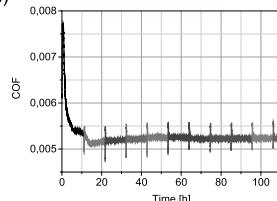
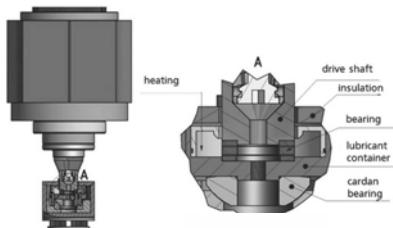
- Load: 8 kN
- Speed: 700 rpm
- Temperature: 115°C
- Kappa: 0.26
- Duration: 100 h
- Max. Hertzian contact stress: 1930 MPa
- Maximum von Mises stresses: 1076 MPa (52 µm)
- Predicted life time Lh10: 443 h

Material data 100Cr6

- Fatigue limit for 100Cr6: 800 MPa
- Yield stress 100Cr6: 1200 MPa

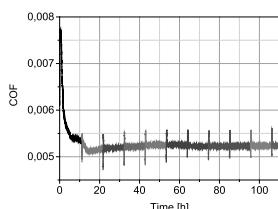
Lubricant

- Chevron Taro 30DP40 with and without additive

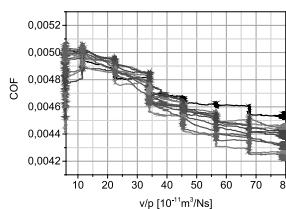
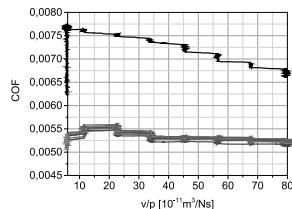
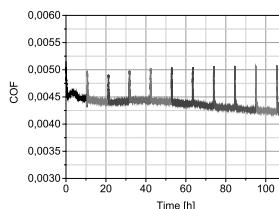


Results: Friction vs Time, Stribeck Behavior

Chevron Taro 30DP40

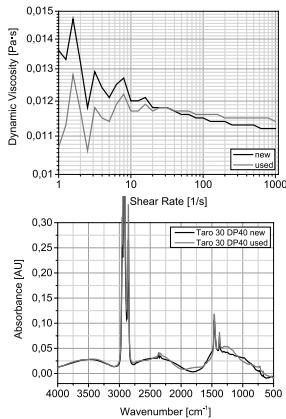


Chevron Taro 30DP40 + Nanol

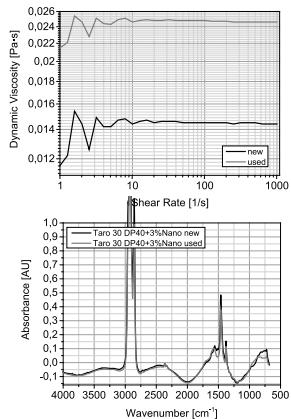


Results: Viscosity, Decomposition

Chevron Taro 30DP40

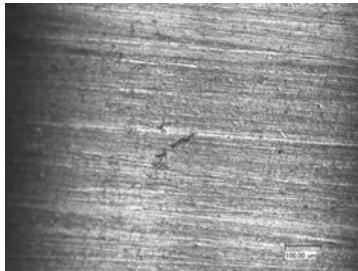


Chevron Taro 30DP40 + Nanol

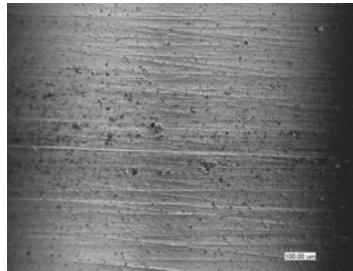


Results: Metallography

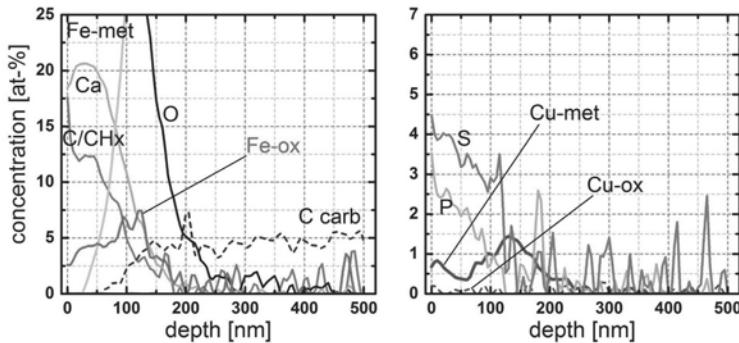
Chevron Taro 30DP40



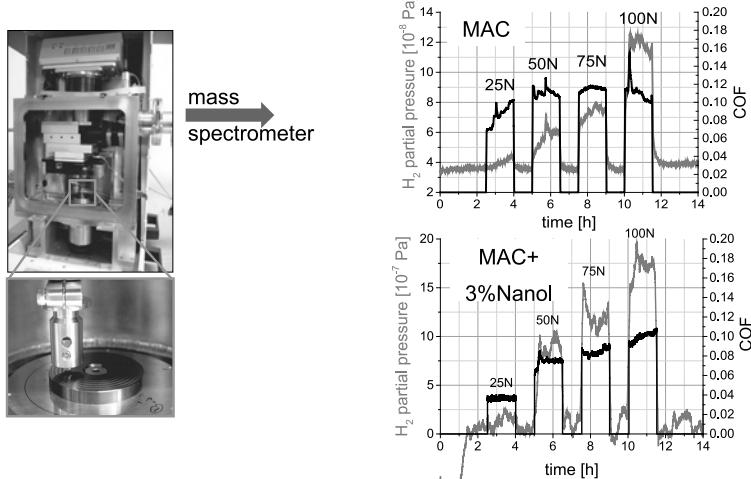
Chevron Taro 30DP40 + Nanol



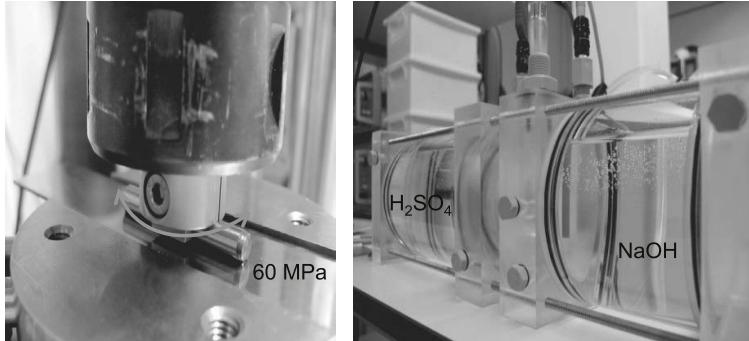
Results: Composition by XPS



Generation of Hydrogen - WEC

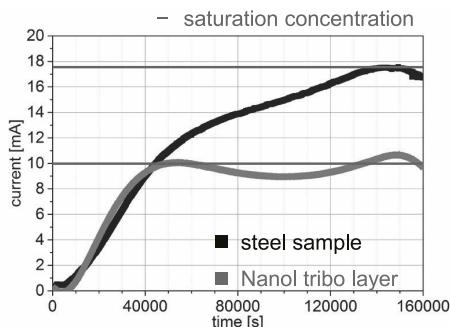


Tribo-Conditioning Permeation Test According to DIN EN ISO 17081

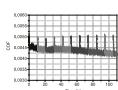


Results: Permeation Test

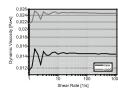
- comparison of permeation tests on steel samples made of hardened 100Cr6 with and without a tribo layer
- both samples showed the similar diffusion coefficient for hydrogen
- the sample with a tribo layer showed a lower saturation concentration of hydrogen compared to the sample without a tribo layer



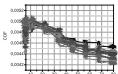
Summary



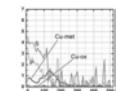
-instant reduction of friction



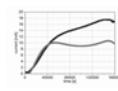
-stabilization of near-surface viscosity



-generation of a sustained friction-modifying layer



-no negative interference with other additives



-potential of hydrogen blockage

Einfluss von Wasser auf die Ermüdungslebensdauer von Wälzlagern

Influence of water on the fatigue life of rolling bearings

Dipl.-Ing. **Richard Thies**, Prof. Dr.-Ing. habil. **Dirk Bartel**,
Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Institut für Maschinenkonstruktion, Lehrstuhl für Maschinenelemente und Tribologie

Kurzfassung

Es wurde der Einfluss von Wasserkontaminationen im Schmierstoff auf die Ermüdungslebensdauer von Pendelrollen- und Radialrillenkugellagern unter Flüssigkeitsreibung untersucht. Hierfür wurden die Prüfstände mit Infrarotspektrometern ausgestattet. Diese ermöglichen es die Wasserkonzentrationen im Versuch zu regulieren. Versuchsreihen mit verschiedenen handelsüblichen Getriebebeschmierstoffen lassen Schlüsse über den Einfluss von Wasser auf die Ermüdungslebensdauer zu. SIMS-Analysen und Untersuchungen zum Löslichkeitsverhalten bilden die Grundlage für die Entwicklung einer These zum Schadensmechanismus. Eine Abschätzung für den Lebensdauereinfluss von Wasser im Schmierstoff wurde auf Basis der Ermüdungsversuche entwickelt.

1 Problemstellung

Geschmierte Tribosysteme in Maschinensystemen haben einen wesentlichen Einfluss auf deren Verfügbarkeit und Sicherheit. Der Ausfall eines Wälzlagers in einem Getriebe kann zu beträchtlichen Kosten für die Instandhaltung führen und erhebliche Ausfallzeiten einer Maschine oder Anlage zur Folge haben.

Die Lebensdauern von Wälzlagern werden neben der Belastung entscheidend durch Verunreinigungen im Schmierstoff bestimmt, wie z.B. durch Schmutz, aggressive Medien oder Wasser. Wasser im Schmieröl kann die Lebensdauer von Wälzlagern dramatisch verringern [1-14].

Obwohl die Schädlichkeit von Wasser im Schmieröl bekannt ist, ist die Frage nach der Höhe des zulässigen Wassergehaltes bei unterschiedlichen Schmierölen bisher noch nicht geklärt. Heute gebräuchliche Lebensdauer- und Tragfähigkeitsberechnungen für Wälzlager berücksichtigen den Wassergehalt in Schmierstoffen bislang nicht [15]. Ein genaueres Wissen über die Lebensdauer- und Tragfähigkeitsminderung bei Vorhandensein von Wasser im Schmieröl sowie über die zugrunde liegenden Schädigungsmechanismen sind die Basis für Vorkehrungsmaßnahmen gegen wasserbedingte Lagerschäden.

2 Experimentelle Untersuchungen

2.1 Radiallagerprüfstand

Für die Lebensdauerversuche sind Radiallagerprüfstände der Bauart SKF R2 zum Einsatz gekommen. Eine Schnittdarstellung des Prüfstandes ist in Abbildung 1 dargestellt.

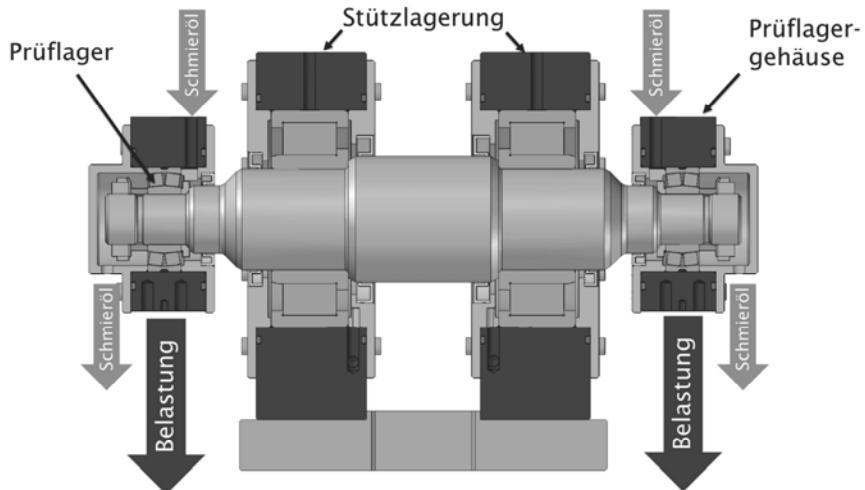


Abbildung 1: Schnittbild des Radiallagerprüfstands

Bei diesem Prüfstandstyp werden die Prüflager an den Wellenenden montiert und durch je ein Tellerfederpaket statisch belastet. Die Prüfstandswellenlagerung wird durch zwei Zylinderrollenlager realisiert. Die Prüfstandswelle wird über einen Riementrieb in Wellenmitte von einem Elektromotor angetrieben. Die entstehende Reibungswärme wird durch eine Ölumlaufschmierung sowie eine externe Kühlung abgeführt. Externe Wasserrückkühler stellen das Kühlwasser mit einer Temperatur von ca. 15°C zur Verfügung. Dieses wird genutzt, um die Stützlager und die Prüflagergehäuse des Prüfstandes zu kühlen. Magnetventile an den Prüflagergehäusen ermöglichen über eine Zweipunktregelung das Einstellen der gewünschten Lagerrückentemperatur an den Prüflagern. Die eingesetzte Wasserkühlung ist notwendig, da bei den gewählten Betriebsparametern hohe Verlustleistungen auftreten. Durch Einsatz dieser Kühlösung sind Temperaturen unterhalb der Beharrungstemperatur in Abhängigkeit von der verfügbaren Kühlleistung möglich. Auftretende Lagerschäden werden durch Schallsensoren an den Prüflagergehäusen detektiert. Prüflager und Stützlager besitzen eine getrennte Schmierstoffversorgung. Die Prüflager werden durch eine Umlaufschmierung mit dem Prüföl versorgt. Weitere Mess- und

Regelgrößen sind die Lagerrückentemperatur, die Schmierstoffzuführtemperatur, die Drehzahl und das Drehmoment.

2.2 Messung des Wassergehaltes am Prüfstand

Für Untersuchungen zum Einfluss von Wasser auf die Ermüdungslebensdauer von Wälzlagern wird eine konstante Wasserkonzentration im Versuch benötigt. Aus diesem Grund wird eine Schmieranlage verwendet, die über eine Online-Überwachung zur Regelung des Wassergehaltes verfügt. Die Online Überwachung nutzt ein Spektrometer für die Regelung des Wassergehaltes. Abbildung 2 zeigt die eingesetzte Umlaufschmieranlage mit dem integrierten Spektrometer.

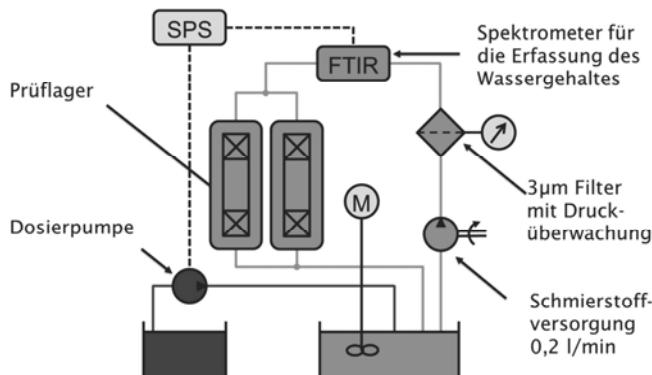


Abbildung 2: Umlaufschmieranlage des Radiallagerprüfstands

Die Schmieranlage besitzt einen Vorratsbehälter von ca. 5l Fassungsvermögen. Die Zahnradpumpe liefert einen Volumenstrom von 0,25 l/min, welcher auf dem Weg zu den Prüflagern zuerst einen Druckfilter und anschließend das Spektrometer passiert. Vor den Prüflagern wird der Volumenstrom auf beide Prüflager aufgeteilt, sodass jedem Prüflager 0,125 l/min zur Verfügung stehen. Nachdem der Schmierstoff die Prüflager passiert hat, wird dieser im Anschluss im Vorratsbehälter gesammelt. Eine SPS nutzt den vom Spektrometer ermittelten Wert um mit Hilfe einer Dosierpumpe destilliertes Wasser in den Schmierstoff zu fördern. Ein Rührwerk stellt eine gute Homogenität des Schmierstoff-Wassergemisches sicher. Abbildung 3 zeigt das Ergebnis der Wassergehaltsregelung für einen Sollwert von 1000 ppm in den ersten 50h eines Versuchslaufs.

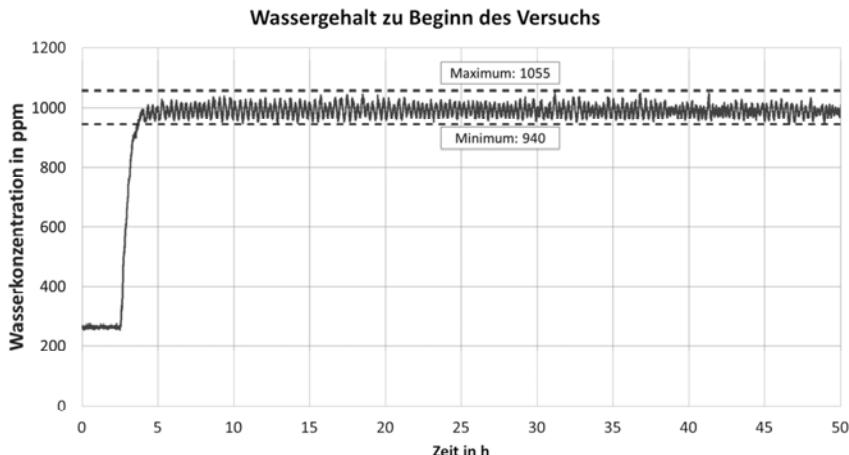


Abbildung 3: Verlauf des Wassergehaltes für einen Sollwert von 1000 ppm im Versuch

2.3 Löslichkeitsgrenzen der untersuchten Getriebeschmierstoffe

Als Schmierstoffe wurden vier handelsübliche Getriebeschmierstoffe ausgewählt. Zwei der Schmierstoffe sind mineralölbasische Schmierstoffe (MIN I / MIN II). Bei den beiden anderen Schmierstoffen handelt es sich um Schmierstoffe auf Polyalphaoleinbasis (PAO I / PAO II). Alle Schmierstoffe besitzen eine Nennviskosität von 220 cSt.

Um etwaige Unterschiede zwischen gelöstem und ungelöstem Wasser in den Schmierstoffen bewerten zu können, werden die Löslichkeitsgrenzen der Schmierstoffe benötigt. Bei den Versuchen kommt ein Karl-Fischer Coulometer sowie ein Hydac-Feuchtigkeitssensor zum Einsatz.

Mit Hilfe des Karl-Fischer-Coulometers kann der absolute Wassergehalt einer Probe bestimmt und mit dem Wissen über die Probenmenge die Konzentration von Wasser im Schmierstoff berechnet werden. Die vom Hersteller angegebene Genauigkeit wird mit 1 ppm beziffert. Kontrollmessungen mit Wasserstandards konnten dies bestätigen.

Das Funktionsprinzip des Feuchtigkeitssensors beruht auf einem kapazitiven Messsystem, welches die relative Feuchtigkeit im Schmierstoff angibt. Prinzipbedingt können Werte zwischen 0% (trockener Schmierstoff) und 100% (Sättigungsgrenze) erreicht werden.

Der Schmierstoff wird in einem Probenglas auf einen beheizbaren Magnetrührer auf jeweils 60°C, 80°C und 90°C temperiert. Nach Erreichen der gewünschten Temperatur wird dem System destilliertes Wasser hinzugefügt. Wenn eine relative Ölfeuchte von über 90% (so wurde sichergestellt, dass keine Übersättigung auftrat) erreicht wurde, wird dem Probenglas

in der Nähe des Feuchtigkeitssensors mit einer Einwegspritze eine Probe entnommen und unverzüglich mit Hilfe des Karl-Fischer-Coulometers analysiert. Hierbei wird die indirekte Karl-Fischer-Methode angewendet. Durch Kenntnis der Probenmasse kann für die herrschende relative Ölfeuchte eine absolute Wasserkonzentration ermittelt werden.

Je eingestellter Temperatur von 60 °C, 80 °C und 90 °C wird dem Probenglas in regelmäßigen Abständen von einigen Stunden eine Probe entnommen und analysiert. Hierbei senkte sich der Feuchtigkeitswert im Probenglas kontinuierlich. Die Auswertung sämtlicher Proben und die Interpolation der Ergebnisse gestattete im Anschluss eine Extrapolation des absoluten Wassergehaltes auf einen Feuchtigkeitswert von 100%. Dieser Punkt stellt die Löslichkeitsgrenze dar.

Abbildung 4 zeigt das Lösungsverhalten der Schmierstoffe über der Temperatur. Zusätzlich ist der Verlauf für ein Gebraucht-Öl des Typs PAO I dargestellt. Das Öl stammt aus einem Basisversuch mit 900h Beanspruchung bei Verwendung von Pendelrollenlagern des Typs 22206-E1 ohne Zugabe von Wasser.

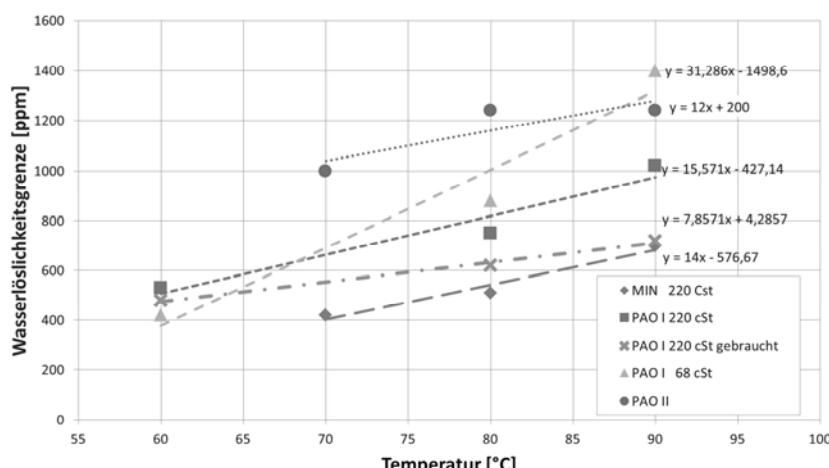


Abbildung 4: Löslichkeitsverhalten der untersuchten Schmierstoffe

In Abbildung 4 ist zu erkennen, dass es deutliche Unterschiede im Lösungsverhalten zwischen den Schmierstoffen gibt. Sowohl Lage also auch Anstieg der Kurven unterscheiden sich. Damit besitzt jeder Schmierstoff ein unterschiedliches Lösungsvermögen. Dieses ist von der Temperatur abhängig. Hervorzuheben ist, dass sich die Löslichkeitsgrenze des

Schmierstoffs PAO I nach 900 h verringert hat. Auch das Temperaturverhalten ist einer Änderung unterworfen. Das frische und gebrauchte PAO I wurden daher einer Schmierstoffanalyse unterzogen. Unterschiede wurden nur bei den Additiven festgestellt. Es konnte ein starker Unterschied im Schwefelgehalt nachgewiesen werden. Im Frischöl beträgt dieser 4054 ppm und im Gebrauchölg 2260 ppm. Da alle weiteren Additivelemente keine Veränderungen zeigten, ist zu vermuten, dass das Lösungsvermögen hier vorrangig durch den Schwefelgehalt bzw. Additive auf Schwefelbasis beeinflusst wird.

2.4 Ermüdungsuntersuchungen

Bei der Durchführung von Ermüdungsversuchen wurden zum großen Teil Pendelrollenlagern des Typs 22206-E1 eingesetzt. Für ergänzende Untersuchungen kamen Radialrillenkugellager des Typs 6206 zum Einsatz. Tabelle 1 zeigt die Versuchsparameter.

Tabelle 1: Versuchspараметер für die Wälzlagerversuche

Wälzlag	Typ	C/P	p_{\max} [N/mm ²]	Drehzahl [min ⁻¹]	κ	Temp. [°C]
Pendelrollenlager (PRL)	22206-E1	3	2.640	5.000	>4 (PAO) =3,6 (MIN I)	80
Rillenkugellager (RKL)	6206	3	3.190	5.000	>4 (PAO I)	80

Die unterschiedlichen Werte für das Viskositätsverhältnis κ resultieren aus dem unterschiedlichen Viskositäts-Temperaturverhalten der Schmierstoffe.

Es wurden sowohl Versuche mit, als auch ohne Zugabe von Wasser durchgeführt. Bei Versuchen ohne eine Zugabe von Wasser stellte sich der Wassergehalt selbstständig ein. Die sich einstellenden Wassergehalte wurden ermittelt. Bei Versuchen mit Zugabe von Wasser kann der Wassergehalt frei eingestellt werden. Die Versuche weisen Wasserkonzentrationen zwischen 1000 ppm und 5000 ppm auf. In Tabelle 2 sind die Wassergehalte für die einzelnen Versuchsreihen zusammengefasst. Dabei ist der Nennwassergehalt, welcher die Zielvorgabe darstellt, und der Istwassergehalt, welcher den real vorherrschenden Wassergehalt darstellt, angegeben. Weiterhin sind die Anteile an gelöstem und freiem Wasser vermerkt.

Tabelle 2: Wassergehalte und Anteil von freiem und gelöstem Wasser

Nennwassergehalt [ppm]	Schmierstoff (Istwassergehalt)				Zustand des Wassers
	PAO I	PAO II	MIN I	MIN II	
0	72	177	23	-	gelöst
300	-	300	-	-	gelöst
1.000	700	1.000	500	-	gelöst
	300	0	500	-	frei
2.500*	-	-	500	-	gelöst
	-	-	2.000	-	frei
2.700*	700	-	-	-	gelöst
	2.000	-	-	-	frei
5.000	-	1.200	-	-	gelöst
	-	3.800	-	-	frei
5.000				5.000	gesamt

* gleiche Menge an ungelöstem Wasser – 2.000 ppm

In Abbildung 5 ist das Weibullendiagramm für zwei der durchgeführten Versuchsserien mit dem Schmierstoff PAO I zu sehen.

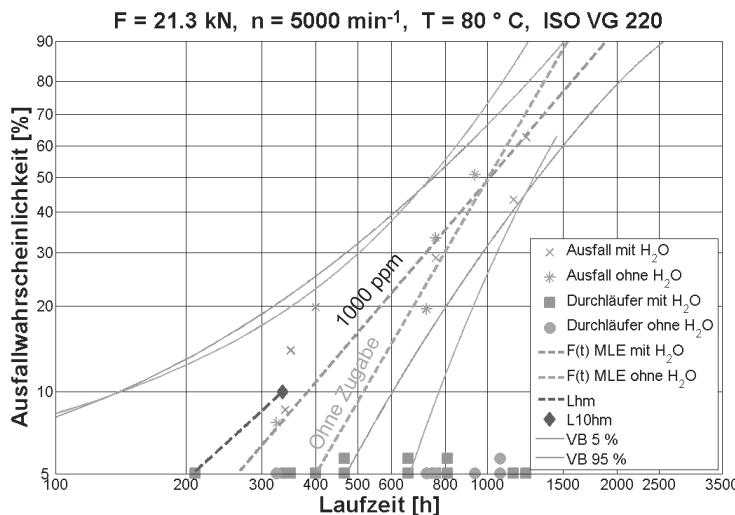


Abbildung 5: Ergebnisse der Ermüdungsversuche bei Einsatz des Schmierstoffs PAO I

Die Linie im unteren linken Bereich des Diagramms stellt die berechnete modifizierte Lebensdauer L_{hm} nach DIN ISO 281 dar. Hierbei werden die Beanspruchung und der Schmierungszustand für die Berechnung der Ausfallwahrscheinlichkeit herangezogen. Die Sterne und Kreuze im Diagramm sind die ausgefallenen Wälzlager und ihre dazugehörige

Ausfallwahrscheinlichkeiten. Bei den Quadraten und Kreisen im unteren Bereich des Diagramms handelt es sich um nicht ausgefallene Wälzlager, welche ebenfalls für die Berechnung der Ausfallgeraden herangezogen wurden. Die Ausfallgerade und der experimentelle L_{10h} -Wert werden mit Hilfe der „Maximum Likelihood Estimation“ (MLE) ermittelt. Ebenfalls in den Diagrammen dargestellt sind die 5% und 95% Vertrauensbereiche. Diese beziehen sich auf die Kurven der MLE. Im Weibulldiagramm sind die Ausfallwahrscheinlichkeiten über der Betriebsdauer bei einer Drehzahl von 5000 min^{-1} dargestellt.

Bei den Versuchsreihen handelt es sich um die Referenz ohne eine Zugabe von Wasser und die Versuchsreihe mit einem eingestellten Wassergehalt von 1000 ppm. Bei der Versuchsreihe mit 1000 ppm und einer Lagerrückentemperatur von 80°C können ca. 700 ppm Wasser zu Beginn des Versuchs durch den Schmierstoff gelöst werden. Somit liegen 300 ppm in freier Form vor.

Es ist zu erkennen, dass bei diesen Parametern und diesem Schmierstoff nahezu kein Unterschied in der Ermüdungslebensdauer zu verzeichnen ist. Insbesondere im wichtigen Bereich der L_{10h} Lebensdauer und darunter sind die Unterschiede zu vernachlässigen, da hier die Streubereiche prinzipiell ansteigen. Es ergibt sich somit eine relative Lebensdauer von 100% bezogen auf die Referenzlebensdauer.

Tabelle 3 stellt eine Zusammenfassung aller Versuche und eine Bewertung hinsichtlich des Ermüdungsverhaltens der Wälzlager bei Einsatz der verschiedenen Schmierstoffe dar.

Tabelle 3: Ergebnisse der Ermüdungslebensdauerversuche

Nennwassergehalt [ppm]	Schmierstoff			
	PAO I Referenz 100%	PAO II Referenz 100%	MIN I Referenz 100%	MIN II Referenz 100%
0				
300	-	100%	-	-
1.000	100%	60%	100%	-
2.500	-	-	100%	-
2.700	100%	-	-	-
5.000	-	10%	-	30%

Als Bezug gilt die L_{10h} Lebensdauer. Es wird in der Tabelle die erreichte Ermüdungslebensdauer im Vergleich zur Referenzlebensdauer angegeben.

Es ist zu erkennen, dass die Ermüdungslebensdauer der Wälzlager bei Zugabe von Wasser bei den eingesetzten Ölen unterschiedlich reagiert. Allgemein kann festgehalten werden, dass sehr hohe Wassergehalte einen sehr negativen Einfluss auf die Ermüdungslebens-

dauer haben können. Dies wird deutlich, wenn man die Ergebnisse der Versuchsreihen mit Wassergehalten von 5000 ppm betrachtet. Mit sinkenden Wassergehalten sinkt dieser Einfluss.

Bei einer eingestellten Wasserkonzentration von 5000 ppm und dem Schmierstoff MIN II konnte eine Reduzierung der Ermüdungslebensdauer auf ca. 30% der Referenzlebensdauer ausgemacht werden. Bei diesem Wassergehalt reagierte das System mit dem Schmierstoff PAO II mit einer Reduzierung der Wälzlagerebensdauer auf ca. 10% des Referenzwertes.

Die Schmierstoffe PAO I und MIN I zeigten bei Wasserkonzentrationen von bis zu 2700 ppm Wasser keinen sichtbaren Einfluss bezüglich der Ermüdungslebensdauer. Das gleiche Verhalten ergab sich bei Einsatz von Radialrillenkugellagern und des Schmierstoffs PAO I.

Bei Versuchen mit dem Schmierstoff PAO II zeigte sich eine Reduzierung der Ermüdungslebensdauer auf ca. 60% bei 1000 ppm. Versuche bei einer eingestellten Wasserkonzentration von 300 ppm und dem Schmierstoff PAO II führten zu keiner Lebensdauerminderung.

Durch Analyse der Ergebnisse für den Schmierstoff PAO II kann der Einfluss von Wasser in modernen Schmierstoffen auf die Ermüdungslebensdauer von Wälzlagern, welche im Dauerbetrieb, unter Flüssigkeitsreibung und bei Ölschmierung betrieben werden, deutlich gemacht und durch die folgende Gleichung beschrieben werden. Hierbei ist $a_{10}H_2O$ der Einfluss des Wassers auf die 10% Ausfallwahrscheinlichkeit der Wälzlage und c_{H_2O} die Konzentration von Wasser im Schmierstoff in ppm. Es ergibt sich folgende Gleichung:

$$a_{10}H_2O = -0,35 * \ln(c_{H_2O}) + 3$$

Es ist anzumerken, dass es sich hierbei um eine konservative Abschätzung handelt, da der Schmierstoff PAO II bei seinen Referenzversuchen sehr gute Ergebnisse erzielt hat. Weiterhin muss berücksichtigt werden, dass der Versuchspunkt bei 300 ppm keinen Einfluss auf die Ermüdungslebensdauer aufwies. Es ist damit nicht ausgeschlossen, dass der Schmierstoff PAO II auch oberhalb einer Wasserkonzentration von 300 ppm und unterhalb von 1000 ppm ein normales Ausfallverhalten aufweist.

3 SIMS Analysen

Ein Eintrag von Wasserstoff in das Material wird als mögliche Ursache für die Lebensdauerreduzierung angenommen. Da Wasserstoff nur schwierig im Gefüge nachzuweisen ist, wurde auf Deuteriumoxid zurückgegriffen. Das nach der auftretenden Aufspaltung in das Werkstoffgefüge eindringende Deuterium ist durch eine SIMS-Analyse zweifelsfrei nachweisbar. Auch die Darstellung eines Tiefenprofils ist möglich. Um die Vergleichbarkeit der untersuchten Probekörper zu ermöglichen, wurden gesonderte

Versuchsparameter eingehalten. Die Versuche liefen lediglich für eine Zeit von ca. 100h. Diese Zeitspanne stellte sicher, dass keiner der Prüfkörper vor Ablauf dieser Zeit ausfällt. Nach dem Abschalten des Prüfstandes wurden die Prüfkörper sofort demontiert, Teile aus den Laufbahnen (Proben) getrennt und diese in Stickstoff gekühlt. Die Strickstoffkühlung reduziert die Wasserstoff bzw. die Deuteriumdiffusion und verhindert somit das Entweichen des Deuteriums aus dem Wälzlagwerkstoff. Die Probekörper wurden anschließend durch einen Dienstleister analysiert. Eine Übersicht über die durchgeführten Versuche zeigt Tabelle 4. Die Ergebnisse der Deuteriumanalyse sind in Abbildung 6 zu sehen.

Tabelle 4: Durchgeführte Versuche unter Einsatz von Deuteriumoxid

Schmierstoff	Wälzlagertyp	Konzentration von Deuteriumoxid [ppm]	Zeit [h]	C/P
PAO I	RKL	1.000	100	3
PAO I	PRL	1.000	100	3
PAO I	PRL	2.700	100	3
PAO II	PRL	1.000	100	3
MIN	PRL	1.000	100	3

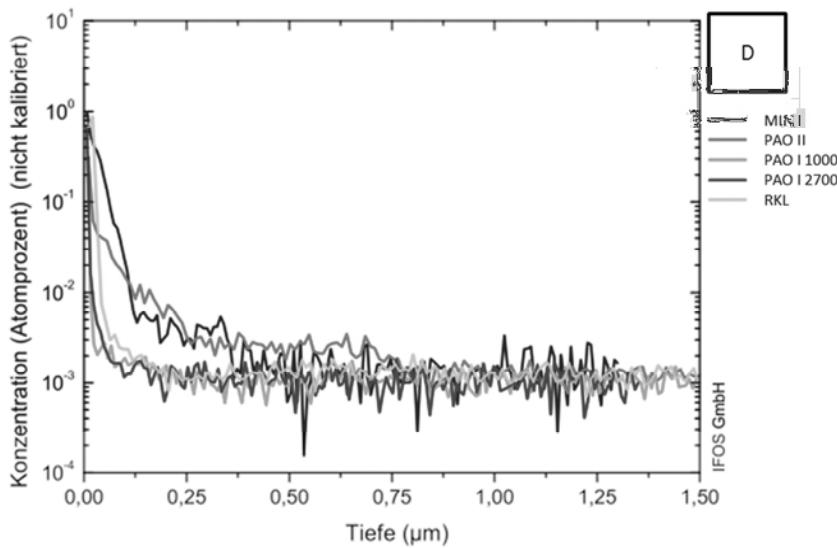


Abbildung 6: Aufnahme von Deuterium durch das Werkstoffgefüge

Es ist zu erkennen, dass der Deuteriumgehalt in die Tiefe stark abnimmt. Dies gilt für alle Schmierstoffe bei allen Konzentrationen.

Der Schmierstoff PAO I, welcher bei den Lebensdaueruntersuchungen bezüglich seiner Referenzversuche sehr gute Ergebnisse gezeigt hatte, zeigt das gleiche Verhalten bei den untersuchten Wasserkonzentrationen von 1000 ppm und 2700 ppm. Es zeigt sich ein starkes Konzentrationsgefälle in Tiefenrichtung. Hier wird das Minimum bei ca. 250 nm erreicht. Ab diesem Punkt beträgt die Konzentration ca. 10^{-3} Atomprozent bzw. 10 ppm.

Die Konzentration im oberflächennahen Bereich bei Einsatz von Mineralöl liegt stellenweise deutlich über den Konzentrationen bei Einsatz von PAO I. Die Konzentration fällt im oberflächennahen Bereich schwächer ab. Bei einer Tiefe von ca. 250 nm beträgt die Konzentration ca. 40 ppm und damit ungefähr das 4-fache im Vergleich zum Schmierstoff PAO I. Die Deuteriumkonzentration erreicht ihr Minimum bei einer Tiefe von ca. 1000 nm und beträgt ca. 10 ppm.

Der Schmierstoff PAO II verhält sich ähnlich wie das Mineralöl. Beginnend mit einem flachen Abfall erreicht die Deuteriumkonzentration bei einer Tiefe von ca. 500 nm einen Wert von ca. 10 ppm. Sie erreicht damit ihr Minimum früher als bei Einsatz des mineralölbasischen Schmierstoffs und später als beim PAO I.

Allein auf Grundlage der Deuteriumkonzentration kann das unterschiedliche Verhalten der Schmierstoffe nicht erklärt werden. Die Deuteriumkonzentration bei den Schmierstoffen PAO II und MIN weisen einen nahezu ähnlichen Verlauf auf, aber das Ermüdungsverhalten unterscheidet sich stark. Ein möglicher Erklärungsansatz kann mit Hilfe der Kalziumverteilung getroffen werden. Abbildung 7 zeigt die Kalziumverteilung in den untersuchten Probekörpern.

Der Gehalt von Kalzium bei Einsatz des Schmierstoffs PAO II, welcher kritischer auf eine Wasserzugabe reagierte, ist wesentlich höher als bei allen anderen Schmierstoffen. Bei Einsatz von PAO I und einer Deuteriumoxidkonzentration von 2700 ppm ist die Aufnahme höher als bei PAO I mit 1000 ppm und vergleichbar mit den Versuchen bei Einsatz des Schmierstoffs MIN I. Die Kalziumgehalte der einzelnen Schmierstoffe sind in Tabelle 5 angegeben.

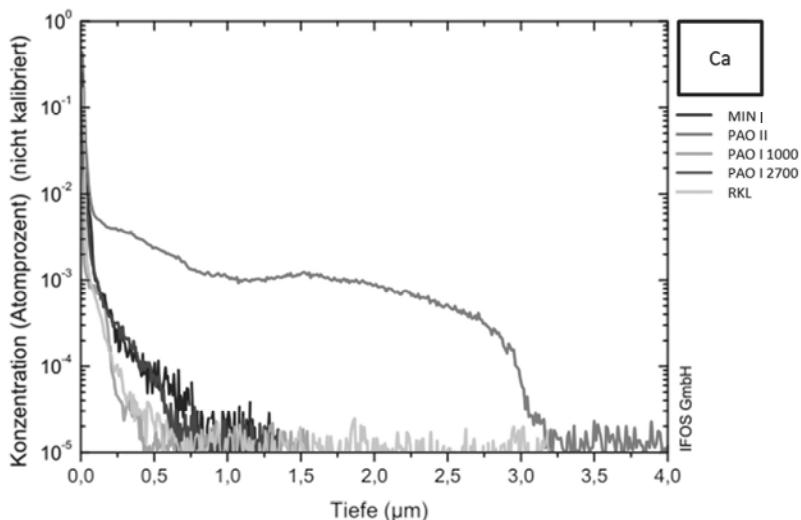


Abbildung 7: Kalzium-Tiefenprofil

Tabelle 5: Kalziumgehalt der eingesetzten Schmierstoffe

Schmierstoff	Kalziumgehalt [ppm]
PAO I	18
PAO II	1.783
MIN I	2

Der hohe Anteil von Kalzium im Werkstoff beim Schmierstoff PAO II kann durch den hohen Kalziumanteil im Schmierstoff erklärt werden. Auffälligkeiten zeigen sich bei den Schmierstoffen PAO I und MIN I. Der Schmierstoff MIN I besitzt nur sehr geringe Mengen an Kalzium und wesentlich weniger als der Schmierstoff PAO I. Weiterhin ist die Kalziumaufnahme beim Schmierstoff PAO I bei einer Konzentration von 2700 ppm größer als bei 1000 ppm. Dies spricht dafür, dass mit steigender Wasserkonzentration die Aufnahme von Kalzium durch das Werkstoffgefüge ansteigt. Dies spricht für Wechselwirkungen zwischen dem Wasser und dem Additivsystem der Schmierstoffe. Dies würde das unterschiedliche Verhalten der Schmierstoffe erklären, welches unabhängig vom Grundöltyp und der Deuteriumaufnahme zu sein scheint.

4 Schadenshypothese

Ein möglicher Erklärungsansatz deutet auf eine Wechselwirkung zwischen dem im Schmierstoff befindlichen Wasser und dem Additivsystem hin. Wasser könnte hier katalytisch wirken oder mit dem Additivsystem reagieren. Dies zeigen die Ergebnisse zum Kalziumeintrag in das Werkstoffgefüge. Mit steigendem Wassergehalt werden die Wechselwirkungen zwischen Wasser und Additivsystem verstärkt. So lassen sich die starken Lebensdauerreduzierungen bei den Versuchen mit 5000 ppm erklären. Die sehr unterschiedlichen Ergebnisse mit dem Schmierstoff PAO II lassen sich mit dem hohen Gehalt an Kalzium im Additivsystem begründen. Kalzium wirkte auffällig, da selbst bei Schmierstoffen mit nur geringen Kalziumanteil eine verstärkte Aufnahme zu verzeichnen war. Weiterhin zeigte der der Werkstoff mit steigendem Wassergehalt eine gesteigerte Kalziumaufnahme. Der Schmierstoff PAO II weist die höchste Löslichkeit der untersuchten Schmierstoffe auf. Untersuchungen mit Hilfe eines EHD Tribometers lassen vermuten, dass freies Wasser in Form von Wasserblasen nicht in den Kontakt eindringt [16]. Ein erhöhter Anteil von gelöstem Wasser im Kontakt könnte die Wechselwirkungen zwischen Additivsystem und dem Wasser begünstigen, da hier mehr Energie für Reaktionen in Form von Wärme zur Verfügung steht. Additive im System, die die Löslichkeit des Schmierstoffs erhöhen, könnten unter den gegebenen Bedingungen negativ wirken.

Danksagung

Die in diesem Beitrag vorgestellten Ergebnisse wurden im Rahmen des Forschungsprojektes "Wasser in Ölen" (FVA 488 II) entwickelt. Das IGF-Projekt 17579 BG der Forschungsvereinigung für Antriebstechnik e.V. wurde im Rahmen des Programms zur Förderung der gemeinsamen Industrieforschung (IGF) des Bundesministeriums für Wirtschaft und Energie (BMWi) auf der Grundlage eines Beschlusses des Deutschen Bundestages durch den Arbeitsgemeinschaft der industriellen Forschungsverbände (AiF) finanziert.

Literatur

- [1] Brenner, D.: Einfluss von Wasser in Hochleistungsschmierstoffen auf die Wälzlagerlebensdauer. Diss., Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, 2009
- [2] Brenner, D., Witzig, J.: Zulässiger Wassergehalt in Getriebebeschmierölen insbesondere Polyglykol-Ölen und der Einfluss auf die Wälzlagerlebensdauer und die Zahnflankentragfähigkeit einsatzgehärteter Stirnräder. FVA 488/I, Forschungsvereinigung Antriebstechnik, Frankfurt, 2009

- [3] Cantley, R.E.: The Effect of Water in Lubricating Oil on Bearing Fatigue Life. ASLE Transactions Vol. 20, 3, 1977
- [4] Felsen, I.M.; McQuaid, R.W.; Marzani, J.A.: Effect of Seawater on the Fatigue Life and Failure Distribution of Flood-Lubricated Angular Contact Ball Bearings. ASLE Transactions Vol. 15, 1, 1972
- [5] Grunberg, L.; Jamieson, D.T.; Scott, D.: Hydrogen Penetration in Water – Accelerated Fatigue of Rolling Surfaces. Philos. Mag. 8 (1963), S. 1553-1568
- [6] Gümperlein, K.: Der Einfluss von Wasser auf die Schmierfähigkeit von Fetten für Wälzläufe. Diss., RWTH Aachen, 2006
- [7] Karbacher, R.; Specht, C.: Einfluss von Wasser auf Ermüdung und Verschleiß im Wälzlager, Tribologie-Fachtagung, 2004
- [8] Kino, N.; Kanagawa, J.P.: The influence of hydrogen on rolling contact fatigue life and its improvement. JSAE Review 24, 2003
- [9] Matsumoto, Y.; Murakami, Y.; Oohori, M.: Rolling Contact Fatigue under Water-Infiltrated Lubrication. ASTM 1419, 2002
- [10] Möller, U. J.; Bohr, U.: Schmierstoffe im Betrieb. VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf 1986
- [11] Schatzberg, P.; Felsen, I.M.: Effects of Water and Oxygen during Rolling Contact Lubrication. Wear 12 (1968), S. 331-342
- [12] Schatzberg, P.; Felsen, I.M.: Influence of Water on Fatigue-Failure Location and Surface Alteration during Rolling-Contact lubrication. Journal of lubrication technology 91, 1969
- [13] Tchemtchoua, B.: Wassereinfluss bei Fetten. Forschungsvereinigung für Antriebstechnik Heft 810, 2007
- [14] Werries, H.: Korrosionsbeständige Wälzläger in wasserhaltigen Hydraulikflüssigkeiten. Diss., Universität Hannover, 1995
- [15] DIN ISO 281: Wälzlager-dynamische Tragzahlen und nominelle Lebensdauer, Januar 1993
- [16] Beilicke, Ronny; Bartel, Dirk; Ekfrath, T.; Deters, Ludger: Experimentelle Untersuchung des Einflusses von Luft und Wasser auf konzentrierte EHD-Kontakte In: Reibung, Schmierung und Verschleiß; 1: Tribologische Systeme, Prüfen, Messen, Kontrollieren, Schmierstoffe und Schmierungstechnik, Zerspanungs- und Umformtechnik . - Aachen : GfT, 2009

Plain bearings for wind turbine gearboxes

An update on experience

Ing. Maarten Ooms, Ing. Koen Kriekemans, Ing. Michel Goovaerts,
ZF Wind Power Antwerpen NV, Lommel, Belgium

Abstract

As a leading gearbox supplier in the wind business ZF is continuously investigating and optimizing core gearbox technologies. As such ZF is investigating alternative bearing solutions, i.e. hydrodynamic plain bearings. With this paper ZF presents an update on its technology development activities and shares experiences into the public domain to support initiatives like VDMA, to prepare a standard for plain bearings used in main gearboxes of wind turbines. Starting from a selected set of plain bearing designs assembled on the most significant locations in a wind turbine gearbox and tested according relevant wind turbine conditions. This paper will share insights in the behavior of different plain bearing designs by using standardized calculation methods, like DIN 31562, to benchmark initial working conditions of these bearing concepts.

Introduction

Wind energy represents a major part of the actual energy mix. The major part of wind turbines is equipped with a geared drive train. Current wind turbine gearbox designs - in the power range from 2 up to 6 MW - typically consist of a combination of planetary stages with at least one high speed helical gear stage. The majority of state-of-the-art designs are equipped with roller bearings. Plain bearings have decade's long track records in applications such as turbo machinery, marine and automotive. The introduction of plain bearings into wind turbine gearboxes has a number of drivers like reliability, torque density increase and other potential benefits like noise reduction.

During the development of ZF's plain bearing program and many supplier discussions, the need for a standardized praxis for a plain bearing design guide for wind turbine gearboxes became clear. A decent listing of important attention points for plain bearing designs and a clarification of relevant wind turbine operational and loading conditions have been already started in the VDMA consortium. By this paper ZF would like to share insights regarding tested bearing designs and their behavior during different operational conditions.

By applying representative load cases during gearbox test runs, the bearing behaviour was parameterized by measuring oil supply rates and bearing temperatures, recording noise and vibrations levels and monitoring the lubricant cleanliness condition.

These test results, together with the specific bearing design, the shaft location and loading conditions, are used as input for a journal bearing calculation to evaluate the behaviour by parameters like lubricant film thickness and friction power. The outcome of the investigation leads to an evaluation procedure based on the parameter and a boundary definition for an operational condition, e.g. where the bearing reaches unfavourable lubrication regimes.

Plain bearing designs

In several 2MW gear units ZF installed different designs of plain bearing solutions, applied on different shaft locations to evaluate for each the functionality by performing a representative test protocol. The sectional drawing of a wind turbine gearbox using plain bearings shows the applicable locations. The table highlights the different applied bearing concepts.

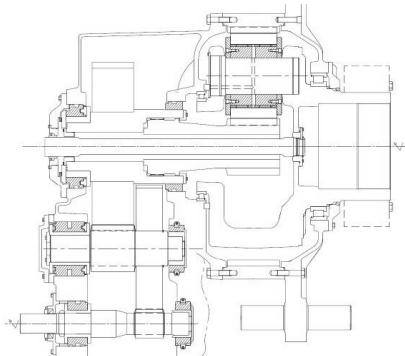


Fig. 1: ZF Wind Power 2MW plain bearing gearbox

Shaft position	Plain bearing design		
	Concept I	Concept II	Concept III
Planet	X	X	
LSIS	X		
HSIS	X	X	X
HSS	X	X	X

Different design concepts were worked out and rated regarding risk, functionality and cost, leading to three main design concepts. In the following table these designs are characterized into two groups for the parallel stages, as high speed (HSS), high speed intermediate (HSIS) and low speed intermediate shafts (LSIS), and for the planetary stages as the planet position.

For the parallel stages conventional materials like white metal are used for the first two designs. More advanced multi-layer materials are chosen for the third design. These

materials have a higher load carrying capacity and are thereby resulting in a more compact bearing.

Table 1: Concept overview for radial loaded HSS and HSIS bearings

Concept I & II	Characteristics
	B/D: 0,5 - 1 Specific loads: 8 – 15 MPa Lubricant film thickness: 5 – 6 µm Material: white metal on steel backing State-of-the-art: turbo-machinery
Concept III	Characteristics
	B/D: 0,3 – 0,6 Specific loads: 15 – 35 MPa Lubricant film thickness: 2 – 3 µm Material: multi-layer coating on steel backing State-of-the-art: combustion engines/ crankshafts

The main difference between the two designs is a higher power density, realised by selecting a different B/D ratio and for some positions a different material. The planets are radially beared by a floating sleeve, which is a bronze sleeve that can freely rotate between the planet gear and the planet shaft. This bearing creates two lubrication films, one between the planet gear and the floating sleeve (outer film) the other between the floating sleeve and the planet shaft (inner film). The sleeve itself is driven by the fluid friction of both inner and outer lubrication film, resulting into a speed range between planet speed and 0 rpm.

Table 2: Concept overview for planetary bearings

Concept I & II	Characteristics
	B/D: 0.7 – 1.4 Specific loads: up to 20 MPa Lubricant film thickness: 4 – 6 µm Material floating sleeve: bronze material State-of-the-art: cement mills, wheel drives in construction machinery

Wind turbine operational conditions

Plain bearings are historically used in applications that are running with only a limited set of operating points. This is in large contrast with a wind turbine application. To design and validate a reliable plain bearing solution it is of utmost importance that all different working conditions for the plain bearings are investigated further.

To define the correct test protocol, typical wind turbine conditions as mentioned in the torque speed duration distribution (TSDD), are considered. The TSDD describes for every torque - speed relation the occurrence rate.

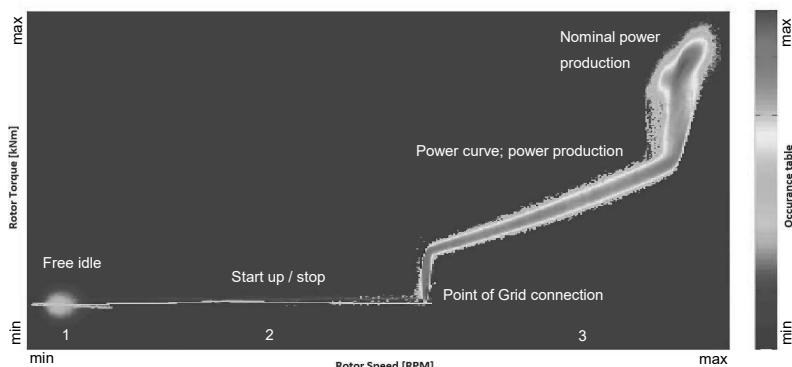


Fig. 2: An indication of a torque speed duration distribution for a wind turbine

The TSDD above shows mainly 3 different areas of application. The first area, at the left bottom corner, loads and speed are limited. In the second area the turbine starts up and tries to connect onto the grid or the rotor is slowing down when the turbine is going to stand still and is already disconnected from the grid. This is an operational area where speed is available without any torque. At the last part of the TSDD, also known as the power curve or operational mode, the speed of the turbine drive train is sufficiently high to start generating power. In this area at the right upper corner, the mechanical loading condition occurs which is defined with nominal load and speed condition including the drive train efficiency. Short temporally conditions such as high overloads, short overspeeds, high loads at limited speeds are not shown on this example of the TSDD but can happen and special attention during the design phase is recommended. These last conditions are not taken into account in this analysis.

Table 3: Example of a load revolution distribution (LRD)

Turbine Mode	Bin	Load	Speed
		% to T_{mech}	% to n_{nom}
power generation	1	140%	100%
	2	120%	100%
	3	112%	97%
	4	100%	100%
	5	92%	101%
	6	66%	100%
	7	46%	96%
	8	31%	96%
	9	10%	52%
Start-up/ stop	10	0% ^(*)	48%
	11	0% ^(*)	24%
	12	0% ^(*)	6%
	13	0% ^(*)	3%
	14	0% ^(*)	1%

^(*)only dead weight considered no torque

The load-speed data as input for the assessment is retrieved out of the TSDD using different bins as mentioned in the table aside. As an alternative, the load – speed bin data of a load revolution distribution (LRD) as mentioned in IEC 61400-4 [4] can be taken. Such an LRD is generated out of the TSDD using the “Miner” method [4] and represents in a simplified way the power curve of the wind turbine.

Testing results

All different bearing concepts mentioned in table 1 and 2 were build-in into different gearboxes and tested on the ZF back- to-back test rigs. In the test protocol the actual operation conditions relevant for a turbine were applied, like the complete power curve including overloads till 140% and transient events like low and high speed idling, as indicated in table 3. Further additional events such as overspeeds till 120%, emergency stops, operation at oil sump warning limit resulting in low oil viscosities and cold start-ups have been also taken into account and resulted in a test time of at least 300hrs. During these tests, parameters like oil supply and bearing temperatures as well as pressures were monitored for the different operational conditions, and will be used as input for the calculation assessment.

After the tests, the gearboxes were partially or completely disassembled and the components are inspected and re-evaluated by measurements. For several bearings smoothing effects of the surface, caused by running-in, were observed and proved by roughness measurements. Nevertheless no wear was detectable by evaluating the geometrical measurements performed before and after testing. On all specimens, differences seen in topography were neglectable.

Calculation assessment

To estimate the lubrication thickness and the coefficient of friction the calculation model according to DIN 31652-1 [1] is used. This method is chosen because equations mentioned in DIN 31652-2 [2] are well documented and therefore the outcomes and trends can easily be used as a benchmarking in the public domain. The input data of the calculations is based on test measurements gathered during representative operational conditions for the different plain bearing locations and concepts. An additional lubrication film parameter is taken up in the evaluation and is highlighted in the next chapter.

Evaluation parameter: Film thickness ratio (Lambda)

The distribution of speed-torque combinations on wind turbine level leads to different operating conditions characterized by the combination of viscosity, velocity and load. On each bearing location these parameters have an influence on the behavior of the plain bearing resulting in film thickness build-up and in friction torque. Depending on the operation condition, a bearing can run in different lubrication regimes. The most desired regime is the hydrodynamic (HD) lubrication regime where a full fluid lubrication film build-up is reached and no asperity contacts occur. Unfortunately this regime is not always reached for each wind turbine operational condition and for every bearing arrangement. Nevertheless for mechanical operational conditions the plain bearings will operate in the hydrodynamic lubrication regime.

The typical lubrication regimes for a sliding contact are already several times discussed in the public domain as for example in [5] where a categorization is made in 4 different regimes known from the Stribeck curve. As a variant on the Stribeck curve, where on the abscissa typically the dimensionless Hersey number is used which is a function of the absolute viscosity, the rotational speed and pressure, a dimensionless film thickness ratio lambda (λ) can be used as suggested in [5]. This film thickness ratio (λ) is a function of the minimum film thickness (h_{min}) and the roughness of both sliding surfaces.

$$\lambda = \frac{h_{min}}{\sqrt{R_{q,1}^2 + R_{q,2}^2}}$$

Where, $R_{q,1}$ = rms surface finish of journal

$R_{q,2}$ = rms surface finish of bearing

The film thickness ratio (λ) will be used to evaluate the bearing behavior to the below mentioned lubrication regimes. As it is expected aswell for hydrodynamic and elastohydrodynamic (EHD) lubrication regimes, no or limited wear of the bearing components

will occur. These lubrication regimes are required to obtain an optimal operational condition of a plain bearing. According to this method the different lubrication regimes can be roughly categorized as proposed in figure 3.

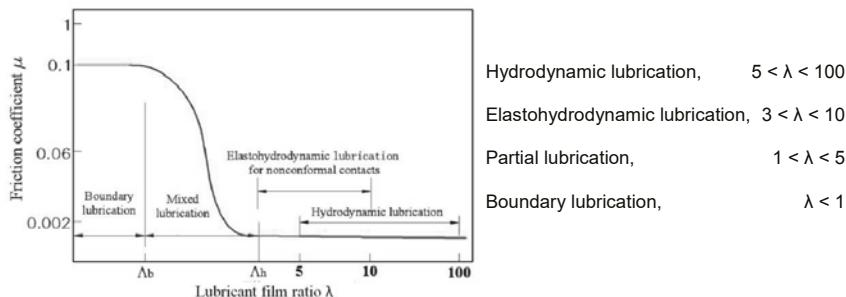


Fig. 3: Lubrication regimes indicated on the Stribeck curve using the film thickness ratio (λ).

Film thickness calculations

For the different design concepts, the lubricant film ratio is calculated incorporating load bins according table 3 mentioned as power generation conditions.

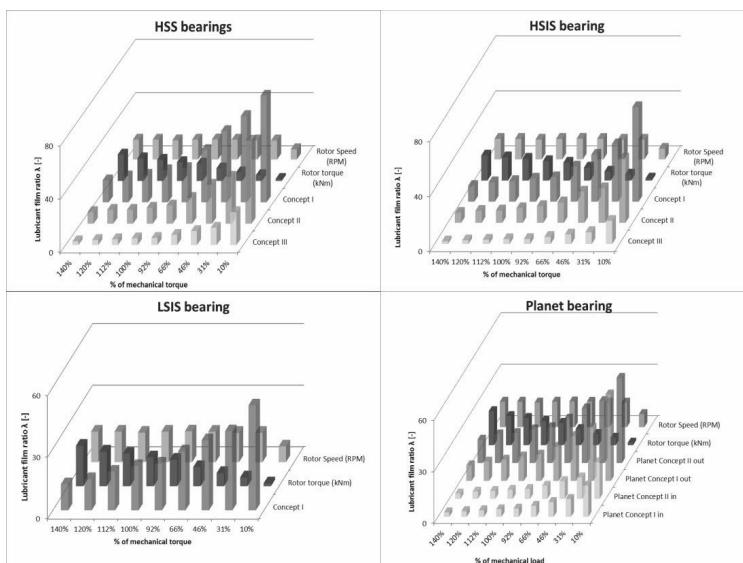


Fig. 4: The calculated film thickness ratio (λ) for different operational conditions

A speed range from grid connection till the nominal operational speed (from 52% till 104% n_{nom}) and operational torques between 10% till 140% of $T_{\text{mechanical}}$ are used.

The graphs in figure 4 show the influence of these conditions onto the film thickness ratio (λ).

The film thickness ratio (λ) is the lowest for $T_{\text{mechanical}}$ and overloads based on the analysis.

The film thickness is increasing when the speed and corresponding load are decreasing.

The concepts showing the highest potential for torque density increase are operating under the lowest film thicknesses. At mechanical load level, the lambda values are around 3 till 5 for concept III and are increasing for Concepts I and II with values larger than 15.

In the next overview, a Stribeck curve is generated per bearing position using the operational points of table 3. In the arched zone at partial and EHD regime, the method of DIN 31652-1 [1] does not take these lubrication regimes into account and therefore calculated friction coefficients will vary from the actual values.

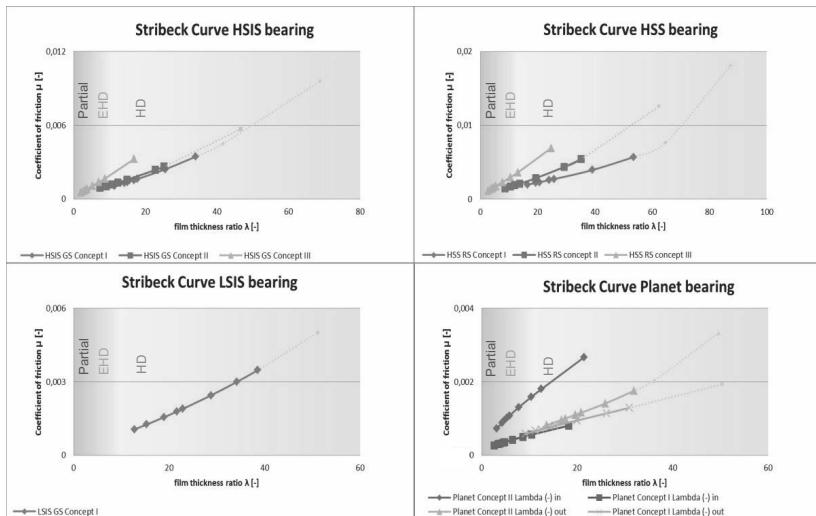


Fig. 5: The calculated Stribeck curves for the different bearing locations and design concepts

Similar conclusions for the curves in figure 5 can be made because concept II and III will operate much closer to the partial lubrication regime compared to concept I design which always operated in the HD regime.

As mentioned already, the lubrication film is increasing when speed and the corresponding load are decreasing while running down the power curve and results in good hydrodynamic conditions until the point of grid connection. When the turbine is disconnected from the grid,

the torque will disappear and the bearings will only be loaded by dead weight of the shaft and gearing components. In order to check the critical operational conditions at idling and start/stop modes, the speed is further lowered till the lubrication film ratio is back near the partial lubrication regime. Calculations are performed for the different bearing locations using a bearing temperature of 60°C which is conservative but still relevant in such operational conditions.

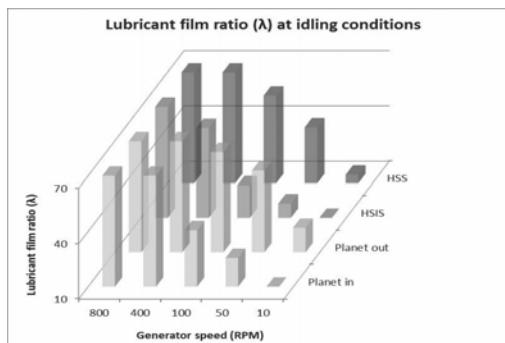


Fig. 6: The calculated film thickness ratio (λ) for idling and start/stop conditions

Out of the results can be concluded that from a generator speed of approximately 20RPM and above, the lubricant film ratio is sufficiently raised to run into the hydrodynamic lubrication regimes. For the HSS and the planet outer film, these regimes are already reached at a generator speed of approximately 10RPM. Below the mentioned speeds, the bearings are running in partial lubrication regimes where the specific pressures are still within the prescribed experience values of 2.5MPA according to DIN 31652-3 [3], so wear shouldn't be an issue in these conditions.

Summary

When the behaviour of a plain bearing is evaluated, it is noticed that the film thickness ratio is the lowest in the range of mechanical loading for normal operational conditions. For operational conditions situated on the power curve between cut-in and nominal operation, the film thickness ratio (λ) is sufficiently high enough with the result that the plain bearings are operating in the hydrodynamic lubrication regime. Local contact wear during start-up and stop events will be limited, because the available speeds are sufficient to bear the dead weight of the geared components and shafts. Idling at HSS speeds lower than 20 RPM; the film thickness ratio is decreasing and the bearings are starting to operate into the partial

lubrication regime because the sliding speeds are getting too low. At these conditions asperity contacts starts to occur but due to the low speeds the frictional losses are also low and very limited amount of wear could be expected.

The most critical loading conditions in respect to the film thickness ratio (λ) are at $T_{\text{mechanical}}$ and during overload events where sliding speeds are expected to be normal or even higher. This results in high friction losses for the journal bearings. The tested samples did not reveal wear nor damage even when the bearing operated continuously for several hours at torques till 140% of the mechanical load level.

As an evaluation rule for plain bearings running in proper lubrication regimes, the lubricant film ratio lambda shall be evaluated at mechanical operational conditions. For this condition a critical lubricant film ratio can be proposed: $\lambda_{\text{critical}} = 4$.

A further improvement can be made when the journal is sliced in a certain amount equally sectioned lamina where for each a corresponding lubricant film ratio λ_i can be calculated. For each lamina λ_i should be higher or equal to $\lambda_{\text{critical}} = 4$. With this method shaft misalignments and journal bending can be taken into account. This is not implemented in the DIN 31652-1 [1] but can be calculated by more advanced rating tools.

For bearing concepts using materials which are less sensitive to the operation near mixed friction lubrication regimes, $\lambda_{\text{critical}}$ could be lowered to 3. Nevertheless operating in such regimes should be thoroughly evaluated because the risk of (local) asperity contact becomes high.

To obtain a good plain bearing design, additional sanity checks need to be carried out for transient operational conditions and events as there are, overload and overspeed, high loads at limited shaft speeds, cold start up,...

References

- [1] DIN 31652-1: 2015, Gleitlager – Hydrodynamische Radial-Gleitlager im stationären Betrieb – Teil 1: Berechnung von Kreiszylinderlagern
- [2] DIN 31652-2: 2015, Gleitlager – Hydrodynamische Radial-Gleitlager im stationären Betrieb – Teil 2: Funktionen für die Berechnung von Kreiszylinderlagern
- [3] DIN 31652-3: 2015, Gleitlager – Hydrodynamische Radial-Gleitlager im stationären Betrieb – Teil 3: Betriebsrichtwerte für die Berechnung von Kreiszylinderlagern
- [4] IEC 61400-4: 2012, Wind turbines – Part 4: Design requirements for wind turbine gearboxes
- [5] W. Qian: Dynamic Simulation of Cylindrical Roller Bearing: Fakultät für Maschinenwesen der Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule, Aachen, 2013

Einlaufverhalten von Gleitlagern im Start-Stopp-Betrieb

Running-in of plain bearings in start-stop operation



Florian König, Institut für Maschinenelemente und Maschinengestaltung (IME), RWTH Aachen, Aachen;

Univ.-Prof. Dr.-Ing. **Gero Jacobs**, IME, RWTH Aachen, Aachen

Kurzfassung

An Lagerungen in konventionellen und hybriden Verbrennungsmotoren der aktuellen Generation, bei denen Start-Stopp-Systeme zu einer häufigen Zu- und Abschaltung des Verbrennungsmotors führen, werden hohe Anforderungen hinsichtlich Reibung und Verschleiß gestellt. In den oft sehr kurzen Betriebszyklen sollen die zum Einsatz kommenden Gleitlager geringe Reibungsverluste und minimalen Verschleiß ohne Einschränkung der Lebensdauer aufweisen. Bei der Lagerauslegung wird einerseits die Berücksichtigung des im Start-Stopp-Betrieb auftretenden Verschleißes zur Prognose der Lebensdauer erforderlich. Andererseits muss auch die Reduktion der Reibungsverluste durch die bessere Einlaufkonditionierung infolge der zunehmenden Anzahl von Start-Stopp-Vorgängen berücksichtigt werden. Die Analyse beider Effekte mithilfe von EHD-Simulationen des Startvorgangs ist Gegenstand dieses Artikels. Aus der Simulation geht hervor, dass die verschleißbedingte Konturanpassung des Gleitlagers reduzierte Reibungs- und Verschleißverluste im Betrieb zur Folge hat.

Abstract

With an increased usage of automotive engine start-stop systems the demand for suitable engine bearings regarding wear resistance and frictional behavior is of growing interest. Low friction and wear for maximum lifetime are key requirements for bearings designed for automotive engine application. For lifetime estimations the wear during start-stop needs to be considered. This research focuses on the running-in behavior of plain bearings subjected to multiple starts and stops. Test results show that running-in leads to reduced friction losses with increasing number of cycles. In an EHL-simulation approach, the influence of surface

modifications caused by running-in on starting friction is studied. The simulation results suggest that the reduction of friction and wear during the running-in period can be attributed to the wear defect growth in the contact zone.

1. Einleitung und Zielsetzung

Sowohl konventionelle als auch hybride Fahrzeugantriebe nutzen verbrauchsoptimierende Betriebsstrategien, die eine zeitweise Abschaltung des Verbrennungsmotors zur Kraftstoffeinsparung und Emissionsminderung einsetzen. Die Anzahl der Fahrzeuge mit Start-Stopp-Automatik wächst stetig und wird bis 2017 auf ca. 65 % Marktanteil geschätzt. Die Kraftstoffersparnis kann mit solchen Systemen zurzeit bis zu 7 % im NEFZ (neuer europäischer Fahrzyklus) betragen [1]. Der Einsatz dieser Betriebsstrategien führt zu einer Erhöhung der Motorstarts von 30.000 auf schätzungsweise 250.000 bis zu 300.000 Startvorgängen über den gesamten Lebenszyklus. Die Start-Stopp-Applikationen führen zu einer Zunahme der verschleißkritischen Belastungen der Haupt- und Pleuellagerungen [2]. Der entstehende Verschleiß nimmt mit steigender Anzahl der Startvorgänge zu, führt zur Verschlechterung der vibroakustischen Eigenschaften (Noise, Vibration, Harshness; NVH) und nach bisherigem Stand der Literatur zu erhöhten Reibungsverlusten oder gar dem verschleißbedingten Ausfall des Verbrennungsmotors [3]. Aktuelle Forschungsarbeiten zeigen im Widerspruch dazu, dass der in Gleitlagern auftretende Verschleiß bis zu einem gewissen Grad eine Verbesserung der Schmierungsbedingungen und eine Reduzierung der Reibung bewirken kann [4]. Diese verschleißbedingte Oberflächenveränderung der Gleitlagerung mit dem Potential zur Reibungsminderung und Verbesserung von Schmierungsbedingungen ist ganz allgemein für Systeme mit häufigen Start-Stopp-Vorgängen von Bedeutung und wird nachfolgend analysiert und hinsichtlich seiner Relevanz bewertet.

2. Gleitlager im Start-Stopp-Betrieb

Das Verschleißverhalten hydrodynamischer Radialgleitlager im Start-Stopp-Betrieb war in der Vergangenheit bereits Gegenstand experimenteller und theoretischer Untersuchungen. Aus Experimenten zu Exzentrizitätstrajektorien in Gleitlagersystemen ist bekannt, dass Verschleiß im Start-Stopp-Betrieb primär während des Gleitens der Welle entlang der Lageroberfläche während des Startvorgangs auftritt. Während des Stoppvorgangs liegt keine verschleißkritische Belastung vor [5, 6]. Der Verschleiß infolge des Start-Stopp-Betriebs führt zunächst zur Einglättung der Oberflächenrauheiten und im weiteren Verlauf zu lokalem Materialabtrag in der Kontaktzone. Die entstehenden Verschleißmulden beeinflussen die Strömung im Kontakt und führen zu einer Erhöhung des maximalen hydrodynamischen Kontaktdrucks in der Lastzone, während die Schmierfilmdicke und Temperaturverteilung nahezu unverändert bleiben. Die aus Verschleißmulden resultierende verbesserte Konformität führt zur Tragfähigkeitssteigerung des Gleitlagers [7]. Die Verschleißrate nimmt mit steigender Anzahl an Start-Stopp-Zyklen bei konstanter Radiallast deutlich ab [6]. Entgegen der Auffassung von Mokhtar et al. [5, 6] wird in der aktuellen Auslegungsrichtlinie [8] der Stoppvorgang anstatt des Startvorgangs aufgrund höherer Temperaturen, die üblicherweise im Betrieb vorliegen, als kritischer angesehen. Die Voraussetzungen für unschädlichen Verschleiß werden nur unter der Bedingung eines erfolgreichen Einlaufvorgangs und nicht bei häufigen An- und Ausläufen erfüllt, welche jedoch nicht näher definiert werden [8].

Im folgenden Beitrag wurde der Einfluss der Oberflächeneinglättung und verschleißbedingten Profilanpassung auf das Betriebsverhalten hydrodynamischer Radialgleitlager im Start-Stopp-Betrieb untersucht. Zur Interpretation des Systemverhaltens im Start-Stopp-Betrieb wurde ein Mehrkörper-Simulationsmodell mit Elasto-Hydrodynamik-Koppelung (EHD/MKS) für Gleitlagersysteme aufgebaut, parametriert und Simulationsergebnisse mit Versuchsergebnissen verglichen.

2. Experimentelle Vorgehensweise

An einem Radialgleitlagerprüfstand wurden Start-Stopp-Versuche durchgeführt. Der Aufbau und Betriebsbedingungen sind in Bild 1 dargestellt.

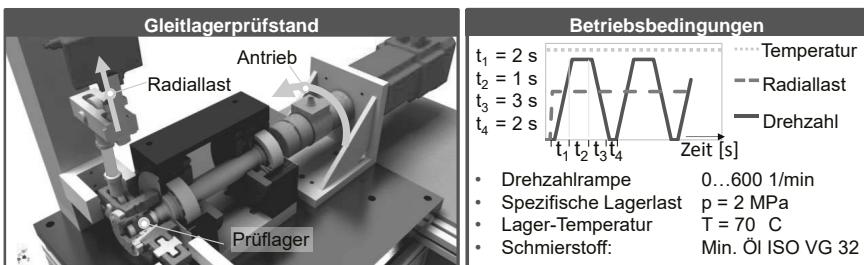


Bild 1: Gleitlagerprüfstand und Prüfprozedur

Die Methodik wird exemplarisch an Bronze-Gleitlagern ($D = 30 \text{ mm}$, $B = 15 \text{ mm}$) des Werkstoffs CuSn12Ni2-C aufgezeigt. Der Werkstoff ist verschleißfest und geräuschkämpfend und gilt zudem als stoßunempfindlich. Daher ist er besonders für mischreibungsbeanspruchte Lagerungen, die hohe Flächendrücke und gleichzeitig Stöße aushalten müssen, geeignet [9]. Als Gegenkörper diente in den experimentellen Versuchen eine Hülse aus 100Cr6 mit einer Härte von 62 HRC. Als Rauheit der Hülse wurde entsprechend der Anforderungen an Gleitlagersysteme im Start-Stopp-Betrieb $R_a 0,04$ ($R_z 0,5$) eingestellt [10, 11]. Das relative Lagerspiel vor dem Versuch lag bei 0,83 %.

Es wurden 5.000 Start-Stopp-Zyklen durchgeführt, wobei die Drehzahl, Radiallast und das Reibmoment kontinuierlich aufgezeichnet wurden. Der Reibwert wurde bei einer Abtastrate von 100 Hz für jeden Zeitpunkt aus den Messgrößen Last und Reibmoment errechnet.

Zur Berücksichtigung von Einlaufeffekten auf das Reibungs- und Verschleißverhalten im Startvorgang wurde ein EHD/MKS-Simulationsmodell in AVL EXCITE POWER UNIT [12] aufgebaut. Der Aufbau des Simulationsmodells wird im folgenden Abschnitt erläutert.

3. Modellbildung

Das Bronzelager wurde als flexibler FE-Körper (C3D8I) in ABAQUS modelliert. Die Welle wurde als Starrkörper mit Hilfe des AVL EXCITE PU SHAFT MODELLER erstellt. Für vertiefende Informationen zur EHD/MKS sei auf [12] verwiesen. Im Folgenden wird auf die Simulation des Startvorgangs eingegangen. Während des Startvorgangs steigt die Drehzahl der Welle nähерungsweise linear mit jedem Zeitschritt. Zu jedem Zeitschritt wird das dynamische Kräftegleichgewicht zwischen Welle und Lager und die daraus resultierende Wellenverlagerung bestimmt. Die Berechnung des Kräftegleichgewichts basiert auf der Reynolds-Gleichung unter Berücksichtigung von Mischreibungszuständen und des Rauheitseinfluss auf den hydrodynamischen Druckaufbau mit Flussfaktoren. Bei Berührung von Rauheitsspitzen der Kontaktpartner findet eine elastische oder plastische Verformung dieser statt. Aus der Berührung resultiert der Festkörpertragdruck, der im Bereich der Mischreibung neben dem hydrodynamischen Tragdruck (HD) wirksam ist. Zur Berechnung des Festkörpertragdruckes ist die mathematische Modellierung der Oberflächenrauhheiten erforderlich. Im aktuellen Beitrag kommt das stochastische Modell nach GREENWOOD und WILLIAMSON [13] zum Einsatz. Flussfaktoren werden nach PATIR und CHENG [14] berücksichtigt. Die allgemeine Vorgehensweise ist in Bild 2 schematisch dargestellt.

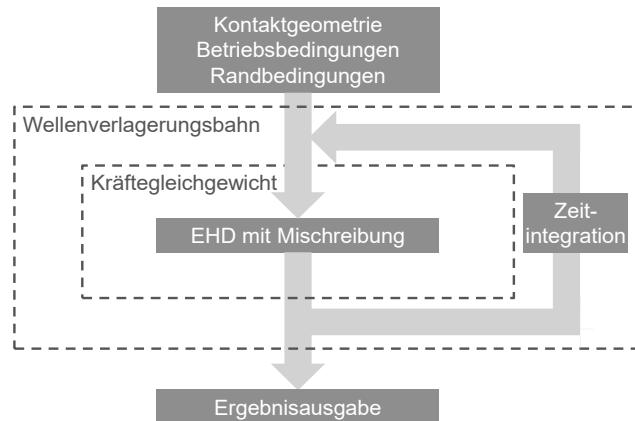


Bild 2: Ablauf des Berechnungsverfahrens

Zur mathematischen Beschreibung des Kavitationseffektes wird das Verfahren nach ELROD mit Einhaltung der Massenbilanz herangezogen, dass die Kavitationsbedingungen nach JAKOBSSON, FLOBERG und OLSSON berücksichtigt. Danach lässt sich die Reynolds'sche Differenzialgleichung folgendermaßen erweitern:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\beta h^3}{12\eta_{liq}} g(\theta) \frac{\partial \theta}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\beta h^3}{12\eta_{liq}} g(\theta) \frac{\partial \theta}{\partial y} \right) = \frac{(U_1 + U_2)}{2} \frac{\partial (\theta h)}{\partial x} + \frac{\partial (\theta h)}{\partial t}$$

Die binäre Variable $g(\theta)$ ist für das Kavitationsgebiet null und eliminiert die druckabhängigen Terme auf der linken Seite, da der Druck hier als konstant angenommen wurde. Der rechte Teil der Gleichung (Schleppströmung) bleibt erhalten. Im Überdruckgebiet ist $g(\theta) = 1$ [15].

4. Randbedingungen der Simulation

Für die Simulation des Gleitlager-Startvorgangs wird die initiale Füllrate in Abhängigkeit der Lagerbreite und Winkelposition entsprechend der folgenden Abbildung definiert.

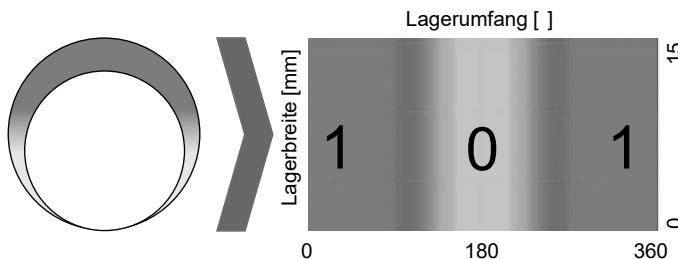


Bild 3: Initiale Füllrate θ des Lagers als Randbedingung der Simulation

Diese Vereinfachung dient der Konvergenzbeschleunigung, da Simulationen bei geringen Schmierfilmdicken und hohen Kontaktdrücken zu langen Rechenzeiten führen [16]. Die Viskosität des Schmierstoffs wurde als konstant angekommen (isotherme Betrachtung). Auf eine Erweiterung zur EHD-Simulation unter Berücksichtigung der Temperaturverteilung (T-EHD) wurde aufgrund der Rechenzeitoptimierung und hohen initialen Temperatur von 70°C verzichtet. Für den Neuzustand und den eingelaufenen Zustand wurden das Simulationsmodell mit den Kenngrößen aus vor- und nachbereitenden Rauheits- und Rundheitsmessungen des Prüflagers parametriert. Die Ergebnisse der Rauheits- und Rundheitsmessungen sind in Bild 4 dargestellt.

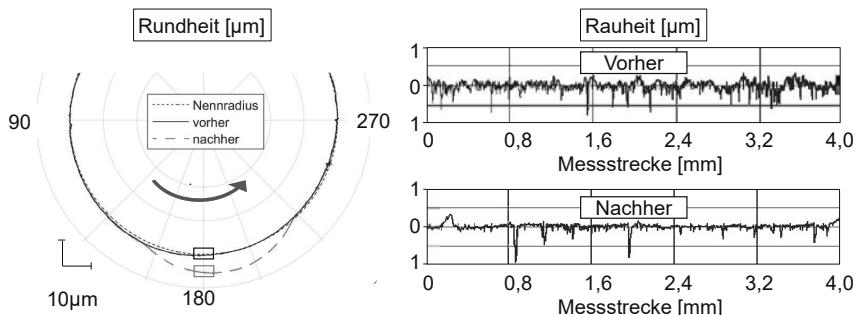


Bild 4: Rundheitsmessschrieb und Lagerrauheit in der Lastzone (orthogonal zur Laufrichtung)

Die Ergebnisse der Simulationen werden im nachfolgenden Abschnitt diskutiert.

5. Ergebnisse der Simulation

In Bild 5 sind die Simulationsergebnisse des Startvorgangs für das betrachtete Gleitlagersystem im Neuzustand und im eingelaufenen Zustand dargestellt. Im ersten Fall wurde lediglich eine Anpassung der Oberflächenrauheit vorgenommen (Einlauf I). Infolge des Einlaufvorgangs zeigt sich in der Simulation eine Abnahme der Übergangsdrehzahl um etwa 20%. In der Realität wurde dieses Verhalten nicht beobachtet. Das Mikrokontaktmodell nach [13] führt zur geringfügigen Reduktion der Reibungsverluste infolge der Oberflächeneinglättung, die bereits bei Start-Stopp-Versuchen an Stahlgleitlagern beobachtet wurde [17]. In den Versuchen wurde eine deutliche Reduktion der maximalen Reibwerte gemessen, sodass in einem weiteren Modell die verschleißbedingte Profilanpassung in der Simulation berücksichtigt wurde (Einlauf II). Aus den Messdaten der Rundheitsmessung nach 5.000 Start-Stopp-Zyklen (Bild 4, nachher) wurde ein Verschleißprofil abgeleitet und das FE-Rechengitter der Lagerkontur entsprechend angepasst. Abweichend von der Rundheitsmessung wurde die dargestellte Simulation (Einlauf II) mit einer maximalen Verschleißtiefe von 2,5 µm durchgeführt.

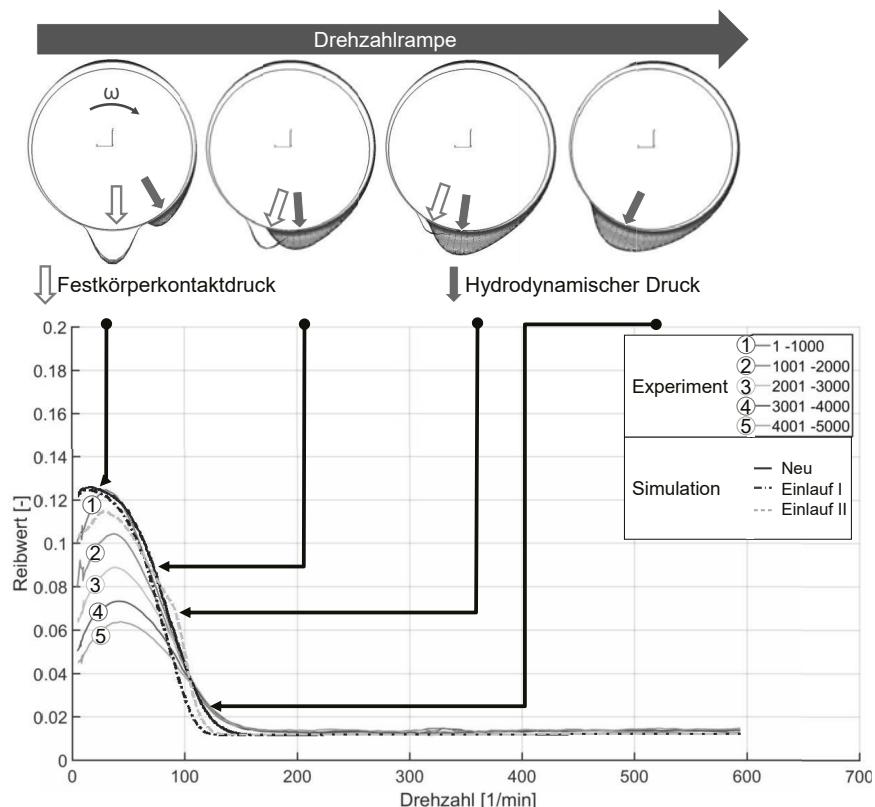


Bild 5: Versuchs- und Simulationsergebnisse des Startvorgangs

Aus den Simulationsergebnissen geht hervor, dass die Einglättung der Oberflächenrauheit bei Verwendung des Kontaktmodells nach [13] zu geringen Veränderungen führt, die verschleißbedingte Profilanpassung jedoch eine deutliche Reibungsreduktion zur Folge hat.

6. Zusammenfassung und Ausblick

Der Einlaufvorgang des Gleitlagers führt zur Reduzierung von Reibungsverlusten während des Start-Stopp-Betriebs. Im verwendeten Mischreibungsmodell ist der Rauheitseinfluss auf die Reibungsreduktion nahezu irrelevant, während die Profilanpassung des Gleitlagers zu einer signifikanten Reibungsreduktion führt. Im Einlauf sorgt eine ausreichende Differenz der Verschleißrate zwischen Stahlwelle und Bronzelager für eine Verbesserung der Konformität

beider Körper, welche eine Reduktion von Reibung im Start-Stopp-Betrieb zur Folge hat. Für eine Lebensdauerprognose muss der im Start-Stopp-Betrieb entstehende Verschleiß berücksichtigt werden. Nach Hadler [18] ist die Verschleißlebensdauer auf 25 % des Lagerspiels festgelegt, was im aktuellen System einer zulässigen Verschleißtiefe von 6,25 µm entspricht. Die Verschleißlebensdauer wäre bereits nach 5.000 Start-Stopp-Zyklen erreicht. In weiteren Untersuchungen soll der Einlauf als gezielte Maßnahme zur Reduktion von Reibung und Verschleiß näher untersucht werden. Ziel der geplanten Untersuchungen ist die Minimierung von Reibung und Verschleiß in möglichst kurzer Betriebszeit bei maximaler Lagerlebensdauer. Dabei sollen thermische Effekte und der Einfluss des Zwischenmediums, insbesondere der Verschleißschutzadditive, auf das Einlaufverhalten untersucht und das existierende Simulationsmodell dahingehend erweitert werden.

7. Danksagung

Die Autoren bedanken sich bei der Deutschen Forschungsgemeinschaft für die finanzielle Unterstützung dieser Arbeit.

Gefördert durch die Deutsche Forschungsgemeinschaft (DFG) – GRK 1856.

8. Literaturverzeichnis

- [1] Knorr, R.: Start-Stopp Systeme auf der Zielgeraden. In: ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift 113 , Nr. 9, S. 664–669, 2011
- [2] Adam, A., Prefot, M., & Wilhelm, M.: Crankshaft bearings for engines with start-stop systems. In: MTZ worldwide, 71(12), 22-25. Springer Fachmedien, Wiesbaden, 2010
- [3] Nikolakopoulos, P.G.; Papadopoulos, C.A.: A Study of Friction in Worn Misaligned Journal Bearings under Severe Hydrodynamic Lubrication. In: Tribology International, 41, 461–472, Elsevier, Amsterdam, 2008
- [4] Meier, V.; Illner, T.: Einsatzgrenzen von hydrodynamischen Weißmetallgleitlagern infolge von Verschleiß. FVV-Abschlussbericht zum Projekt FVV 1016, Heft Nr. 992-2013, Frankfurt 2013
- [5] Mokhtar, M. O. A., Howarth, R. B., Davies, P. B. M.: The Behavior of Plain Hydrodynamic Journal Bearings During Start-ing and Stopping. In: ASLE Transactions, 20:3, 183-190. Taylor & Francis Online, 1977
- [6] Mokhtar, M. O. A., Howarth, R. B., Davies, P. B. M.: Wear Characteristics of Plain Hydrodynamic Journal Bearings Dur-ing Repeated Starting and Stopping. In: ASLE Transactions, 20:3, 191-194. Taylor & Francis Online, 1977

- [7] Fillon, M., Bouyer, J.: Thermohydrodynamic analysis of a worn plain journal bearing. In: Tribology International, 37, Elsevier, Amsterdam, 2004
- [8] DIN 31652-3: Gleitlager –Hydrodynamische Radial-Gleitlager im stationären Betrieb – Teil 3: Betriebsrichtwerte für die Berechnung von Kreiszylinderlagern, Beuth Verlag, Berlin, 1979
- [9] N. N.:CuSn12Ni2-C https://www.kupferinstitut.de/fileadmin/user_upload/kupferinstitut.de/de/Documents/Shop/Verlag/Downloads/Werkstoffe/Datenblaetter/Bronze/CuSn12Ni2-C.pdf, besucht am 16.01.2017
- [10] N. N.:Optische Rauheitsmessung von Kurbelwellen, <http://www.inspect-online.com/printpdf/5289>, besucht am 16.01.2017
- [11] Damm, K.; Skiadas, A.; Witt, M.; Schwarze, H.:Gleitlagererprobung anhand der Forderungen des Automobilmarkts, MTZ extra, MTZ Motortechnische Zeitschrift / Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, 2010, 54-63
- [12] AVL List GmbH: AVL Excite Power Unit Version v2014.1, www.avl.com
- [13] Greenwood, J. A.; Williamson, J. B. P.: Contact of Nominally Flat Surfaces. In: Proceedings of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences 295 (1442), 1966, 300–319.
- [14] Patir, N.; Cheng, H.S.: An Average Flow Model for Determining Effects of Three-Dimensional Roughness on Partial Hydrodynamic Lubrication, Transaction of the ASME, Vol. 100 1978, 12-17
- [15] Bartel, D.: Simulation von Tribosystemen, Vieweg+Teubner Verlag , Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, Wiesbaden, 2010
- [16] Witter, D.; Schelenz, R.; Jacobs, G.: Simulation hochbelasteter, langsam drehender Radialgleitlager im Mischreibungsbereich unter Berücksichtigung elastischer Verformung und Verschleiß, Gleit- und Wälzlagerungen: Gestaltung, Berechnung, Einsatz ; Tagung mit Fachausstellung; Schweinfurt, 24. und 25. Mai 2011 / VDI Produkt- und Prozessgestaltung. - VDI-Berichte ; 2147, Seiten/Artikel-Nr: 159-171
- [17] König, F.; Jacobs, G.; Burghardt, G.: Reibungs- und Verschleißverhalten von Gleitlagerungen im Start-Stopp-Betrieb, Reibung, Schmierung und Verschleiß : Forschung und praktische Anwendungen ; 57. Tribologie-Fachtagung, 26. - 28. September 2016 in Göttingen / Gesellschaft für Tribologie e.V. - Bd. 1: Tribologische Systeme, Maschinenelemente und Antriebstechnik, Fahrzeugtechnik, Dichtungstechnik, Seiten/Artikel-Nr: 34, 10
- [18] Hadler, J.: Tribologische Beurteilung und Optimierung mischreibungsbeanspruchter Radialgleitlager, Dissertation, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, 1994, S. 89

Elektrisches Verhalten von Gleitlagern in Antriebssystemen mit Spannungswischenkreisumrichtern

A. Furtmann M.Eng., Prof. Dr.-Ing. Gerhard Poll,
Leibniz Universität Hannover,
Institut für Maschinenkonstruktion und Tribologie, Hannover

Kurzfassung

In der vorliegenden Arbeit wird das elektrische Verhalten von Gleitlagern untersucht. Neben einer kurzen Einführung in das Thema der elektrischen Belastung bei Antrieben mit Spannungswischenkreisumrichtern, wird ein Berechnungsmodell vorgestellt, dass auf Basis bestehender Lagerberechnungsprogramme arbeitet und die elektrische Kapazität von Gleitlagern bestimmt. Anhand von Prüfstandsversuchen wird das Modell validiert. Der Einfluss der im Vergleich zu Wälzlagern deutlich verschiedenen Kapazität auf den elektrischen Spannungsteiler der Gleichtaktspannung des Umrichters wird ermittelt und diskutiert.

1. Einleitung

In modernen Antriebssystemen mit Spannungswischenkreisumrichtern treten neben vielen Vorteilen – wie beispielsweise einer hohen Dynamik und hohen Wirkungsgraden – vermehrt auch Ausfälle durch parasitäre Stromeffekte auf [1, 2]. Neben den Wälzlagern in Motoren können auch die Maschinenelemente des weiteren Antriebsstrangs durch elektrische Belastung geschädigt werden. Zur Vorhersage von Strömen und Spannungen im gesamten Antriebsstrang ist es erforderlich, das elektrische Verhalten der Maschinenelemente abzubilden und in einem Ersatzschaltbild zu hinterlegen. Für Antriebsstränge mit Gleitlagern ist daher das elektrische Verhalten der Gleitlager von Bedeutung.

Wichtigste elektrische Größe für das Verhalten hinsichtlich von sogenannten EDM-Strömen ist die elektrische Kapazität der Maschinenelemente. Hierbei kann der trennende Schmierfilm zwischen zwei Oberflächen als Kondensator gesehen werden, der neben der Schmierfilmdicke auch abhängig vom Dielektrikum – also dem Schmierstoff – und der Kontaktfläche ist.

2. Grundlagen zu parasitären Stromeffekten

Elektrische Belastung durch umrichterbedingte Ströme lässt sich nach Mütze [1] auf die zwei Effekte der hochfrequenten Erdströme und der Gleichtaktspannung zurückführen, wobei letztere für sogenannte EDM-Ströme verantwortlich ist. Die Gleichtaktspannung entsteht dadurch, dass zu einer Phase nur die positive bzw. negative Zwischenkreisspannung geschaltet wird, wodurch bei einem typischen 3-Phasensystem die Summe der Phasen nicht null wird. Über ein Kapazitätsnetzwerk aus verschiedenen parasitären Kapazitäten bildet sich diese Spannung mit reduzierter Amplitude ab und liegt dadurch auch an kapazitiv wirkenden Bauteilen wie Lagern oder Verzahnungen an. Überschreitet die Spannung die Durchschlagsfestigkeit des trennenden Schmierfilms in den Komponenten, kommt es zu einem Durchschlag, der sich als EDM (electric discharge machining) Strom bemerkbar macht. Durch die hohe Energiedichte in der Entladung wird der Schmierstoff geschädigt und die Oberfläche aufgeschmolzen. Bei besonders starken Entladesträumen kann auch ein direktes Verdampfen des Metalls auftreten, was beispielsweise bei Wälzlagern besonders kritisch für die Entstehung der sogenannten Riffelbildung ist [3].

Um EDM-Ströme besser verstehen und vorhersagen zu können, ist es wichtig, die Höhe der an den Bauteilen anliegenden Spannungen zu kennen. Für Motoren wurde dazu ein kapazitives Ersatznetzwerk entwickelt (beispielsweise von Hausberg [4], Mütze [1] und anderen), das aus den Kapazitäten der Motorlager C_b , der Kapazität zwischen Rotor und Motorgehäuse C_{rf} , der Kapazität zwischen Wicklung und Rotor C_{wr} und der Kapazität zwischen Wicklung und Gehäuse C_{wf} besteht. In [5, 6] wurde dieses Ersatzschaltbild um den Einfluss von Getrieben am Beispiel eines einstufigen Stirnradgetriebes erweitert, wobei zusätzlich zu weiteren Lagerkapazitäten noch die Verzahnungskapazität C_t eingeführt wurde. Das vollständige Ersatzschaltbild ist in Abbildung 1 dargestellt.

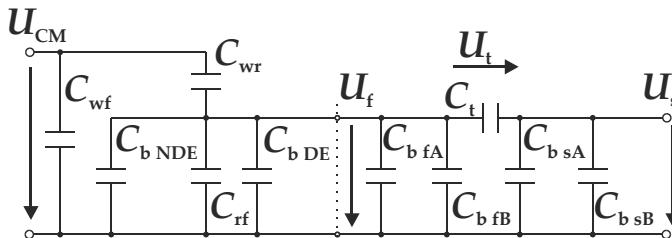


Bild 1: Kapazitives Antriebsstrang-Ersatzschaltbild aus Motor und einstufigem Stirnradgetriebe (Antriebswelle mit Index f, Abtriebswelle mit Index s)

Damit ergeben sich für die Spannung U_f an der Rotorwelle und die Spannung U_s an der Getriebeausgangswelle die Spannungsteiler nach Formel 1 und Formel 2, die das Abbildungsverhältnis zur Gleichtaktspannung U_{cm} darstellen.

$$BVR^+ = \frac{U_f}{U_{cm}} = \frac{C_{wr}}{C_{wr} + C_{rf} + C_{b\ DE} + C_{b\ NDE} + C_{b\ fA} + C_{b\ fB}} \cdot \frac{C_t (C_{b\ sA} + C_{b\ sB})}{C_t + C_{b\ sA} + C_{b\ sB}} \quad (1)$$

$$BVR_{\text{Drivetrain}} = \frac{U_s}{U_{cm}} = GVR \cdot BVR^+ = \frac{C_t}{C_{b\ sA} + C_{b\ sB} + C_t} \cdot BVR^+ \quad (2)$$

3. Das Gleitlager als elektrische Komponente

Als elektrisches Bauteil betrachtet verhält sich ein Gleitlager durch den trennenden Schmierfilm wie eine Parallelschaltung aus einem Widerstand und einer Kapazität. Bei Überschreiten der kritischen Spannung, kommt es zum Durchschlag und das System entlädt sich über einen Entladewiderstand. Abbildung 2 (rechts) verdeutlicht dieses Analogiemodell, welches auch im Bereich der Wälzlagerröme zum Einsatz kommt. Durch die Vergleichsweise großen Schmierfilmdicken und dem hohen spezifischen Widerstand des Schmierstoffs, kann der Widerstand R_p in erster Näherung als unendlich groß betrachtet werden. Das Verhalten des Durchschlagswiderstands R_{EDM} ist am Beispiel von Wälzlagern in [7] beschrieben. Für die Berechnung des zuvor vorgestellten Spannungsteilers ist die Ermittlung der Kapazität von großer Bedeutung, welche in dieser Arbeit am Beispiel eines zylindrischen Radialgleitlagers untersucht wird.

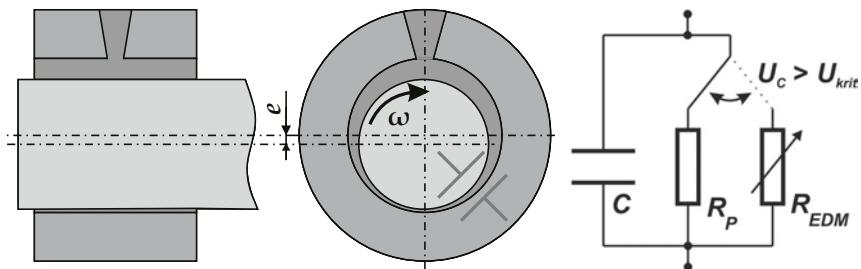


Bild 2: Gleitlager als exzentrischer Zylinderkondensator und das elektrische Ersatzmodell

Ein zylindrisches Radialgleitlager stellt, wie in Abbildung 2 (links) dargestellt, im Grunde einen Zylinderkondensator dar, bei dem die beiden Elektroden nicht konzentrisch sind. Im Falle eines perfekt zentrisch laufenden und vollständig mit Schmierstoff gefluteten Gleitlagers (Exzentrizität $e = 0$) ließe sich die Kapazität des Gleitlagers über die Formel für den Zylinderkondensator ermitteln, wobei der Elektrodenabstand abhängig vom Lagerspiel zwischen Welle und Gleitlagerbohrung wäre. Bei vorhandener Exzentrizität ändert sich – aus

Sicht des Wellenzapfens – bei Bildung eines Ringintegrals für die Kapazität stetig der wirkende Elektrodenabstand zur Gleitlagerschale.

Prashad [8, 9] hat das Verhalten von Gleitlagern in elektrischen Umgebungen untersucht. Auf Basis der geometrischen Beziehungen hat er Formeln hergeleitet, die bei zuvor ermittelter Exzentrizität die Berechnung der Lagerkapazität zulassen. Die Exzentrizität wird bei diesem Ansatz als konstant über die Lagerbreite gesehen, wodurch der Einfluss von Schiefstellungen des Wellenzapfens nicht berücksichtigt werden. Am Beispiel eines ideal zentrisch laufenden Wellenzapfens ist der Effekt der Schiefstellung in Abbildung 3 dargestellt. Dazu wird das Lager in diskrete Abschnitte unterteilt, die jeweils separat berechnet werden. Mit steigender Schiefstellung wächst auch die Kapazität stark an, während gleichzeitig durch den geringer werdenden Abstand die Durchschlagsspannung des Lagers sinkt.

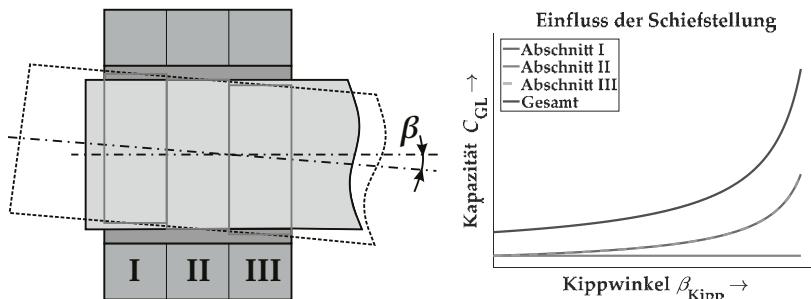


Bild 3: Einfluss der Schiefstellung auf die effektiven Elektrodenabstände bei Unterteilung des Lagers in drei Abschnitte (links) und daraus resultierende Änderung in der Kapazität (rechts)

Um die Ermittlung der Kapazität und der kritischen Durchschlagsspannung unter Berücksichtigung von Schiefstellung möglichst einfach zu gestalten, wird auf das Berechnungsprogramm COMBROS des ITR Clausthal zurückgegriffen. Das Programm diskretisiert das Gleitlager in Umfangs- und Breitenrichtung in einzelne Abschnitte und bestimmt anschließend für diese den Schmierspalt, Druck, Temperatur, Viskosität und den Füllungsgrad. Aus diesen Größen werden zudem allgemeine Kennwerte wie die Exzentrizität abgeleitet.

Mit der vereinfachten Annahme, dass sich jedes Lagersegment wie ein Abschnitt eines Zylinderkondensators verhält, lässt sich die Kapazität pro Segment bestimmen. Die

unterschiedlichen Radienmittelpunkte von Wellenzapfen und Gleitlagerschale werden aufgrund des im Vergleich zum Radius geringen Lagerspiels vernachlässigt.

Die Kapazität eines Gleitlagersegments ergibt sich zu:

$$C_{\text{Zelle}} = 2 \cdot \pi \cdot \varepsilon_0 \cdot \varepsilon_r(\vartheta) \cdot \frac{l_{\text{Zelle}}}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)} \cdot \frac{\alpha_{\text{Zelle}}}{360^\circ} \quad (3)$$

Die Länge eines Segments beschreibt l_{Zelle} und α_{Zelle} stellt den betrachteten Winkelabschnitt dar. Die lokale Dielektrizitätszahl wird in Abhängigkeit von der lokalen Temperatur wie in [10] bestimmt. Die Radien r_1 und r_2 stehen für die Welle und den effektiven Radius der Lagerschale, der sich entsprechend des lokalen Schmierfilms h nach Formel 4 bestimmt:

$$r_2 = r_1 + h \quad (4)$$

Die für einen Durchschlag erforderliche Spannung ergibt sich aus dem Minimum aller Segmente bei bekannter kritischer Feldstärke E_{krit} zu:

$$U_{\text{krit,GL}} = \min(E_{\text{krit}} \cdot h) \quad (5)$$

Mit den berechneten Kapazitäten kann anschließend die Kapazität des Gleitlagers als eine große Parallelschaltung einzelner Kondensatoren, wie in Abbildung 4 dargestellt, bestimmt werden. Die Kapazität C_{GL} des gesamten Gleitlagers berechnet sich dabei über Formel 6:

$$C_{\text{GL}} = \sum_{i=1}^N (\sum_{j=1}^M C_{\text{Zelle},i,j}) \quad (6)$$

Hierbei stehen N und M für die Anzahl der Segmente in Umfangs- und Breitenrichtung.

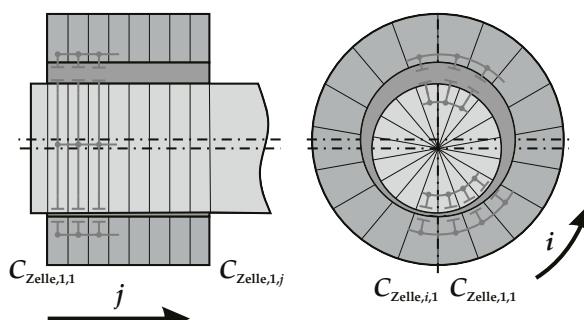


Bild 4: Diskretisierung des Gleitlagers in Umfangs- und Breitenabschnitte mit jeweils einzelnen Kapazitäten

4. Experimentelle Untersuchungen

Zum Abgleich des Berechnungsmodells werden Prüfstandsversuche durchgeführt, bei denen die elektrische Kapazität der Gleitlager gemessen wird. Dazu wird ein am IMKT vorhandener Reibungsprüfstand für Wälzlagern modifiziert. Der in Abbildung 5 (links) dargestellte Prüfstand besteht aus einer Welle mit den zwei zu prüfenden Gleitlagern. Über eine Zwischenhülse mit zwei Hybridlagern wird eine statische Radialkraft aufgeprägt, die sich gleichmäßig auf beide Prüflager verteilt. Durch die Ausführung als Hybridlager mit keramischen Wälzkörpern sind die Kapazitäten der Stützlager hauptsächlich von der Bauform und nicht von ihrem Schmierfilm abhängig und zudem im Vergleich zur Gleitlagerkapazität sehr klein.

Die Messung der Kapazität erfolgt über das Ladekurvenverfahren, das bereits mehrfach erfolgreich am IMKT zur Kapazitätstsmessung eingesetzt worden ist [10, 11]. Über einen Ladewiderstand R_L wird eine Ladespannung U_0 an der Welle angelegt. Zwischen der Welle und dem Gehäuse als Erdungspunkt baut sich dadurch die Messspannung U_M auf. Der Kontakt zur Welle wird über einen Kupfer-Kontaktring und eine Kohlebürste hergestellt. Aus dem zeitlichen Verlauf der Messspannung lässt sich anschließend die Kapazität bestimmen, die noch um die parasitären Kapazitäten des Messsystems und des Verschaufbaus bereinigt wird.

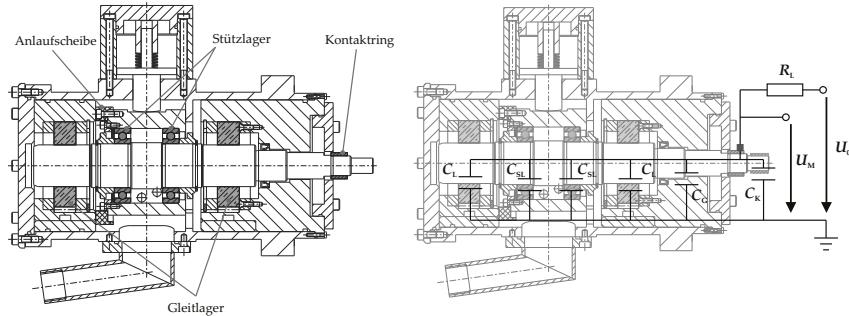


Bild 5: Aufbau des Prüfkopfes zur Untersuchung von Gleitlagern und die zugehörige Messschaltung samt mit Mess- und Störkapazitäten.

In Abbildung 6 und 7 sind beispielhaft zwei Verläufe zwischen gemessener und berechneter Kapazität für zwei unterschiedliche Lasten dargestellt. Im betrachteten Drehzahlbereich zeigt sich eine leichte Abhängigkeit der Kapazität von der Drehzahl in Form einer sinkenden Kapazität mit steigender Drehzahl, die jedoch nicht so stark ausgeprägt ist wie bei ähnlich großen Wälzlagern im selben Drehzahlbereich. Die gemessenen Kapazitäten stimmen gut mit den berechneten Werten überein, wobei die Übereinstimmung mit höherer Last noch

besser wird. Die Anwendbarkeit des zuvor beschriebenen Verfahrens zur Berechnung der Kapazität wird dadurch bestätigt.

Im betrachteten Betriebsbereich ergeben sich für die Kapazität der beiden Prüflager etwa 3 nF pro Lager, was deutlich größer ist als die typischen Werte von Wälzlagern, die häufig im Bereich mehrerer hundert Picofarad liegen.

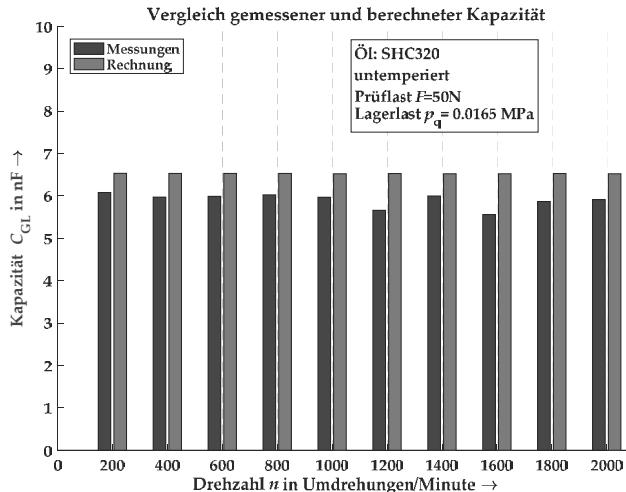


Bild 6: Vergleich zwischen gemessener und berechneter Kapazität bei einer Prüflast von 50 N. Nenndurchmesser der Lager 38 mm, Lagerbreite 40 mm und mittleres, gemessenes Lagerspiel 1,64%.

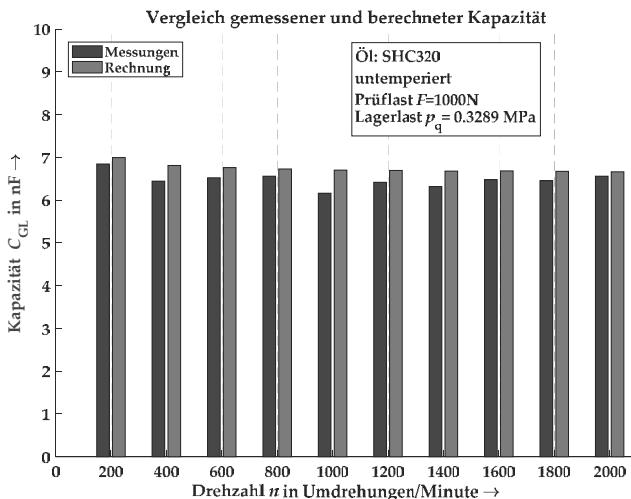


Bild 7: Vergleich zwischen gemessener und berechneter Kapazität bei einer Prüflast von 1000 N. Nenndurchmesser der Lager 38 mm, Lagerbreite 40 mm und mittleres, gemessenes Lagerspiel 1,64%.

5. Einfluss der Gleitlager auf den Antriebsstrang

Um zu untersuchen, wie sich die Gleitlager auf mögliche EDM-Ströme auswirken, kann der in Abschnitt 2 beschriebene Spannungsteiler berechnet werden. Dazu werden in Tabelle 1 beispielhaft für die einzelnen Lagerstellen – Motor, Getriebeeingangswelle, Getriebeausgangswelle – Gleitlager anstelle von Wälzlagern eingesetzt. Für eine einfachere Übersicht werden konstante Werte über alle Variationen angenommen.

Bereits diese einfache Variation zeigt deutlich, wie sehr Gleitlager das elektrische Verhalten des Systems beeinflussen können. Während bei Einsatz eines Gleitlagers an der

Eingangswelle beispielsweise eine deutliche Reduktion der Wellenspannung U_f und auch der Spannung über der Verzahnung U_i erfolgt, steigt bei Gleitlagern an der Abtriebswelle im betrachteten Fall die Spannung über der Verzahnung stark an. Dies kann – bedingt durch die hohe Dynamik im Zahkontakte – zu vermehrten Durchschlägen an der Verzahnung und dadurch einer Schädigung führen.

Neben den offensichtlich positiven Einflüssen bei Einbau von Gleitlagern an der Eingangswelle im Hinblick auf den Spannungsteiler, sollte jedoch noch beachtet werden, dass gerade im Anfahrtsbereich, in dem die Lager eventuell noch in der Mischreibung

betrieben werden, eine erhöhte Gefahr für EDM-Ströme besteht, die dann in diesem Betriebspunkt zu Schäden an den Gleitlagern führen können.

Tabelle 1: Spannungen bei unterschiedlichen Systemvarianten. $C_{wr} = 100 \text{ pF}$; $C_{rf} = 2,25 \text{ nF}$; $C_t = 650 \text{ pF}$

Parameter	Wälzlager	Gleitlager Rotorwelle	Gleitlager Eingangswelle	Gleitlager Ausgangswelle	Gleitlager an allen Wellen
C_{bMotor}	600 pF	6000 pF	600 pF	600 pF	6000 pF
C_{bf}	550 pF	550 pF	6000 pF	550 pF	6000 pF
C_{bs}	500 pF	500 pF	500 pF	7000 pF	7000 pF
U_{cm}	400 V	400 V	400 V	400 V	400 V
U_f	9,13 V	2,64 V	4,07 V	8,52 V	1,91 V
U_t	3,97 V	1,15 V	1,77 V	7,8 V	1,75 V
U_s	5,16 V	1,49 V	2,3 V	0,72 V	0,16 V

6. Zusammenfassung

Um ein besseres Verständnis für die Einflüsse von Gleitlagern auf das elektrische Verhalten von Antriebssystemen im Hinblick auf umrichterinduzierte Ströme zu bekommen, wurde ein Berechnungsmodell für die elektrische Kapazität von hydrodynamischen Radialgleitlagern auf Basis des Berechnungsprogramms COMBROS erstellt. Die damit berechneten Kapazitäten wurden anhand von Versuchen an einem modifizierten Reibungsprüfstand des IMKTs bestätigt und es zeigten sich bei Gleitlagern wie erwartet deutlich größere Kapazitäten als bei Wälzlagern. Wie sich diese Kapazitäten auf das elektrische Verhalten auswirken kann, wurde anhand des kapazitiven Spannungsteilers und der sich daraus ergebenden Spannungen am Beispiels eines einfachen Systems aus Motor und einstufigem Getriebe vorgestellt. Dabei zeigt sich, dass je nach Einbauvariation die Lager- und Zahnradspannungen deutlich sinken können, aber teilweise auch für einzelne Komponenten stark ansteigen können.

7. Danksagung

Die Autoren danken der Siemens AG für die finanzielle Unterstützung des Projekts.

8. Quellen

- [1] Mütze, A.: Bearing currents in inverter fed AC motors. Dissertation. Berichte aus der Elektrotechnik. Aachen: Shaker 2004
- [2] Tischmacher, H., Gattermann, S., Kriese, M. u. Wittek, E. C.: Bearing wear caused by converter-induced bearing currents. IECON 2010 - 36th Annual Conference of IEEE Industrial Electronics. 2010, S. 784–791
- [3] Kriese, M., Wittek, E., Gattermann, S., Tischmacher, H., Poll, G. u. Ponick, B.: Influence of bearing currents on the bearing lifetime for converter driven machines. 2012 XXth International Conference on Electrical Machines (ICEM). 2012, S. 1735–1739
- [4] Hausberg, V.: Elektrische Lagerbeanspruchung umrichtergespeister Induktionsmaschinen. Univ., Diss.--Hannover., Fortschritt-Berichte VDI Reihe 21, Elektrotechnik, Bd. 324. Düsseldorf: VDI-Verl. 2002
- [5] Furtmann, A., Tischmacher, H. u. Poll, G.: Extended HF equivalent model of a drive train. 2016 XXII International Conference on Electrical Machines (ICEM). IEEE 2016, S. 2244–2250
- [6] Tischmacher, H., Tsoumas, I. P. u. Furtmann, A.: Extended probability model for discharge activities in the drive train of converter-fed electric motors. 2015 17th European Conference on Power Electronics and Applications (EPE'15 ECCE-Europe). IEEE 2015, S. 1–10
- [7] Tischmacher, H. u. Kartashov, O.: Simulation von Lichtbogenentladungen in Wälzlagern von Elektromotoren zur Interpretation von experimentellen Ergebnissen an einem Lagerversuchsstand. 32. CADFEM Users' Meeting 2014. 2014
- [8] Prashad, H.: Theoretical Evaluation of Capacitance, Capacitive Reactance, Resistance and Their Effects on Performance of Hydrodynamic Journal Bearings. Journal of Tribology 113 (1991) 4, S. 762
- [9] Prashad, H.: Tribology in electrical environments. Tribology and interface engineering series, Bd. 49. Amsterdam: Elsevier 2006
- [10] Wittek, E. C., Kriese, M., Tischmacher, H., Gattermann, S., Ponick, B. u. Poll, G.: Capacitances and lubricant film thicknesses of motor bearings under different operating conditions. 2010 XIX International Conference on Electrical Machines (ICEM). 2010, S. 1–6
- [11] Furtmann, A. u. Poll, G.: Evaluation of Oil-Film Thickness Along the Path of Contact in a Gear Mesh by Capacitance Measurement. Tribology Online 11 (2016) 2, S. 189–194

Evolution of Residual Stresses during Torsion Fatigue and Application to RCF

Aditya A. Valvekar, Ph.D. Graduate Research Assistant,
Farshid Sadeghi, Cummins Distinguished Professor of Mechanical
Engineering Fellow, ASME,
Purdue University School of Mechanical Engineering West Lafayette,
USA;
Dr. Oliver Koch, Martin Correns,
Schaeffler Technologies GmbH & Co. KG, Herzogenaurach;
Markus Dinkel,
Schaeffler Technologies GmbH & Co. KG, Schweinfurt,

ABSTRACT

The heat treatment processes in manufacturing of rolling element bearings can introduce significant residual stresses in the material, which could influence the fatigue performance. The purpose of this investigation was to determine experimentally and analytically the effects of residual stress on rolling contact fatigue (RCF). In order to achieve the objectives, torsion bars of case-carburized 8620 steel were tested at different stress levels for various number of cycles up to fracture. The residual stresses at different depths from the surface were measured using X-ray diffraction (XRD). Depth profiles of residual stresses were constructed and the evolution of residual stresses due to torsion loading was analyzed. The changes in residual stresses were attributed to two phenomena. The transformation of retained austenite to martensite is accompanied by volume expansion that generates residual stresses in the material. On the other hand, the fatigue cycles causes residual stress relaxation due to microscale plasticity. The combined effect of these phenomena causes the compressive residual stresses to increase initially, and reduce in the later stages of fatigue testing. The stress level also plays an important role in the variation of residual stresses. Moreover, a fatigue damage model for RCF was modified to incorporate effects of residual stresses. The RCF model employs Von Mises based plasticity model with kinematic hardening to incorporate the effect of material plasticity. Continuum damage mechanics approach was utilized to capture material degradation due to fatigue damage. The residual stress distribution was modeled by modifying the damage evolution law. From the results of the simulations, the influence of different distributions of residual stresses on RCF lives is evaluated.

Keywords: Residual stresses, Retained austenite, Rolling contact fatigue.

Introduction

Rolling element bearings (REB) are frequently used in machineries such as transmission systems, wind turbines, rail-wheel and cam-follower mechanisms. They are used to allow rotary motion and reduce friction between moving parts while supporting significant amount of load. For rolling element bearings that are properly maintained and operated under conditions of elastohydrodynamic lubrication, the life-limiting failure mechanism is rolling contact fatigue (RCF). RCF occurs when rolling bearing elements and the raceway roll with respect to each other, producing alternating contact stresses over a small volume. The two most dominant modes of RCF failure are surface originated pitting and subsurface initiated spalling (Littmann [7]; Littmann and Widner [2]). Pitting is characterized by the initiation of a crack at a surface irregularity e.g. dents or scratches (Bower [3]). On the other hand, sub surface spalling is characterized by micro-cracks originated below the surface at material inhomogeneities such as non-metallic inclusions which propagates towards the surface forming a relatively large spall. This mode of RCF is dominant when contacting surfaces are smooth, free of defects and operate under clean lubricated conditions (Harris [4]; Littman [1]).

In the case of sub-surface initiated RCF, the cracks are often found to initiate in the region of maximum shear stress reversal below the surface (Slack and Sadeghi [5]). Figure 1 depicts the stress distribution for a loading pass at the depth of maximum shear stress for a 2D line contact under plane strain conditions. It can be seen that the shear stress, τ_{xy} is the only component of stress that undergoes a complete reversal while the other component of stresses σ_x and σ_y remain compressive. In addition, in the absence of strong shear tractions acting at the contact site, mode I crack growth is suppressed by the compressive hydrostatic component of the stress field and mode II crack growth is expected. Therefore, the occurrence of RCF is governed by the only component of stress that reverses (i.e. shear stresses). Also, the maximum shear stress reversal occurs at 0.5b depth below the surface, the region where RCF cracks are most often found to originate. Thus, the reversal in shear stress is considered to be the critical stress component that promotes the rolling contact fatigue (Littman [1], Lundberg and Palmgren [6]). The recently developed damage mechanics based RCF model [5, 7-13] incorporating microstructural features through Voronoi tessellations to account for geometric disorder and the randomness in the material microstructure topology also assume a shear driven intergranular failure mechanism. The damage evolution law for modeling RCF used by [5, 7-11] is

$$\frac{dD}{dN} = \left[\frac{\Delta\tau_{critical}}{\tau_r(1-D)} \right]^m \quad (1)$$

Where, $\Delta\tau_{critical}$ is the shear stress reversal resolved during a rolling pass along the Voronoi grain boundary. As failure mechanism for torsional fatigue and rolling contact fatigue are shear driven, [5, 7-11] utilize the stress-life (SN) relationship for the material in torsional fatigue to extract the damage parameters τ_r and m .

Bearing manufacturers have been using various techniques to increase the working life of the REBs which is limited by the RCF failure. Many of such techniques involve inducing compressive residual stresses in the bearing steel which lead to delay the crack initiation and retard crack growth. Therefore, compressive residual stresses significantly improve the fatigue resistance of the material. Case hardening of steel using carburization is one such method. Carburization of steel results in a material with gradients in microstructure and composition as a function of depth (Boyer [14]). The affected region typically includes carbides surrounded by the steel matrix. The distribution of carbides varies with the depth; the

region closer to surface has the higher density of carbides and it reduces with depth. Since carbide phase is much harder than surrounding steel matrix, their distribution results in a gradient in mechanical properties of the material. Case carburization also introduces compressive residual stresses (RS) in the case region of material and tensile residual stresses below the case. Parrish and Harper [15] have surveyed around 70 RS distributions and results for carburized with case depths less than 1 mm. Figure 2(a) depicts the typical RS distribution according to their results. For majority of samples, the depth at which peak RS occurs was 20% of the case depth. The residual stress diminishes to zero at a depth equal to the case depth of the material.

However, the residual stress distribution in the bearing material evolves during the operation due to the loading and other microstructural phenomena. The retained austenite (RA) in the bearing microstructure exhibits metastability at ambient temperatures and undergoes a phase transformation during RCF. These transformations are accompanied by volume expansion of approximately 4 percent caused by the RA changing from the face-centered cubic lattice structure to a martensitic body centered tetragonal or body centered cubic structure. The volume expansion induces compressive residual stresses in the material. Voskamp [16] have studied the decomposition of RA and corresponding variation in residual stresses during RCF. Figure 2(b) demonstrates the evolution of residual stress due to RA transformation during RCF. Additionally, the microscale plasticity due to the fatigue loading causes residual stress relaxation.

Since residual stresses play decisive role in effecting the fatigue performance of the bearings, it is important to study and analyze the evolution of residual stresses. As mentioned before, the damage phenomenon of RCF and torsion fatigue are equivalent, therefore studying evolution of residual stresses during torsion fatigue can provide valuable insights into the phenomena causing the variations. It can also help in quantifying the extent of the changes in the residual stresses so that RCF lives can be estimated more accurately. Therefore, the objective of this study was to experimentally analyze the evolution of residual stresses in torsion. X-ray diffraction technique was utilized to measure the residual stresses at different depths in the specimens fatigued in torsion fatigue test rig. Further it is also important to assess the effect of residual stress on the RCF lives of the bearings. For that a numerical model for RCF developed previously based on continuum damage mechanics and Voronoi tessellation was modified to incorporate effects of residual stress. Effects of different distributions of residual stresses were analyzed.

Torsion fatigue test rig

The MTS torsion fatigue test rig (TFTR) depicted in Figure 3 was constructed to conduct torsion fatigue experiments. The TFTR comprises of an MTS hydraulic rotary actuator and custom mechanical grips. MTS torque cell is used to monitor the torque experienced by the specimen during the test. The rotary actuator and the torque cell are mounted on a bracket assembly on each end, which is secured on the machined flat surface of a rigid base structure. The reaction bracket on the actuator end is fixed on the base while the torque cell end slides along the base. The grips were designed to appropriately transmit the twist loading from the rotary actuator to the torsion specimen and resist the same at the fixed end. Figure 4 illustrates the CAD model of the grips used in TFTR. The torsion fatigue test rig is described in detail in [17].

Experimental results

First, torsion stress-life (SN) curve was obtained for the case carburized 8620 steel with 10% RA by testing 25 specimen at different load levels until failure. Figure 5 illustrates the SN curve obtained from the results for this investigation. The ultimate strength in shear for the material tested was 2.18 GPa. In

order to investigate the variation in the residual stress profile during the torsion test, the specimen were fatigued for a preset number of cycles at 3 different load levels – 0.8 S_{us}, 0.6 S_{us}, 0.4 S_{us}. The preset number of cycles for each load level was chosen based on the SN curve of the material. Figure 6 depicts the data points (life cycles) for each load level. After the torsion testing, the sub-surface residual stress distributions on the fatigued specimen were measured using XRD at four different depths – 12.7 μm, 25.4 μm, 50.8 μm and 76.2 μm. Please note that a new specimen is tested for each data point on Figure 6 as XRD technique for RS measurement is destructive. Additionally, the RS distribution on the pristine specimen was also measured.

The results obtained from the XRD measurements are presented in figure 7 through 9 for load levels 0.4S_{us}, 0.6S_{us}, 0.8S_{us}, respectively. The data are presented in two forms. In the first form, residual stress values are plotted against stress cycles at different depths below the surface. In the second form, profiles of residual stress value vs. depth below the surface were plotted for different cycle numbers. The residual stress distribution in the pristine sample is also depicted. It can be seen that residual stress at the surface is significantly higher than subsurface residual stress. The residual stress values below the surface are approximately the same. It should be noted that the depths where RS measurements are performed are very close to the surface; hence the shear stress experienced by the material points at this depth can be assumed to be the same as the maximum shear stress at the cross-section. At 0.4 S_{us}, as the fatigue cycles increase, the residual stress values increase (more negative) at all depths, therefore the profile of the residual stress remains the same at all cycles. This increase in the residual stress can be attributed to the volume expansion due to RA transformation. At 0.6 S_{us}, however, the magnitude of residual stress increases till cycle no 10 then start to decrease (less negative). The initial increase in the residual stresses can be explained by the RA decomposition while the decrease in the magnitude can be caused by stress relaxation due to microscale plasticity. Since plasticity does not occur at low loads, it can be inferred that the decrease in the magnitude was not observed at 0.4 S_{us}. Please note that the data point cycle 1 and depth 50 μm, which does not follow the trend with other data is ignored in this analysis as experimental anomaly. The effect of microscale plasticity on stress relaxation is more evident at higher load of 0.8 S_{us}. The residual stress magnitudes for failed specimen were approximately -100 MPa at all depths for the load of 0.8 S_{us}, compared to the magnitude of -300 MPa for the load of 0.6 S_{us}. It is interesting to note that the peak residual stresses at all depths which occur at cycle 3 for load level of 0.8 S_{us} are considerably higher (more negative) than the peak residual stresses for load level 0.6 S_{us} which occur at cycle no. 10. From this observation, it can be estimated that RA transformation is accelerated at high load i.e. all the RA is transformed rapidly to induce residual stresses at 0.8 S_{us}.

Fatigue damage model incorporating residual stresses

The fatigue damage model used in this study is based on the approach developed by [5, 7-13]. In this approach, material degradation due to fatigue damage is modeled using continuum damage mechanics (CDM). The theory of continuum damage mechanics (Lemaître [18], Kachanov [19]) provides a convenient framework to model the initiation and propagation of micro cracks and voids in an empirical fashion. It can be noted that as the fatigue cycles progress, the internal damage manifests as the reduction in the effective modulus of elasticity which is measured by the thermodynamic state variable, D. The value of D is equal to 0 for the pristine material, while the value of 1 for D corresponds to a completely damaged material. The damage evolution rate law is dependent on state of stress for the elastic material,

while for elastic-plastic material undergoing yielding, damage is dependent on the accumulated plastic strain in addition to the state of stress. As the shear stress reversal is considered to be the critical stress component that promotes the RCF failure, shear stress reversal governs the evolution of damage variable in elastic regime while maximum Von Mises stress (σ_{\max}) and accumulated plastic strain over a rolling pass are considered as the damage causing stress in plastic case. In this approach, Voronoi tessellations were used to represent the grain structure of the bearing material and it is assumed that Voronoi grain boundaries represent the “weak planes” in material microstructure along which the fatigue damage advances [5, 7-11]. The effect of the mean stress due to the presence of residual stresses is also included in the damage rate law. The damage evolution laws for modeling RCF therefore becomes [5, 7-13]:

$$\frac{dD}{dN} = \left[\frac{\Delta\tau_{critical}}{\tau_{ro} \left(1 - \frac{\sigma_m}{S_{us}} \right) (1 - D)} \right]^m \quad (2)$$

$$\frac{dD}{dN} = \left[\frac{\sigma_{\max}^2}{2ES_0 \left(1 - \frac{\sigma_m}{S_{us}} \right)^2 (1 - D)^2} \right]^q \dot{p} \quad (3)$$

Here, $\Delta\tau_{critical}$ is the maximum shear stress reversal and \dot{p} is the accumulated plastic strain resolved along grain boundary. τ_{ro} and S_0 are the material parameters that characterize the material's resistance to fatigue damage. σ_m represents the mean stress due to the presence of residual stresses and S_{us} is the ultimate strength in shear. The procedure to evaluate the damage parameters from torsion fatigue experiments are provided in [13]. The details of the finite element model simulating the rolling pass and the numerical implementation of fatigue damage model can be found in [5, 7-13].

Model results and discussion

This section describes results obtained from the fatigue damage model for RCF incorporating residual stresses. Two types of the residual stresses distributions were studied, 1) uniform throughout the depth and 2) distribution typically observed in case carburized steels as depicted in Figure 10. In the figure, D_p is the depth at which the peak residual stress occurs, while residual stress goes to 0 at depth D_e from the surface. RS_p is the value of peak compressive residual stress.

Table 1 summarizes the parameters and material properties used in this simulation. The half-width of contact (b) was kept fixed at 100 µm for all cases. Maximum Hertzian pressure, P_{max} was varied from 2.0 GPa to 3.5 GPa so that considerable portion of the material would undergo plastic deformation. 35 random material domains were simulated for each operating condition. A 2 parameter Weibull cumulative distribution function was used to determine the variability in the fatigue lives for different residual stress distributions. Different scenarios depicted in Figure 11 were investigated to analyze the effects of these parameters. Please note that for the material to be in equilibrium, there must present tensile residual stresses also. However, as these tensile residual stresses occur below the critically stressed region (1b below the surface), they are ignored in this analysis.

In the first scenario, two magnitudes of uniform residual stresses were investigated. For both load levels (2.0 GPa and 3.5 GPa), the RCF lives for material with residual stresses were estimated to be significantly higher than for the material with no residual stress. Furthermore, as the magnitude increases, the positive impact of the residual stress on the RCF lives also improves. In scenario 2, the depth at which the peak residual stress occurs (D_p) is varied keeping other parameters fixed, as shown in figure 11(b). From the

Weibull probability results depicted in the figure 13, we can conclude that the residual stress distribution enhances the RCF life. Further, the fatigue life is proportional to the residual stress value at the critical depth. At low loads ($P_{max} = 2$ GPa), the elastic damage law is dominant and the main mode of failure. Therefore the critical depth occurs at 0.5b below the surface where shear stress reversal is the maximum. On the other hand, at high load ($P_{max} = 3.5$ GPa), the fatigue life is governed by the plastic damage law. Since, Von-Mises stress is the maximum at a depth 0.7b below the surface, which is the critical depth for high loads. In both cases, the compressive residual stress at the critical depth was the highest for D_p of 40 μm and it had the largest RCF life. In scenario 3, the value of peak residual stress (RS_p) was varied while D_p was kept fixed at 50 μm (figure 11(c)). It can be observed in figure 14 that as RS_p increased the fatigue life also increase. In scenario 4 as demonstrated in figure 11(d), D_e was varied but D_p was kept fixed at 100 μm so that the residual stress at the critical depth would remain the same for all cases. As expected the fatigue life for all cases were the same (Figure 15). Scenarios 3 and 4 confirm that when the yield strength is not varied with depth, the fatigue life was governed by the residual stress value at the critical depth.

Scenario 5, illustrated in figure 11(e) resembles the residual stress distribution typically observed in case carburized steel. The peak residual stress occurred at 20% of the D_e . Weibull probability plots obtained from the model for this scenario are depicted in figure 16. The scenario with residual stress depth (D_e) of 200 μm found to have largest RCF life at low load however at high load D_e of 400 μm had the largest life. This is because the critical depth for high load was deeper into the material.

Summary and future work

This investigation performs torsion fatigue testing at different load levels for various numbers of cycles to measure the evolution of residual stress in order to gain insights into phenomena causing the variations. It was observed that at low loads, residual stresses increases (more negative) with cycles. This could be due to RA transformation as microscale plasticity is absent. On the other hand, at high loads, residual stresses initially increase (more negative) then decrease as relaxation due to microscale plasticity. It was observed that the initial magnitude of residual stress also play a role in determining the rate of change in residual stresses. In future, more experiments with different initial residual stress distribution would be performed and RA composition in the material would also be measured in order to find an equation in terms of load, initial RA composition and residual stress magnitude for the evolution of residual stresses in torsion fatigue. The analytical results show that the distribution of residual stresses significantly affects the fatigue performance of the material. In this analysis, the residual stress distribution was assumed to not vary with fatigue cycles. In future, the model would be modified to account for the variation in the residual stresses with fatigue cycles.

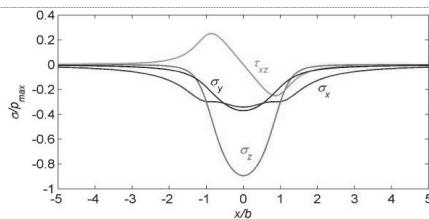
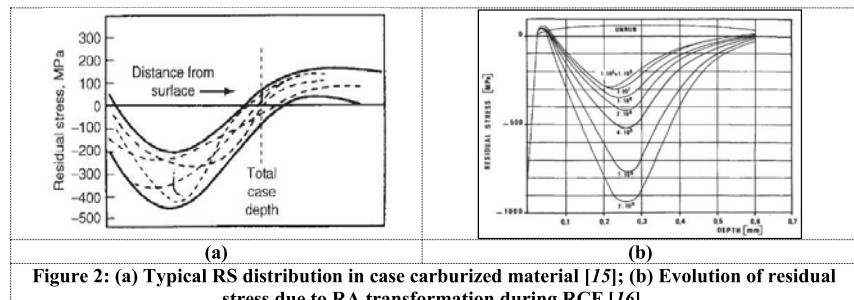
References

- [1] Littmann, W. E. (1969), "The Mechanism of Contact Fatigue," NASA Special Report, SP-237.
- [2] Littmann, W. E. and Widner, R. L. (1966), "Propagation of Contact Fatigue from Surface and Subsurface Origins," *Journal of Basic Engineering*, **88**(3), pp. 624–636.
- [3] Bower, A. F. (1988), "The influence of crack face friction and trapped fluid on surface initiated rolling contact fatigue cracks," *Journal of tribology* **110**(4), pp. 704–711.
- [4] Harris, T. A. (2001), *Rolling Bearing Analysis*, Wiley: New York.
- [5] Slack, T., and Sadeghi, F. (2010), "Explicit finite element modeling of subsurface initiated spalling in rolling contacts," *Tribology International*, **43**(9), pp. 1693–1702.
- [6] Lundberg, G., and Palmgren, A. (1949), "Dynamic capacity of rolling bearings," *Journal of Applied Mechanics*, **16**(2), pp. 165–172.

- [7] Raje, N., Sadeghi, F., and Rateick, R. G., Jr. (2008), "A Statistical Damage Mechanics Model for Subsurface Initiated Spalling in Rolling Contacts," *Journal of Tribology*, **130**(4), p. 042201.
- [8] Jalalahmadi, B., and Sadeghi, F. (2010), "A Voronoi FE fatigue damage model for life scatter in rolling contacts," *Journal of Tribology (Transactions of the ASME)*, **132**(2).
- [9] Warhadpande, A., Sadeghi, F., Kotzlas, M. N., and Doll, G. (2012), "Effects of plasticity on subsurface initiated spalling in rolling contact fatigue," *International Journal of Fatigue*, **36**(1), pp. 80-95.
- [10] Bomidi, J. A., & Sadeghi, F. (2014), "Three-Dimensional Finite Element Elastic–Plastic Model for Subsurface Initiated Spalling in Rolling Contacts," *Journal of Tribology*, **136**(1), 011402.
- [11] Weinzapfel, N., and Sadeghi, F. (2013), "Numerical modeling of sub-surface initiated spalling in rolling contacts," *Tribology International*, **59**, pp. 210-221.
- [12] Shen, Y., Moghadam, S.M., Sadeghi, F., Paulson, K. and Trice, R.W. (2015), "Effect of retained austenite–Compressive residual stresses on rolling contact fatigue life of carburized AISI 8620 steel," *International Journal of Fatigue*, **75**, pp.135-144.
- [13] Walvekar, A.A. and Sadeghi, F. (2017), "Rolling contact fatigue of case carburized steels," *International Journal of Fatigue*, **95**, pp.264-281.
- [14] Boyer, H. (1987), "Case hardening of steel," *ASM International*, **319**.
- [15] Parrish, G., and Harper, G.S. (2013), *Production Gas Carburising: The Pergamon Materials Engineering Practice Series*, Elsevier.
- [16] Voskamp, A. P. (1985), "Material response to rolling contact loading. ASME, Transactions," *Journal of Tribology* (ISSN 0742-4787), **107**, 359-364.
- [17] Bomidi, J.A., Weinzapfel, N., Slack, T., Moghaddam, S.M., Sadeghi, F., Liebel, A., Weber, J. and Kreis, T., (2013), "Experimental and numerical investigation of torsion fatigue of bearing steel," *Journal of Tribology*, **135**(3), p.031103.
- [18] Lemaître, J., 1992, A course on damage mechanics, Springer-Verlag, Berlin; New York.
- [19] Kachanov, L. M. (1958), "Time of the rupture process under creep conditions," *Isv. Akad. Nauk. SSR. Otd Tekh. Nauk*, **8**, pp. 26-31.

Table 1: Material properties used in the simulation

Undamaged elasticity modulus, E	200 GPa
Hardening modulus, M	10 GPa
Poisson's ratio, ν	0.3
Material grain diameter, d_g	10 μm
Maximum Hertzian pressure, p_{max}	2.0-3.5 GPa
Contact half-width, b	100 μm
Surface coefficient of friction, μ_s	0.05
Critical damage value, D_{crit}	1

**Figure 1: Subsurface stress history at critical depth in Hertzian rolling line contact [5].****Figure 2: (a) Typical RS distribution in case carburized material [15]; (b) Evolution of residual stress due to RA transformation during RCF [16].**

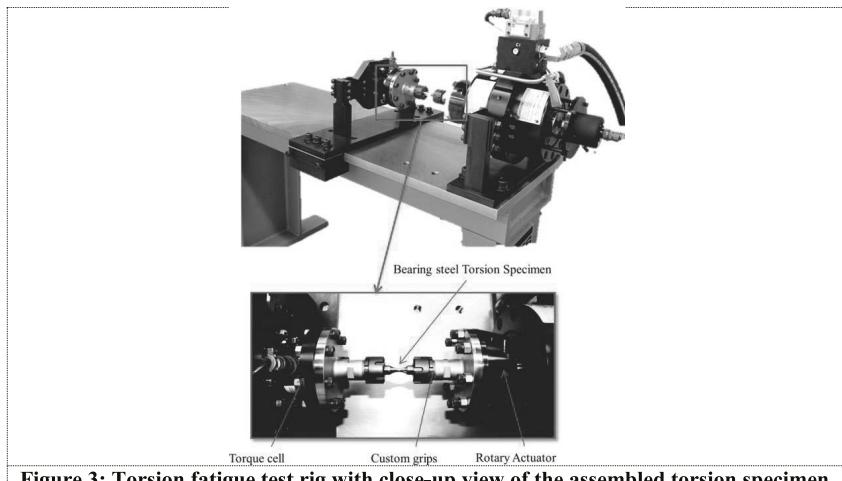


Figure 3: Torsion fatigue test rig with close-up view of the assembled torsion specimen.



Figure 4: CAD drawing of the custom grips.

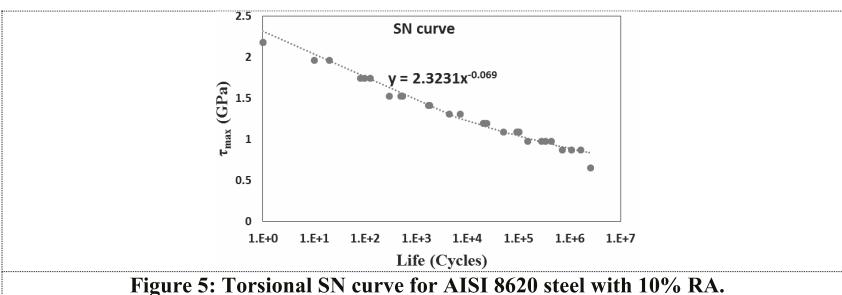


Figure 5: Torsional SN curve for AISI 8620 steel with 10% RA.

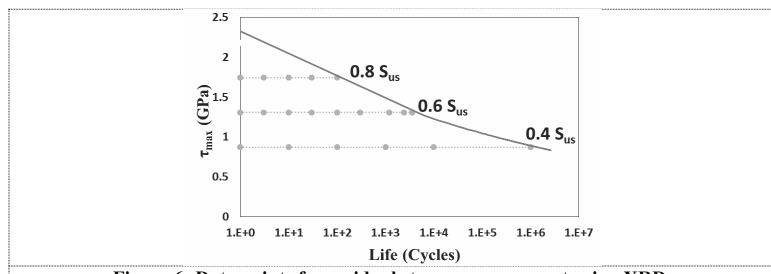
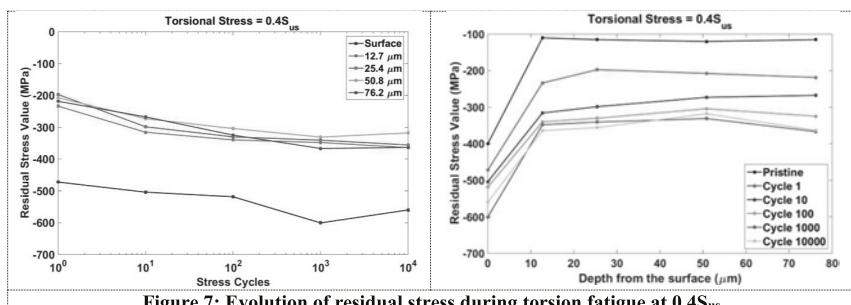
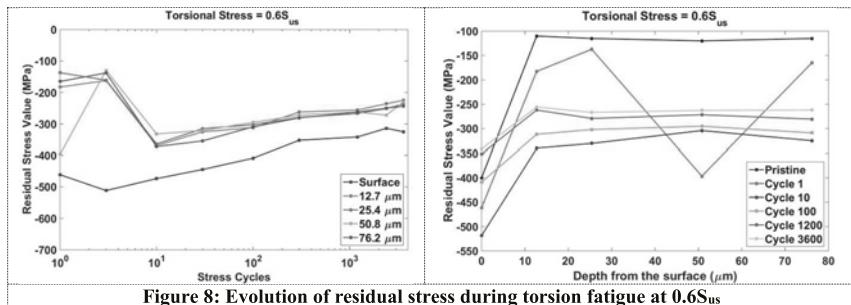
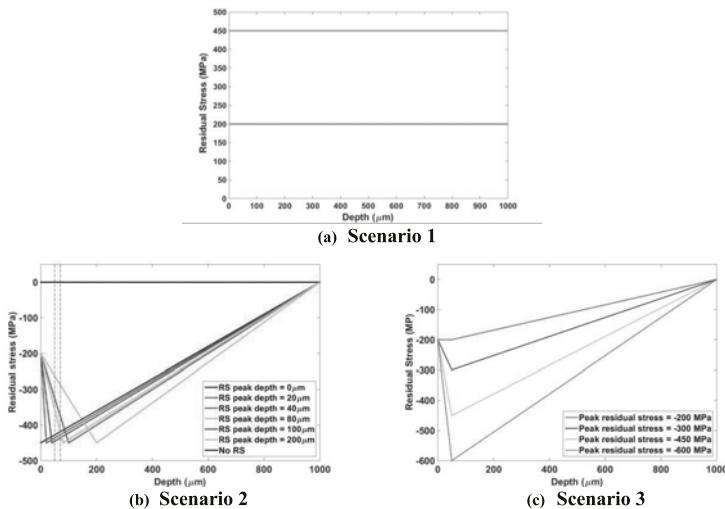
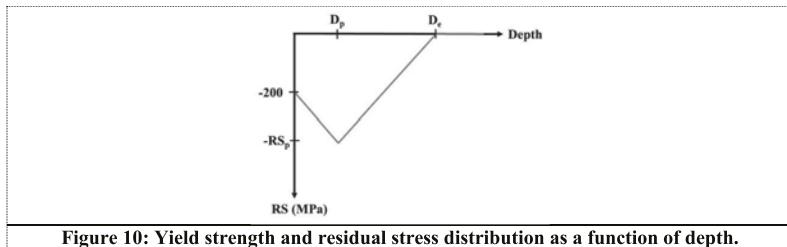
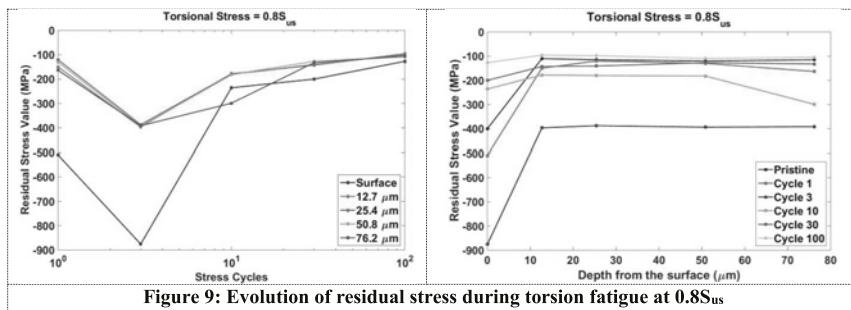
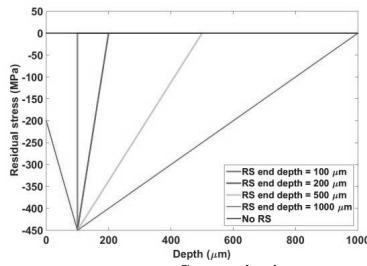


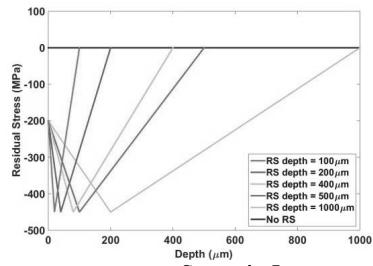
Figure 6: Data points for residual stress measurement using XRD.

Figure 7: Evolution of residual stress during torsion fatigue at $0.4S_{us}$.Figure 8: Evolution of residual stress during torsion fatigue at $0.6S_{us}$.





(d) Scenario 4



(e) Scenario 5

Figure 11: Different yield strength and residual stress profiles (scenarios) considered for parametric study.

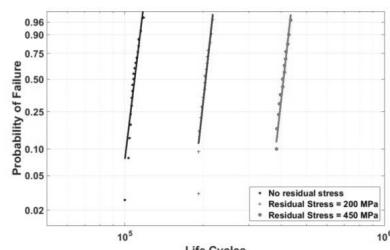
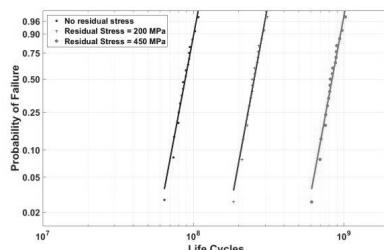


Figure 12: Weibull probability plots for test scenario 1 at (a) $P_{\max} = 2.0$ GPa and (b) $P_{\max} = 3.5$ GPa.

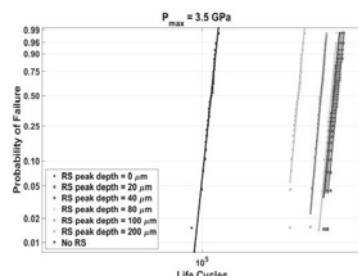
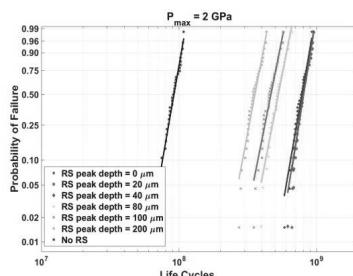


Figure 13: Weibull probability plots for test scenario 2 at (a) $P_{\max} = 2.0$ GPa and (b) $P_{\max} = 3.5$ GPa.

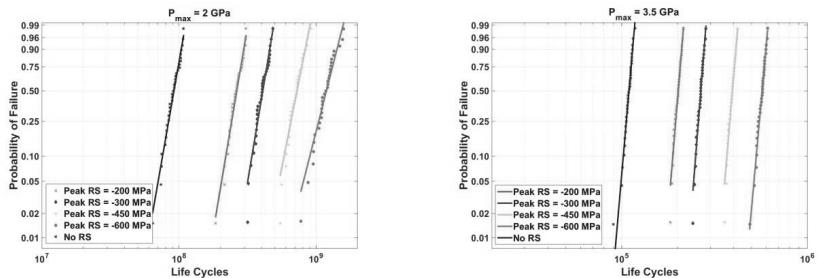


Figure 14: Weibull probability plots for test scenario 3 at (a) $P_{\max} = 2.0 \text{ GPa}$ and (b) $P_{\max} = 3.5 \text{ GPa}$.

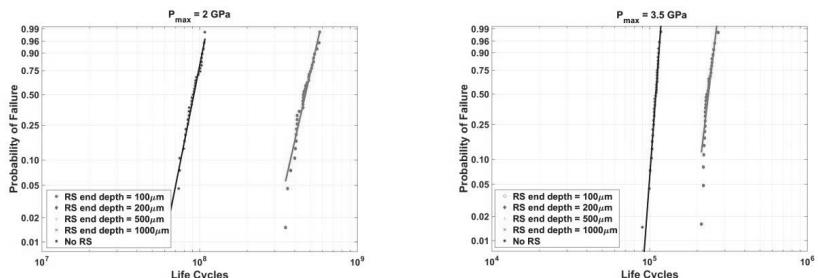


Figure 15: Weibull probability plots for test scenario 4 at (a) $P_{\max} = 2.0 \text{ GPa}$ and (b) $P_{\max} = 3.5 \text{ GPa}$.

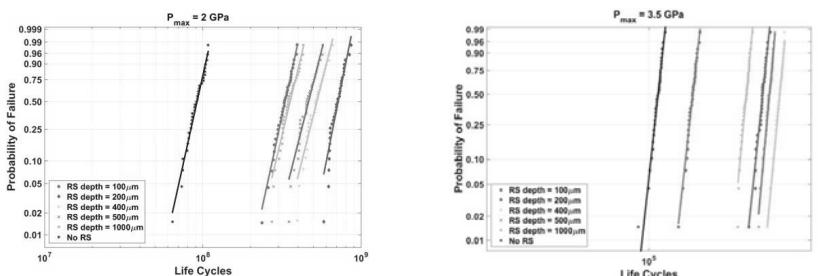


Figure 16: Weibull probability plots for test scenario 5 at (a) $P_{\max} = 2.0 \text{ GPa}$ and (b) $P_{\max} = 3.5 \text{ GPa}$.

Virtual Bearing Life Test

**Xiaolan Ai, Jerry Rhodes, Thorsten Klaehn,
Emil-Dragos Oprescu,**

The Timken Company, Colmar, Cedex, France

Introduction

Today, a well-designed and manufactured rolling element bearing seldom fails when properly installed and maintained. The ultimate failure modes are often related to rolling contact fatigue. For this reason, bearing endurance testing is routinely performed to establish bearing rating, conduct quality auditing and evaluate the impact of material selection, internal geometry and surface finish improvements. Great variations are experienced despite the fact that bearings are tested under apparently "identical" conditions. Statistical methods are used which require an adequate number of bearings be tested to establish statistical certainty. This leads to a time-consuming and costly process, particularly for large-sized bearings. For ultra large-sized bearings, endurance testing is often cost prohibitive.

Virtual bearing life test (VBLT) becomes increasingly appealing not only because of its fast and low-cost nature but, most importantly, because recent technology advancement has enabled engineers to leverage the solid engineering foundation built from century-long physical testing. VBLT provides a cost-effective means for bearing manufacturers to conduct bearing endurance testing, evaluating impacts of design features, material properties (cleanness, residual stress, and hardness), process changes and operating environment. It allows engineers to isolate factors that affecting bearing fatigue life much faster and with greater certainty. VBLT is currently the only affordable alternative to conduct fatigue life testing for ultra-large bearings with high fidelity.

A comprehensive VBLT model was developed in the Timken Company. The development work includes three most important pieces, namely the model development, experimental test data extraction and model parameter calibration. This paper outlines the model simulation and related development in terms of the basic model structure and key modules.. It covers a genetic algorithm based parameter calibration process. Model validation is also presented and discussed.

Model structure

Figure 1 shows the VBLT model structure and computational work flow. It is a digital representation of an actual physical test rig. The model is based on a layered structure to obtain good balance between computational accuracy and efficiency. It contains a dozen of individual modules which are linked through interfaces for data passing. It starts with finite element (FE) modeling of the test rig where load acting on each bearing is obtained (step a). The bearing loads include both radial and axial direction depending on the settings of test bearings. Detailed FE models for test bearings are also built with finer mesh grid where load distribution at contacts between rollers and raceways are estimated (step a).

Roller load is passed on to a contact module where detailed contact analysis is performed to obtain surface and subsurface stress distributions at each contact (step c).

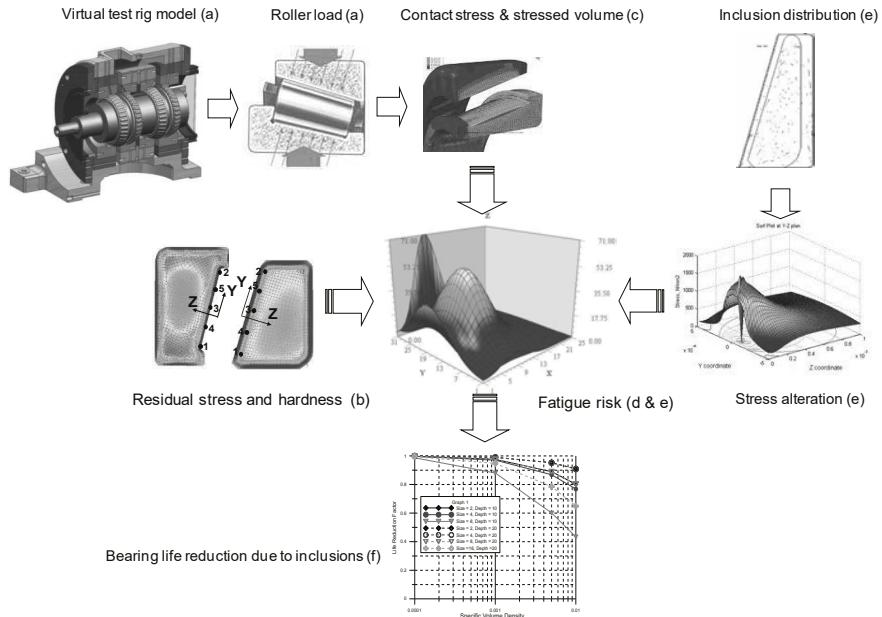


Figure 1 VBLT model structure and computational work flow

VBLT also contains a material heat treatment module to model material's response to different heat treatment processes. This module provides resulting residual stress distributions and hardness profiles within bearing components (step b). A fatigue risk assessment module then combines the contact stresses with residual stresses to form a critical stress function and compares it with material strength function based on hardness at any given point within the material to establish a fatigue risk for the given point. The fatigue risk assessment module further integrates fatigue risk over the entire stressed volume of the material for all bearing components to drive the bearing life based on 3-parameter Weibull statistical distribution (step d).

To consider the impact surface roughness on bearing fatigue life, a rough contact module was also developed and could be selected as an option for calculating contact stress fluctuations for a given load level based on actual measured 3D surface topography of the bearing surfaces. An effective stress correction function based on damage accumulation hypotheses of Miners is derived using the resulting stress fluctuations, and subsequently applied the contacts subjected to the same load level.

Modules for calculation of stress alterations due to inclusions in material or surface indentations on bearing surfaces were also developed. Take inclusion module as an example. When invoked, the module reads in inclusion information, including inclusion size, location, material property and orientation for every inclusion found within bearing components and calculates stress alterations within a “super” cell surrounding the inclusion. The super cell is usually 10 times larger in volume than the inclusion it encapsulates. The original stress field is then modified by substituting in the super cells at respective locations (step e). Fatigue life of the bearing is reevaluated using the modified stress field. A relative life with respect to nominal life can thus be obtained (step f). Similar work flow applies to surface indentation module where life reduction factor due to surface indentations can be estimated for the dented bearings.

Model Calibration

There are a dozen of engineering parameters and physical constants in the VBLT model. Some of the parameters need to be determined through experiments. Seven parameters were identified to have direct link to bearing endurance and thus must be calibrated before deployment of the model. These parameters include some of the most familiar engineering parameters such as Weibull slope β , fatigue limiting stress σ_{fl} and stress exponent c , whose “true” values are often debated among researchers.

Model parameters are mutually related. It is difficult, if not impossible, to isolate their influence on bearing fatigue life. To obtain these parameters as an interrelated group, genetic algorithm (GA) was employed. A clean set of experimental data covering a wide range of bearing sizes and test conditions were selected as benchmark to “train” the model. A fitness function was constructed based on the root mean square (RMS) deviations of model predictions from experimental results. The objective of model calibration is to find a set of parameters that minimizes the RMS deviation. Model calibration involves evolution of a set of initial model parameters following a process defined by GA. The model parameters are systematically adjusted according to three basic rules (selection, recombination and mutation) of GA to endure steady improvement of fitness score, which in this case reduces the RMS deviation. The evolution process continues till predetermined convergent criteria are met. Table 1 provides typical results for the three most influence parameters for bearing fatigue life calculation from model calibration exercises using experiment results derived from over a thousand bearings.

As can be appreciated, there exist different sets of parameters that could produce similar fitness scores. Regardless of the noticeable variations among individual parameters from set to set, the fatigue limiting stress σ_{fl} is always close to zero, indicating there is no fatigue limit for bearing steels.

Table 1

Parameter set ID	Weibull slope, β	Stress exponent, c	Fatigue limiting stress, σ_{fl} (MPa)
1	1.4000	7.4341	0.0791
2	1.3209	7.3775	0.3415
3	1.1434	10.6668	1.3188
4	1.1300	10.5908	0.0625
Parameter low limit	1.1	5	0
Parameter upper limit	1.8	15	500

Model Validation

Timken has a long history of conducting bearing physical testing, and had cumulated a vast amount of testing data, covering a wide range of part numbers, bearing sizes and test conditions over several decades. These testing data played an import role in VBLT development. The data were carefully selected to ensure information completeness, and statistically treated to eliminate or minimize artifacts or accidental causes that are not representative of the indent test conditions. The data were then separated into two batches, one for model calibration and one for subsequent model validation.

Figure 2 shows the comparison between VBLT model predictions and physical bearing fatigue life testing results. The x-coordinate represent bearing pitch diameter; y-coordinate represents bearing positions on test rig counting from the blind end of the drive shaft. The z-coordinate is the normalized bearing life $L_{15.9}$ where 15.9% bearings in the population fail before reaching $L_{15.9}$. The blue symbols (balls) in the plot represent test results derived from 5928 tested bearings in 247 test groups with 1501 observed failures. Note that each ball on the plot represents a statistical result derived from a large group (hundreds) of bearings under seemly identical conditions.

Table 2 presents the statistic measures of the comparison. The RMS deviation of VBLT predictions from the experiment results is 0.595 in the normalized dimension.

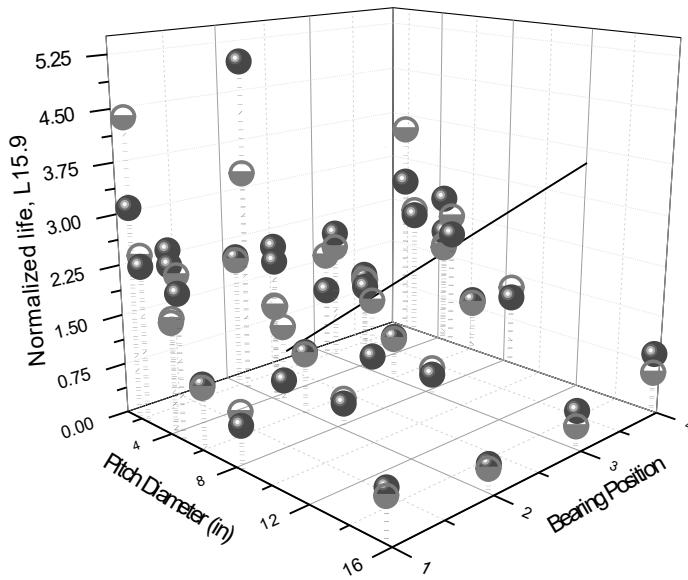


Figure 2 Comparison between VBLT predictions (red half open circles) and experimental results (blue balls)

Table 2

Statistics	Normalized fatigue life, $L_{15.9}$	
	VBLT prediction	Experimental results
Maximum	5.025	4.425
Mean	1.584	1.543
Minimum	0.237	0.338
RMS deviation	0.595	

Conclusions

A comprehensive VBLT model was developed in the Timken Company to reduce the reliance on bearing physical testing and to provide an alternative to conducting bearing fatigue life tests for large and ultra large bearings. This model was developed form the first principals and on solid engineering foundations built over several decades. The mode has been validated with vast amount of bearing life test data accumulated over a long history of physical bearing testing. VBLT plays an increasingly important role in bearing product performance auditing, product design evaluation and customer engineering supporting.

Multi-Ebenen-Simulation zur Berechnung der lokalen Lebensdauer in hochbelasteten Wälzkontakten

Dr.-Ing. Timo Kiekbusch,
Jun. Prof. Dr.-Ing. Balázs Magyar,
Prof. Dr.-Ing. Bernd Sauer,
Lehrstuhl für Maschinenelemente und Getriebetechnik, TU Kaiserslautern

1 Kurzfassung

Die Lebensdauerauslegung von Wälzlagern erfolgt in der Regel nach DIN ISO 281 [1] bzw. DIN 26281 [2] hinsichtlich der Werkstoffermüdung. Dabei können unter anderem verschiedene Belastungen, Schmierungszustände oder Verschmutzungsgrade berücksichtigt werden. Damit stellt die Berechnung der ertragbaren Lastspiele bzw. die Ermüdungslebensdauer für klassische Ermüdungsschäden bei Kataloglagern heute keine Herausforderung dar. Die klassische Ermüdung ist jedoch nur eine von vielen Ausfallursachen von Wälzlagern.

Viele weitere Schäden lassen sich mit der genormten Lagerauslegung nicht vorhersagen oder abschätzen. Dazu zählen beispielsweise Verschleiß, Schlupfschäden oder Auswirkungen von Oberflächenschäden, wie sie durch Partikelüberrollung oder durch fehlerhaftes Handling bzw. Montage auftreten können.

Durch einen Multi-Ebenen-Ansatz ergeben sich zusätzliche Möglichkeiten, um das Versagen von Wälzlagern auf Grund solcher Schäden berechenbar zu machen. Auf der System- bzw. Elementebene wird am Lehrstuhl für Maschinenelemente und Getriebetechnik der TU Kaiserslautern die Dynamiksimulation verwendet, um das Verhalten des Wälzlers in Wechselwirkung mit der Umgebung zu bestimmen. Als Ergebnisgrößen stehen unter anderem die lokalen Kontaktpressungen, Schlupfzustände und Schubspannungen für jeden Kontakt zur Verfügung. Diese dienen als Eingangsgröße für die zweite Simulationsebene – die Tribosimulation. Hier können die Spannungstensoren, Eigenspannungen und wirkende Schubspannungen im Material auf Basis der TEHD-Simulation mit elastisch-plastischen Materialgesetzen und den realen Oberflächenprofilen berechnet werden. Damit kann auf der dritten Ebene mit Hilfe geeigneter Lebensdaueransätze die lokale Lebensdauer aus der lokalen Werkstoffbeanspruchung und den Versagensgrenzen ermittelt werden.

Im Rahmen dieses Beitrags wird diese Vorgehensweise am Beispiel eines Oberflächeneindruckes vorgestellt, wie er etwa bei Partikelüberrollung entstehen kann.

2 Abstract

The life time of rolling bearings is generally determined in accordance with DIN ISO 281 [1] or DIN 26281 [2] with regard to material fatigue. Among other things different loads, lubrication conditions or contamination levels can be taken into account. Therefore, the calculation of the bearing life time for classical subsurface fatigue and catalogue bearings is state-of-the-art. The subsurface fatigue, however, is only one of many failure causes. Many other defects cannot be predicted with these methods (e. g. wear, slip damage or the effect of surface damage due to particles or faulty handling or mounting).

Using a multi-level approach, the bearing behaviour can be predicted more accurately. On the system resp. element level, the Institute of Machine Elements, Gears, and Transmissions of the University of Kaiserslautern uses self-developed dynamic rolling bearing models based on commercial MBS software. This allows the consideration of interactions between bearing and system and the prediction of the contact conditions, like pressure distribution, slip and shear stresses for every contact in the bearing. These results are used as input data for the second level – the tribo simulation (TEHL). Thereby, the material stress tensors, residual stresses and acting shear stresses can be calculated with taking into account elasto-plastic material behaviour and real surface topographies, for example. This data is past to the third level which allows the prediction of the local material life time resp. failure limits based on stress data and characteristic material parameters.

3 Stand der Forschung

MORALES-ESPEJEL und GABELLI fassen in [3, 4] den Stand der Technik zur Vorhersage der Lagerlebensdauer unter Berücksichtigung der Wechselwirkungen zwischen Kratzern, Eindrückungen und dem Schmierstoff zusammen und stellen Ergebnisse eigener Untersuchungen auf einem Lagerprüfstand und einem Zwei-Scheiben-Ermüdungs-Prüfstand vor. Darüber hinaus werden diese Ergebnisse mit einem EHD-Berechnungsmodell abgeglichen aus dem letztendlich auch die Beanspruchungsgrundlagen abgeleitet werden. Sie kommen zu dem Schluss, dass bei den im Wälzlagern i. d. R. vorliegenden geringen Schlupfwerten ($SRR < 10\%$) das Risiko für die Oberflächenzerrüttung im Bereich der Fehlstelle eher durch die lokalen Druckspitzen bestimmt wird als durch das Gleit-Roll-Verhältnis oder die Richtung der Reibkräfte.

Der Einfluss von Partikeleindrücken in Wälzlagern auf deren Ermüdungslebensdauer wird in den aktuellen Normen [1, 2] in Form des Verunreinigungsbeiwertes berücksichtigt, der in den Lebensdauerbeiwert a_{ISO} der erweiterten Lebensdauerberechnung eingeht. Dieser Ansatz berücksichtigt die Lebensdauerreduktion durch das Partikelangebot nur mittelbar, nicht den unmittelbaren Zusammenhang zwischen einem Oberflächeneindruck und der Lebensdauerverringerung durch die örtliche Spannungsüberhöhung oder das lokale Durchbrechen des

Schmierfilms. Zur Abschätzung des Partikeleintrags in den Schmierstoff wurden beispielsweise in [5, 6] Berechnungsmodelle entwickelt.

Ai et al. untersuchen in [7-11] den Einfluss von Oberflächeneindrücken experimentell und mit Hilfe von auf Mehrgitterverfahren basierten EHD-Berechnungsmodellen. Während bei schlupffreiem Rollen und guten Schmierungsbedingungen kein signifikanter Einfluss auf die Ermüdungslebensdauer festgestellt wurde, führten zusätzliche Gleitanteile und/oder geringere Spaltweiten zu größeren Druckbergen im Schmierspalt und zu höheren Spannungskonzentrationen im Bereich des Eindrucks. Zudem wurde gezeigt, dass sich die maximale Vergleichsspannung in Richtung der Oberfläche verlagert. Aus diesen Betrachtungen leiten sie auch einen Lebensdauerverringerungsfaktor (life reduction factor LRF) ab und weisen darauf hin, dass ein bei hoher Belastung ermittelter LRF den Einfluss bei geringeren Lasten i. d. R unterschätzt. Ähnliche Ergebnisse erhält auch Biboulet [12] bei seinen experimentellen und simulativen Untersuchungen an trockenen und geschmierten elliptischen Kontakten. Es wird gezeigt, dass die durch Oberflächenschäden hervorgerufene Zusatzbelastung hauptsächlich von der Steilheit der Indentation und von der Auswurfgeometrie abhängt. Ebenfalls wird Schlupf als ein wesentlicher negativer Einflussparameter identifiziert. Ein großer Schmierspalt bewirkt, dass die örtliche Spannungsüberhöhung sinkt, während diese sich bei geringen Schmierspalten kaum vom trockenen Kontakt unterscheidet.

4 Modellierungsstrategie

Die am Lehrstuhl für Maschinenelemente und Getriebetechnik (MEGT) der TU Kaiserslautern verwendete Modellierungsstrategie zur Berechnung der lokalen Lebensdauer für Wälzlager umfasst mehrere Simulationsebenen:

- System-/Elementebene (Mehrköpersimulation)
- Kontakt ebene (Tribosimulation)
- Werkstoffebene (Lokale Lebensdauerberechnung)

Dieser Multi-Ebenen-Ansatz erlaubt die Berücksichtigung äußerer Einflussgrößen bei der Ermittlung der lokalen Werkstoffbeanspruchung, die letztendlich die Grundlage für die Vorhersage der lokalen Lebensdauer ist. In Bild 1 ist diese Vorgehensweise zusammenfassend dargestellt. Im Folgenden werden die einzelnen Modellebenen genauer beschrieben.

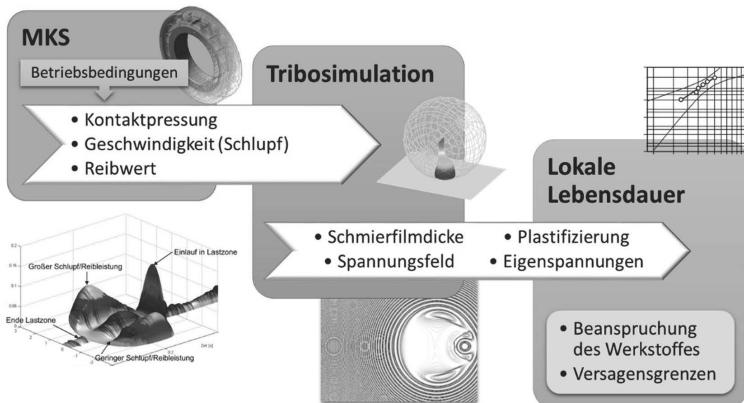


Bild 1: Multi-Ebenen-Ansatz zur Berechnung der lokalen Lebensdauer von Wälzlagern

4.1 Dynamiksimulation

Die Dynamiksimulation mittels MKS-Software ist am MEGT bereits seit vielen Jahren ein etabliertes Werkzeug zur Analyse des Verhaltens von Wälzlagern [13-16]. Grundlage der Modelle sind kommerzielle MKS-Tools, die mittels eigenentwickelter Berechnungsroutinen erweitert werden, um die Kontakte in den Wälzlagern mit hinreichender Genauigkeit und Performance abzubilden. Es existieren Simulationsmodelle für die gängigsten Wälzlagertypen (z. B. Rillen- und Schräkgugellager, Zylinder-, Kegel-, Pendel- und Axialzylinerrollenlager oder auch Rollenschieneführungen, siehe Bild 2).



Bild 2: Auswahl an verfügbaren Dynamiksimulationsmodellen am MEGT

Die Modelle eignen sich für die Integration in Systemmodelle, so dass sich beispielweise die Randbedingungen des Lagers direkt aus den äußereren Belastungen berechnen lassen. Die Modelle erlauben die Berechnung von Ergebnisgrößen wie z. B. Kontaktpressungen, Geschwindigkeiten, Reibwerte, Schmierfilmdicken usw. für jeden einzelnen Kontakt. Die Modellgrundlagen sind unter anderem in [14, 15] beschrieben. Diese Ergebnisgrößen dienen als Eingangsgrößen für die nächste Simulationsebene – die Tribosimulation.

4.2 Tribosimulation

In der zweiten Simulationsebene werden einzelne Kontakte des Wälzlagers mit Hilfe eines detaillierten Berechnungsmodells analysiert. In den letzten Jahren wurden am MEGT tribologische Berechnungsprogramme entwickelt, die es erlauben für den trockenen bzw. geschmierteren Punkt- oder Linienkontakt die Spalthöhe und Pressungsverteilung zu ermitteln. Durch die Kopplung mit der System-/Elementebene können die wälzlagerspezifischen Kontaktbedingungen als Eingangsgröße für die Tribosimulation genutzt werden, so dass eine möglichst realitätsnahe Abbildung der Kontakt situation gelingt. Das Tribosimulationsprogramm ist auch in der Lage thermische Effekte, Oberflächenrauheiten und plastische Deformationen zu berücksichtigen (vgl. z. B. [17]). Bilder 6 und 7 stellen links exemplarische Berechnungsergebnisse (Schmierspalthöhe, Pressungs- und Vergleichsspannungsverteilung) unter wälzlagertypischen Betriebsbedingungen am Beispiel eines glatten Punktkontaktes dar.

Das verwendete Kontaktmodell erlaubt die Kontaktanalyse zweier Körper auf Basis der elastisch-plastischen Halbraumtheorie nach [18]. Neben Druck- und Deformationsverteilung können auch der lokale Spannungszustand und die plastischen Dehnungen bestimmt werden, die wiederum zu Werkstoffeigenspannungen führen. Zur Berücksichtigung der Plastizität im Materialinneren erfolgt die Lastaufbringung inkrementell, wobei in jedem Schritt der jeweilige Gleichgewichtszustand iterativ bestimmt wird. Das TEHD-Modell setzt auf dem Kontakt solver auf und dient zur Berechnung der lokalen Schmierspalt- und Druckverteilungen während der Überrollung unter Berücksichtigung des Schmierstoffes durch die simultane Lösung der Reynolds-Differentialgleichung und der Spaltgleichung.

Die Berechnung der Werkstoffbeanspruchung unter der Oberfläche wird auf Basis der Einflusszahlmethode nach [19] durchgeführt. Bild 7 links zeigt die aus dem Wälzkontakt resultierenden Vergleichsspannungen im Material, die als Eingangsdaten für die lokale Lebensdauerberechnung dienen.

4.3 Lokale Lebensdauerberechnung

Auf der dritten Modellebene erfolgt die Simulation der lokalen Werkstoffbeeinflussung. Hierzu wird die Werkstoffbeanspruchung ins Verhältnis zur Werkstoffbeanspruchbarkeit gesetzt. Die lokale Lebensdauerberechnung kann dabei auf Basis verschiedener Modelle erfolgen, die unterschiedliche Schädigungsmechanismen zur Grundlage haben. Prinzipiell lassen sich drei verschiedene Rissöffnungsarten unterscheiden (siehe Bild 3).

Insgesamt stehen drei unterschiedliche Lebensdauermodelle nach [20] zur Verfügung:

- Modell nach IOANNIDES und HARRIS (Grundlage von DIN 26281 [2]):

Das Modell berücksichtigt einen statistischen Zusammenhang zwischen der Erlebenswahrscheinlichkeit S und einem spannungsabhängigen Ermüdungskriterium für jedes

Volumenelement. Es setzt die Annahme voraus, dass der erste Riss zum Bauteilver sagen führt. Als Ermüdungskriterium kommt beispielsweise das Kriterium nach DANG VAN ($\tau_i = \tau_{0max} - k \cdot p_{hyd}$) in Frage.

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

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

S	Erlebenswahrscheinlichkeit	c	Exponent für Spannungskriterium
N	Lastzyklen	z'	spannungsgewichtete Tiefe
e	WEIBULL-Exponent	h	Tiefenexponent
τ_i	Ermüdungskriterium nach DANG VAN	z_i	Tiefe, in der die Spannung herrscht
τ_u	Ermüdungsgrenzschubspannung	τ_{0max}	maximale Schubspannungsamplitude
σ_i	Von Mises-Vergleichsspannung	k	Gewichtungsfaktor
σ_u	Ermüdungsgrenzspannung	p_{hyd}	hydrostatische Spannung

- SMITH-WATSON-TOPPER-Modell (SWT) aus der Bruchmechanik:

Das SWT-Modell ist ein energiebasierter Ansatz aus der Bruchmechanik und basiert auf der Annahme, dass die Ermüdung durch zyklische Dehnungen nach Rissmodus I erfolgt. Es ermöglicht die Berücksichtigung von örtlichen Spannungen und Dehnungen.

$$\sigma_{n,max} \cdot \frac{\Delta\varepsilon_1}{2} = \frac{\sigma_f'^2}{E} (2 \cdot N_f)^{2b} + \sigma'_f \varepsilon'_f (2 \cdot N_f)^{b+c}$$

$\sigma_{n,max}$	maximale Normalspannung, in der kritischen Ebene	c	Duktilitätsexponent bei Zug-/Druckbeanspruchung
$\Delta\varepsilon_1$	Dehnungsschwingbreite der größten Hauptdehnung	b	Schwingfestigkeitsexponent bei Zug-/Druckbeanspruchung
σ'_f	zyklischer Schwingfestigkeitskoeffizient bei Zug-/Druckbeanspruchung	ε'_f	zyklischer Duktilitätskoeffizient bei Zug-/Druckbeanspruchung
E	E-Modul	N_f	Lastzyklen

- FATEMI-SOCIE-Modell (FS) aus der Bruchmechanik:

Das ebenfalls energiebasierte FS-Modell setzt den Rissmodus II als versagenskritisch voraus und basiert auf den zyklischen Schiebungen als Ermüdungsursache. Dabei die die Beanspruchung in der höchstbelasteten Ebene maßgeblich.

$$\gamma_{max} \left(1 + k_e \cdot \frac{\sigma_{n,max}}{\sigma_y} \right) = \frac{\tau_f'}{G} (2 \cdot N_f)^{b_y} + \gamma_f' (2 \cdot N_f)^{c_y}$$

γ_{max}	maximale Schiebung in der höchst beanspruchten Ebene	G	Schubmodul
$\sigma_{n,max}$	maximale Normalspannung	N_f	Lastzyklen
k_e	dimensionslose Materialkonstante	b_y	Schwingfestigkeitsexponent bei reiner Torsionsbeanspruchung
σ_y	Fließgrenze	γ_f'	zyklischer Duktilitätskoeffizient bei reiner Torsionsbeanspruchung
τ_f'	zyklischer Schwingfestigkeitskoeffizient bei reiner Torsionsbeanspruchung	c_y	Duktilitätsexponent bei reiner Torsionsbeanspruchung

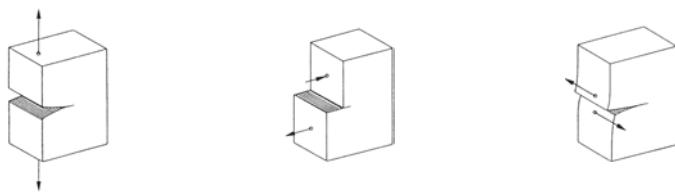


Bild 3: Rissöffnungsmodi nach [21]

5 Anwendungsbeispiel

Auf Basis der beschriebenen Methodik wurde der Einfluss eines Partikeleindruckes auf die Ermüdungslbensdauer des Lagerwerkstoffes untersucht. Der verwendete Eindruck ist ca. $3 \mu\text{m}$ tief, hat einen Durchmesser von ca. $50 \mu\text{m}$ und besitzt einen Randaufwurf von ca. $0,2 \mu\text{m}$. Die Geometrie ist in Bild 4 dargestellt. Als Beispiel wird ein Lager vom Typ 6204 C3 verwendet ($R_x=7,5 \text{ mm}$, $E'=230,8 \text{ GPa}$). Die Belastung der höchstbelasteten Kugel beträgt im Beispiel $Q=70 \text{ N}$ bei einer Summengeschwindigkeit von $u=1 \text{ m/s}$. Der Schmierstoff wird über seine dynamische Viskosität ($\eta_0=0,04 \text{ Pas}$) und den Druck-Viskositäts-Koeffizient ($\alpha_p=22 \text{ GPa}^{-1}$) beschrieben. Daraus ergeben sich die dimensionslosen Parameter nach MOES zur Charakterisierung der Bedingungen im EHD-Kontakt (siehe z. B. [22]):

- Belastungsparameter: $M = W \cdot (2U)^{-3/4} = \frac{Q}{E' \cdot R_x} \cdot \left(2 \frac{\eta_0 \cdot u}{2 \cdot E' \cdot R_x}\right)^{-3/4} = 89,976$
- Viskositätsparameter: $L = G \cdot (2U)^{1/4} = \alpha_p \cdot E' \cdot \left(2 \frac{\eta_0 \cdot u}{2 \cdot E' \cdot R_x}\right)^{1/4} = 19,795$

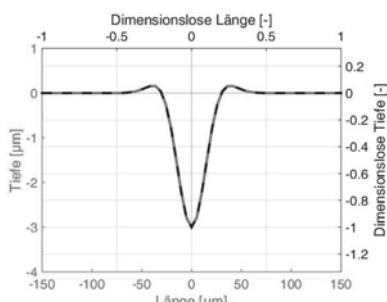


Bild 4: Abmessungen des verwendeten synthetischen, rotationssymmetrischen Laufbahneindrucks

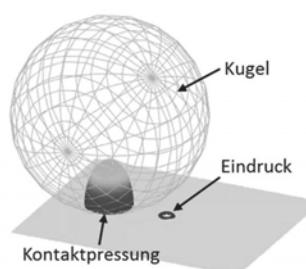


Bild 5: Schematische Darstellung der Kugelüberrollung des Eindrucks mit berechneter Kontaktspannung

Der beschriebene Eindruck wird von einer Kugel überrollt (siehe Bild 5). Während der Überrollung werden für jeden Zeitschritt die Kontaktpressungen (siehe Bild 6 rechts) und die Spannungs- bzw. Dehnungstensoren in jedem Volumenelement unter der Oberfläche im Werkstoff berechnet (siehe daraus berechnete Vergleichsspannung in Bild 7 rechts). Diese Ergebnisse werden dann zur Ermittlung der Lebensdauer bzw. der ertragbaren Lastspielzahlen verwendet, so dass der Einfluss des Eindrucks auf die Lebensdauer im Vergleich zu einer idealen Laufbahnoberfläche bestimmt werden kann. Hierzu erfolgt die Auswertung der berechneten Spannungs- bzw. Dehnungstensoren für jedes Volumenelement. Der Berechnung wird das Element zugrunde gelegt, das die höchste Beanspruchung bzw. geringste Lebensdauer aufweist.

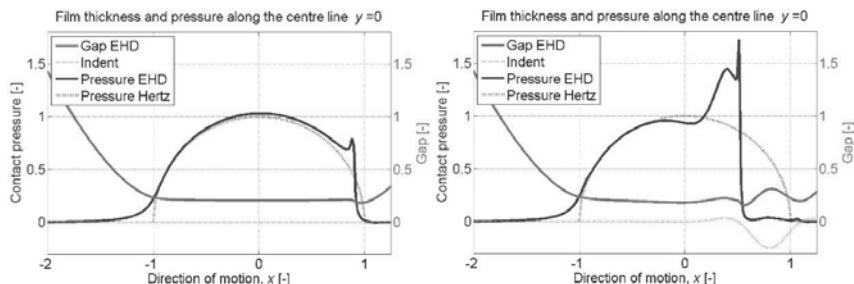


Bild 6: Berechnete Schmierspalthöhe und Pressungsverteilung im Mittelschnitt eines Punktkontakte (links: glatte Oberflächen, rechts: mit Oberflächenschaden am Austritt durch Partikelüberrollung; $M=90$ und $L=19,8$)

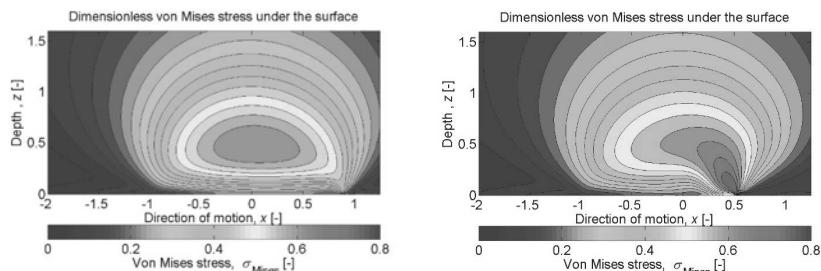


Bild 7: Berechnete von Mises-Vergleichsspannung im Mittelschnitt eines Punktkontakte (links: glatte Oberflächen, rechts: mit Oberflächenschaden am Austritt durch Partikelüberrollung; $M=90$ und $L=19,8$)

Die resultierenden Lebensdauern bei unterschiedlichen Belastungen sind in Bild 8 zusammengestellt. Dabei werden die Berechnungsansätze nach IOANNIDES und HARRIS sowie das SMITH-WATSON-TOPPER-Modell miteinander verglichen. Der Vergleich beider Modelle für den Schadensfreien Zustand zeigt bei höheren Lasten ($C/P = 5$) eine akzeptable Abweichung von ca.

30 %, die für kleinere Lasten auf ca. 80 % steigt. Unter Berücksichtigung der Tatsache, dass beide Modelle deutlich unterschiedliche Versagensmechanismen zugrunde legen und auch unterschiedliche Berechnungsziele haben (Ausfallwahrscheinlichkeit von 10 % bzw. Rissentstehung) sind diese Abweichungen akzeptabel.

Der Vergleich mit den Berechnungsergebnissen mit Schaden zeigt, dass beide Modelle eine deutliche Lebensdauerreduktion von mehr als einer Größenordnung vorhersagen. Mit dem Modell von IOANNIDES und HARRIS ist die berechnete Lebensdauerreduktion stärker ausgeprägt als mit dem SWT-Modell.

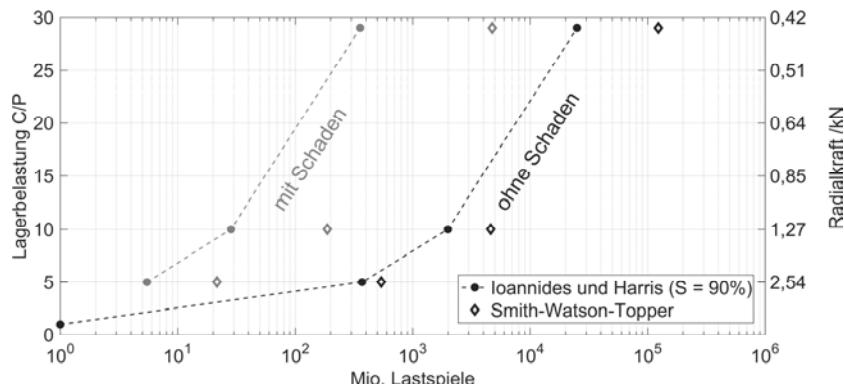


Bild 8: Exemplarische Berechnung des Lebensdauereinflusses eines synthetischen Partikeleindruckes beim Lager 6204 C3 auf Basis zweier unterschiedlicher Lebensdauerberechnungsansätze

6 Zusammenfassung

Im Rahmen des Beitrags wurde eine Methode vorgestellt, mit deren Hilfe die Lebensdauer von Wälzlagern auf Basis eines Multi-Ebenen-Simulationsansatzes vorhergesagt werden kann. Die betrachteten Ebenen umfassen die System- und Elementebene auf der mit Hilfe der Dynamiksimulation die Lastsituation im Lager auf Grundlage der äußeren Lasten am System und unter Berücksichtigung der Wechselwirkungen zwischen Lagern und Umgebung berechnet werden können. Diese Ergebnisse dienen als Eingangsgrößen für die Tribosimulation, in der die auftretenden Kontaktpressungen und Oberflächenschubspannungen ermittelt werden. Im Rahmen der Tribosimulation werden die Spannungs- und Dehnungstensoren des Werkstoffes ermittelt, die wiederrum als Eingangsdaten für die lokale Lebensdauerberechnung dienen, bei der mit Hilfe geeigneter Modelle die Beanspruchung mit der Beanspruchbarkeit des Werkstoffes ins Verhältnis gesetzt wird, um die lokalen Lebensdauern zu ermitteln.

7 Danksagung

Die Autoren danken der Deutschen Forschungsgemeinschaft für die Förderung im Rahmen des Sonderforschungsbereiches 926 „Bauteilloberflächen: Morphologie auf der Mikroskala“ (Teilprojekte C01 und C02).

8 Literaturverzeichnis

- [1] DIN ISO 281:2010-10: *Wälzlager – Dynamische Tragzahlen und nominelle Lebensdauer*.
- [2] DIN 26281:2010-11: *Wälzlager – Dynamische Tragzahlen und nominelle Lebensdauer-Berechnung der modifizierten nominellen Referenz-Lebensdauer für Wälzläger*.
- [3] Morales-Espejel, G.E.; Gabelli, A.: *The Behavior of Indentation Marks in Rolling-Sliding Elastohydro-dynamically Lubricated Contacts*. Tribology Transactions, Vol. 54, S. 589-606, 2011.
- [4] Morales-Espejel, G.E.; Gabelli, A.: *Damage mechanisms of indentations in raceways of rolling bearings*. SKF Evolution Technology, 2012.
- [5] Rombach, V.; Jacobs, G.; Gold, P. W.: *Partikelgehalt – Einfluss der Betriebsbedingungen auf den Partikelgehalt von Getriebeölen (FVA-Heft 888)*. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt, 2009.
- [6] Mathy, G.; Jacobs, G.: *Partikelgehalt II – Einfluss des Partikelgehalts von Getriebeölen auf den Sekundärverschleiß (FVA-Heft 1080)*. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt, 2013.
- [7] Ai, X.; Cheng, H.: *The Influence of Moving Dent on Point EHL Contacts*. Tribology Transactions, Vol. 37(2), S. 323-335, 1994.
- [8] Ai, X.; Lee, S.: *Effect of Slide-to-Roll Ratio on Interior Stresses around a Dent in EHL Contacts*. Tribology Transactions, Vol. 39(4), S. 881-889, 1996.
- [9] Ai, X.; Nixon, H.: *Fatigue Life Reduction of Roller Bearings Due to Debris Denting: Part I - Theoretical Modeling*. Tribology Transactions, Vol. 43(2), S. 197-204, 2000.
- [10] Ai, X.; Nixon, H.: *Fatigue Life Reduction of Roller Bearings Due to Debris Denting: Part II - Experimental Validation*. Tribology Transactions, Vol. 43(2), S. 311-317, 2000.
- [11] Ai, X.: *Effect of debris contamination on the fatigue life of roller bearings*. Journal of Engineering Tribology, Vol. 215(6), S. 563-575, 2001.
- [12] Biboulet, N.: *Influence of Indentations on rolling bearing life*. PHD thesis, INSA Lyon, 2008.
- [13] Teutsch, R.: *Kontaktmodelle und Strategien zur Simulation von Wälzlagern und Wälzführungen*. Dissertation, TU Kaiserslautern, 2005.
- [14] Aul, V.: *Kontaktmodelle zur dynamischen Simulation vollrolliger Zylinderrollenlager*. Dissertation, TU Kaiserslautern, 2014.
- [15] Kiekbusch, T.: *Strategien zur dynamischen Simulation von Wälzlagern*. Dissertation, TU Kaiserslautern, 2017.
- [16] Kiekbusch, T.; Fruth, T.; Sauer, B.: *Analyse des dynamischen Verhaltens von Wälzlagern in WEA unter Berücksichtigung der Umgebungsverformung*. 6. VDI-Fachtagung „Schwingungen von Windenergieanlagen“, VDI-Bericht 2242, S. 83-96, 2015.
- [17] Magyar, B.; Sauer, B.: *Methods for the simulation of the pressure, stress, and temperature distribution in the contact of fractal generated rough surfaces*. Journal of Engineering Tribology. Vol 231(4), S. 489-502, 2017.
- [18] Jack, C.; Nélia, D.; Lormand, G.; Girodin, D.: *Development of a Three-Dimensional Semi-Analytical Elastic-Plastic Contact Code*. Journal of Tribology, Vol. 124, S. 653-667, 2002.
- [19] Liu, S.; Wang, Q.: *Studying Contact Stress Fields Caused by Surface Traction with a Discrete Convolution and Fast Fourier Transform Algorithm*. Journal of Tribology, Vol. 124, S. 36-45, 2002.
- [20] Socie, D. F.; Marquis, G. B.: *Multiaxial Fatigue*. Society of Automotive Engineers, Warrendale, 2000.
- [21] Haibach, E.: *Betriebsfestigkeit – Verfahren und Daten zur Bauteilberechnung*. Springer, Berlin, 2006.
- [22] Venner, C.H.; Bos, J.: *Effects of lubricant compressibility on the film thickness in EHL line and circular contacts*. Wear, Vol. 173(1-2), S. 151-165, 1994.

Methode zur einfachen Abschätzung deformativer Betriebseigenschaftsänderungen

Dipl.-Ing. **Björn Prase**, Dipl.-Ing. (FH) **Tom Schiemann**,
Prof. Dr.-Ing. **Erhard Leidich**, VDI,
Technische Universität Chemnitz,

Kurzfassung

Wachsende ökonomische und ökologische Bestrebungen führen zu einer kontinuierlichen Steigerung der Leistungsdichte von Anlagen und damit einhergehend auch der einzelnen Maschinenelemente. Zusätzlich sollen die Kosten reduziert werden, wodurch auch bewährte Prozesse in Frage gestellt werden. In der Summe führen diese Entwicklungen dazu, dass die bisher noch vorhandenen Sicherheitsreserven schrumpfen und damit auch die Fehlertoleranz. Um dennoch die Betriebssicherheit weiterhin zu gewährleisten ist eine detaillierte Betrachtung des Gesamtsystems unerlässlich, da bereits kleine Abweichungen von der Sollgeometrie zum Totalversagen führen können. Am Beispiel der Gleitlager ist festzustellen, dass für die Analyse und Berechnung von Abweichungen eine Vielzahl von Programmen zur Verfügung steht. Bei hochwertigen Einsatzfällen (z.B. Turbinen) wird man auf solche umfangreiche Simulationen nicht verzichten können. Die dabei anfallenden Kosten für Personal und Software sind mitunter beträchtlich. Im Rahmen der Präsentation wird das Vorgehensmodell zusammen mit ausgewählten Simulationsergebnissen vorgestellt. Es kann gezeigt werden, dass mit sehr geringem Aufwand die Verformung und die damit verbundenen Einflüsse auf das hydrodynamische System ermittelt werden können. Der Aufbau eines komplexen MKS-Modells, was auch hochspezialisierte Bediener voraussetzt, kann dadurch entfallen.

Abstract

Increasing ecological and economic pressures result in increased technical requirements, which causes a higher level of power density. The rule applies equal to systems as well as to the individual machine elements such as plain bearings. These developments lead to decrease of existing security reserves. Further, the error tolerance decreases. In order to ensure operational safety, a detailed view of the global system is necessary. During the presentation, the process model is presented together with selected simulation results. It can be shown that the deformation and the associated influences on the hydrodynamic system can be determined with very little effort. Thus the design of a complex MKS model, which also requires highly specialized operators, is obsolete.

1 Einleitung

Gleitlager sind bewährte Maschinenelemente zur Lagerung relativ zueinander bewegter Bauteile. Die Funktion von hydrodynamischen Gleitlagern wird maßgeblich von deren Form beeinflusst. Bereits kleine Abweichungen von der idealen Geometrie können mit erheblichen Änderungen der Betriebseigenschaften einhergehen. Diese Änderungen können so gravierend sein, dass das Lager die geforderte Funktion nicht mehr erfüllt und es zum Totalversagen kommt.

Die wachsenden ökonomischen und ökologischen Bestrebungen führen zu einer kontinuierlichen Steigerung der Leistungsdichte von Anlagen und damit einhergehend auch der einzelnen Maschinenelemente wie Gleitlager. Zusätzlich sollen die Kosten reduziert werden, wodurch auch bewährte Prozesse in Frage gestellt werden. In der Summe führen diese Entwicklungen dazu, dass die bisher noch vorhandenen Sicherheitsreserven schrumpfen und damit auch die Fehlertoleranz sinkt.

Die Einflussfaktoren, die die Form eines Gleitlagers beeinflussen und damit auch die Einflüsse auf deren Betriebseigenschaften, können sehr vielschichtig sein. Teilweise bestehen auch zwischen den Faktoren untereinander starke Abhängigkeiten. Das nachfolgende Ishikawa Diagramm hat keinen Anspruch auf Vollständigkeit, soll aber die Komplexität und Vielschichtigkeit der Einflussfaktoren verdeutlichen.

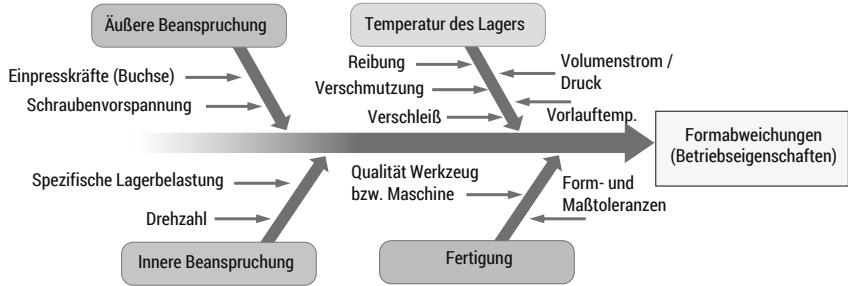


Abbildung 1: Ishikawa Diagramm möglicher Einflussfaktoren auf die Formabweichungen

Eine einfache Möglichkeit die Betriebseigenschaftsänderungen, die von Formabweichungen hervorgerufen werden, zu bestimmen existiert quasi nicht. Die vorhandenen Normen für kreiszylindrische Lager geben nur Tendenzen an bzw. nur sehr allgemeine Empfehlung (siehe 2.).

Bisherige simulative Arbeiten betrachten die Formabweichung nur rudimentär [1].

Basierend darauf entstand das Ziel zur Schaffung einer einfachen Simulationsmethodik, mit der die Einflüsse komplexer Formabweichungen auf kreiszylindrische hydrodynamische Gleitlager einfach abgeschätzt werden können.

2 Stand der Technik

In DIN 31652 [2,3] werden Toleranzempfehlungen bezüglich der Abweichungen vom optimalen Betriebsspiels ψ_{opt} gegeben. Demnach ist der durch die Fertigung von Welle und Lager vorgegebene Toleranzbereich so aufzuteilen, dass $\frac{1}{3}$ hin zum kleineren Spiel und $\frac{2}{3}$ zum größeren Spiel zu berücksichtigen sind. Weiter enthält die Norm eine tendenzielle Abschätzung der Änderungen der Betriebseigenschaften bei Überschreiten der gegebenen Toleranzempfehlungen (Abbildung 2).

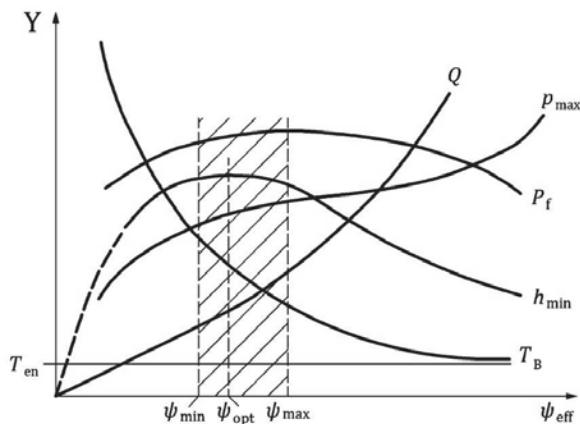


Abbildung 2: Verteilung des Toleranzbereiches um das optimale Warmspiel ψ_{opt} [3]

DIN 31652 gibt jedoch keinen Hinweis zu Formabweichungen und besitzt nur einen indirekten Bezug zur Nenngeometrie des zylindrischen Lagers über die Auslegung des Lagerspiels. Weiter erfolgt kein konkreter Bezug auf die Betriebseigenschaften.

ISO 12129-2 (Abbildung 3) [4, 5] zielt auf die Form- und Lagetolerierung der Wellen für zylindrische Gleitlager. Unter der Annahme, dass sich diese Werte auf Gesamttoleranzen des Systems beziehen und sich aus den einzelnen Toleranzen von Lager und Welle zusammen setzen, können daraus auch Form- und Lagetoleranzen für die Buchse abgeleitet werden. Jedoch bezieht sich die in der ISO 12129 angegebene Toleranzmatrix (Abbildung 3) wiederum nicht auf die eigentliche Geometrie des Lagers, sondern nur auf dessen Schmierspalt, analog zur DIN 31652. Entsprechend hätte ein Gleitlager mit 600 Millimeter Durchmesser die gleiche Formtoleranz wie das Gleitlager mit 30 mm Durchmesser, solange der gleiche Schmierspalt vorherrscht. Folglich werden in der ISO 12129-2 die Betriebseigenschaften außer Acht gelassen.

Feature/parameter on drawing	$h_0 \mu\text{m}$	Accuracy grade			
		5	10	20	30
Lubricating film thickness	$h_0 \mu\text{m}$	$5 \leq h_0 < 10$	$10 \leq h_0 < 20$	$20 \leq h_0 < 30$	$h_0 \geq 30$
Cylindrical form ¹⁾	Roundness tolerance $t_1 \text{ mm}$	0,004	0,006	0,01	0,015
	Straightness tolerance $t_2 \text{ mm}$	0,005	0,01	0,015	0,02
	Parallelism tolerance $t_3 \text{ mm}$	0,015	0,02	0,03	0,04
Runout tolerance	$t_4 \text{ mm}$	0,006	0,008	0,012	0,018
Flatness tolerance ²⁾	$t_5 \text{ mm}$	0,006	0,008	0,012	0,018
Concentricity tolerance	$t_6 \text{ mm}$	3j	3j	3j	3j
Surface roughness ⁴⁾	$R_s \mu\text{m}$	0,4	0,4	0,63	0,8
	$R_z \mu\text{m}$	2,5	4	5	6,3

1) For reasons of measurement techniques and economic considerations, the cylindrical form has been toleranced for characteristics of roundness, straightness and parallelism.

2) The restrictive specification "not concave" on figures 2 to 4 shall be observed.

3) The concentricity tolerance is a function of the specific operating conditions and thus is subject to agreement.

4) The specification of the surface roughness shall be based on R_s or R_z , subject to agreement.

Abbildung 3: Toleranzempfehlung bezüglich der Formabweichung [4]

2.1 Simulation der abgebildeten Parameter

Der unbekannte Größeneinfluss führt zu Unsicherheiten bei der Auslegung. Zur Abschätzung dieser wurden daher drei Simulationen durchgeführt. Damit die Simulationen untereinander vergleichbar sind, wurden die Parameter Gleitgeschwindigkeit U und das B/D-Verhältnis B^* gleich gewählt. Die spezifische Lagerbelastung \bar{p} wurde dahingehend angepasst, dass die kleinste Schmierspalthöhe h_{min} bei ψ_{opt} ca. 7,5 μm beträgt. Das Simulationsmodell wurde mit ALP3T aufgebaut. In diesem ersten Schritt wurde auf eine Kopplung verzichtet.

2.2 Ergebnisse

Die nachfolgenden Grafiken zeigen den Einfluss des relativen Lagerspiels $\psi = C/D$ [7] auf die unterschiedlichen Betriebsparameter (Schmierfilmdicke h_{min} , Abbildung 4; maximale Lagertemperatur T_{max} , Abbildung 5). Der Bereich, den die Norm als zulässiges Kaltspiel angibt ($\psi_{min} = \frac{1}{3}$ kleineres Spiel als ψ_{opt} und $\psi_{max} = \frac{2}{3}$ größeres Spiel als ψ_{opt}), ist rot (300 mm Lagerdurchmesser) bzw. grün (30 mm) hervorgehoben. Die gepunkteten Linien kennzeichnen das jeweilige optimale Lagerspiel ψ_{opt} , welches durch das Maximum der Funktion der minimalen Schmierfilmdicke definiert wird.

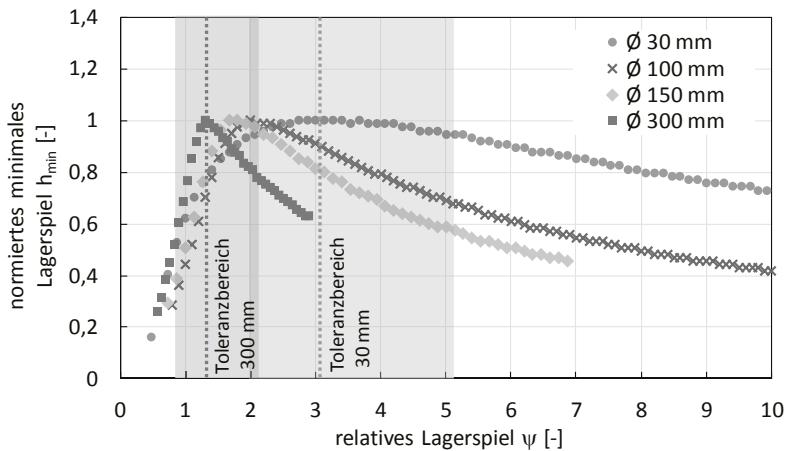


Abbildung 4: Größeneinfluss auf das Betriebsspiel in Abhängigkeit vom relativen Lagerspiel ψ

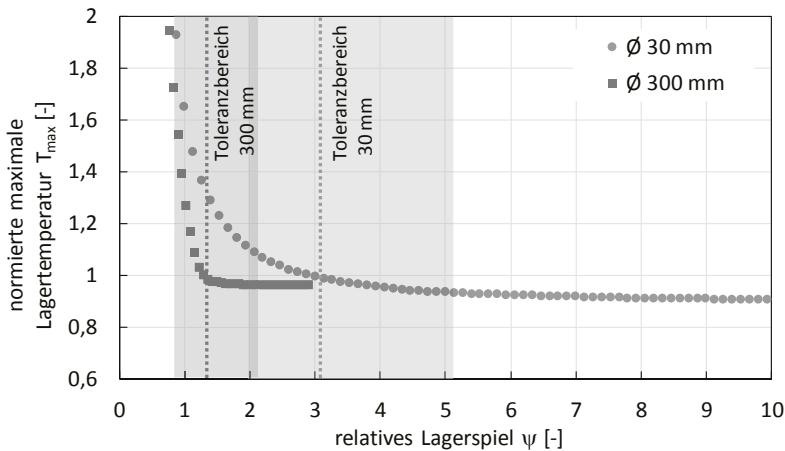


Abbildung 5: Größeneinfluss auf die maximale Lagerschalentemperatur in Abhängigkeit vom relativen Lagerspiel ψ

2.3 Interpretation

Die in Abbildung 4 gekennzeichneten optimalen Lagerspiele entsprechen für die jeweiligen Durchmesser den in der Literatur empfohlenen Werten (Abbildung 6, [6]). Die Eignung des verwendeten Modells wird damit deutlich.

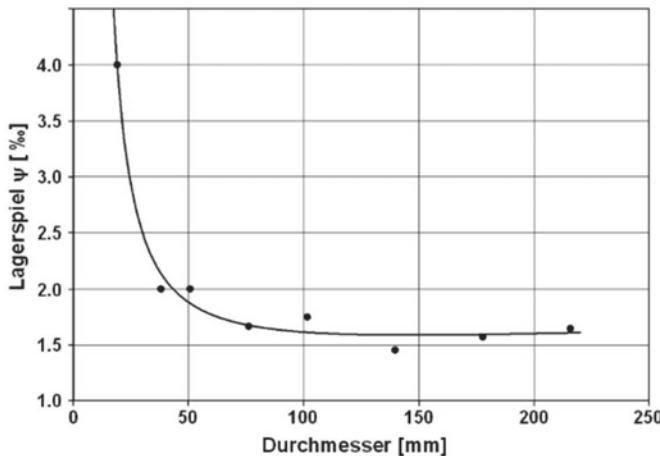


Abbildung 6: Optimale relative Lagerspiele in Abhängigkeit des Lagerdurchmessers [6]

Die Simulation zeigen, dass in Abhängigkeit des Lagerdurchmessers innerhalb des zulässigen Bereiches teilweise deutliche Unterschiede innerhalb der Betriebseigenschaften auftreten. Die prozentualen Abweichungen der Betriebseigenschaften sind in Tabelle 1 aufgeführt. Verwertbare bzw. anwendbare Ergebnisse liefert die Simulation bei den kleineren Lagern. Die prozentualen Änderungen des Lagerspiels sind symmetrisch und liegen bei ca. 5 %. Die maximalen Temperaturunterschiede liegen bei ca. +9 % bzw. -7 %.

Tabelle 1: Prozentuale Änderungen der Betriebseigenschaften bei ψ_{min} bzw. ψ_{max} bezogen auf ψ_{opt} in Abhängigkeit der Lagergröße

	30 mm		100 mm		150 mm		300 mm	
	ψ_{min}	ψ_{max}	ψ_{min}	ψ_{max}	ψ_{min}	ψ_{max}	ψ_{min}	ψ_{max}
h_{min}	-5,4	-5,4	-29,9	-13,0	-37,3	-16,0	-45,2	-23,3
T_{max}	+9,1	-6,9	+42,5	-6,7	+55,6	-4,3	+63,3	-3,8

Mit steigendem Lagerdurchmesser werden die prozentualen Betriebseigenschaftsänderungen größer. Beim 300 mm Lager betragen die Abweichungen beim Lagerspiel ca. 45 % und bei der maximalen Lagerschalentemperatur ca. 63 %.

Bei einer realen Anwendung mit einer Betriebstemperatur von 100°C würde bei Ausnutzung der in der Norm angegebenen Werte für ψ_{min} die maximal zulässige Lagerschalentemperatur von 160°C deutlich überschritten; das Lager würde letztlich thermisch versagen.

3 Bauteilversuche mit unterschiedlichen Lagerspielen

Zur experimentalen Abschätzung des Einflusses des in der Norm angegebenen Toleranzfeldes wurden Start-Stopp Versuche durchgeführt. Abbildung 7 zeigt den schematischen Ablauf sowie nachfolgend die Betriebsparameter der einzelnen Versuchsserien. Die Bewertung erfolgte anhand des Verschleißes im Mischreibungsgebiet. Die Versuche wurden an kreiszylindrischen Lagern mit einem Nenndurchmesser von 30 mm durchgeführt. Im Rahmen der Versuche wurden zwei Lager mit unterschiedlichen Lagerspielen auf das Verschleißverhalten untersucht. Die Lagerspiele entsprachen den Extremwerten des Toleranzfeldes

- **Lager A** mit ψ_{min} (1/3 kleineres Lagerspiel als ψ_{opt})
- **Lager B** mit ψ_{max} (2/3 größeres Lagerspiel als ψ_{opt})

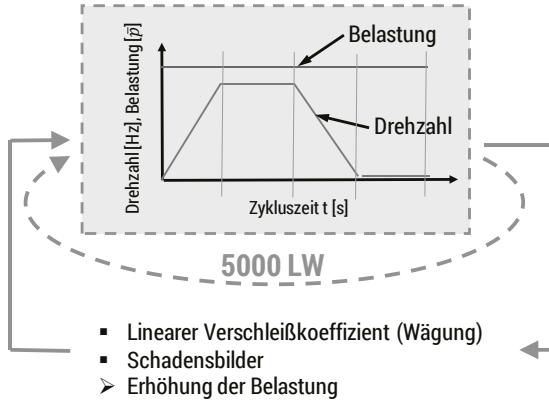


Abbildung 7: Schematischer Ablauf der Start-Stopp-Versuche mit zugehörigen Betriebsparametern

Für jedes Lager wurde ausgehend von 2 MPa (Belastung 1. Stufe) die spezifische Lagerbelastung in 4 Schritten erhöht (2-10 MPa). Die Ermittlung des Verschleißes erfolgte nach jeder Versuchsreihe (5000 LW) durch Wägung der Lager. Die Drehzahl betrug 900 1/min, die Zykluszeit 10 s.

3.1 Ergebnisse und Bewertung

Die nachfolgende Abbildung 8 zeigt den normierten Verschleiß nach Abschluss der Start-Stopp-Versuche in Abhängigkeit der spezifischen Lagerbelastung bei unterschiedlichen relativen Lagerspielen (Lager A mit ψ_{min} und Lager B mit ψ_{max}).

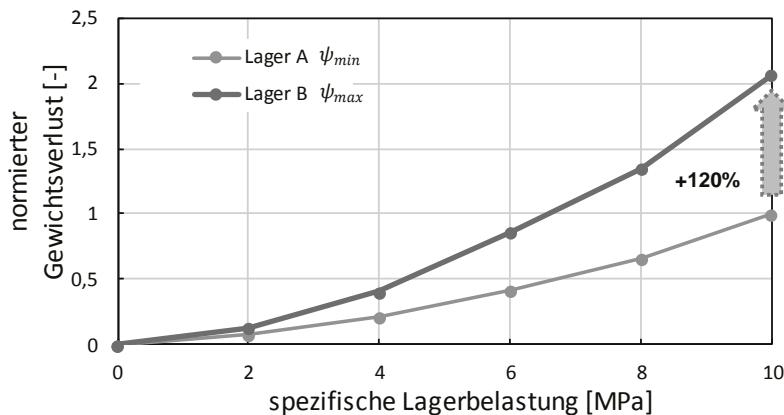


Abbildung 8: Normierter Gewichtsverlust der Lager A und B in Abhängigkeit der spezifischen Lagerbelastung

Die Versuche zeigen, dass in Abhängigkeit des relativen Lagerspiels (Lager A zu Lager B) erhebliche Unterschiede in der Größe des Verschleißvolumens bestehen. Der prozentuale Unterschied zwischen den Extremwerten ψ_{min} und ψ_{max} beträgt ca. 120 %. Bezogen auf eine reale Anwendung wird bei größeren Lagerspielen die Lebensdauer im ungünstigsten Fall halbiert.

Demnach ist festzustellen, dass eine komplexere Betrachtung möglicher Formabweichungen als bisher für eine Lagerauslegung erforderlich ist.

4 Simulationsmethodik

Die erarbeitete Simulationsmethodik hat zum Ziel komplexe Verformungen (siehe Abbildung 1) und die daraus resultierende Betriebseigenschaften möglichst einfach abzubilden.

Betrachtet werden dabei Formabweichungen aufgrund von:

- Temperatur
- Internen Betriebsparametern (Schmierfilmdruck)
- Externer Beanspruchung (Einpresskräfte und spezifische Lagerbelastung)

Fertigungsbedingte Formabweichungen wurden in der vorgestellten Methodik nicht betrachtet.

Diese können ergänzend zu den oben aufgeführten Einflüssen durch eine zusätzlich aufgebrachte Spalthöhenänderung (Extremwerte der Fertigung) mit der Simulationsmethodik abgeschätzt werden. Letztendlich können aus der fertigungsbedingten Spalthöhenänderung die zulässigen Maß- und Formtoleranzen für die Fertigung abgeleitet werden. Die

Simulationsmethodik wird nachfolgend an einem Pleuel mit eingepresster Gleitlagerbuchse beschrieben.

4.1 Ablauf der Simulation

Die nachfolgende Abbildung zeigt den prinzipiellen Ablauf der Simulation und die einzelnen Schnittstellen.

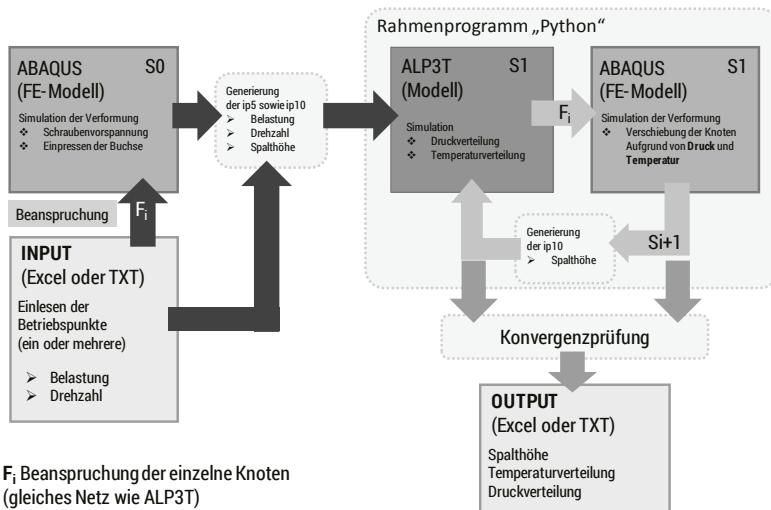


Abbildung 9: Schematische Darstellung der simulativen Vorgehensweise der erarbeiteten Kopplung zwischen ALP3T und ABAQUS (vereinfachter Ablaufplan)

Für die Methodik wurde sowohl ein FE-Modell in Abaqus als auch ein ALP3T-Modell der Lagerung erstellt. Das FE-Modell (Abbildung 10) berücksichtigt alle nachfolgenden Faktoren.

- Schraubenvorspannung
- Einpresskräfte der Buchse (Querpressverbindung)
- Kontakt zwischen Buchse und Pleuel
- Materialkennwerte Pleuel
- Schichtaufbau und Materialkennwerte Buchse
- Wärmeleitung und Wärmeausdehnung

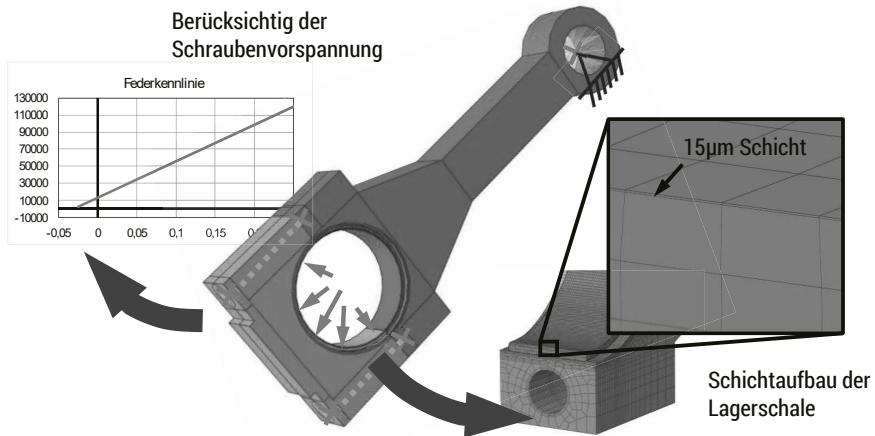


Abbildung 10: FE-Modell eines verschraubten Pleuels mit eingepresster Buchse

Vor der ersten Iterationsschleife werden die Einpresskräfte sowie die Kontaktbedingungen simuliert. Aus den sich ergebenden Verschiebungen der Lauffläche wird die Spalthöhe für ALP3T abgeleitet. Anschließend beginnt die Iteration, die wie folgt abläuft.

- Simulation mit ALP3T (Schritt Null, kein Teil der ersten Iterationsschleife)
- Temperatur- und Druckfeld werden auf die Knoten des FE-Modells übertragen
- Verformung des FE-Modells wird simuliert
- Erstellen der neuen Spalthöhenfunktion
- Simulation der Betriebsparameter mit ALP3T (Ende der ersten Iteration)

4.2 Ergebnisse

Die nachfolgende Abbildung 11 zeigt die normierten Betriebsparameter in Abhängigkeit der Iterationsschleifen.

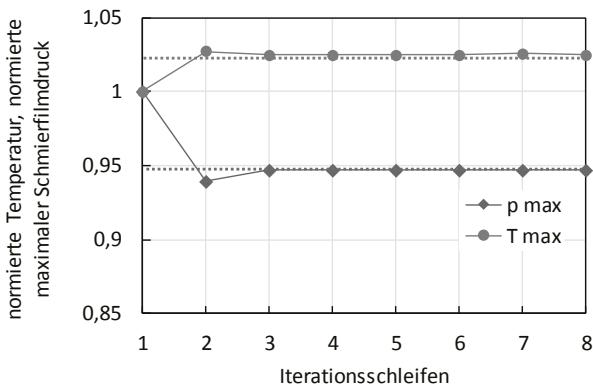


Abbildung 11: Normierte Betriebsparameter in Abhängigkeit von der jeweiligen Iterationsschleife

Die Simulation verhält sich erwartungsgemäß. Die Temperatur sowie die inneren und äußeren Kräfte führen zu einer Deformation der Laufflächen. Damit verbunden ist eine um ca. 5 % reduzierte Spalthöhe. Diese Reduzierung führt zu einer Erhöhung der maximalen Temperatur sowie zur Reduzierung des Schmierfilmdrucks. Weiter wird deutlich, dass das Simulationsmodell bereits nach der dritten Iterationsschleife konvergiert.

Bei einer Lagerauslegung ohne Berücksichtigung der Ergebnisse der betriebs- und einbaubedingten Verformungen (siehe Simulationsmethodik) würden bei vollständiger Ausnutzung der zulässigen Abweichungen (DIN 31652) die zulässigen Grenzen des relativen Lagerspiels bereits um 15% überschritten. Diese Überschreitung kann zum Versagen des Lagers führen.

5 Zusammenfassung

Mit den hier vorgestellten Untersuchungen konnte gezeigt werden, dass die Normen DIN 31652 und ISO 12129 die Form- und Lagetoleranzen nicht ausreichend berücksichtigen. Die bestehenden Lücken können teilweise gravierende Folgen für das Lagersystem haben. Die vorgestellte Methodik ermöglicht das Abschätzen der Betriebseigenschaftsänderungen infolge der Verformung des Lagers. Die Simulationsmethodik berücksichtigt Verformungen aufgrund der äußeren und inneren Beanspruchungen und auch temperaturbedingte Verformungen. Der einfache Aufbau ermöglicht perspektivisch auch die Berücksichtigung von Verschleiß im Mischreibungsgebiet. Zudem sollten der Größeneinfluss und der Betriebspunkt ebenfalls in die Normen einbezogen werden.

6 Literatur

- [1] J. Glienicke, A. Fuchs, M. Eng. D. Peng, M. Lutz, C. Freytag: Robuste Lagerungen. Grundlagen für die Entwicklung verbesserter, strömungsempfindlicher Lagerungen für hohe Umfangsgeschwindigkeiten. FVV-Vorhaben-Nr. 662, Abschlussbericht (inkl. Guidelines), 1999
- [2] DIN 31652-1:2017-01, Gleitlager: Hydrodynamische Radial-Gleitlager im stationären Betrieb – Teil 1: Berechnung von Kreiszylinderlagern, S.22 und S.29, Beuth Verlag Berlin, 2017
- [3] DIN 31652-3:2017-01, Gleitlager – Hydrodynamische Radial-Gleitlager im stationären Betrieb – Teil 3: Betriebsrichtwerte für die Berechnung von Kreiszylinderlagern, Beuth Verlag Berlin, 2017
- [4] ISO 12129-2:1995(E), Plain bearings - Part 2: Tolerances on form and position and surface roughness for shafts, flanges and thrust collars
- [5] DIN 31699:1986-7 (zurückgezogen), Gleitlager: Wellen-Bunde-Spurscheiben Form- und Lagetoleranzen und Oberflächenrauheit, Beuth Verlag Berlin, 1986
- [6] P. Pfeiffer, H. Schwarze: Experimentelle Untersuchung hydrodynamischer Radialgleitlager mit Wasserschmierung, 34. Dresdner Wasserbaukolloquium, 2011
- [7] VDI 2204, Auslegung von Gleitlagern, Beuth Verlag Berlin, 2005

Modell für die Berücksichtigung partieller Mischreibung in hydrodynamisch wirkenden Radialgleitlagern

Grundlage für die numerische Lösung im System SIRIUS

M. Sc. **Stefan Zorn**, Prof. Dr.-Ing habil. **Klaus Brökel**, Universität Rostock, Fakultät für Maschinenbau und Schiffstechnik, Rostock

Kurzfassung

In diesem Paper wird ein Berechnungsmodell für die Berücksichtigung temporär auftretender Mischreibungsgebiete bei der Simulation hydrodynamisch wirkender Radialgleitlager vorgestellt. Anwendung findet dieses Modell in dem an der Universität Rostock entwickelten System SIRIUS [1]. Das Modell beruht auf dem Ansatz der Lastaufteilung im Mischreibungsbereich. Die Berechnung erfolgt dabei unter Einbeziehung statistischer Oberflächeneigenschaften. Im ersten Teil erfolgt ein kurze Beschreibung des Programmes SIRIUS mit den relevanten Randbedingungen und den sich daraus ergebenden Anforderungen. Gefolgt von der Darstellung des Berechnungsansatzes für die Berücksichtigung von auftretenden Mischreibungsgebieten bei kritischen Spalthöhen. Abschließend erfolgt eine Einordnung in die aktuelle Forschungsthematik unter Berücksichtigung der gewählten Randbedingungen.

1. Ausgangssituation und Motivation

Seit dem 19. Jahrhundert, mit der Entwicklung der Schmiertheorie (Petroff [2], Reynolds [3], Sommerfeld [4]) wurden verschiedene Ansätze für die Beschreibung der komplexen physikalischen Vorgänge in Gleitlagern entwickelt. Es wurden verschiedene Idealisierungen vorgenommen, um die Berechnung auf die beschreibbaren und erforderlichen physikalischen Vorgänge im Lager zu reduzieren. Ausgehend vom höchsten Grad der Idealisierung lassen sich die folgenden Gebiete zusammenfassen. Es gibt die reine Hydrodynamik (HD), mit einem ideal zylindrischen, glatten Lager als Modellannahme, die Elasto-Hydrodynamik EHD welche zusätzlich die elastische Rückwirkung aufgrund des hydrodynamischen Druckes berücksichtigt und die Thermoelasto-Hydrodynamik (T-EHD) welche zusätzliche Temperatureinflüsse berücksichtigt. Für die Mischreibungsbetrachtung beschreibt die Literatur zwei verschiedene Ansätze. Zum einen die Betrachtung über die rau EHD und zum anderen, dass Konzept der Lastaufteilung zwischen hydrodynamischen Tragdruck und dem Festkörpertragdruck (erster Ansatz bereits 1971 von JOHNSON [5]). Die komplexen

Vorgänge werden über zwei Modelle abgebildet. Es gibt ein trockenes Rauheitskontaktmodell für die Ermittlung des Festkörperkontakteindruckes. Die Berechnung des Flüssigkeitstragdruckes wird durch einen EHD-Ansatz mit glatten Oberflächen realisiert. Die Zusammenführung der Ergebnisse erfolgt dann über die Proportionalität der Lastaufteilung beider Vorgänge.

An der Universität Rostock existiert das Simulationstool SIRIUS, welches sich in den Bereich der glatten EHD einordnen lässt. Um dessen Leistungsfähigkeit zu erhöhen, sollte das Programm um ein Modul zur Berücksichtigung partielle auftretender Mischreibungsgebiete bei der Simulation von hydrodynamischen Radialgleitlagern erweitert werden. Da es bereits in mehreren Projekten als schnelles Auslegungstool für die Variantenrechnung verifiziert werden konnte, sollte dieser Charakter bei der Umsetzung erhalten bleiben. Aufgrund dessen wurde der Ansatz der Lastaufteilung im Mischreibungsgebiet als Basis des Berechnungsmodells gewählt.

2. Nomenklatur

b	[m]	Lagerbreite	E	[N/m ²]	Elastizitätsmodul
c	[m]	Schnithöhe	F		Spaltfüllungsgrad
d	[m]	Lagerdurchmesser	F_c	[N]	Festkörperkontakteindruck
h	[mm]	Schmierspalthöhe	F_{ges}	[N]	Lagerbelastung
h_{krit}	[m]	kritische Schmierspalthöhe	F_R	[N]	Reibungskraft
h_{min}	[m]	minimale Schmierspalthöhe	M_R	[Nm/s]	Wellenreibmoment
			P_R	[W]	Reibleistung
Δh	[m]	Eindringtiefe	Q_{erf}	[cm ³ /s]	erfor. Ölvolumenstrom
p	[Pa]	hydrodynamischer Druck	Q_{ges}	[cm ³ /s]	ges. Öl volumenstrom
p_c	[Pa]	bezogener Kontaktdruck	W_R	[W]	Wärmeleistung
p_{cav}	[Pa]	Dampfdruck	X		Lagerkoordinate in
t	[s]	Zeit			Breitenrichtung
u	[m]	Lagerschalenumfang	Z		Lagerkoordinate in
v_{We}	[m/s]	Umfangsgeschwindigkeit der Welle			Breitenrichtung
w	[m/s]	Umfangsgeschwindigkeit	ϑ	[°C]	Temperatur
$z(x,y)$	[m]	gemessene Rauheiten	μ		Reibkoeffizient
A_c	[m ²]	Kontaktfläche	ρ	[kg/cm ³]	Dichte
A_{rep}	[m ²]	Gitterelementfläche	η	[Pas]	Dynamische Viskosität

3. Das Simulationstool SIRIUS

Das Programm SIRIUS dient zur Berechnung der Druckverläufe und der daraus resultierenden Größen in hydrodynamisch und hydrostatisch wirkenden Gleitlagern bei stationärer oder instationärer Belastung. Die Berechnung der Druckverläufe und der daraus resultierenden Größen kann auf zwei Wegen erfolgen:

1. Vorgabe der Lagerlast und Berechnung der Verlagerungsbahnen

dimensionsbehaftet: F_x & F_y oder F_{ges} & xF (Lastwinkel)

dimensionslos: S_{ox} & S_{oy} oder S_o & xS_o (Lastwinkel)

2. Vorgabe der Verlagerungsbahnen und Berechnung der Lagerlast

dimensionsbehaftet: E_x & E_y oder E_{ges} & xE (Verlagerungswinkel)

dimensionslos: ϵ_x & ϵ_y oder ϵ & $x\epsilon$ (Verlagerungswinkel)

Es sind folgende theoretische Grundannahmen möglich:

1. Reynoldssche Differentialgleichung (R-DGL) mit Gümbelscher Randbedingung
2. Erweiterte Reynoldsche Differentialgleichung nach Wegmann [6]

Die klassische R-DGL ist in der Literatur umfangreich beschrieben (Bsp. [3] und [7]), weshalb an dieser Stelle auf ihre Darstellung verzichtet wird. Sie geht grundsätzlich von einem vollständig mit Fluid gefülltem Schmierspalt aus. Aufgrund der Kontinuitätsgleichung führt dies im sich öffnenden Schmierspalt zu negativen Schmierfilmdrücken (Sommerfeld'sche Randbedingungen, [4]). Da Schmierstoffe aber nicht in der Lage sind, nennenswerte Zugspannungen zu übertragen [8], [9], ist in diesem Gebiet mit Kavitationserscheinungen zu rechnen. Bei den Gümbel'schen Randbedingungen werden alle negativen Drücke abgeschnitten, d.h. alle Drücke $p < 0$ werden auf $p_{cav} = 0$ gesetzt. Der Übergang zwischen dem Druck- und dem Kavitationsgebiet ist unstetig. Sowohl die Kontinuitätsgleichung als auch die Masseerhaltung werden verletzt. Der zweite Ansatz der erweiterten Reynoldschen Differentialgleichung nach Wegmann ist ein masseerhaltendes Kavitationsmodell. Die Erweiterte R-DGL nach Wegmann ist im nachfolgenden dargestellt:

$$0 = \frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} + \frac{3}{h} \left(\frac{\partial h}{\partial x} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial h}{\partial z} \frac{\partial p}{\partial z} \right) - \frac{12\eta}{h^3} \frac{p}{p+c} \left(\frac{wv}{2} \frac{\partial h}{\partial x} + \frac{\partial h}{\partial t} \right) - \frac{12\eta}{h^2} \frac{c}{(p+c)^2} \left(\frac{wv}{2} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial p}{\partial t} \right) \quad (1)$$

Durch die Berücksichtigung von Teillösungszuständen im Kavitationsgebiet ist eine Bestimmung des Überganges von Druck- zu Kavitationsgebiet unter Einhaltung der Kontinuitätsgleichung möglich.

<https://doi.org/10.21673/21673.21636>, am 19.01.2028, 21:45:28. © Urheberrechtlich geschützter Inhalt. Ohne gesonderte Erlaubnis ist jede urheberrechtliche Nutzung untersagt, insbesondere die Nutzung des Inhalts in Zusammenhang mit, für oder in KI-Systemen, KI-Modellen oder Generativen Sprachmodellen.

Grundlage der Berechnung ist die zweidimensionale Modellierung des Schmierspaltes. Der Lagerspalt wird abgewickelt und die ebene Schmierspaltfläche wird in ein rechteckiges Gitternetz (X, Z) mit äquidistanter Schrittweite aufgeteilt. In dem nachfolgenden Bild 1 ist exemplarisch der Druckverlauf über ein grobes Gitternetz mit 200 Elementen dargestellt. Die Ergebnisdarstellung erfolgt als Schnitt durch die Lagermittelebene, sodass nur 100 Elemente abgebildet werden.

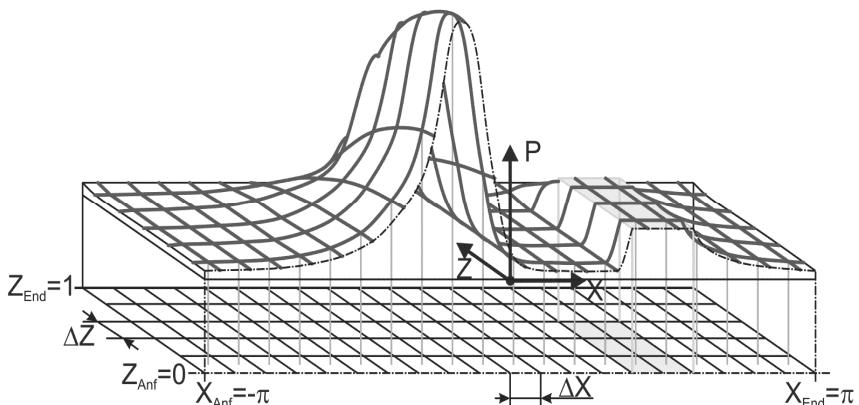


Bild 1: Druckverteilung P über dem Gitternetz (X, Z) der Schmierspaltfläche als Schnitt durch die Mittelebene in einem hydrodynamisch wirkenden Gleitlager [10]

Die numerische Lösung der erweiterten R-DGL erfolgt mit Hilfe des Linearen Differenzenverfahrens. Für jeden Gitterpunkt wird die erweiterte R-DGL aufgestellt. Als Differenzenquotient ergibt sich daraus ein lineares Gleichungssystem, dessen Lösung die Nährungslösung für $P(X, Z)$ darstellt.

Über eine extern ermittelte Steifigkeitsmatrix für das entsprechende Lager, kann die elastische Spaltaufweitung aufgrund des hydrodynamischen Druckes bei der Simulation berücksichtigt werden [11], [12]. SIRIUS ist somit in dem Bereich der EHD einzuordnen. Der weitere Funktionsumfang beinhaltet die Berücksichtigung von verschiedenen Formabweichungen von Lagerschale und Welle, beliebige Schmiernutenanordnung und -anzahl sowie verschiedene Schmiersysteme. Einzelheiten dazu können den Veröffentlichungen des Lehrstuhls für Konstruktionstechnik entnommen werden [1], [13], [14].

4. Statistischer Ansatz für das Mischreibungsmodell in SIRIUS

In einem hydrodynamischen Gleitlager ist Mischreibung als das gleichzeitige Auftreten von Flüssigkeits- und Festkörperreibung definiert (Bild 2). Die Lastaufteilung in diesem Bereich erfolgt demnach zwischen Festkörpertragdruck und dem hydrodynamischen Tragdruck. Mischreibung tritt auf, wenn die kritische Spalthöhe h_{krit} unterschritten wird und erste Rauheitsspitzen in Kontakt treten.

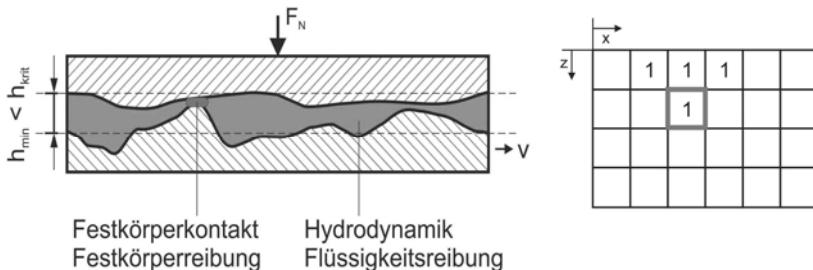


Bild 2: a) Mischreibung als Lastaufteilung zwischen Hydrodynamik und Festkörperkontakt
b) Kontrollmatrix KMS zur Bestimmung des Mischreibungsgebietes, 1 wenn $h_{min} < h_{krit}$

Der Abgleich der Spalthöhe (wenn $h_{min} < h_{krit}$ dann Wert=1) liefert eine Kontrollmatrix KMS, in der die Ausdehnung der Mischreibungsgebiete abgelesen werden kann (siehe Bild 2 b). Für diese Bereiche erfolgt die Lösung des Mischreibungsmodells. Die ideal glatte Hydrodynamik wird dabei mit Hilfe von SIRIUS beschrieben. Im ersten Schritt wird der Einfluss der Oberflächenrauheiten auf den Druckaufbau vernachlässigt.

In SIRIUS ist die zweidimensionale Modellierung des Lagerspaltes die Grundlage der schnellen Berechnung der hydrodynamischen Vorgänge. Gleichzeitig stellt das programminterne Auflösungsvermögen der ebenen Schmierspaltfläche einen limitierenden Faktor dar. Mit der aktuell realisierten Gitterauflösung von 50 000 Elementen ist die exakte Auflösung der mikrogeometrischen Gestaltabweichung der Schmierspaltoboberfläche mit den lokalen Höheninformationen an jedem Punkt nicht möglich. Die Oberflächenrauheit [...] stellt eine dreidimensionale stochastische Verteilung von "Rauheitshügeln" und "Rauheitstäler" dar" ([15] S.33), aus diesem Grund erfolgt die Charakterisierung der Oberfläche für einen repräsentativen Ausschnitt ($\Delta X * \Delta Z$, siehe Bild 1) mit Hilfe der statistischen Kenngrößen von vermessenen realen Gleitlageroberflächen. Ein Kennwert der statistischen Auswertung ist beispielsweise die flächenhafte Materialanteilskurve $Smr(c)$ (auch Abbott-Firestone-Kurve genannt) [16], [17]. Mathematisch stellt sie die kumulative Häufigkeitsfunktion der Höhenmesswerte $z(x,y)$ dar und gibt das Verhältnis der Fläche des Materials für eine festgelegte Höhe c zur Fläche des Auswertebereichs an (siehe Bild 3).

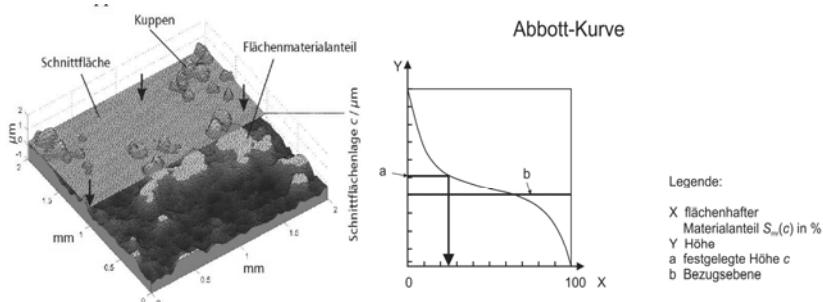


Bild 3: Beispieldarstellung des flächenhaften Materialanteils $Smr(c)$ [18], (links) 3D-Darstellung an realer Oberfläche, (rechts) Abbott-Kurve in Anlehnung an [16]

Für das Modell mit rauer Lager- und glatter Wellenoberfläche kann der flächenhafte Materialanteil so interpretiert werden, dass bei gleichsetzen der aktuellen Schmierspalthöhe h_{min} mit c , der aktuelle Kontaktflächenanteil $Smr(c) = Smr(h_{min})$ bezogen auf den Auswertebereich, ausgelesen werden kann. Bezieht man $Smr(c)$ auf den repräsentativen Ausschnitt eines Gitternetzelementes A_{rep} , erhält man die in Kontakt stehende Fläche A_c (siehe Bild 4). Diese Modellannahme lässt den Einfluss der in Kontakt getretenen Rauheitsspitzen auf die umliegende Oberfläche unberücksichtigt.

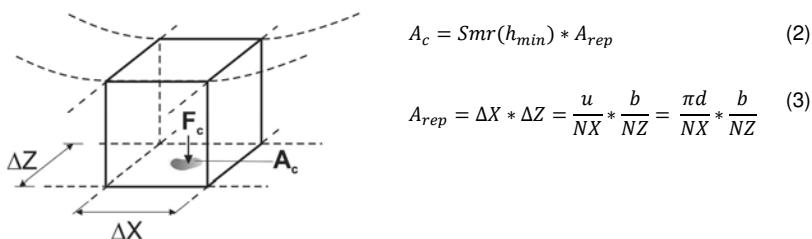


Bild 4: Prinzipdarstellung der Kontaktfläche A_c an einem Schmierspaltelement

Bei der Ermittlung der wirkenden Festkörperkontaktekraft F_c wird ein rudimentäres Kontaktmodell verwendet. Es wird von einem rein elastischen, eindimensionalen Ansatz ausgegangen (Hooke'sches Gesetz).

$$F_x = EA \frac{\Delta l}{l_0} \quad (4)$$

Die Ausgangslänge l_0 ist gleichzusetzen mit der kritischen Spalthöhe h_{krit} und die Wegänderung Δl entspricht der Eindringtiefe $\Delta h = h_{krit} - h_{min}$. Werden diese Werte in die

Ausgangsformel (4) eingesetzt, ergibt sich die wirkende Festkörperkontaktkraft aufgrund der elastischen Verformung wie folgt:

$$F_c = EA_c \frac{\Delta h}{h_{krit}} \quad (5)$$

$$F_c = \frac{E * Smr(h_{min}) * \pi * d * b * \Delta h}{h_{krit} * NX * NZ} \quad (6)$$

Wird die Festkörperkontaktkraft auf die Fläche des repräsentativen Gitternetzausschnittes bezogen, ergibt sich der bezogene Kontaktdruck p_c .

$$p_c = \frac{F_c}{A_{rep}} \quad (7)$$

Die Gesamttragfähigkeit im Mischreibungsgebiet ergibt sich dann als Summe von Festkörpertragdruck und hydrodynamischen Tragdruck. Ebenso verhält es sich mit der in das System eingebrochenen Reibleistung. Diese ergibt sich als Summe der Reibleistung aus der Flüssigkeitsreibung und aus der Festkörperreibung.

$$P_{Rgesamt} = P_{Rhdyro} + P_{RFestkörper} \quad (8)$$

Die Festkörperreibleistung ergibt sich aus der ermittelten Festkörpertragkraft, dem experimentell ermittelten Reibkoeffizienten und der Geschwindigkeit an der Wellenoberfläche.

$$P_{RFestkörper} = F_R * v_{we} = \mu * F_c * v_{we} \quad (9)$$

Die hydrodynamische Reibleistung wird mit nachfolgender Formel über das Wellenreibmoment M_R berechnet und zur Gesamtreibleistung aufsummiert.

$$P_{Rhdyro} = \frac{M_R * v_{we} * 2}{d} \quad (10)$$

$$P_{Rgesamt} = \frac{M_R * v_{we} * 2}{d} + \mu * F_c * v_{we} \quad (11)$$

Die erzeugte Reibungswärme W_R wird über das Öl ($W_{Öl}$) und das Lager (W_L) abgeführt.

$$W_R = W_{Öl} + W_L \quad (12)$$

Nimmt man eine vollständige Wärmeabfuhr über das Öl und eine zulässige Erwärmung ϑ_{zul} als Werkstoffgrenze an, ergibt sich der erforderliche Öldurchsatz Q_{eff} (mit den Temperaturen am Öleintritt ϑ_E und Ölaustritt ϑ_A) wie folgt:

$$W_{Öl} = Q_{gesamt} \rho c (\vartheta_A - \vartheta_E) \quad (13)$$

$$Q_{eff} = \frac{P_{Rgesamt}}{\rho c (\vartheta_A - \vartheta_E)} \quad \text{mit} \quad \vartheta_{zul} = \vartheta_A \quad (14)$$

5. Implementierung in das System SIRIUS

In dem nachfolgenden Bild 5 ist der Ablauf des Berechnungsvorganges im System SIRIUS schematisch und gekürzt dargestellt. Die Matrix der Materialanteilkurve (2x100) wird im PreProzessor über eine Textdatei in das Programm Sirius eingelesen. Es erfolgt die Definition der benötigten Parameter, sowie die Festlegung der Berechnungstheorie. Im Anschluss startet im Solver die Anlaufrechnung, welche die Spalthöheninformationen liefert.

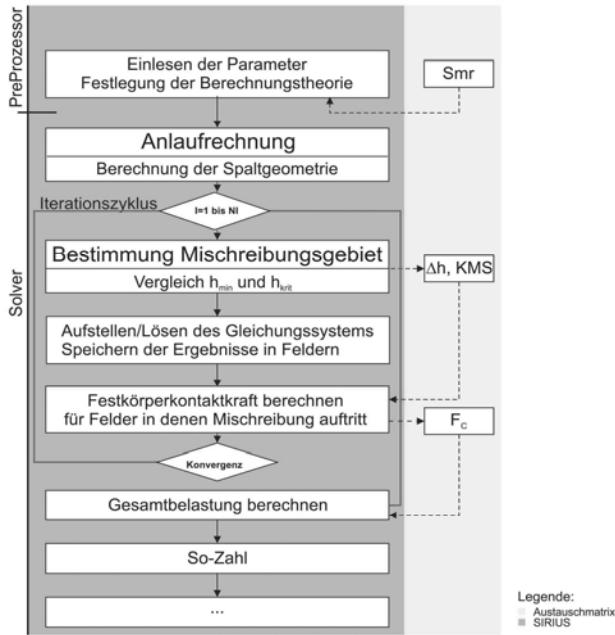


Bild 5: Ablaufschema der Mischreibungs berechnung im System SIRIUS

Zur Bestimmung der Mischreibungsgebiete wird die Kontrollmatrix KMS (Bild 2) erzeugt. Bei Unterschreiten der kritischen Spalthöhe wird zusätzlich die Eindringtiefe Δh berechnet und in einer separaten Matrix gespeichert. Für den glatten Lagerspalt wird die erweiterte R-DGL gelöst und ebenfalls in Feldern gesichert. Parallel dazu wird die Festkörperkontaktkraft für die Gitterelemente im Mischreibungsgebiete berechnet und in der Matrix Fc gespeichert. Das Addieren der Matrizen für den Flüssigkeitstraganteil und den Festkörpertraganteil liefert die Gesamtbelastung. Dieser iterative Prozess wird wiederholt bis die Berechnung konvergiert. Auf die Darstellung der Ergebnisverarbeitung im Postprozessor wurde aus Platzgründen verzichtet.

6. Zusammenfassung und Ausblick

Mit der vorgestellten Erweiterung des Berechnungsprogrammes SIRIUS, wurde die Berücksichtigung auftretender Mischreibungsgebiete bei der Simulation in hydrodynamischen Radialgleitlagern ermöglicht. Die Ermittlung der zusätzlichen Festkörperreibleistung, durch die in Kontakt tretenden Mikrostrukturen ermöglicht die Bestimmung der veränderten Erwärmung des Gleitlagers und somit das Ergreifen geeigneter Maßnahmen für einen ausreichenden Wärmeabtransport.

Das Modell beruht auf dem verbreiteten Ansatz der Lastaufteilung zwischen Festkörperkontaktdruck und Flüssigkeitstragdruck. Die Ermittlung der realen Kontaktfläche erfolgt durch die statistische Auswertung gemessener Oberflächeneigenschaften. Durch die Hinterlegung der Materialanteilskurven ist dieses Modell nicht auf gaußverteilte Rauheitsprofile beschränkt. Die Ermittlung des Festkörpertragdruckes erfolgte im ersten Schritt mit einem sehr einfachen Kontaktmodell für den eindimensionalen, elastischen Fall. Eine Umsetzung anderer Kontaktmodelle ist für die Zukunft geplant, ebenso ein Modell für die Berücksichtigung der mikrohydrodynamischen Effekte auf den hydrodynamischen Druckaufbau.

Aufgrund der fehlenden lokalen Höheninformationen bei der Charakterisierung der Oberfläche, ist keine Aussage zu der kontaktbedingten Deformation benachbarter Mikrostrukturen möglich. Es kann keine Aussage zum Verschleiß getroffen werden.

Der hohe Grad der Idealisierung ermöglicht es weiterhin, auch instationäre Variationsrechnungen in kurzer Zeit, ohne enorme Rechenkapazitäten durchzuführen. Durch Vergleichsrechnungen mit anderen Gleitlagerberechnungsprogrammen oder anderer kommerzieller Software bleibt zu testen, ob eine ausreichende Genauigkeit der Simulationsergebnisse mit dem Mischreibungsmodul gewährleistet werden kann.

7 Literatur

- [1] S. Zorn and K. Brökel, "Hydrodynamisch und hydrostatisch wirkende Radialgleitlager in Schiffsantrieben - Erweiterte Simulationsansätze im System SIRIUS," in *Dresdner Maschinenelemente Kolloquium*, 2013.
- [2] N. P. Petroff, "Neue Theorie der Reibung," in *S Ostwalds Klassiker*, Bd. 218., Leipzig: Akademische Verlagsgesellschaft, 1927.
- [3] O. Reynolds, "On the Theory of Lubrication and Its Application to Mr. Beauchamp Tower's Experiments, Including an Experimental Determination of the Viscosity of Olive Oil," *Philos. Trans. R. Soc. London*, Vol. 177, Nr.. January, pp. 157–234, 1886.
- [4] A. Sommerfeld, "Zur hydrodynamischen Theorie der Schmiermittelreibung," *Zeitschrift*

- für Math. und Phys.*, vol. 50, pp. 97–155, 1904.
- [5] K. L. Johnson, J. A. Greenwood, and S. Y. Poon, “A simple theory of asperity contact in elastohydro-dynamic lubrication,” *Wear*, Vol. 19, Nr.. 1, pp. 91–108, 1972.
 - [6] R. Wegmann, “Erweiterung der hydrodynamischen Schmiertheorie durch Einbeziehung des Unterdruckgebietes in die Berechnung instationär belasteter Gleitlager,” Universität Rostock, 1978.
 - [7] D. Bartel, *Simulation von Tribosystemen*. Wiesbaden: Vieweg Teubner Verlag, 2010.
 - [8] H. Hofmann, “Über einige Einflußfaktoren auf die Festigkeit dünner Ölfilme,” *Freib. Forschungshefte*, Vol. 251, p. 99, 1962.
 - [9] M. Kornfeld, *Elastizität und Festigkeit der Flüssigkeiten*. Berlin: Verlag Technik, 1952.
 - [10] R. Wegmann, “Dokumentation SIRIUS- Teil 2: physikalische Grundlagen, dimensionsbehaftete Daten,” 2016. [Online]. Available: www.rolandwegmann.de%5Cdownloads%5C5C. [Accessed: 23-Jun-2016].
 - [11] C. Titscher, “Analyse des aktuellen Standes der Forschung zur Modellierung hydrodynamisch geschmierter Gleitlager unter Berücksichtigung von Verformungen, Einsatz niedrig viskoser Schmiermittel und Mischreibung,” University Rostock, 2013.
 - [12] C. Titscher, “Erweiterung der Berechnung von Verformungen auf Lager unter Ausnutzung verschiedener Symmetriebedingungen,” Universität Rostock, 2012.
 - [13] R. Wegmann and K. Brökel, “Aktuelle Probleme der numerischen Simulation des hydrodynamischen und hydrostatischen Verhaltens von Spaltströmungen,” in *6. Gemeinsames Kolloquium Aachen*, 2008.
 - [14] T. Barenthin, “Ermittlung der hydrodynamischen Verhältnisse im Stevenrohrlager unter Berücksichtigung einer gekrümmten Welle und beliebiger Nutgeometrie,” Universität Rostock, 2005.
 - [15] H. Czichos and K. Habig, *Tribologie-Handbuch, Tribometrie, Tribomaterialien, Tribotechnik*, 4. Auflage. Wiesbaden: SpringerVieweg, 2015.
 - [16] “DIN EN ISO 25178 - 2 -Geometrische Produktspezifikationen (GPS)-Oberflächenbeschaffenheit: Flächenhaft - Teil 2: Begriffe und Oberflächen-Kenngrößen,” September. 2012.
 - [17] “DIN EN ISO 4287 Geometrische Produktspezifikation - Oberflächenbeschaffenheit: Tastschnittverfahren - Benennung, Definition und Kenngrößen der Oberflächenbeschaffenheit.” 2010.
 - [18] C. Wiehr and J. Seewig, “3D-Kenngrößen nach ISO 25178,” in *45. Materialographie-/Metallographie-Tagung DGM*, 2011.

Berechnung von Gleitlagern mit hydrostatischen Anfahrhilfen

Entwicklung von Modellen zur Simulation von Gleitlagern mit hydrostatischen Anfahrhilfen

Dipl.-Math. **C. Kraft.**, Prof. Dr.-Ing. **H. Schwarze**

Institut für Tribologie und Energiewandlungsmaschinen, TU Clausthal

Kurzfassung

Die in der Praxis eingesetzten Programme und Grundlagen zur Berechnung und Auslegung von Gleitlagern mit hydrostatischen Anfahrhilfen setzen entweder idealisierte Bedingungen voraus oder können nur auf wenig praxisrelevante Fälle angewendet werden und führen somit nur zu eingeschränkten Abschätzungen des Lagerverhaltens. Der hier vorliegende Beitrag zeigt die Entwicklung von experimentell verifizierten Berechnungsalgorithmen zur Erfassung des Einflusses von hydrostatischen Zuführungen in Radial- sowie Axialgleitlagern während Anfahr- und Auslaufvorgängen mit aktivierter und deaktivierter Hochdruckölversorgung. Diese Berechnungsmodelle sind exemplarisch in Gleitlagerberechnungsprogramme implementiert wurden. Die Ergebnisse liefern, sowohl technisch in Form des Systemverständnisses und der Modellierbarkeit in den Programmen als auch wirtschaftlich durch die Einsparung aufwändiger Versuche, eine Verbesserung des Service bei Problemen laufender Maschinen. Darüber hinaus leisten sie bei der Optimierung in der Auslegung neuer Maschinen einen wichtigen Beitrag für die Industrieunternehmen, die durch das gesteigerte Know-how auf Basis der durchgeführten Untersuchungen gestärkt werden.

Abstract

The prediction of thermo-hydrodynamic characteristics of journal and thrust bearings with lift oil pockets plays an essential role for dimensioning sliding bearings and oil supply systems in order to prevent bearing damages and unnecessary costs. The programs and algorithms used in practice for the calculation and design of sliding bearings with hydrostatic pockets suppose idealized conditions or can only be applied to a few practice-relevant cases which leads to limited assessments of the bearing behaviour. The present article shows the development of experimentally verified calculation algorithms for the detection of influences of hydrostatic pockets in journal and thrust bearings during start-up and shut-down processes with activated

and deactivated high-pressure oil supply. These calculation models have been implemented in sliding bearing calculation programs COMBROS-A and -R. Comparisons to measurements and studies were carried out with these programs, to verify the algorithms theoretically and experimentally. By using the existing program code influential effects of lift oil pockets in sliding bearings were illustrated with good coincidence to measurements. It could be shown that characteristics of such bearings can safely be predicted with the help of advanced calculation algorithms based on the solution of the Reynolds equation.

The results of this research are both technically (in the form of system comprehension and model ability in the programs) as well as economically (by the saving of expensive tests and improvement of the service in case of problems of running machines. In addition, they make an important contribution to industrial companies when optimizing the design of new rotor systems.

1. Einleitung

Zur Vermeidung der verschleißintensiven Betriebszustände hydrodynamischer Radial- und Axialgleitlagerungen mit hohen spezifischen Lasten bei niedrigen Drehzahlen, wie sie im Anfahr- sowie Auslaufvorgang, aber auch im Turnbetrieb auftreten, werden diese zumeist mit zusätzlichen hydrostatischen Schmiertaschen ausgestattet. Die sichere Auslegung dieser komplexen hybriden Lagersysteme liefert einen großen Beitrag zur Vorhersage über die Betriebssicherheit und Wirtschaftlichkeit derartiger gleitgelagerter Maschinenwellen, wie sie in Turbinen, Kompressoren, Getrieben und E-Maschinen vorzufinden sind. Die zuverlässige Vorausberechnung der maßgeblichen Lager- und Betriebskennwerte, wie z.B. Öldurchsatz, Haltedruck sowie Systemleistung ist zur Vermeidung von kostenintensiven Lagerschäden von entscheidender Bedeutung. Die Auslegung der hydrostatischen Anfahr- und Auslaufhilfen erfolgt heute noch zum großen Teil auf den Betriebserfahrungen von bereits ausgeführten Lagerungen. Die in der Praxis eingesetzten Berechnungsprogramme und –grundlagen setzen entweder idealisierte Bedingungen voraus oder können nur auf wenige Spezialfälle angewendet werden und führen somit nur zu eingeschränkten Abschätzungen des Lagerverhaltens im Stillstand und unter niedrigen Drehzahlen, z.B. [1]. Des Weiteren beschränken sich sämtliche Verfahren auf die Berechnung von Festsegmentlagern. Bei Lagern, die Segmente mit mehreren hydrostatischen Taschen besitzen, kann die gegenseitige Beeinflussung des Tragdruckaufbaus nicht berücksichtigt werden und der Einfluss einer statischen Wellen-, Spurscheiben- oder Lagerverkantung auf den Druckaufbau nicht erfasst werden. Des Weiteren können die Einflüsse der Taschengeometrie, die im abgeschalteten Zustand eine Störung des hydrodynamischen Schmierfilms bewirken, nur näherungsweise

berechnet werden. Darüber hinaus wird der Hybridbetrieb, bei dem sowohl hydrodynamischer als auch hydrostatischer Druckaufbau vorliegt, nicht ausreichend erfasst. Für die Auswirkung der geometrischen Gestaltung der Schmieröltasche existieren noch keine allgemein gültigen Berechnungsmodelle, mit denen das unterschiedliche hydrodynamische Verhalten von rechteckigen bzw. kreisringsektorförmigen und kreisförmigen Taschen hinreichend erfasst werden kann. Die spezielle dynamische Charakteristik von Zahnradpumpen, die auf Grund ihrer hohen Steifigkeit im Allgemeinen eine hohe Betriebssicherheit gewährleisten, kann zurzeit nicht erfasst werden.

Deshalb besteht für die industrielle Weiterentwicklung von Gleitlagern der Wunsch nach fundiertem Verständnis und einem zuverlässigen Auslegungswerkzeug der hydrostatischen An-fahr- und Auslaufhilfen. Hierbei stellen die theoretische Modellbildung der realen Vorgänge im Ölzführungsbereich von hydrostatischen Anfahr- und Auslaufhilfen in Axial- und Radiallagern mit aktivierter und deaktivierter Hochdruckölversorgung sowie deren Umsetzung in Berechnungsalgorithmen das zentrale Forschungsziel dar. Die neu entwickelten Algorithmen wurden im Verlaufe des Projekts in die Gleitlagerprogramme COMBROS-A/R, die im Rahmen von Forschungsvorhaben am ITR entwickelt wurden ([2]-[4]), integriert, so dass die erzielten Ergebnisse nach Abschluss des Vorhabens direkt nutzbar sind. Darüber hinaus wurden die neu entwickelten Berechnungsgrundlagen anhand von Messdaten, die auf dem aufgebauten Hochleistungsgleitlagerprüfstand des ITR ermittelt wurden, verifiziert und validiert. Die experimentellen Untersuchungen erfolgten an einem Radial- sowie Axialkippsegmentlager für unterschiedliche hydrodynamische und hydrostatische sowie hybride Betriebs-zustände.

2. Theoretische Modellbildung

Ein wesentlicher Bestandteil des Vorhabens ist die numerische Umsetzung zur Berücksichtigung der Phänomene von Gleitlagern mit hydrostatischen Ölversorgungssystemen mittels modellspezifischer Algorithmen. Dazu zählen u. A. die Abbildung der Zufürtaschen in den Gleitlagerberechnungsprogrammen sowie die Modellierung von Konstantvolumenstromquellen, aber auch die Auswirkungen der Taschengeometrie auf die Hydrodynamik bei deaktivierter Hochdruckölversorgung.

Für die Implementierung von hydrostatischen Taschen in bestehende Gleitlagerprofile ist es nötig, eine Erweiterung der Geometriedefinitionen für Fest- und Kippsegmente vorzunehmen. Die hydrostatischen Taschen müssen durch die Vorgabe von eindeutigen Geometrieparametern, wie z.B. die Breite, Länge, Tiefe und Profilierung sowie ihrer Position im Gesamtlager bzw. im Segment definiert werden. Dabei ist für jede Tasche eine individuelle Geometrie und Position ermöglicht. Diese Daten werden dem Gleitlagerberechnungsprogramm in einer Form

übergeben, so dass hieraus durch die Erweiterung von diskreten Zuweisungsvariablen eine Identifizierung und Berücksichtigung im Lagermodell möglich ist. Dazu sind zunächst die Rechteck- bzw. Kreisringsektortaschen im numerischen Gitter definiert. Die hydrostatischen Taschen liegen hierbei auf einer Struktur mit Gitternetzlinien, die in Lagerumfangs- und Breitrichtung definiert sind.

Gleitlager mit hydrostatischen Anfahrhilfen werden in der Praxis häufig mit Hochdruckhydraulikpumpen versorgt, die die Charakteristik einer Konstantvolumenstromquelle und somit sehr gute Steifigkeitseigenschaften besitzen. Zum Einsatz kommen hierbei oft Verdrängerpumpen, deren Förderstrom im Arbeitsbereich linear zur Antriebsdrehzahl steigt. Die dabei aufgebrachte Pumpenleistung ist abhängig vom Druck am Pumpenausgang, dem sogenannten Pumpendruck. Dieser Druck reduziert sich in der Hochdruckleitung auf Grund von hydraulischen Verlusten, so dass in der Hydrostatiktasche der reduzierte Taschendruck zur Verfügung steht. Dieser Druckunterschied steigt mit zunehmendem Volumenstrom durch die jeweiligen Zuleitungen an. Taschendruck und Volumenströme bedingen einander, wobei die Druckverteilung im Schmierspalt als Lösung der Reynoldsdifferenzialgleichung

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(F_2 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(F_2 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = U \frac{\partial}{\partial x} \left[\rho \left(h - \frac{F_1}{F_0} \right) \right] + \frac{\partial (\rho h)}{\partial t}$$

den Ausgangspunkt für der Bestimmung der Betriebsbedingungen von hydrodynamisch und -statisch unterstützten Gleitspalten bildet. Die bestimmenden Eingangsgrößen sind zum einen der Schmierspaltverlauf, der maßgeblich über die Position des Läufers im Lager definiert wird und zum anderen die Druckrandbedingungen, die durch das Druckniveau am Lagerrand sowie die Taschendrücke definiert werden.

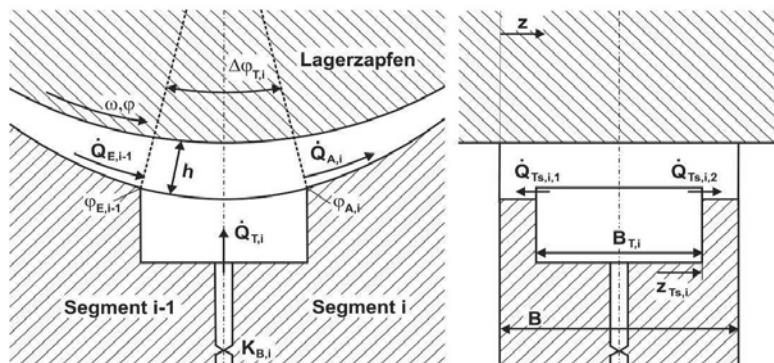


Bild 1: Schmierstoffmengenbilanz im hydrostatischen Taschenbereich, [3]

Die numerische Lösung in kartesischen Koordinaten für das Radialgleitlager, aber auch in Zylinderkoordinaten für das Axialgleitlager ist umfassend in der Literatur beschrieben wie z.B. in [5] und [6]. Die Taschenflüsse $\dot{Q}_{T,i}$ ergeben sich aus der Integration der Lösung der Reynoldsdifferenzialgleichung über die Taschenränder und sind somit abhängig von dem Druck in der Tasche, der als konstant angenommen wird, und den in Folge der umgebenden Schmierspalthöhen sich einstellenden Druckverhältnissen in der Nähe des Taschenrandes. Die Berechnung erfolgt durch Summation der Seitenflüsse $\dot{Q}_{TS,i}$ und der Flüsse in Umfangsrichtung $\dot{Q}_{E,i}$ und $\dot{Q}_{A,i}$, vgl. Bild 1. Die zum vorgegebenen Volumenstrom zugehörigen taschenspezifischen Drücke werden iterativ bestimmt. In jedem Iterationsschritt nach der Berechnung der Druckverteilung im Schmierspalt werden die Taschenvolumenströme ermittelt und daraus mithilfe eines spezifisch angepassten Newtonverfahrens die Taschendrücke für den nächsten Iterationsschritt bestimmt. Als Abbruchkriterium wird eine Volumenstromfehlerschranke definiert. Die Beschreibung der Drosselverluste und der sich daraus ergebenden Vordrücke des jeweiligen Kreislaufes wird über die Definition eines Durchflussbeiwerten berücksichtigt, so dass infolgedessen die Taschendrücke mit sinkender Schmierspaltweite ansteigen bzw. mit steigendem Durchsatz für konstante Belastungssituationen absinken, vgl. Bild 2.

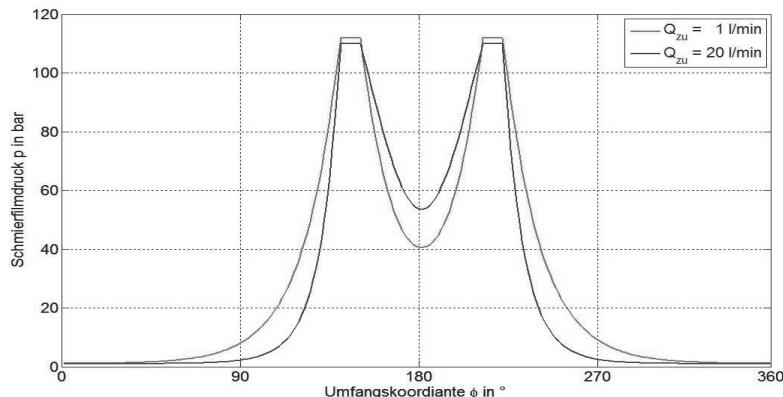


Bild 2: Berechneter Schmierfilmdruck eines Radiallagers in Lagermitte ($D = 120\text{mm}$, $B/D = 0,5$, $\psi = 2\%$, $n = 0 \text{ min}^{-1}$, $p_q = 4 \text{ MPa}$, 2 HS-Taschen)

3. Experimentelle Modellbildung

Die experimentellen Untersuchungen erfolgten am Gleitlagerprüfstand, der im Rahmen des FVA-FVV-Gemeinschaftsvorhabens „Hochleistungs-Gleitlagerprüfstand“ realisiert wurde, [8].

Für die Umrüstung des Prüfstandes auf die geänderte Antriebseinheit zur experimentellen Verifikation der Algorithmen anhand des Axial- sowie Radialprüfaglers wurde die Stützlagerumgebung auf eine wälzgelagerte Unterstützung umgerüstet. Die Anbindung des Antriebs an die Prüfwelle erfolgt über ein Kupplungselement sowie einen Zahnriementrieb, der eine Demontage des ausgerichteten Turboplanetengetriebes der schnellen Ausbaustufe des Hochleistungsgleitlagerprüfstandes unnötig macht, vgl. Bild 3.

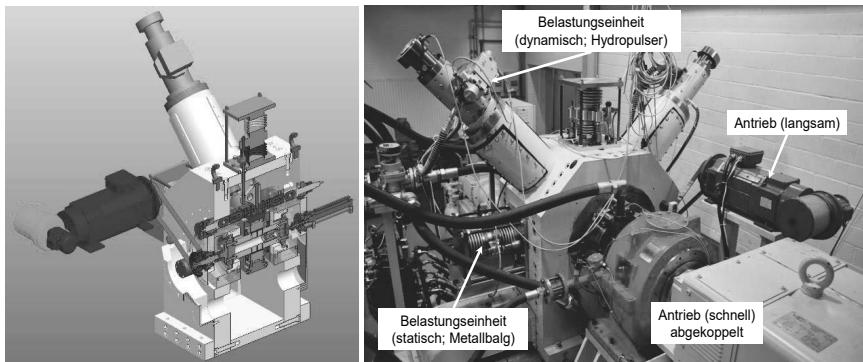


Bild 3: Prüfstandsaufbau (links: Modell rechts: Radiallagerprüfaufbau)

Durch diese Maßnahmen ist der Hochleistungsgleitlagerprüfstand in der Lage die Betriebsbedingungen zur Untersuchung der Gleitlager im Anhebevorgang, im reinen Hydrostatikbetrieb bei niedrigsten Drehzahlen sowie im Hybrid- und rein hydrodynamischen Betrieb im Bereich niedriger Umfangsgeschwindigkeiten ($u_m \leq 20$ m/s) abzubilden, ohne dass tiefgreifende, zeitintensive Umbaumaßnahmen durchzuführen sind. Seitens der Industrie wurden zwei Prüflager bereitgestellt. Die zu untersuchenden Gleitlager bestehen aus den modifizierten Prüflagern der Projekte „FVA: 667 - Radialkippsegmentlager-Ölzuführungseinfluss“ (s. Bild 4) und „FVV: 1002 - Verbesserte Axiallagerberechnung“, (s. Bild 5). Zur Untersuchung des Einflusses der Taschengeometrie auf das Betriebsverhalten bei deaktivierter Hydrostatik wurden beide Lager mit unterschiedlich profilierten Hochdrucktaschen versehen. Beim Radiallager besitzen die zwei Segmente in der Hauptlastzone eine Rechtecktasche, die eine Profilierung über einen Krümmungsradius besitzen, wobei alle Segmente des Axialgleitlagers mit einer quadratischen Taschenform ausgestattet sind, deren Profilierung eine Nuttiefe von 0,5 mm aufweist.

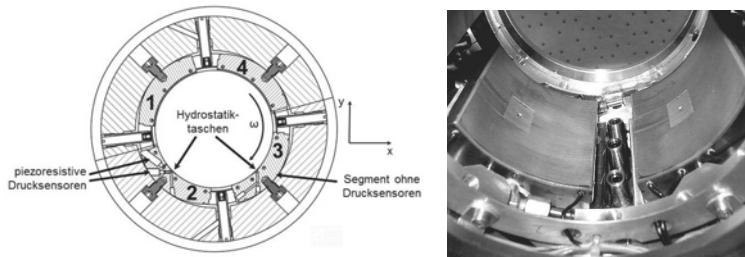


Bild 4: Radialprüflager (links: Schnitt durch die Lagermitte, rechts: belastete Segmente mit Hydrostatiktaschen und Druckaufnehmerbohrung im Segment 2)

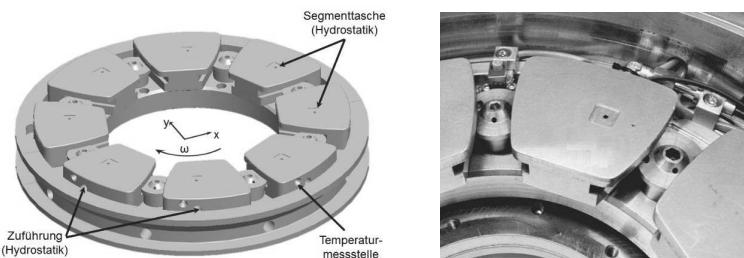


Bild 5: Radialprüflager (links: Schnitt durch die Lagermitte, rechts: belastete Segmente mit Hydrostatiktaschen und Druckaufnehmerbohrung im Segment 2)

Das Ziel der experimentellen Versuche ist es, mit Hilfe der rotierenden Messtechnik zum einen den Spaltweitenverlauf und die daraus resultierenden Informationen zur Kippstellung der Lagersegmente, aber auch Informationen zur Identifizierung der elastischen Deformationen in Umfangs- und Breitenrichtung zu erhalten. Darüber hinaus ist mittels der beiden in der Welle bzw. Spurscheibe adaptierten Druckaufnehmer der Druckverlauf im Schmierspalt aufgenommen wurden, um Phänomene der Druckausgestaltung im Bereich der hydrostatischen Schmierstofftaschen, welche im Hybridbetrieb und abgeschalteten Zustand auftreten können, zu identifizieren. Die statorseitigen im Segment 2 des Radial- bzw. Segment 1 des Axiallagers adaptierten Druckaufnehmer dienen zur Bestimmung des Taschendrucks, insbesondere des Abreiß- sowie Haltedrucks und deren Druckänderung beim Anheben der Welle ($n = 0 \text{ min}^{-1}$) und zur Nachkalibrierung der rotorseitigen installierten Drucksensoren im Turn- sowie im rein hydrodynamischen Betrieb. Mit diesen Konfigurationen sind Messungen von Anhebevorgängen und Hybridbetrieben bis 3 MPa durchgeführt wurden. Die Versuche mit

deaktivierten hydrostatischen Taschen erfolgten bei $n = 2000$ bzw. 3000 min^{-1} mit maximal 2 MPa Flächenpressung, um infolge der fehlenden hydrodynamischen Geschwindigkeit Mischreibungszustände, die eine Schädigung des Prüflagers aber auch der instrumentierten Messwelle nach sich ziehen könnten, zu vermeiden. Die Position der Radialprüfwellen im Lager wird mittels zweier Sensorringe, die mit je 2 Wegsensoren in beiden Koordinatenrichtungen ausgestattet sind, bestimmt. Diese Sensorringe sind an den beiden Seiten des Prüflagergehäuses montiert. Die Spur scheibenposition des Axialprüflagers erfolgte mittels 2 Sensoren vom Lagerring aus (s. Bild 5). Somit ließen sich Verkantungen der Welle detektieren. Die beiden belasteten Radiallagersegmente sind einzeln mit Öl von einem Hochdruckrail aus versorgt, während beim Axiallager aufgrund der begrenzten Einbauverhältnisse jeweils 2 Segmente sich eine Hochdruckzuleitung teilen. Alle mit einem Hochdruck versorgten Segmente besitzen ein Rückschlagventil, welches unmittelbar vor der Tasche installiert ist, um ein Rückströmen des Schmiermittels in die Hydrostatikleitungen bei deaktivierter Hydrostatik zu vermeiden.

3.1 Experimentelle Verifizierung an den Prüflagern

Nachfolgend sind Vergleiche zwischen den experimentell und numerisch ermittelten Lagerkenngrößen im Anhebevorgang und Hybridbetrieb für das Radiallager und den rein hydrodynamischen Betrieb für das Axiallager dargestellt.

3.1.1 Anhebevorgang beim Radiallager

Bei den Anhebeversuchen ist bei stehender Welle und konstanter Radialbelastung die Hochdruckhydraulik mit vorgegebenem Gesamtöldurchsatz bis zum statischen Gleichgewicht der Druck- und Wegmessung aktiviert wurden. Bei den Messungen zeigt sich, dass mit steigender Belastung die Welle stärker verkantet.

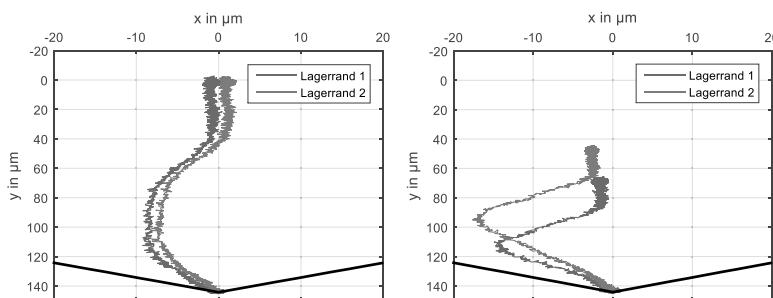


Bild 6: Gemessene zeitliche Verläufe der Verlagerung der Welle im Anhebevorgang mit $\dot{Q}_{\text{HD}} = 6,5 \text{ l/min}$, $T_{\text{zu}} = 40^\circ\text{C}$ (links: $p_q = 0,5 \text{ MPa}$, rechts: $p_q = 1,5 \text{ MPa}$)

So kann bei $p_q = 0,5$ MPa noch keine nennenswerte Verkantung gemessen werden, wohingegen bei $p_q = 1,5$ MPa bereits ca. 20 µm Höhendifferenz zwischen beiden Lagerrändern in der Messung ersichtlich sind (vgl. Bild 6). Die Ursache ist in der Verschränkung des Segments 3, welche bei weiteren Messungen mit $n > 0 \text{ min}^{-1}$ mit Hilfe der rotorseitigen Instrumentierung bestimmten Spalt- und Druckverläufe ersichtlich wurde, zu suchen. Die im Vergleich zur Messung hieraus ermittelten Anhebehöhen stellen den Mittelwert der lagerseitenspezifischen Höhen dar.

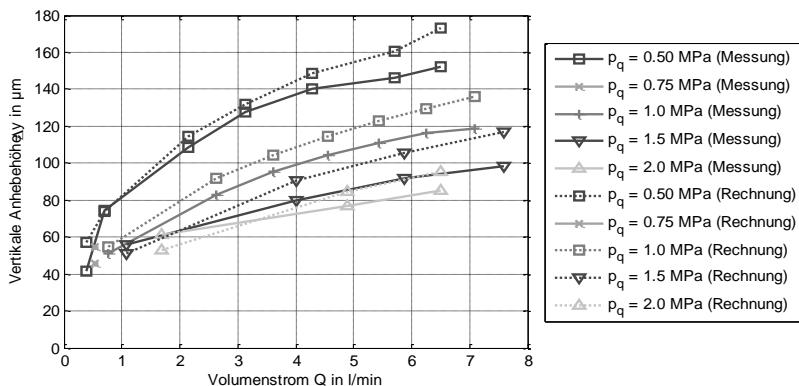


Bild 7: Vergleich der gemessenen und berechneten Anhebehöhen der Welle in Abhängigkeit vom Hochdrücköldurchsatz bei unterschiedlichen Belastungen ($T_{zu} = 40^\circ\text{C}$)

Der Vergleich zwischen berechneten und gemessenen Anhebehöhen zeigt, dass mit zunehmendem Öldurchsatz durch die Hydrostatiktaschen, die Differenz zwischen dem vorausberechneten und dem experimentell ermittelten Wert ansteigt (s. Bild 7). Dabei liegt der gemessene Wert unterhalb des berechneten. Generell zeigt sich eine gute Über-einstimmung in Bezug auf die Größenordnung und den Kurvenverlauf. Der zeitliche Verlauf der Drücke in den Hydrostatiktaschen sowie die vertikale Wellenposition zeigt (vgl. Bild 8), wie sich der Druck in der Tasche nach dem Aktivieren der hydrostatischen Ölversorgung aufbaut. Etwas oberhalb des Haltedruckniveaus beginnt der Anhebevorgang, während der Druck noch weiter bis zum Abreißdruck ansteigt, um die durch die Wellenbewegung induzierten Trägheitskräfte zu überwinden. Der stationäre Betriebspunkt stellt sich unabhängig von der Belastung bei den untersuchten Zuständen ca. 0,6 Sekunden nach dem Aktivieren der Hydrostatik ein.

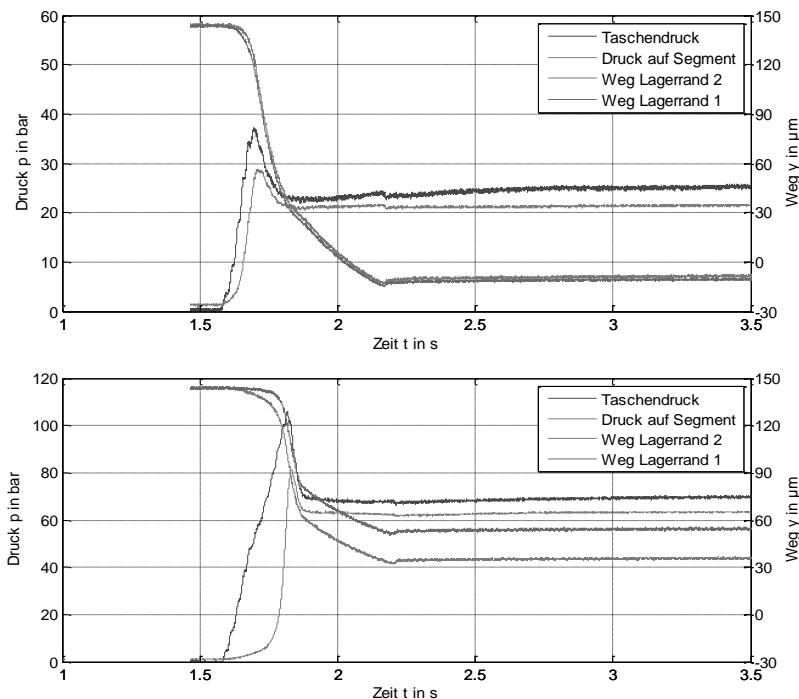


Bild 8: Gemessene zeitliche Verläufe des Drucks in und hinter der Hydrostatiktasche sowie der Wellenverlagerung bei $n = 0 \text{ min}^{-1}$ und $T_{zu} = 40^\circ\text{C}$ (oben: : $p_q = 0,5 \text{ MPa}$, $\dot{Q}_{HD} = 6,5 \text{ l/min}$, unten: : $p_q = 1,5 \text{ MPa}$, $\dot{Q}_{HD} = 5,8 \text{ l/min}$)

3.1.2 Hybridbetrieb des Radiallagers

Die Untersuchungen zum Betrieb bei gleichzeitiger Versorgung des Lagers über die Hoch- und Niederdruckzuführung ist bei Drehzahlen von $n = 2000$ bzw. 3000 min^{-1} durchgeführt worden. Unterschiede zwischen der Messung und Rechnung, insbesondere in den Druckverläufen, sind bei höheren Belastungen ersichtlich. So wird der Taschendruck niedriger als in der Messung vorausberechnet. Eine Verbesserung der Vorhersage kann durch eine zweite Modellierung der Hydrostatiktasche erreicht werden, indem die Zuführbohrung lediglich als Hydrostatiktasche modelliert und der restliche Taschenbereich als hydrodynamisch wirksame Tasche definiert wird (s. Bild 9). Hierbei steigen die vorausberechneten Zuführdrücke infolge der Definition der Ölzufluss als Konstantvolumenstromquelle an. Jedoch zeigen sich noch Unterschiede für die beiden belasteten Segmente. Während bei der Berechnung die

Öldurchsätze kreislaufspezifisch (insbesondere pro Tasche) vorgegeben werden können, kann im Experiment nicht von einer gleichen Aufteilung der Schmierstoffzuführmengen auf beide Taschen ausgegangen werden. Darüber hinaus zeigt sich, dass im Hybridbetrieb der Druck im hydrostatischen Taschenbereich nicht als konstant angesehen werden kann, sondern durch die Hydrodynamik geringfügig mit beeinflusst wird, so dass hierbei die getrennte Definition in der Modellierung der beiden Taschenbereiche geeigneter erscheint.

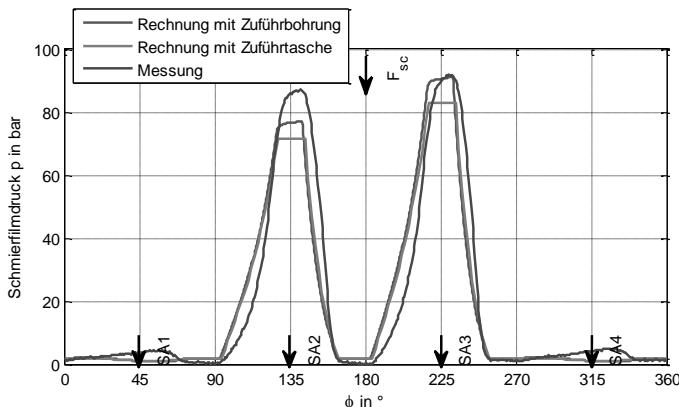


Bild 9: Vergleich der gemessenen und berechneten Druckverläufe in der Lagermitte
($n = 2000 \text{ min}^{-1}$, $p_q = 2 \text{ MPa}$, $\dot{Q}_{\text{HD}} = 3,7 \text{ l/min}$, $\dot{Q}_{\text{ND}} = 60 \text{ l/min}$, $T_{\text{zu}} = 40^\circ\text{C}$)

3.1.3 Deaktivierte Hydrostatik

Bei den Untersuchungen mit deaktivierter Hydrostatik wird der Abfluss des Öls aus dem Schmierfilm durch die Hochdrucktaschen mittels der eingeschraubten Rückschlagventile unterbunden. Die Schmierstoffzufuhr erfolgt lediglich aus der Niederdruckversorgung zwischen den Segmenten und der Druckaufbau auf den Segmenten erfolgt infolge der Drehung und des sich im Betrieb einstellenden konvergenten Schmierspalts. Für die Berechnung ist zunächst der geometrische Spaltverlauf als hydrodynamische wirksame Schmierfilmhöhe gesetzt wurden. Hieraus ergeben sich auf Grund der volumenstrombilanzierten Lösung der Reynoldsdifferenzialgleichung lokale Schmierfilmgeschwindigkeiten im Bereich der Tasche, die vom Niveau weit unter denen neben der Tasche liegen. In Folge dessen zeigen die berechneten Druckverteilungen im Taschenbereich eine Plateaubildung (s. Bild 10).

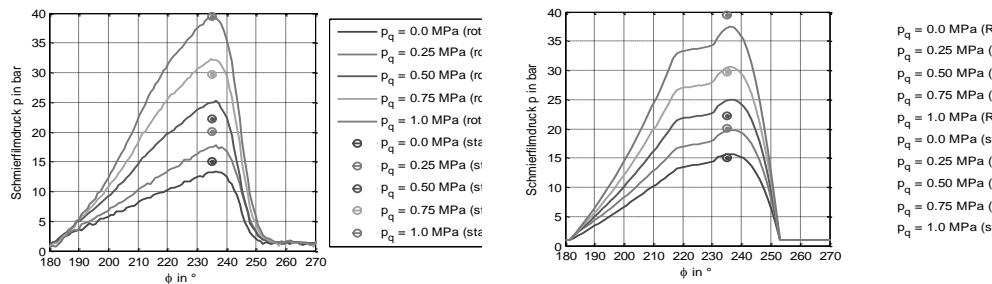


Bild 10: Vergleich der gemessenen (links) und berechneten (rechts) Druckverteilungen in der Lagermitte des Segments 3 bei unterschiedlichen Belastungen bei $T_{zu} = 40^\circ\text{C}$

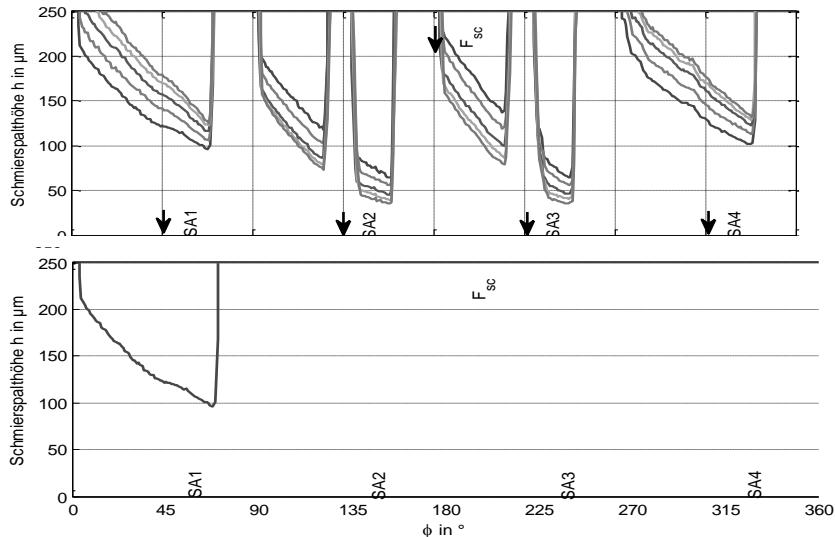


Bild 11: Vergleich der gemessenen und berechneten Schmierfilmhöhen in der Lagermitte bei unterschiedlichen Belastungen ($T_{zu} = 40^\circ\text{C}$, oben: Messung, unten: Rechnung)

Die Messungen zeigen dieses Verhalten im Vergleich dazu nur ansatzweise mit steigender Belastung. Weitere Untersuchungen bei höheren spezifischen Lagerbelastungen können weiteren Aufschluss über dieses Phänomen liefern. Hierbei kann die Betrachtung des Druckaufbaus durch die Berücksichtigung der Trägheitskräfte bei laminarer Strömung, welche bei der Herleitung der Reynolds-differenzialgleichung aus den Navier-Stokes-Gleichungen vernachlässigt werden, eine Verbesserung der Ergebnisgüte liefern. Deren Einfluss steigt im Schmierfilmbereich, in denen die Fluidteilchen lokal eine starke Beschleunigung erfahren. Dies

tritt insbesondere beim Ein- und Austritt in die deaktivierte Hydrostatiktasche durch die sich stark ändernde Spalthöhe auf. Darüber hinaus kann die große Spalterweiterung zur segmentseitigen Aufhebung der Haftbedingung führen und eine Grenzschichtströmung induzieren, welche sich wie im Bereich für die Segmentlücken modellieren lässt. Die gute Übereinstimmung zeigt sich auch beim Vergleich zwischen den gemessenen und berechneten Spaltverläufen insbesondere für die beiden belasteten Segmente (s. Bild 11).

Der Einfluss der unterschiedlichen Druckausbildung im hydrostatischen Taschenbereich kann hierbei als gering angesehen werden, da das Kippgleichgewicht vom Druck innerhalb der Tasche positionsbedingt nicht wesentlich beeinflusst wird. Lediglich die beiden unbelasteten Segmente zeigen in der Messung etwas größere Spaltverläufe. Hierfür kann ein größeres radiales Lagerspiel des Prüflagers verantwortlich sein.

3.2.3 Deaktivierte Hydrostatik

Beim Axiallager sowie auch beim Radiallager konnte der Einfluss der deaktivierten Hydrostatiktasche, die in erster Linie eine Störung der idealen Geometrie darstellt, beobachtet werden. Dabei zeigt sich, dass der Einfluss der Hydrostatiktasche auf den hydrodynamischen Druckaufbau zum einen von der Gleitgeschwindigkeit und zum anderen von den Schmierspalthöhen im Bereich der Tasche abhängig sind. Bei geringeren Spaltweiten ist ein Druckabfall über der Tasche zu beobachten (vgl. Bild 12), während bei höheren Spaltweiten wieder ein Anstieg zu verzeichnen ist (s. Bild 13). Mit steigender Gleitgeschwindigkeit verringert sich der Druckabfall über der Tasche und mit weiter zunehmender Drehzahl ist dort wieder ein Anstieg zu beobachten. Der Druckanstieg hinter der Hydrostatiktasche, der sich zu kleiner werdenden Belastungen hin verringert und auch schon im Hybridbetrieb zu beobachten ist, bestätigt sich auch in den Berechnungen.

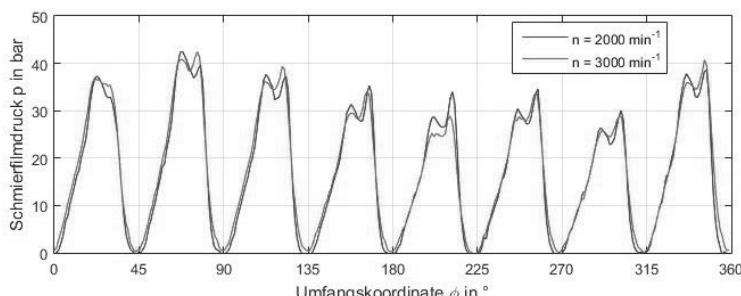


Bild 12: Vergleich der gemessenen Schmierfilmdruckverläufe bei unterschiedlichen Drehzahlen ($\dot{Q}_{ND} = 40 \text{ l/min}$, $p_q = 1,0 \text{ MPa}$)

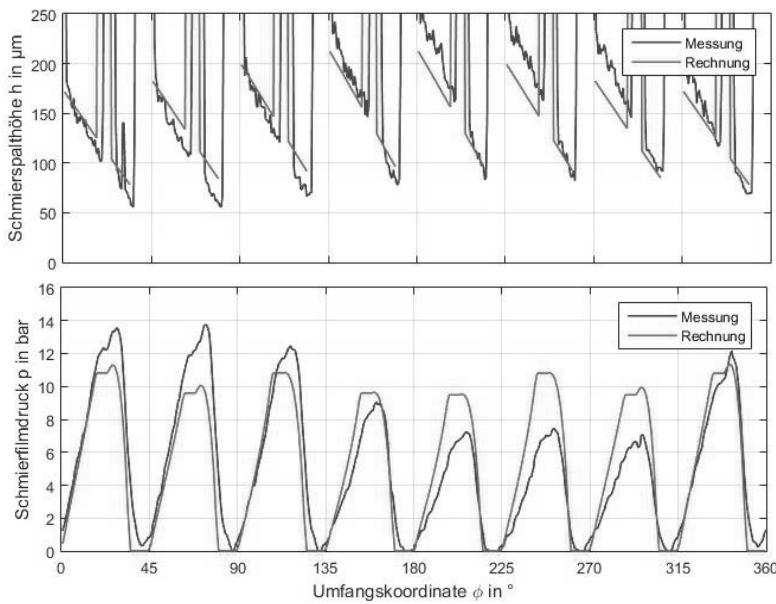


Bild 13: Vergleich der gemessenen und berechneten Schmierspalthöhen (oben) und -drücke (unten) in der Lagermitte ($n = 3000 \text{ min}^{-1}$, $\dot{Q}_{ND} = 40 \text{ l/min}$, $p_q = 0,5 \text{ MPa}$)

Auch bei den rechnerisch bestimmten Betriebszuständen mit deaktivierter hydrostatischer Ölversorgung, wobei die Segmente lediglich von einer Niederdruckölzuführung mit Schmiermittel versorgt werden, ist eine gute Übereinstimmung in Bezug auf die Charakteristika der Druckverläufe erkennbar.

4. Zusammenfassung

Mit den erweiterten Berechnungsverfahren für Axial- und Radialgleitlager konnten im gesamten betrachteten Betriebsbereich gute Korrespondenzen gemessener und berechneter Größen erreicht werden, wobei mit der Spaltweite und dem Schmierfilmdruck wichtige Größen für den Betriebszustand der Lager herangezogen worden sind. Einen wesentlichen Einfluss auf das Betriebsverhalten der Lager haben demnach die realen Spaltverhältnisse, die infolge von Fertigungstoleranzen oder Ausrichtungsfehlern insbesondere beim Axiallager zu unsymmetrischen Betriebsbedingungen führen, so dass Abweichungen zu den vorausberechneten Kennwerten unter rotationssymmetrischen Bedingungen mit idealen Spaltverhältnissen auftreten können. Die Integration der Berechnungsmodelle in die Gleitlagerprogramme COMBROS-A/R trägt so zur effektiven Entwicklung hochbeanspruchter

Lagerungen und Maschinen auf Basis von realitätsnahen Simulationen und detailliertem Expertenwissen bei. Die Erweiterungen der Berechnungs- und Auslegungsgrundlagen sowie die Integration der Ergebnisse des Vorhabens in ein leistungsfähiges Berechnungsprogramm können vor allem im Bereich der Entwicklung, Konstruktion, Optimierung und Herstellung von Hochleistungsgleitlagern und von hochtourigen Turbomaschinen, z. B. von Gas- und Dampfturbinen, Turbokompressoren, Verdichtern und von vielen anderen Aggregaten des gesamten Maschinen- und Anlagenbaus direkt genutzt werden.

Literatur

- [1] Th. Goldschmidt AG,: Gleitlagertechnik, Essen 1992
- [2] Hagemann, T., Schwarze, H.: Verbesserte Radialgleitlagerberechnung. Stationär und instationär hoch belastete Radialgleitlager für schnelllaufende Rotoren bei Berücksichtigung der Lagerdeformationen, FVA-Bericht, Heft Nr. 996, FVA Frankfurt/M., 2011
- [3] Hagemann, T.: Radialgleitlagerberechnungsprogramm COMBROS, Dokumentation 1.1.1, Clausthal 2015
- [4] Kraft, C.; Schwarze, H.: Verbesserte Axialgleitlagerberechnung. Hochbelastete, schnelllaufende Axialgleitlager in einfacher und doppeltwirkender Anordnung unter Berücksichtigung statischer Spurscheibenverkantung. FVV-Bericht, Heft Nr. 1019, FVV Frankfurt/M., 2013
- [5] Mittwollen, N.: Optimierung der Lagerbohrungsgeometrie und der Schmiertaschen von Turbinenlagern mit starkem Tascheneinfluss, F.-Bericht., Braunschweig 1987
- [6] Medhioub, M.: Axialgleitlager bei hohen Umfangsgeschwindigkeiten und hohen spezifischen Beanspruchungen, Dissertation, Braunschweig, 2005
- [7] Hagemann, T.: Ölzführungseinfluss bei schnell laufenden, hoch belasteten Radialgleitlagern unter Berücksichtigung des Lagerdeformationsverhaltens, Dissertation, Clausthal 2012
- [8] Blumenthal, H., Schwarze, H.: Aufbau eines Hochleistungsgleitlagerprüfstandes zur Ermittlung von tribologischen Kenngrößen bei hohen Lasten und höchsten Umfangsgeschwindigkeiten, FVV-Forschungsreport Heft 1033, Frankfurt am Main 2013
- [9] Laabid, A.: Thermisches und mechanisches Verhalten mittig abgestützter Kreissegment-lager, Dissertation TU Clausthal 2010
- [10] Wodtke, M., Schubert, A., Fillon, M., Wasilczuk, M., Pajączkowski, P.: Large hydrodynamic thrust bearing – comparison of the theoretical prediction and measurements, 9th EDF/Pprime Workshop, Poitiers, 2010

Hydrodynamische 3D-Gleitlager, Auslegung, Eigenschaften und Anwendungsgebiete

3-dimensional plain bearings, calculation, properties and applications



Dr.-Ing. Martin Berger,

Ingenieurbüro Dr.-Ing. Martin Berger, Oberderdingen

1. Kurzfassung

Der Vortrag befasst sich mit hydrodynamischen 3D-Gleitlagern. Diese können wegen ihrer speziellen Geometrien 3-dimensionale-Lasten realisieren. Das Maschinenelement Gleitlager erhält dadurch eine zusätzliche Dimension und kann aufgrund dieser Eigenschaften sehr individuell an eine Anwendung angepasst werden. Die hydrodynamischen Tragfähigkeiten solcher 3D-Gleitlager werden für einige Varianten vorgestellt und das daraus resultierende spezifische Verhalten angesprochen. Ebenso werden einige Gleitlagerkennwerte angeführt und anhand von Anwendungsbeispielen das Potenzial dieses Maschinenelementes aufgezeigt.

2. Abstract

Based on their specific geometries 3-dimensional plain-bearings are capable of handling loads in three directions. The possibility to achieve a unique hydrodynamic bearing solution offers high flexibility and can be designed specifically for the needs of the application. A method to describe the performance of these bearings will be presented. Furthermore the characteristics of these bearings will be discussed and some application examples will be shown in order to help engineers identify potential new uses for these novel machine elements.

3. Einleitung

Hydrodynamische Gleitlager werden in vielen Bereichen des Maschinenbaus eingesetzt. Die Übertragung der Kräfte erfolgt dabei über eine ausreichend hohe Schmierstoffsschicht, welche die Gleitpartner durch die Ausbildung einer hydrodynamischen Tragfähigkeit vollständig voneinander trennt. Die Reibung findet dann als reine Flüssigkeitsreibung im Schmierstoff statt. 3D-Gleitlager können aufgrund ihrer individuell gestaltbaren Geometrie, anwendungsspezifische 3-dimensionale Tragfähigkeiten erzeugen.

4. Vorstellung einiger geometrischer Grundformen hydrodynamischer 3D-Gleitlager

Die Möglichkeiten ein 3D-Gleitlager zu gestalten sind sehr vielfältig. Grundsätzlich kann, bei Einhaltung gewisser Gesetzmäßigkeiten, jede rotationsymmetrische Kontur eine hydrodynamische Tragfähigkeit erzeugen. Im weiteren Verlauf sollen einige Grundformen aufgeführt werden, welche zum einen relativ einfach herzustellen sind und sich in Anwendungen bereits als sinnvoll und leistungsfähig erwiesen haben. Die Möglichkeit der Lagergestaltung über 3D-Gleitlager besitzt eine hohe Flexibilität und kann daher individuell für eine spezifische Lageraufgabe konstruiert werden.

4.1. Das 3D-Gleitlager mit konvexer Kontur bestehend aus 3 Teilabschnitten

Ein solches Lager besteht aus zwei geraden Abschnitten, einem zylindrischen Teilabschnitt und einen kegeligen, welche über einen Radius stetig miteinander verbunden sind. Dabei ist bezogen auf die Rotationsachse des Lagers, diese Anordnung konvex (zur Rotationsachse hin gewölbt) angeordnet. In Bild 1 ist ein solches Lager dargestellt. Die jeweiligen Längen der Teilabschnitte, ihre Winkelanordnung und der Radius bestimmen die spezifische Tragfähigkeitscharakteristik des Lagers.

4.2. Das 3D-Gleitlager mit konkaver Kontur bestehend aus 3 Teilabschnitten

Ein 3D-Gleitlager mit konkanver Kontur (siehe Bild 2) besteht z.B. aus zwei geraden Abschnitten, einem zylindrischen Teilabschnitt und einen kegeligen, welche über einen Radius stetig miteinander verbunden sind. Dabei ist bezogen auf das Lager diese Anordnung konkav (von der Rotationsachse weg gewölbt) angeordnet .

4.3. Das 3D-Gleitlager mit S-Kontur bestehend aus 5 Teilabschnitten

Ein 3D-Gleitlager mitt S-Kontur besteht aus drei geraden Abschnitten, zwei zylindrischen Teilabschnitten und einen kegeligen, welche über Radien stetig miteinander verbunden sind (siehe Bild 3).

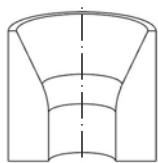


Abbildung 1: Konvex

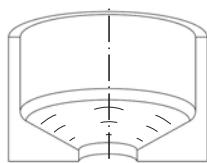


Abbildung 2: Konkav

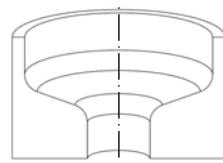


Abbildung 3: S-Kontur

4.4. Die Möglichkeit der Modifikation bestimmter Teilabschnitte

Eine weitere Möglichkeit die Tragfähigkeitscharakteristik eines 3D-Gleitlagers anzupassen besteht darin, Teilabschnitte der Lagerkontur in Umfangsrichtung mit Erhebungen oder Vertiefungen auszustatten (siehe Bild 2, Linienzüge im kegeligen Abschnitt). Diese erzeugen dann eine lokale hydrodynamische Wirkung. Welche Effekte sich daraus ergeben wird im weiteren Verlauf anhand der konkaven Kontur beschrieben.

5. Beschreibung der technisch nutzbaren Lagereigenschaften

Die Form eines 3D-Gleitlagers bestimmt das Betriebsverhalten. Damit dieses beschrieben und untersucht werden kann, bieten sich neben praktischen Versuchen auch Simulationsrechnungen an.

5.1. Rechnerische Beschreibung der Lagereigenschaften

Die Basis zur Berechnung hydrodynamischer Druckverteilungen bildet die Reynoldssche Differentialgleichung. Nachfolgend ist eine dimensionslose Form dargestellt.

$$\frac{\partial}{\partial \tilde{x}} \left(\frac{\tilde{h}^3}{\tilde{\eta}} \cdot \frac{\partial \tilde{p}}{\partial \tilde{x}} \right) + \frac{1}{B^{*2}} \cdot \frac{\partial}{\partial \tilde{z}} \left(\frac{\tilde{h}^3}{\tilde{\eta}} \cdot \frac{\partial \tilde{p}}{\partial \tilde{z}} \right) = \frac{6 \cdot U_h^*}{\tilde{\eta}} \cdot \frac{\partial \tilde{h}}{\partial \tilde{x}} + \frac{6 \cdot W_h^*}{B^* \cdot \tilde{\eta}} \cdot \frac{\partial \tilde{h}}{\partial \tilde{z}} - \frac{12 \cdot V_h^*}{\tilde{\eta}} \cdot \cos(\tilde{x})$$

Diese partielle DGL berechnet für eine örtliche vorgegebene Spalthöhe, einer Viskosität, den geometrischen Gegebenheiten und den hydrodynamisch wirksamen Geschwindigkeiten einen Druck. Die numerische Lösung und Auswertung der Gleichung stellt die Basis zur Bestimmung der Tragfähigkeit, ihrer Lastrichtung und weiterer Kennwerte dar. Für 3D-Gleitlager mit einer räumlichen Tragfähigkeit besitzt diese ebenfalls Gültigkeit. Die Berechnung und Auswertung 3-dimensionaler Geometrien geschieht nach den gleichen Methoden, wie dies z.B. von Radialgleitlagern her bekannt ist. Durch lösen der Reynoldsschen DGL werden Kennfelder bestimmt, mit diesen dann eine Auslegung möglich ist. Die Unterschiede zu zylindrischen Lagerbuchsen bestehen darin, dass die Spaltgeometrie über drei Achsen definiert werden muss und diese Lager dadurch zusätzlich eine Abhängigkeit von der axialen Position besitzen. Das Betriebsverhalten soll mit bekannten Kennwerten beschrieben und diskutiert werden. Dazu müssen einige Vereinbarungen getroffen werden. Damit aus hydrodynamischer Sicht geometrische Ähnlichkeit besteht, kommt Anstelle der Lagerbreite B (zylindrisches Lager) beim 3D-Gleitlager die Länge S der Lagerkontur zum Einsatz und der Lagerdurchmesser D wird durch den mittleren Durchmesser D_q der Kontur ersetzt (siehe Bild 13). Damit können die Ergebnisse und Eingangsgrößen in bekannter Form (siehe [1],[2]) wie z.B. der Sommerfeldzahl oder weitere Kennwerte angeben werden. Zur Bestimmung der Kraftkomponente der Sommerfeldzahl, wird die resultierende radiale Last aus den

horizontalen und vertikalen Last berechnet. Die resultierende 3-dimensionale Last ergibt sich aus der vektoriellen Summe der axialen und radialen Kraftkomponenten:

$$\text{radiale Last } F_{rad} = \sqrt{F_v^2 + F_h^2}, \text{ 3-dimensionale Last } F_{res} = \sqrt{F_{rad}^2 + F_{ax}^2}.$$

Damit lassen sich dann die entsprechenden Sommerfeldzahlen berechnen.

$$\text{Radial } So_{rad} = \frac{F_{rad} \cdot \psi^2}{S \cdot D_q \cdot \eta \cdot \omega}, \text{ axial } So_{ax} = \frac{F_{ax} \cdot \psi^2}{S \cdot D_q \cdot \eta \cdot \omega} \quad \text{3-dimensional } So_{3D} = \frac{F_{res} \cdot \psi^2}{S \cdot D_q \cdot \eta \cdot \omega}.$$

Die dazu gehörigen Lastrichtungen ergeben sich über den Arcus Tangens:

$$\text{radiale Richtung } \beta = \arctan \frac{F_h}{F_v} \quad \text{axiale Richtung } \alpha = \arctan \frac{F_{ax}}{F_{rad}} = \text{Lastwinkel}.$$

Somit können aus den Betriebsparametern heraus, sowohl die Lastrichtungen als auch die zugehörigen Tragfähigkeitskennzahlen für die Lagerauslegung und weitere Betrachtungen herangezogen werden. Im weiteren Verlauf werden anhand dieser Kennwerte Aussagen zum Betriebsverhalten gemacht. Dazu wird ausschliesslich die 3-dimensionale Sommerfeldzahl und der Lastwinkel α benutzt und darüber Zusammenhänge zu anderen Kennwerten hergestellt. Grundsätzlich könnten weitere Kenngrößen angegeben werden, was aber den Umfang dieses Vortrages überschreiten würde. Im folgenden werden daher nur einige Diagramme vorgestellt, womit sich das spezifische Verhalten der Lagervarianten durch Kennfelder beschreiben lässt.

5.2. Betriebseigenschaften eines konvexen 3D-Gleitlagers nach Bild 1

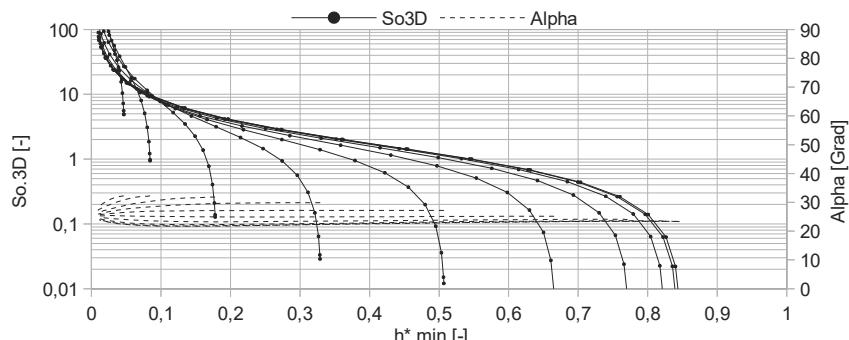


Abbildung 4: Tragfähigkeitskennfeld eines konvexen 3D-Gleitlagers

Wie man in Bild 4 erkennen kann, besitzt ein solches Lager für jede axiale Position (einzelner Graph der Kurverscharen) einen typischen Sommerfeldzahlverlauf mit einer

Progression bei kleineren minimalen Schmierspalthöhen. Der nutzbare Lastwinkel α bewegt sich in einem relativ schmalen Bereich von ca. 25 - 30°.

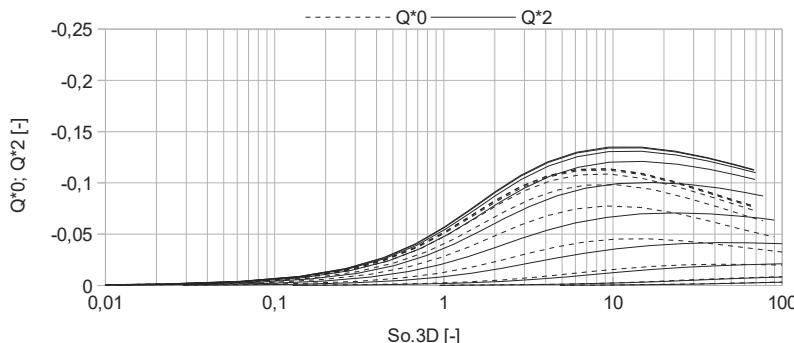


Abbildung 5: dimensionsloser Seitenfluss eines konvexen 3D-Gleitlagers

In Bild 5 ist der dimensionslose Seitenfluss an den Lagerrändern dargestellt. Bei der gewählten Lagervariante tritt der Schmierstoff über einen weiten Nutzungsbereich zu ungefähr gleichen Anteilen an den Lagerrändern aus $Q^0 \approx Q^2$ (Pos. 0/2 siehe Bild 13). Lediglich bei höheren Sommerfeldzahlen und großen axialen Verschiebungen (Welle ist weit herausgezogen) tritt am größten Durchmesser des Kegels merklich mehr Schmierstoff aus.

5.3. Betriebseigenschaften eines konkaven 3D-Gleitlagers nach Bild 2

Diese Variante wurde im kegigen Bereich durch 6 sinusartige Erhebenbungen, in der Größenordnung des Lagerspieles, modifiziert.

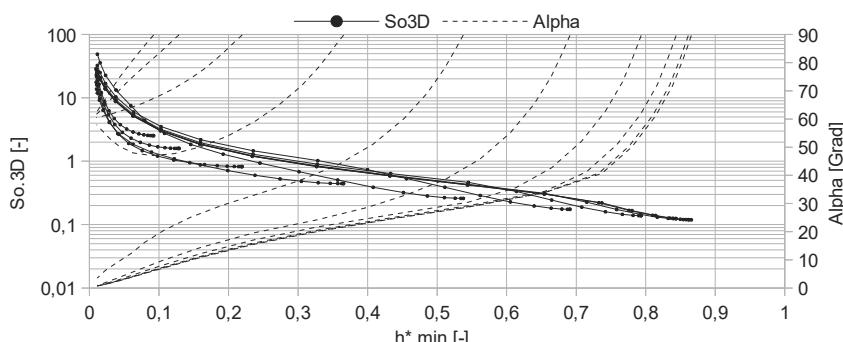


Abbildung 6: Tragfähigkeitskennfeld eines konkaven 3D-Gleitlagers (modifiziert)

Bemerkenswert ist die dadurch erzeugte Veränderung der realisierbaren Lastwinkel. Der nutzbare Lastwinkelbereich bewegt sich in einem Bereich von $\alpha = 0 - 90^\circ$.

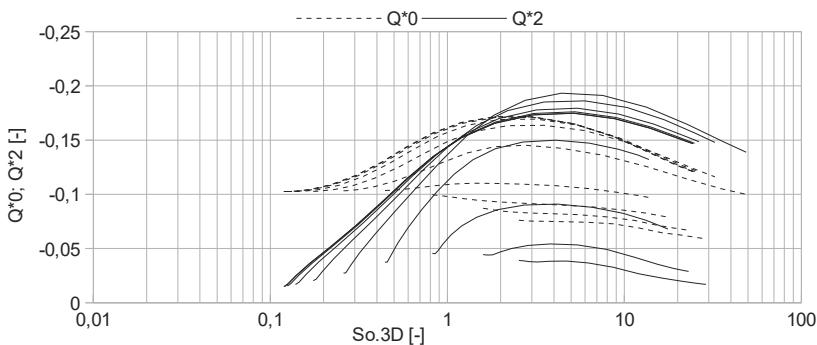


Abbildung 7: dimensionsloser Seitenfluss eines konvexen 3D-Gleitlagers (mod.)

Das konkave 3D-Gleitlager nach Bild 2 besitzt durch die Modifikation des kegeligen Bereiches einen größeren Grunddurchsatz des Schmierstoffes am unteren Lagerrand (siehe Q^*0 -Verlauf). Bei größeren axialen Abständen von Welle zum Lager (Welle herausgezogen → obere Graphen) und Sommerfeldzahlen > 1 kehrt sich dieses Verhältnis um.

5.4. Betriebseigenschaften eines 3D-Gleitlagers mit S-Kontur nach Bild 3

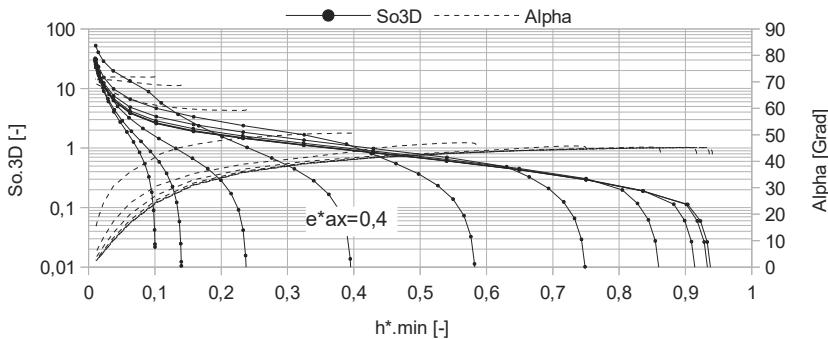


Abbildung 8: Tragfähigkeitskennfeld eines 3D-Gleitlagers mit S-Kontur

Das Lager nach Bild 3 wurde für größere konstante Lastwinkel entworfen. Der nutzbare Lastwinkel α bewegt sich in einem Bereich von ca. 45 - 70°. Zudem besitzt diese Variante, abhängig von der axialen Position, einen Bereich mit höherer Tragfähigkeit ($e^{*ax}=0,4$ -Verlauf). Hier verläuft die Sommerfeldzahl bei kleineren Schmierspalthöhen oberhalb der anderen Graphen und deutet auf ein Maximum der Tragfähigkeit hin. Dies ist für Anwendungen mit konstanten Lastwinkeln (z.B. schrägverzahntes Zahrad → $\alpha = 50^\circ$) vorteilhaft und kann für eine Optimierung der Tragfähigkeit genutzt werden.

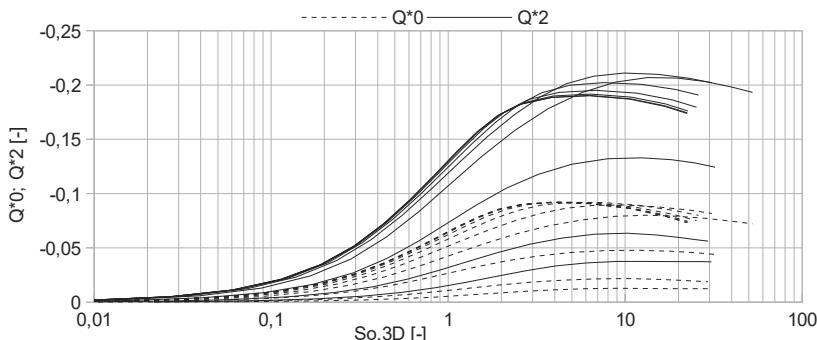


Abbildung 9: dimensionsloser Seitenfluss eines 3D-Gleitlagers mit S-Kontur

Bei der Lagervariante mit S-Kontur tritt am größeren Durchmesser der Kontur (Pos. 2) mehr Schmierstoff aus wie am kleineren Durchmesser (Pos. 0). Ein solches Lager besitzt somit eine Föderrichtung. Diese Betriebseigenschaft kann z.B. genutzt werden um den Schmierstoff bewusst in eine Richtung zu fördern. Oder im Umkehrschluss die Menge an Schmierstoff die z.B. von einer berührungslosen Dichtung zurückgehalten werden soll zu minimieren.

5.5. Das Reibungsverhalten der 3 Lagervarianten

Das Reibungsverhalten von 3D-Gleitlagern wird, wie auch bei anderen hydrodynamischen Gleitlagern, von der Scherung des Schmierstoffs bestimmt. Durch die Abhängigkeit des örtlichen Schergefälles von der axialen Position der Welle im Lager, sollte diese berücksichtigt werden. Für die Auslegung einer Lagerstelle bietet es sich daher an einen Zusammenhang zu verwenden, der sich aus den Betriebsparametern und Kennfeldern des Lagers bestimmen lässt. Im Anschluss werden dazu Regressionsgleichungen aufgeführt womit dies möglich ist.

$$\text{Konvexes 3D-Gleitlager nach Bild 1: } f^* = 7,28 \cdot e_{ax}^{*-0,399} \cdot So_{3D}^{-0,826} \quad (R^2 = 0,986)$$

$$\text{Konkaves 3D-Gleitlager (mod.) nach Bild 2: } f^* = 4,75 \cdot e_{ax}^{*-0,191} \cdot So_{3D}^{-0,737} \quad (R^2 = 0,996)$$

$$\text{3D-Gleitlager mit S-Kontur nach Bild 3: } f^* = 6,10 \cdot e_{ax}^{*-0,389} \cdot So_{3D}^{-0,865} \quad (R^2 = 0,988)$$

Nach Berechnung der Sommerfeldzahl und durch Bestimmung der axialen Position e^{*ax} aus dem Tragfähigkeitsdiagramm kann die Reibungskennzahl f^* berechnet werden. Der Betrag der Exponenten gibt Auskunft darüber, wie groß der jeweilige Einfluss ist.

6. Besonderheiten, Vor- und Nachteile

In diesem Abschnitt sollen die Erkenntnisse der vorangegangenen Kapitel kurz zusammengefasst werden. Dazu werden zunächst allgemeinere Aussagen getroffen:

- a) Über die Länge und Anordnung der Teilabschnitte einer 3D-Gleitlagerkontur kann das Betriebsverhalten eingestellt werden. Darüber lässt sich das Lastniveau, als auch der nutzbare Lastwinkelbereich, variieren (vgl. Bild 4, 6, 8).
- b) Über Modifikationen in Umfangsrichtung (Erhebungen oder Vertiefungen) einzelner Teilabschnitte, kann eine Ausweitung des nutzbaren Lastwinkelbereiches erfolgen. Darüber lässt sich auch der Seitenfluss gezielt beeinflussen (s. Bild 6 und 7).
- c) Hydrodynamische 3D-Gleitlager lassen sich wegen ihrer Gestaltungsfreiheit individuell in eine Anwendung anpassen und/oder integrieren (s. Bild 10 – 12). Sie eröffnen damit die Möglichkeit, Bauteile kompakter zu gestalten oder einzusparen.

Zu den vorgestellten Lagervarianten können folgende spezifische Aussagen getroffen werden:

- d) Die Kontur der Variante nach Bild 1 (konvexes 3D-Gleitlager) hat, verglichen mit den anderen Varianten, den kleinsten mittleren Lagerdurchmessern D_q . Diese Eigenschaft kann für eine Reibungsoptimierung z.B. bei hohen Drehzahlen vorteilhaft genutzt werden. Der nutzbare Lastwinkelbereich der vorgestellten Kontur ist jedoch relativ schmal. Dieser lässt sich aber wie beim konkaven Lager durch eine Modifikation (z.B. Wellenstruktur im kegeligen Bereich) ausweiten.
- e) Die Variante nach Bild 2 (konkaves 3D-Gleitlager) besitzt den größten mittleren Durchmesser, was bei kleiner Drehzahl oder niedrigen Viskositäten sinnvoll angesetzt werden kann. Ein großer Lagerdurchmesser ist jedoch hinsichtlich einer Reibungsminimierung eher nachteilig. Die Modifikationen im kegeligen Teilabschnitt erzeugen einen großen nutzbaren Lastwinkelbereich. Das Lagerdesign nach Bild 2 bietet sich z.B. für Wellenenden an.
- f) Die Variante nach Bild 3 (3D-Gleitlager mit S-Kontur) eignet sich zur Optimierung der axialen Tragfähigkeit. Die Zonen zur Erzeugung axialer Kraftkomponenten liegen im Bereich der maximalen hydrodynamischen Drücke, im Zentrum der Kontur, wodurch eine bessere Ausnutzung des Druckes erfolgt. Das Lager mit S-Kontur besitzt eine Förderrichtung, vom kleineren zum größeren Durchmesser. Ein solches Design kann beispielweise bei abgesetzten Wellen zweckmäßig sein.

7. Anwendungsbeispiele unter Nutzung der spezifischen Eigenschaften

Im folgenden werden beispielhaft einige Anwendungen aufgeführt, bei denen die Eigenschaften von 3D-Gleitlagern anwendungsspezifisch umgesetzt sind.

In Bild 10 ist die Schnittdarstellungen einer Zentripetalturbine, gelagert mit einem konvexen 3D-Gleitlager, dargestellt. Diese Turbinenart findet häufig Anwendung in Turbomaschinen. Dabei werden in der Regel sehr hohe Drehzahlen erreicht, weshalb angestrebt wird die Gleitgeschwindigkeiten möglichst klein zu halten. Der kleine mittlere Lagerdurchmesser eines konvexen 3D-Gleitlagers kann hier genutzt werden die Reibungsverluste gering zu halten.

In Bild 11 ist eine Spannrolle für Flachriemen dargestellt. Die Lagerung besteht aus zwei gegenüber gerichteten konkaven 3D-Gleitlagern, welche mit Fett geschmiert werden. Die Gegenkontur ist fester Bestandteil der gusseisernen Rolle und sorgt für eine günstige Schmierstoffrückführung. In einem System mit niedriger Drehzahl (Flachriemen) werden möglichst große hydrodynamisch wirksame Gleitgeschwindigkeiten angestrebt. Dies wird hier durch den größeren mittleren Durchmesser der konkaven Lagergeomtrie erreicht.

In Bild 12 ist ein schrägverzahntes Zahnrad (Antriebsritzel), kombiniert mit einem 3D-Gleitlager mit S-Kontur, dargestellt. Bei Zahnrädern ist die Lastrichtung unabhängig von der übertragenden Leistung konstant. Das beinhaltet für die Kombination von Zahnrad und 3D-Gleitlager ein gutes Optimierungspotenzial der Betriebs-eigenschaften. Vorteilhaft bei der gewählten S-Kontur ist zudem der Schmierstofftransport hin zur Verzahnung.

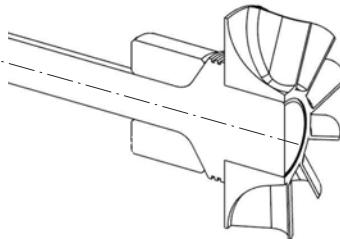


Abbildung 10: Zentripetalturbine
(konvexas 3D-Gleitlager)

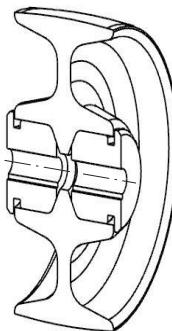


Abbildung 11: Spannrolle
(konkavas 3D-Gleitlager)

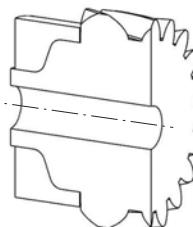


Abbildung 12: Schrägverzahntes
Zahnrad (3D-Gleitlager S-Kontur)

8. Anhang

Tabelle 1: Bezeichner

Bezeichnung	Formelzeichen	Einheit
Lastverlagerungswinkel axial	$\alpha = \text{Alpha}$	Grad
Lagerbreite	B	m
Lastverlagerungswinkel radial	β	Grad
relative Lagerbreite	B^*	-
Lagerdurchmesser	D	m
mittlerer Lagerdurchmesser	D_q	m
relative Verlagerungen axial	$e_{ax}^* = e^{*ax}$	-
Reibungskennzahl nach DIN 31652 ($f^* = f / \nu$)	f^*	-
axiale Kraftkomponente	F_{ax}	N
horizontale Kraftkomponente	F_h	N
radiale Kraftkomponente	F_{rad}	N
resultierende Kraftkomponente	F_{res}	N
vertikale Kraftkomponente	F_v	N
örtliche dynamische Schmierstoffviskosität	η	Pa s
relative minimale Schmierspalthöhe	h^{*min}	-
Dimensionslose Seitenflusszahl an der Koordinate 0	Q^{*0}	-
Dimensionslose Seitenflusszahl an der Koordinate 2	Q^{*2}	-
Bogenlänge der Lagerkontur	S	m
3-dimensionale Sommerfeldzahl	$So_{3D} = So \cdot 3D$	-
axiale Sommerfeldzahl	So_{ax}	-
radiale Sommerfeldzahl	So_{rad}	-
Winkelgeschwindigkeit	ω	1/s
relatives Lagerspiel nach DIN 31652	ψ	-

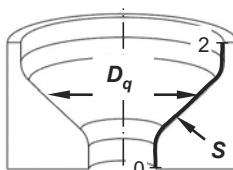


Abbildung 13: Definitionen und Positionen der 3D-Kontur

9. Literaturangaben

- [1] VDI-Richtlinien 2204.: Auslegung von Gleitlagerrungen Blatt 1-2
- [2] DIN 31651-3.: Hydrodynamische Radial-Gleitlager im stationären Betrieb
- [3] DE 10 2013 110 409 A1
- [4] WO 2016/146190 A1

Contribution of Frictional Behavior Control in Ball Screw

Satoru Arai, NSK Ltd., Kanagawa Japan

Abstract

This paper reviews contribution of controlling frictional behavior in a ball screw installed onto a precision feed drive system. The contribution is featured by the technological development for consistency of frictional characteristics. In order to verify the performance of consistent frictional behavior in a ball screw, an accuracy evaluation of circular interpolation motion with two orthogonally oriented axes was carried out on a unique feed drive system originally developed for this experimental investigation. The consistency of frictional characteristics has successfully contributed to obvious stability and repeatability of motion delays caused as quadrant glitches in reverse motions and has also led to fewer contouring errors in circular interpolation motion. With a function of a servo controller, the consistent quadrant glitches can be compensated in all places on the ball screw shaft. Therefore, a ball screw with consistent frictional behavior provides a feed drive system with potential advantages for future production systems. The consistency of the frictional characteristics of a ball screw leads to the other advantage of less heat generation. This reduction in temperature rise has been observed in various levels on a practical ball screw feed drive system.

1. Introduction

A precision ball screw emerged as a critical mechanical element of a feed drive system at the dawn of the NC machine tool age more than fifty years ago. Ball screw technology evolved over time in response to demand for faster speeds to improve productivity and for higher accuracy to increase additive value.

In this paper, technical development toward higher functionality is introduced by focusing on the frictional characteristics of ball screws, for which there has recently been expectations of further additional value.

2. Ball Screw as Configuration Element of Feed Drive System

Figure 1 shows the configuration of a typical feed drive system for a machine tool controlled with semi-closed loop servo control system. Basic elements include a ball screw and bearings to support the ball screw shaft, support brackets to integrally hold the bearings on the

machine base, and a table with associated guide ways (e.g. linear guideway) and a servo motor.

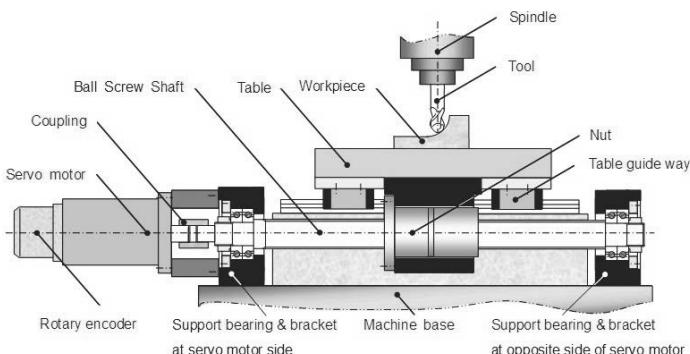


Fig. 1: Feed drive system with ball screw

Applying a feed drive system, as an object to be controlled, requires an appropriate frequency response to avoid resonance as well as stable frictional response. Frictional response is also vital for a ball screw, which is an essential configuration element of the feed drive system as an object to be controlled with torque as an index.

The controllability of a servo motor is significantly affected by change in the torque of the ball screw and bearings, and also a change in friction generated by the covers enclosing the guideways and the feed drive system. A change in torque and friction tends to cause motion error, typically during acceleration, deceleration and reverse motion on the feed drive system. Delays in motion, known as quadrant glitches, are particularly associated with a change in frictional characteristics during reverse motion.

Quadrant glitches may leave streaky traces on the surface of the workpiece, which has been machined by an interpolation motion of multiple axes on a machine tool. This can cause significant deterioration in machined surface integrity, and leads to issues in applications that demand highly sophisticated quality. Therefore, a lot of research has focused on clarifying this phenomenon as a practical subject in the overlapping area of machine design and control system design. It has been revealed that the nonlinear spring characteristics of rolling elements influence the mechanism that delays actual motion against the commanded value [1], and also that the influence of centripetal acceleration should be considered [2].

On the other hand, some evaluations have been carried out for years to clarify the quadrant glitch phenomenon caused by a ball screw itself. A practical research shows that the secondary quadrant glitch appears at a certain region, in which there is a change of the

number of contact points between balls and thread grooves [3]. This phenomenon is associated with the pre-loaded types of the ball screw, and typically occurs when a change in torque happens during reverse motion on an off-set lead pre-loaded ball screw.

The magnitude of quadrant glitches on an actual feed drive system is influenced by both machine design and structural configuration in addition to the frictional characteristics of mechanical components. This means decreasing motion errors is impossible if the improvement is based only on stabilizing properties of frictional components. In this context, a quadrant glitch is typically corrected by the function of a compensator that is capable of generating a correction signal to address the quadrant glitch after mechanical and control system parameters are identified [4].

Motion errors such as the quadrant glitch are inevitable as long as a machine is configured with frictional components and an elastic body [5]. However, consistent motion errors may simplify compensation through correction signals. The issue of such motion errors is represented by the instability of frictional behavior. Therefore, this paper suggests a measure to improve effectiveness and accuracy of the function in the control system to correct quadrant glitches, focusing on an approach to stabilize the frictional performance of mechanical component ; that is, to ensure consistency of the frictional characteristics of a ball screw at any axial position on the ball screw shaft.

3. Motion Controllability of Ball Screw

3.1 Frictional Characteristics and Control Factors

Torque and other frictional characteristics are essential factors for controlling the change in friction caused by a ball screw.

The following formula (1) represents the relation of the standard torque of a ball screw in pre-loaded condition.

$$Tp0 = k \frac{Fa0 \cdot l}{2\pi} \quad (1)$$

$Tp0$: Standard torque, N·cm

l : Lead, cm

$Fa0$: Pre-load, N

k : Torque coefficient of ball screw

The relationship expressed in the formula (1) indicates that the torque of a ball screw depends on the pre-loaded condition and lead. Figure 2 shows the relationship between factors which affect the frictional characteristics of the ball screw. In general, frictional characteristics have a complex dependency on pre-loaded type, groove geometry, contact state between balls and

grooves, surface finished condition, material, and lubrication state. These influences are considered to affect the torque coefficient of the ball screw in the formula (1).

In order to reduce changes in the frictional characteristics of the ball screw, the torque fluctuation amplitude in particular, and also the contact manners and lubrication states between balls and grooves have to be stabilized continuously.

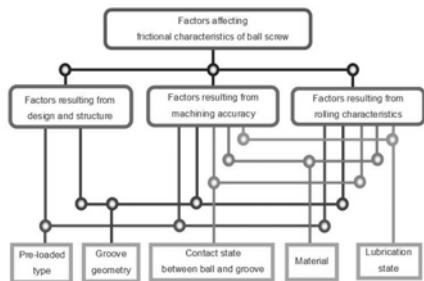


Fig. 2: Factors affecting frictional characteristics of ball screw

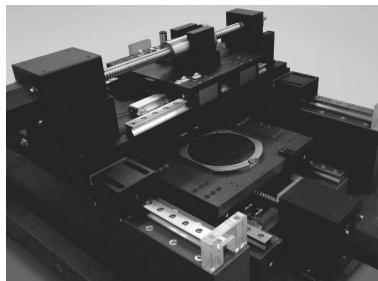


Fig. 3: Precision motion error evaluation mechanism

3.2 Precision Motion Error Evaluation Mechanism

Figure 3 shows the precision motion error evaluation mechanism, which was developed for investigating the frictional characteristics of a ball screw feed drive system.

The mechanism is configured with a full-closed loop control function for the feed drive systems in two orthogonally oriented axes. Various features have been applied to constrain the influence of machine design base error factors, such as Abbe error, which is inevitable in machine configurations. The effectiveness of its design concept was verified in a correlation of the evaluation results of contouring accuracies measured with three different methods ; with a grid encoder on the table, linear scales for respective axes, and an externally installed laser measurement system.

In addition, this mechanism facilitates the evaluation of motion errors under various conditions, including the addition of pre-tension to the ball screw shaft and installation the linear scales in different positions.

3.3 Results of Motion Error Evaluation

Figure 4 shows the results of motion errors observed over time against the target position on the aforementioned evaluation mechanism with a ball screw (Y-axis) in a conventional specification (Grade : JIS-C5) and a ball screw (X-axis) with stabilized frictional characteristics (balls screw shaft diameter : $\phi 40$ mm, lead : 12 mm).

The contouring target of the R 10 mm circular interpolation motion is given as a command for the two orthogonally oriented axes at a feed rate of 480 mm/min. The center of a circular interpolation motion has been shifted along the ball screw shaft, and an error evaluation has been carried out at every 50 mm on each axis. The circular interpolation motion with two orthogonally oriented axes is quite common on precision contour milling using ball end-mills. A machining center such as that used for die mold machining, which requires a high surface quality on workpieces, tends to be subjected to an accuracy evaluation for circular interpolation motion to confirm its performance in acceleration, deceleration and reverse motion.

A circular interpolation motion with two orthogonally oriented axes includes two reverse motions per cycle on each feed drive system. Thus, two quadrant glitches were observed on X-axis and Y-axis respectively in Figure 4. The results suggest that while the height of the quadrant glitches varies with the change in position on a conventional ball screw (Y-axis), the corresponding height remains consistent on a ball screw with stabilized frictional characteristics (X-axis) at any position.

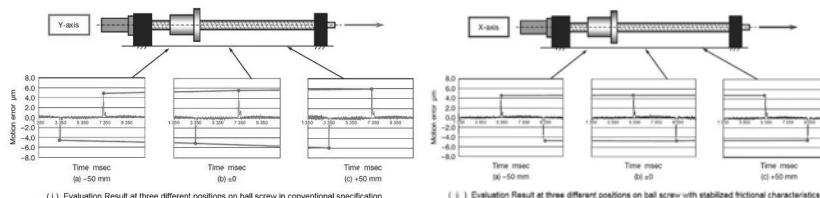
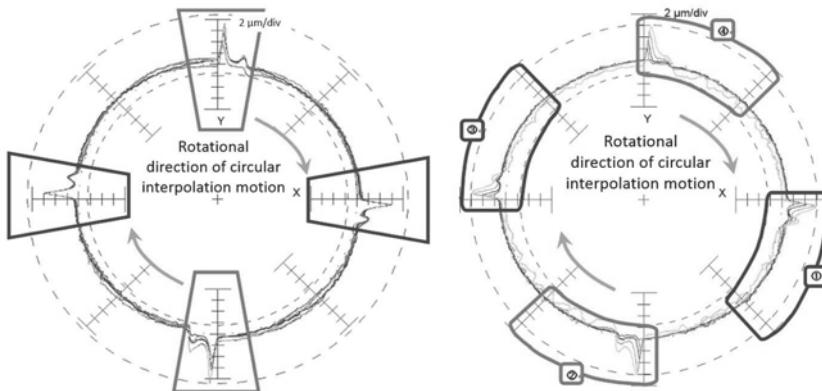


Fig. 4 : Motion errors in circular interpolation motion with two orthogonally oriented axes

Figure 5 shows the evaluated results of motion errors summarized in the X-Y coordinate roundness graph to clearly indicate this tendency. For simple and descriptive purposes, the evaluation results are laid out with the X-axis representing the ball screw with stabilized frictional characteristics and the Y-axis with the ball screw in a conventional specification. The shifted center positions in each axis have been set wider than those in Figure 4 to demonstrate the difference of performance clearly.

The result indicates that the quadrant glitches on the X-axis ball screw with stabilized frictional characteristics appear as essentially identical shapes at every position compared to the Y-axis in a conventional specification. A careful investigation also reveals that at the circular interpolation motion region other than reverse motion areas, while the direction of the Y-axis for the conventional ball screw shows variation in motion errors, the X-axis for the ball screw with stabilized frictional characteristics has less variation in motion errors at any position.

Although motion errors in reverse operation are mainly discussed since the influence of frictional behaviors tends to appear clearly, the above mentioned result implies that consistency of the frictional characteristics on ball screws has a greater effect in light of mitigating the variation of errors at the circular interpolation motion region.



Shaft diameter: $\varnothing 40$ mm
Lead: 12 mm
Pre-loaded type: Offset lead
Radius: R 10 mm
Feed rate: 480 mm/min

- : Quadrant glitch on ball screw in conventional specification
- : Quadrant glitch on ball screw with stabilized frictional characteristics

Fig. 5 : Contouring errors at different positions with same feed rate

Shaft diameter: $\varnothing 40$ mm
Lead: 12 mm
Pre-loaded type: Offset lead
Radius: R 10 mm
Feed rate: 480 mm/min
Center position: (X/Y)
X: 120 mm/Y: 135 mm

- : Quadrant glitch on ball screw in conventional specification
- : Quadrant glitch on ball screw with stabilized frictional characteristics

Fig. 6 : Contouring errors at same position with different feed rates

Figure 6 shows motion errors during the circular interpolation motion of the two orthogonally oriented axes while changing the feed rates in four steps at the same position. The condition of the ball screw with stabilized frictional characteristics on X-axis and the conventional ball screw on Y-axis is the same as that in the aforementioned cases. The result reveals that there is an influence of centripetal acceleration (influence of frictional force generated by rolling elements and inertial force due to mechanical structure) for the increased height of the quadrant glitches at higher feed rates. However, its extent is relatively lower on the ball screw with stabilized frictional characteristics on X-axis than that on the conventional ball screw on Y-axis. Furthermore, geometric repeatability of quadrant glitches during reverse motion in both positive and negative directions is also higher on X-axis than that on Y-axis.

In addition, a relatively higher contouring accuracy was also observed on the X-axis with the ball screw with stabilized frictional characteristics in regard to the errors at the circular interpolation motion region. Less fluctuation of motion errors in (1) and (3) compared to that in (2) and (4) is a typical example which reveals this tendency. The setting of the control system parameters are known to be identified in almost the same conditions, when two types of ball screw are assembled in the feed drive system respectively. Therefore, the phenomenon observed here can be considered as a result of less potential motion delay on the ball screw with stabilized frictional characteristics on X-axis, and this consequently led to smaller quadrant glitches and contouring errors.

With the above mentioned results, it can be confirmed that the ball screw with stabilized frictional characteristics on X-axis contributes to consistent motion controllability in light of the quadrant glitches and contouring errors. The feed drive system with a ball screw in this specification is capable of consistently correcting quadrant glitches under reverse motion regardless of position with the function of a servo controller, even if identifying the system parameters of the servo controller to compensate the quadrant glitches at any position.

Furthermore, since the ball screw with stabilized frictional characteristics supports consistent correction of potential motion errors during reverse motion appropriately, a higher contouring accuracy can be achieved, typically in the region of the circular interpolation motion.

4. Mitigation of Heat Generation on Ball Screw

While the effect of stabilizing the frictional characteristics of a ball screw contributes to improved motion controllability, this also has a certain potential on mitigating the heat generation of the ball screw.

The formula (2) indicates the amount of heat generated by the ball screw itself.

$$Q \propto nT \quad (2)$$

Q : Amount of heat generated per unit time, kJ/h

n : Rotational speed of ball screw, rpm

T : Friction torque, N·cm

The amount of heat generated by a ball screw depends on rotational speed and torque. Thus, measures for stabilizing frictional characteristics, such as reducing torque fluctuation amplitude and adequately controlling the contact and lubrication states between ball and grooves, which improve motion controllability, may also contribute to the mitigation and stabilization of heat generation, which the ball screw potentially causes.

Figure 7 shows the tendency of a thermographic evaluation, which reveals areas where temperature rise happens. These two ball screw feed drive systems are in the same configurations and in the same settings of a motion cycle. In this layout, the conventional ball screw is installed at the left side and the ball screw with stabilized frictional characteristics is assembled at the right side. For the evaluation, both ball screws are set up in the same pre-loaded and stiffness conditions.

The evaluation results suggest that the tendency of temperature rise is lower on the ball screw with stabilized frictional characteristics than that on the conventional ball screw. The tendency of temperature rise within the stroke of motion on the ball screw can be regarded as that of heat generation, because there is the proportional relationship between the value of temperature rise and the amount of heat generation.

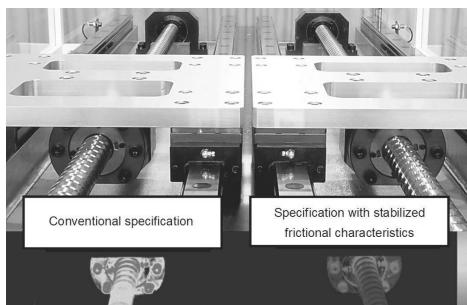


Fig. 7 : Thermographic image of ball screw feed drive systems

● Specification of thermal evaluation

- Shaft diameter: $\phi 40$ mm
 - Lead: 20 mm
 - Pre-loaded type: Offset lead
 - Average rotational speed: 241 rpm
 - Maximum rotational speed: 246 rpm
 - Table stroke: 1200 mm from fixed support side origin
 - Time constant: 0.2 sec
 - Dwell time: 0.1 sec
 - Lubricant: LRL3 grease
- - Positioning error on ball screw in conventional specification μm at 1200 mm
 - - Positioning error on ball screw with stabilized frictional characteristics μm at 1200 mm
 - - Temperature rise on ball screw in conventional specification $^{\circ}\text{C}$
 - - Temperature rise on ball screw with stabilized frictional characteristics $^{\circ}\text{C}$

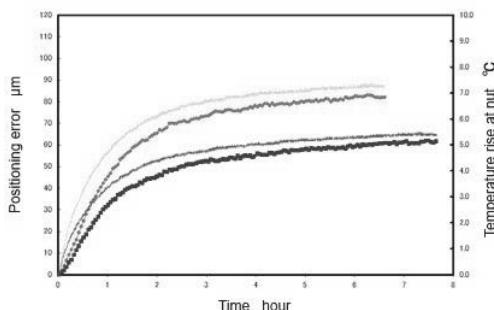


Fig. 8: Temperature rises and positioning errors on ball screw feed drive systems

Figure 8 shows the recorded changes of temperature rises at nuts and also positioning errors due to the heat generated on the ball screws.

The feed drive systems used for the evaluation are configured with fixed supports on the servo motor side and simple supports on the opposite side of the servo motor under semi-closed loop control condition. Therefore, the linear expansion of the ball screw shafts due to heat generated by the ball screws tends to appear as positioning errors on the opposite side of the servo motor. The positioning accuracy in terms of amount of positioning error on the opposite side of the servo motor is measured for this reason at the point 1200 mm apart from the fixed support side origin with a laser measurement system. The figure indicates that, whereas the positioning error saturates at 82 µm with temperature rise of 7.2°C at the nut on the conventional ball screw, the positioning error drops to 62 µm with temperature rise of 5.4°C at the nut on the ball screw with stabilized frictional characteristics.

This reveals that the tendency of temperature rise in the ball screw and the magnitude of the positioning error due to the linear expansion of the ball screw shaft are essentially proportional, and that the stabilized frictional characteristics of ball screws can contribute to improving the positioning accuracy of the feed drive system.

In history of precision ball screws, several methods have been explored as countermeasures against the heat generation on ball screws, including a method of forced-cooling for the ball screw shaft with internal circuit to reduce the linear expansion of the ball screw shaft itself and a method of forced-cooling for the nut to cool the heat source itself [6]. The results discussed in this paper suggest that the contribution for stabilizing frictional characteristics in ball screws should be assessed as a new countermeasure to cope with thermal issue, subsequently followed by structural, dynamic, machining and productivity issues, even if forced-cooling is difficult to adopt due to various restrictions.

5. Conclusion

This paper introduces the contribution of controlling the frictional behavior in ball screws. Dramatic social change has been driving unprecedented innovation and development across the world in industry. Therefore, this work has committed to further integrity and higher performance of motion, proactively envisioning the future demand for a ball screw with a new concept of the consistency of frictional characteristics.

The conclusion includes ;

- A ball screw with stabilized frictional characteristics contributes to consistent motion controllability in light of the quadrant glitches and contouring errors. The feed drive system with a ball screw in this specification is capable of consistently correcting quadrant glitches under reverse motion regardless of position, even if identifying the system parameters of a servo controller to compensate the quadrant glitches at any position.
- The tendency of temperature rise is lower on a ball screw with stabilized frictional characteristics than that on a conventional ball screw. The contribution for stabilizing frictional characteristics in ball screws should be assessed as a new countermeasure to cope with thermal issue, subsequently followed by structural, dynamic, machining and productivity issues, even if forced-cooling is difficult to adopt due to various restrictions.

References

- [1] J. Otsuka, " From ancient wooden screw to ball screw with infinite application expansion (20) - Non-linear spring stiffness of ball screw influencing ultra-precision positioning ", Yokendo Co. Ltd. Science of Machine, Vol.66 No.6 June (2014), 499 - 509.
- [2] R. Sato, M. Tsutsumi, K. Nagashima, " Dynamic behavior of feed drive systems around quadrant changes in circular motion ", Journal of the Japan Society for Precision Engineering, Vol.72 No.2 (2006), 208 - 213.
- [3] K. Miyaguchi, M. Ninomiya, Y. Watanabe, S. Arai, M. Hamamura, Y. Kakino, " A study on the friction torque variation of a ball screw at motion direction change / Friction torque variation due to the change in ball contact points ", Journal of the Japan Society for Precision Engineering, Vol.68 No.6 (2002), 833 - 837.
- [4] T. Higuchi, H. Kunisada, Y. Kunii, R. Sato, M. Tsutsumi, " Compensation of quadrant glitches with two peaks in circular motions of machining centers ", Transactions of the Japanese Society of Mechanical Engineers (Volume C), Vol.78 No.788 (2012 - 4), 1211 - 1220.
- [5] S. Arai, " Design points of ball screw positioning mechanism on the basis of the structural design view of machine tools ", Nikkan Kogyo Shimbun Ltd. Machine Design, Vol.58, No.8 (2014), 128 - 133.
- [6] K. Miyaguchi, S. Arai, " State of the Art Ball Screw Trends for Machine Tool Application ", Journal of SME - Japan, Vol. 2, August (2013), 13 - 18.

Experimentelle Untersuchungen zur stabilen und instabilen Käfigbewegung eines Schräkgugellagers

Experimental study of stable and unstable cage movement of an angular contact ball bearing

Prof. Dr.-Ing. **Eberhard Abele, Florian Unterderweide, M.Sc.**,

Dipl.-Ing. **Lars Holland**, Institut für Produktionsmanagement,
Technologie und Werkzeugmaschinen (PTW) Technische Universität
Darmstadt

Kurzfassung

Die Bewegung des Käfigs beeinflusst das Verhalten des Gesamtsystems Wälzlager in erheblichem Maße. Die Analyse der Käfigbewegung ist von großer Bedeutung, um die grundlegenden Mechanismen der Lagerkinematik zu verstehen und darauf aufbauend eine Verbesserung der Rundlaufgenauigkeit und Laufruhe des Lagers zu erreichen. Daher werden in diesem Artikel Untersuchungen zur Mittelpunktsbewegung des Hartgewebekäfigs eines Schräkgugellagers im Betrieb beschrieben. Die Bestimmung der Käfigbewegung erfolgt anhand von Hochgeschwindigkeits-Kameraaufnahmen. Im stabilen Fall bewegt sich der Käfigmittelpunkt auf einer kreisförmigen Bahn, welche Abhängigkeiten hinsichtlich Wellendrehzahl und Betriebsdauer aufweist. Der instabile Betriebszustand ist durch ein Rasselgeräusch und eine deutlich höherfrequente, kreisförmige Umlaubbewegung entgegen des Wellendrehsinns gekennzeichnet.

Abstract

The characteristic motion of a rolling bearing depends significantly on the cage movement. The analysis of the cage movement is important to recognize the fundamental mechanisms of rolling bearing kinematics and to improve the concentricity and smooth running of the rolling bearing. Therefor this paper describes the movement of the center of a phenolic cage in an angular contact ball bearing under operational conditions, which is detected by image acquisition of a high speed camera. In the stable case, the cage center moves in a circular orbit which depends on shaft speed and running time. The unstable operational condition is characterised by a rattling noise and a circular movement of the cage center counterwise the rotational direction of the shaft with significant higher frequency.

1. Einleitung

Wälzlaghersteller streben eine Optimierung ihrer Produkte hinsichtlich Rundlaufgenauigkeit, Laufruhe, Tragzahlen, Drehzahlkennwerten, Reibmoment und Lebensdauer an. Das Bewegungsverhalten der Kugellagerkomponenten hat einen unmittelbaren Einfluss auf Rundlaufgenauigkeit und Laufruhe [1]. Aber auch die übrigen Eigenschaften werden indirekt durch das Zusammenspiel von Ringen, Käfig und Kugeln beeinflusst. Die instabile Käfigbewegung, aufgrund des charakteristischen Laufgeräusches auch Käfigrasseln (engl. rattling, squealing) genannt, beeinträchtigt das Temperaturverhalten und die Energieeffizienz [2]. Durch die hervorgerufenen Käfig- und Lagerkräfte kann es zu einem oszillierenden Reibmoment kommen [2]. Daraus resultiert eine Erhöhung der Lagertemperatur und der Motorströme [2]. Zudem kann ein erhöhter Verschleiß des Käfigs auftreten, welcher die Lebensdauer reduziert [3]. Nicht zuletzt führt der emittierte Luft- und Körperschall zu einer negativen Qualitätswahrnehmung des Produkts. Um eine Verbesserung der Lager zu erreichen, müssen die grundlegenden Zusammenhänge der Lagerkinematik experimentell untersucht werden. Trotz umfangreicher vorangegangener Untersuchungen anderer Autoren ist das Bewegungsverhalten der Lagerkomponenten nicht vollständig erforscht. Besonders im Bereich der in Motorspindeln eingesetzten Schräkgugellager (Spindellager), welche im Vergleich zu konventionellen Wälzlagern hohe Anforderungen an Genauigkeit und Drehzahlfestigkeit aufweisen, besteht noch Forschungsbedarf. Der Fokus dieses Artikels liegt daher auf der Untersuchung der Käfigbewegung eines Spindellagers unter verschiedenen Betriebszuständen.

2. Stand der Technik

Im Wälzlag hat der Käfig die Aufgabe die Wälzkörper zu trennen, damit Zusammenstöße der Wälzkörper zu vermeiden und den reibungsbedingten Wärmeeintrag zu verringern. Der Käfig kann im Rahmen des Käufigführungsspiels neben der tangentialen auch eine radiale Relativbewegung zu den Lagerringen ausführen. Ist das Führungsspiel im Betrieb aufgebraucht, kommt es zum Kontakt des Käfigs mit dem Führungsrand. Die Wälzkörper können ebenfalls im Rahmen des Käfigtaschenspiels Relativbewegungen zum Käfig ausführen. Das Bewegungsverhalten des Käfigs wurde bereits in vielen Arbeiten erforscht. Kingsbury et. al. wiesen durch Experimente nach, dass der Käfigmittelpunkt unter bestimmten Betriebsbedingungen eine annähernd gleichförmige Bahn um den Lagermittelpunkt beschreibt [4]. Die Wirbelbewegung (engl. whirl) wurde durch andere experimentelle Arbeiten bestätigt [5, 6, 7]. Nach Schulze und Dill vergrößert sich der Radius der Wirbelbewegung mit ansteigender Lagerdrehzahl [5]. Gupta et.al. und Babbick et. al. zeigten, dass sich bei anderen



Bild 1: Gemessener stabiler und instabiler Käfigorbit eines Schräkgugellagers [11]

untermauerten diese Beobachtung anhand simulativer Analysen der Käfigbetriebs-Bewegung. Durch Variation der Lager- sowie Betriebsparameter fanden sie außerdem heraus, dass je nach Käfigart und -typ unterschiedliche Bewegungsmuster auftreten. Diese sind abhängig von Käfiggewicht, Größe und Art der Last, Drehzahl sowie Käufigführungs- und Käfigtaschenspiel [9, 10]. Nach [4] liegt eine stabile Käfigbewegung vor, wenn die Umlaufgeschwindigkeit des Käfigmittelpunkts um die Lagermitte (Wirbelgeschwindigkeit) der Rotationsgeschwindigkeit des Käfigs entspricht. Bild 1 vergleicht den stabilen und instabilen Käfigorbit eines Schräkgugellagers. Der stabile Fall ist dort durch ein regelmäßiges Bewegungsmuster gekennzeichnet während der instabile Fall eine unregelmäßige Bewegung aufweist. Die abgebildeten Käfigbewegungen sind nicht allgemeingültig sondern variieren je nach Lager und herrschenden Betriebsbedingungen [9, 10]. Die als instabil bezeichnete Käfigbewegung wird, wie in [4] beschrieben häufig durch ein rasselndes Laufgeräusch begleitet. Weitere Begleiterscheinungen sind in Abschnitt 1 genannt. In [3, 9] konnte durch Simulationen gezeigt werden, dass der Kugel-Käfig-Kontakt, speziell die dort auftretende Reibung, einen großen Einfluss auf das instabile Käfigverhalten besitzt. Die Ursache des instabilen Käfigverhaltens konnte jedoch nicht abschließend geklärt werden.

Zur experimentellen Bestimmung des Käfigbewegungsverhaltens sind in vorangegangenen Arbeiten Modifikationen der Lageraußenringe oder des Käfigs vorgenommen worden [5, 6, 7, 8, 11]. Veränderungen am Käfig, wie etwa die Vergrößerung in axialer Richtung, verändern Massen- und Steifigkeitseigenschaften. Dies kann sich auf das Bewegungsverhalten des Käfigs auswirken und somit das Ergebnis beeinflussen. Abele et al. präsentieren in [12] eine Methode mit der es auf Basis von Hochgeschwindigkeitskameraaufnahmen und einem Kantendetektionsalgorithmus möglich ist, die Käfigbewegung eines nicht modifizierten Lagers zu ermitteln. Diese Methode wird im Rahmen dieser Arbeit verwendet. Ferner zeigten Abele et. al. in [13] den Einfluss von Drehzahl und Beschleunigung auf das Bewegungsverhalten des Käfigs von Zylinderrollenlagern.

Betriebs- und Lagerparametern (geringe Drehzahl, hohe Käfigmasse) keine Wirbelbewegung des Käfigmittelpunktes ausbildet, sondern sich dieser bei horizontaler Wellenanordnung, in Schwerkraftrichtung, unterhalb der Wellendrehachse aufhält [6, 8]. Grillenberger und Hahn

3. Versuchsaufbau

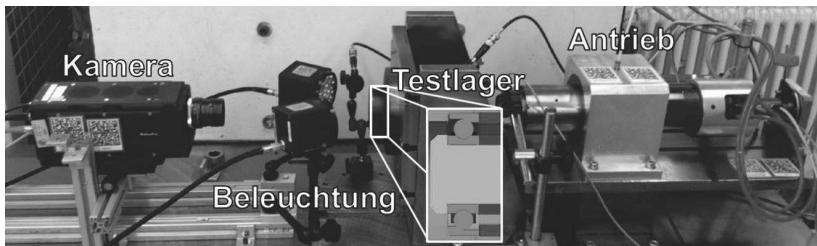


Bild 2: Versuchsaufbau

Der Messaufbau (Bild 2) untergliedert sich in Testlagerung, Antrieb und Kamerasytem. Die Testlagerung besteht aus zwei hochgenauen, baugleichen, öl-luftgeschmierten Spindellagern der Baugröße 7206 mit Stahlkugeln und Hartgewebekäfig. Diese sind über Distanzhülsen in O-Anordnung starr vorgespannt. Die Innenringe sind auf einer Welle montiert, welche über eine Kupplung durch eine Motorspindel angetrieben wird. Die Außenringe werden in ein Gehäuse eingepresst. Das Kamerasytem besteht aus der Hochgeschwindigkeitskamera, dem Objektiv und der Beleuchtung. Die Kamera, welche bereits in [12] verwendet wurde, nimmt bei einer maximalen Auflösung von 1.024x1.024 Pixel (Px) 5.100 Bilder pro Sekunde (fps) auf. Aliasingeffekte können dabei durch Variationen der Aufnahmefrequenz ausgeschlossen werden. Gestaltung von Gehäuse und Welle und Ausrichtung der Kamera sind so aufeinander abgestimmt, dass ein freies Sichtfeld auf das kameraseitige Lager entsteht. Die in Bild 3 gezeigte Einzelaufnahme des Lagers weist einen hohen Kontrast zwischen Käfig und Hintergrund auf. Dies ist eine wichtige Voraussetzung für die nachgelagerte, computergestützte Auswertung. Durch das Verfahren kann die Position des Käfigs beim Lagertyp 7014 im Stillstand mit einer Genauigkeit von 0,09 mm bestimmt werden.

4. Bildauswertung

Durch die Hochgeschwindigkeitskamera wird die Lagerbewegung in Einzelbilder separiert. Jedes Einzelbild enthält Informationen zur radialen und tangentialem Kugel-, Käfig- und Wellenposition zu einem bestimmten Zeitpunkt. Zur Bestimmung der Käfigposition existiert das in [12] gezeigte Verfahren. Im Rahmen dieser Arbeit erfolgt daher eine verkürzte Darstellung der Bildauswertung. Ein Kantenerkennungsalgorithmus detektiert auf Basis des Grauwertsprungs zwischen dunklem Hintergrund und hellem Käfig die Käfigkanten. Vor- und nachgelagerte Operationen reduzieren Störungen und vermeiden eine Fehlerkennung. Bild 3 zeigt das Ergebnis der Kanten detektion. Die in [12] beschriebenen Zhou-, Star- und Center of Mass-Verfahren berechnen anhand der Käfigkanten dessen Mittelpunktskoordinaten. Durch

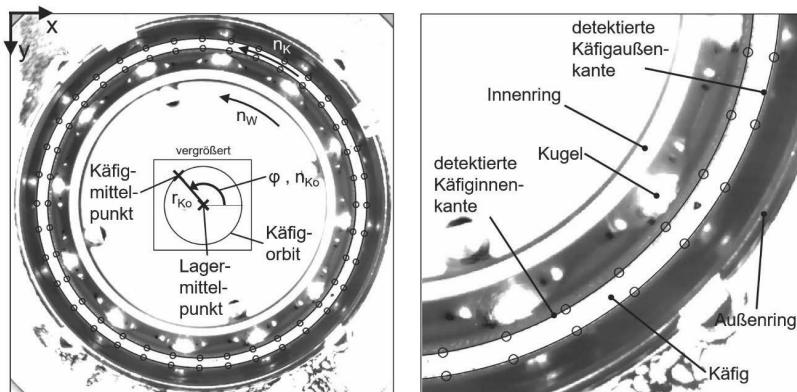


Bild 3: Einzelaufnahme mit Koordinatensystemen und detektierten Kanten

die Käfigmittelpunkte aller Aufnahmen kann der Verlauf des Käfigorbits gebildet werden. Die Berechnung des Käfigmittelpunkts anhand der gesamten Käfigkante hat den Vorteil, dass Formabweichungen wie Unrundheit, Eigenformen oder lokale Käfigfehler die Ermittlung des Käfigorbits nicht beeinflussen. Wird der Orbit wie in [5, 6, 7, 8, 11] über die radiale Käfigauslenkung an diskreten Stellen (bspw. durch zwei Wegsensoren) bestimmt, können die Formabweichungen als Störungen in Erscheinung treten.

5. Experimentelle Untersuchungen

5.1. Versuch unter konstanter Wellendrehzahl

Für die Messung unter konstanten Drehzahlen wird die Welle auf die gewünschte Drehzahl beschleunigt und dort Aufnahmen erstellt. Bild 4 zeigt den so ermittelten Käfigorbit unter Wellendrehzahlen n_w von 500 und 3.000 U/min in kartesischen Koordinaten. Die Position des Koordinatensystems kann Bild 3 entnommen werden. Auf der z-Achse ist die zum Zeitverlauf analoge Bildfolge aufgetragen. Unter 500 U/min zeigt der Käfigmittelpunkt einen unregelmäßigen Verlauf. Bei 3.000 U/min hingegen beschreibt der Käfigorbit eine regelmäßige Kreisbahn in Richtung des Wellendrehsinns. Dieses Verhalten kann mit dem schwächeren Einfluss der Fliehkraft gegenüber der Schwerkraft unter geringen Drehzahlen erklärt werden. Bei steigenden Drehzahlen gewinnt die Fliehkraft an Einfluss und stabilisiert den Orbit. Außer bei 500 U/min weisen alle übrigen Messungen bei höheren Drehzahlen einen regelmäßigen Orbit auf. Daher kann eine Betrachtung der Bewegung in den Polarkoordinaten Käfigorbitradius r_{Ko} und Käfigorbitwinkel φ erfolgen. Der Ursprung des Polarkoordinatensystems liegt, wie in Bild 3 gezeigt, im Mittelpunkt des Lageraußenrings. Die zeitliche Ableitung

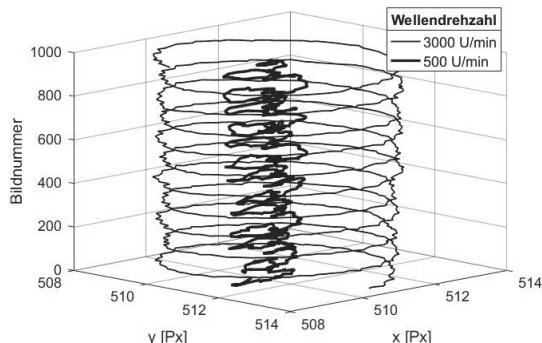


Bild 4: Käfigorbit in kartesischen Koordinaten

des in Wellendrehrichtung positiven Käfigorbitwinkels ergibt die Käfigorbitdrehzahl n_{Ko} . Für die folgende Versuchsreihe wurden pro Drehzahl drei Versuche durchgeführt. Innerhalb eines Versuches sind im Abstand von 10 s fünf Aufnahmen mit je 600 Bildern entstanden. Zwischen den Versuchen liegen jeweils 10 min. Der qualitative Drehzahlverlauf ist in Bild 5 dargestellt. Bild 6 zeigt den Käfigorbitradius r_{Ko} und die Käfigorbitdrehzahl n_{Ko} über die Bildfolge bei drei unterschiedlichen Drehzahlen. Die Dauer einer Aufnahme beträgt 0,6 s bei 1.500 U/min, 0,3 s bei 3.000 U/min und 0,1 s bei 9.000 U/min. Dadurch werden pro Käfigumdrehung ca. 80 Bilder erzeugt. In der Darstellung sind die Aufnahmen durch senkrechte gestrichelte Linien getrennt. Die Versuche werden durch breitere durchgezogene Linien separiert. Es wurde eine Filterung der Daten mittels eines gleitenden Mittelwertes vorgenommen. Das Ergebnis der Filterung ist im Vordergrund in schwarz dargestellt. Im Hintergrund sind die ungefilterten Daten in grau hinterlegt. Aus Gründen der Übersichtlichkeit ist an einigen Stellen auf die Darstellung der ungefilterten Daten verzichtet worden. Anhand der Abbildung lassen sich folgende Feststellungen machen:

- Bei allen untersuchten Drehzahlen variiert der mittlere Orbitradius über die Aufnahmen hinweg. Dies deutet darauf hin, dass transiente Vorgänge stattfinden, die aufgrund der beschränkten Messzeit nicht vollständig dargestellt werden können.
- Beim Versuch mit 9.000 U/min finden die transienten Vorgänge auch innerhalb der Aufnahmen statt. Bei den übrigen Drehzahlen bleibt der mittlere Radius innerhalb der Aufnahmen weitestgehend konstant. Die Ursache könnte sein, dass die Änderungsrate der transienten Vorgänge mit der Drehzahl steigt.
- Die Streuung um den mittleren Orbitradius ist bei 9.000 U/min deutlich ausgeprägter als in den restlichen Betriebspunkten.
- Einen Anstieg des mittleren Orbitradius mit der Drehzahl, wie Abele et. al. es bei größeren Zylinderrollenlagern zeigten [13], konnte anhand der Daten nicht nachgewiesen werden. Stattdessen überschneiden sich die Verläufe der Orbitradien verschiedener Drehzahlen.

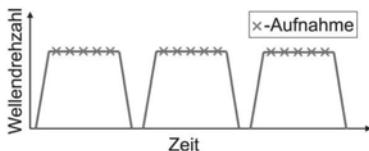


Bild 5: Drehzahlverlauf Konstantversuch

- Bis Bild 3.000 weist der Orbitradius unter 1.500 U/min eine signifikante Zunahme auf. Diese wird begleitet von einer, zu Beginn großen, im weiteren Verlauf abklingenden Streuung der Orbitdrehzahl. Da es sich um den ersten Versuch handelt und der Prüfstand zuvor einen Tag nicht in Betrieb war, kann gemutmaßt werden, dass es in dieser Zeit zu Schmierstoffansammlungen kam, deren Verteilung während des Versuchslaufs den Orbitradius beeinflusst.

- Bei einer Wellendrehzahl von 3.000 U/min kommt es während des zweiten Versuchs zu einem plötzlichen Abfall des Orbitradius. Zum selben Zeitpunkt können deutliche Schwankungen der Orbitdrehzahl detektiert werden. In den folgenden zwei Aufnahmen steigt der Orbitradius wieder und die Drehzahlschwankungen nehmen ab. Die Ursache kann in einer kurzeitigen Störung des Bewegungsverhaltens liegen.
- Die Orbitdrehzahl steigt linear mit der Wellendrehzahl an. Deutliche Abweichungen im Orbitradius machen sich auch als Schwankungen in der Orbitdrehzahl bemerkbar. Die mittlere Orbitdrehzahl hingegen weist keine Abhängigkeit vom Orbitradius auf.

Die in Bild 6 dargestellten Messverläufe basieren auf einer modifizierten Durchführung der vorherigen Versuchsreihe. Um zu gewährleisten, dass der Schmierstoff ausreichend im Lager verteilt ist, läuft der Prüfstand vor der ersten Aufnahme 10 min im Betriebspunkt. Zwischen den Versuchen befindet sich die Welle ebenfalls auf Betriebsdrehzahl. Anhand der Darstellung lassen sich folgende Unterschiede zur vorherigen Versuchsreihe ableiten:

- Die Streuung des mittleren Orbitradius ist sowohl innerhalb einer Aufnahme als auch zwischen den Aufnahmen geringer. Trotzdem existieren Abweichungen, die auf transiente Vorgänge hindeuten, welche aufgrund der geringen Messzeit nicht erfasst werden können.
- Die Orbitdrehzahlen weisen ebenfalls weniger Schwankungen auf.
- Im Vergleich zur vorherigen Versuchsreihe liegen die mittleren Orbitradien unter 1.500 und 9.000 U/min nahezu gleichauf.

Weiterhin lässt sich auch bei der modifizierten Versuchsreihe feststellen, dass der Orbitradius keinen Zusammenhang zur Orbitdrehzahl aufweist und die Orbit- mit der Wellendrehzahl steigt. Die geringe Streuung von Orbitradius und -drehzahl deuten auf eine gleichmäßige Lagerkinematik hin, deren Ursachen veränderte Schmierbedingungen infolge des Einlaufens sein könnten.

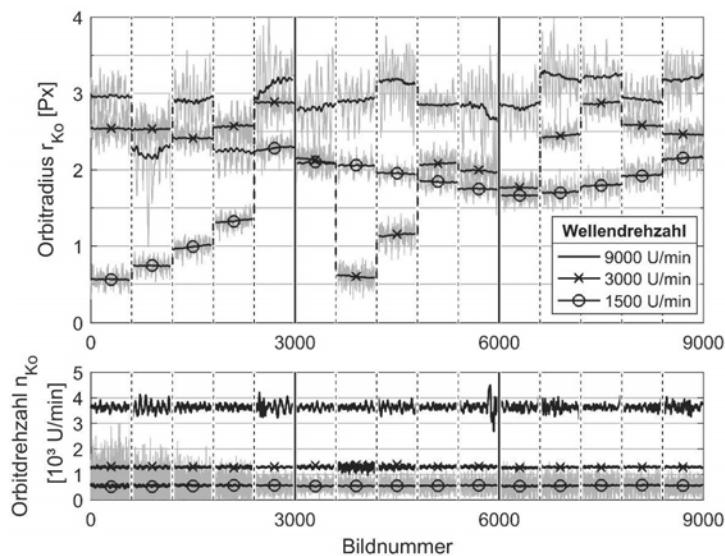


Bild 6: Käfigorbit in Polarkoordinaten unter Konstantdrehzahl (kein Einlaufen)

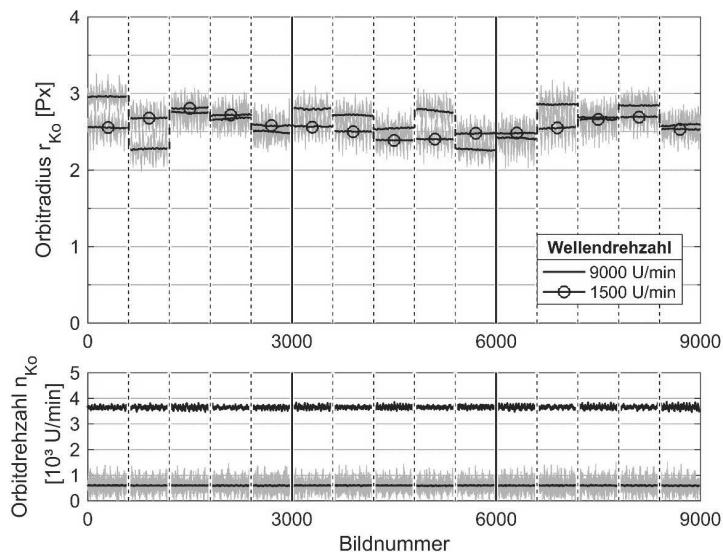


Bild 7: Käfigorbit in Polarkoordinaten unter Konstantdrehzahl (mit Einlaufen)

5.2. Versuch mit Wellenhoch- und runterlauf

Bild 8 zeigt den Käfigorbit von drei Versuchen, bei denen die Welle aus dem Stillstand innerhalb von 2 s mit konstanter Beschleunigung auf 9.000 U/min hochläuft, dort 2 s verharrt und dann 2 s bis zum Stillstand abgebremst wird. Die Dauer der Aufnahme beträgt 6 s. Bei Betrachtung der mittleren Orbitdrehzahl folgt. Außerdem fällt auf, dass in Versuch 1 im Vergleich zum Abbremsvorgang während des Beschleunigungsvorgangs eine höhere Streuung der Orbitdrehzahl vorhanden ist. Versuch 2 zeigt umgekehrtes Verhalten. Die mittlere Orbitdrehzahl weist keinen Zusammenhang zum Verlauf der Wellendrehzahl auf. Zwar steigt der Wert bei den Versuchen 2 und 3 leicht an, der Anstieg erstreckt sich allerdings über den Beschleunigungs- und Konstantbereich. Bei Versuch 1 verharrt der mittlere Orbitradius in der Beschleunigungsphase bei ca. 1,7 Px und steigt gegen Ende dieser stark an. Im Bereich der konstanten Wellendrehzahl sind die zuvor vermuteten transienten Verläufe des mittleren Orbitradius sichtbar. Im Stillstand, zu Beginn und am Ende der Messungen ist der mittlere Orbitradius höher als im Betrieb. Da in diesen Bereich die Fliehkraft keine Auswirkung hat, kann vermutet werden, dass der Käfigmittelpunkt aufgrund der Gewichtskraft auf einem äußeren Punkt verharrt. Weiterhin ist anzumerken, dass die Streuung des Orbitradii bei dieser Versuchsreihe deutlich höher ist als bei den Versuchen unter konstanten Drehzahlen.

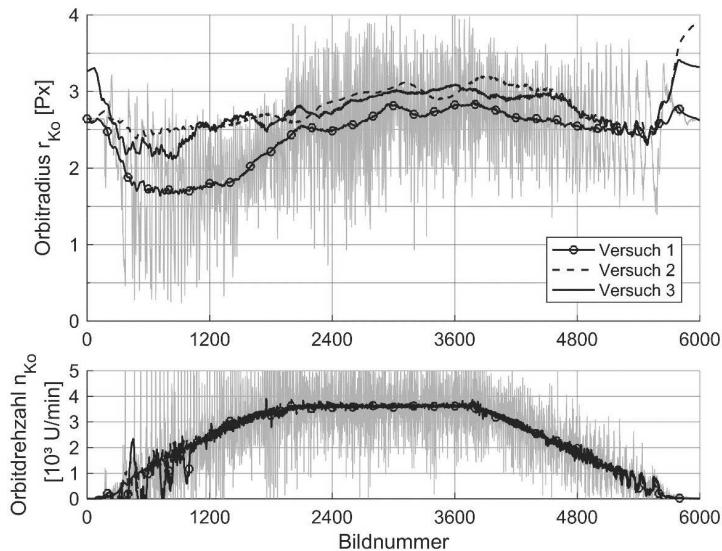


Bild 8: Käfigorbit in Polarkoordinaten beim Hoch- und Runterlauf

5.3. Stabile und instabile Käfigbewegung

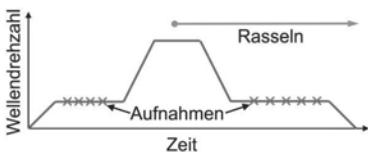


Bild 9: Drehzahlverlauf Rasselversuch

Mit dem in Bild 9 gezeigten Drehzahlverlauf kann an einem Testlager ein rasselndes Laufgeräusch hervorgerufen werden. Um stabile und instabile Bewegung vergleichen zu können, wird die Welle mit konstanter Drehzahl betrieben, dort vier Aufnahmen erstellt und die Drehzahl anschließend erhöht. Auf dem hohen Drehzahlplateau setzt das Rasselgeräusch ein und die Drehzahl wird wieder auf das Ausgangsniveau abgesenkt. Dabei bleibt das Rasselgeräusch erhalten. Dort werden fünf Aufnahmen mit einer Dauer von 0,2 s im Abstand von 10 s erstellt. Statt der Orbitdrehzahl ist in Bild 10 die relative Orbitdrehzahl $n_{\text{rel}} = n_{\text{Ko}}/n_{\text{K}}$ dargestellt. Diese wird mit der gemessenen Orbitdrehzahl n_{Ko} und der theoretischen Käfigdrehzahl n_{K} gebildet.

Die theoretische Käfigdrehzahl kann nach [10] bei schlupffreier Bewegung mit dem Teilkreisdurchmesser D_{TK} , dem Wälzkörperdurchmesser D_{Wk} , dem Nenndruckwinkel α_0 und der Wellendrehzahl n_w durch folgende Gleichung angenähert werden:

$$n_{\text{K}} = \left(1 - \frac{D_{\text{Wk}} \cos \alpha_0}{D_{\text{TK}}}\right) \cdot \frac{n_w}{2}$$

Nach [4] liegt ein stabiler Käfigorbit vor, wenn die Käfigdrehzahl der Orbitdrehzahl entspricht, also $n_{\text{rel}} = 1$ ist. Für $n_{\text{rel}} \neq 1$ ist der Orbit demnach instabil. Die breitere vertikale Linie in Bild 10 trennt den Bereich ohne rasselndes Laufgeräusch (links) vom Bereich mit rasselndem Laufgeräusch. Der Orbitradius im rasselfreien Bereich weist ein ähnliches Verhalten wie in der Versuchsreihe mit konstanter Drehzahl und fehlender Einlaufzeit (Bild 5) auf. Im Rasselbereich ist eine deutliche Zunahme der Streuung des Orbitradius innerhalb der Aufnahmen festzustellen. Der mittlere Orbitradius hingegen zeigt eine höhere Konstanz im Vergleich zum rasselfreien Bereich. Die mittlere relative Orbitdrehzahl liegt im rasselfreien Bereich bei eins, was gemäß den vorherigen Ausführungen einem stabilen Verhalten entspricht. Im Rasselbereich beträgt die mittlere relative Orbitdrehzahl -14,5. Die Änderung des Vorzeichens resultiert aus der Umkehrung des Orbitdrehsinns. Der Käfigmittelpunkt bewegt sich auf einer Kreisbahn entgegen der Käfig- und Wellendrehrichtung. Die Steigerung des Betrags der relativen Orbitdrehzahl im Vergleich zum rasselfreien Bereich ergibt sich aus einer deutlich erhöhten Umlaufgeschwindigkeit des Käfigmittelpunkts. Da die hochfrequente Schwingung des Käfigumlaufs nicht durch eine variierende Kameraaufnahmefrequenz beeinflusst wird und auch im, ebenfalls aufgenommenen akustischen Signal hervortritt, kann die Gefahr von Aliasingeffekten durch eine Unterabtastung ausgeschlossen werden.

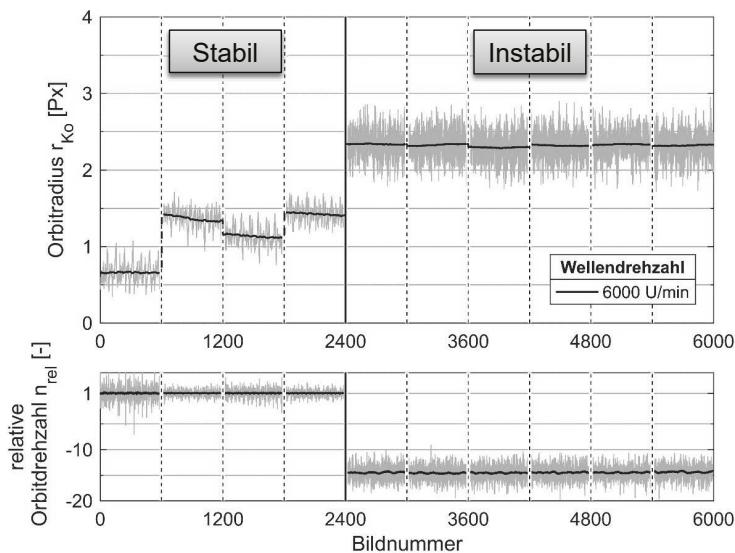


Bild 10: Stabiler und instabiler Käfigorbit in Polarkoordinaten

6. Zusammenfassung

In diesem Artikel ist beschrieben, wie eine bestehende Methode genutzt wird, um das Betriebsbewegungsverhalten von Wälzlagerkäfigen zu untersuchen. Die Experimente an Spindellagern der Baugröße 7206 bestätigen das aus der Literatur bekannte, grundsätzliche Verhalten bezüglich der Wirbelbewegung im stabilen Fall. Weiterhin konnte für den stabilen Fall gezeigt werden, dass die Käfigorbitdrehzahl qualitativ der Wellendrehzahl folgt und mit der theoretisch berechneten Käfigdrehzahl auch quantitativ übereinstimmt. Im instabilen Fall bewegt sich der Käfigmittelpunkt mit deutlich höherer Geschwindigkeit auf einer Bahn entgegen der Wellen- und Käigdrehrichtung. Ein Zusammenhang zwischen mittlerem Käfigorbitradius und der Wellendrehzahl konnte anhand der Messungen nicht festgestellt werden. Die Streuung des Käfigorbits hingegen weist Abhängigkeiten bezüglich Wellendrehzahl und Betriebsdauer auf. Nach dem Einlaufen ist der Käfigorbit deutlich gleichmäßiger, was mutmaßlich auf veränderte Schmierbedingungen zurückzuführen ist. Da die Käigbewegung nach [9] maßgeblich vom Kugel-Käig-Kontakt beeinflusst wird, ist es für die weitere Untersuchung des stabilen und instabilen Käigbewegungsverhaltens unerlässlich Kugel- und Käigbewegungen simultan unter Betriebsbedingungen zu erfassen. Daher ist eine Erweiterung der vorgestellten Methode hinsichtlich der Wälzkörpererkennung anzustreben.

7. Literatur

- [1] Noguchi, S.; Kanada, T.: Development of Measuring System for Radial Non-Repetitive Run-Out (NRRO) and Perception about Present State of Angular Contact Ball Bearing for Machine Tools. In: Tribology International 41 (2008), Nr. 2008, S. 1176-1180
- [2] Sathyan, K.; Gopinath, K.; Lee, S.H.; Hsu, H.Y.: Bearing Retainer Designs and Retainer Instability Failures in Spacecraft Moving Mechanical Systems, In: Tribology Transactions (2012), 55: S.503-511
- [3] Kannel, J.W.; Snediker, D.K.: The Hidden Cause of Bearing Failure, In: Machine Design (1977), S. 78-82
- [4] Kingsbury, E. ; Walker, R.: Motions of an Unstable Retainer in an Instrument Ball Bearing. In: Journal of Tribology 116 (1994), Nr. 2
- [5] Schulze, D. R.; Dill, J. F.: Measurement and Analysis of Three-Dimensional Cage Motion and Bearing Performance of a 100-Millimeter-Bore Ball Bearing. In: ASLE Journal of the American Society of Lubrication Engineers (1982), Volume 38
- [6] Gupta, P.K.; Dill, J.F.; Bandow, H.E.: Dynamics of Rolling Element - Bearings Experimental Validation of the DREB and RAPIDREB Computer Programs. In: Transactions of the ASME 107 (1985), S. 132-137
- [7] Gu, J.; Huang, D.; Liu, P.; Li, M.: Holospectrum analysis for bearing cage behaviour. Journal of Vibroengineering (2015), Vol. 17, Issue 5, S. 2291-2301.
- [8] Babbick, T.; Sauer, B.: Analytische und experimentelle Verifikationsmethoden anhand eines Wälzlagerkäfig-Simulationsmodells. In: 5. Gemeinsames Kolloquium Konstruktionstechnik 2007 (2007), S. 119-131
- [9] Grillenberger, H. ; Hahn, B. ; Binderszewsky, J.: Simulation von elastischen Käfiginstabilitäten in Wälzlagern (2015). In: VDI-Berichte Nr. 2257
- [10] Hahn, Kersten: Dynamik-Simulation von Wälzlagerkäfigen, Technische Universität Kaiserslautern (2005), Diss.
- [11] Boesinger, E. A.; Donley, A. D. ; Loewenthal, S.: An Analytical and Experimental Investigation of Ball Bearing Retainer Instabilities. In: Journal of Tribology 114 (1992), Nr. 3, S. 531
- [12] Abele, E., Holland, L.; Nehrbass, A.: Image Acquisition and Image Processing Algorithms for Movement Analysis of Bearing Cages. Journal of Tribology 138 (2015) Nr. 2, ASME
- [13] Abele, E.; Holland, L.: Image-Based Movement Analysis of Bearing Cages of Cylindrical Hybrid Roller Bearings; Journal of Tribology (accepted Paper, 2017), DOI: 10.1115/1.4036320

Baureihenversuche an Hochgeschwindigkeitszylinderrollenlagern auf einem modularen Lagerprüfstand



Prof. Dr.-Ing. **Christian Brecher**,
Dipl.-Ing. Dipl.-Wirt.-Ing. **Jens Falker**,
WZL der RWTH Aachen, Aachen;
Dipl.-Ing. **Thorsten Lehmann**,
Schaeffler Technologies AG & Co. KG, Schweinfurt

Kurzfassung

In Werkzeugmaschinenhauptspindeln werden Zylinderrollenlager zur Loslagerung und zur Aufnahme hoher radialer Lasten genutzt. Im Vergleich zu Spindellagern haben Zylinderrollenlager aufgrund des Linienkontakts eine deutlich erhöhte Tragfähigkeit und Steifigkeit, weswegen sie beispielsweise zum Abstützen des Werkstückgewichts in Drehmaschinen sowie zur Aufnahme der Riemen- oder Getriebekräfte in fremdgetriebenen Spindeln eingesetzt werden. Bei Anwendungen mit hohen Drehzahlen, z. B. in Motorsspindeln, stellt der geschmierte Linienkontakt die Loslagerfunktion zum Ausgleich thermischer Axialdehnungen der Welle dar.

Im Rahmen einer Produktentwicklung hat die Fa. Schaeffler Technologies einen Käfig mit neuem Design und Material für Hochgeschwindigkeitszylinderrollenlager entwickelt. Um die Funktionalität des neuen Käfigs zu erproben, wurden am WZL vergleichende Untersuchungen zwischen Zylinderrollenlagern der Baugrößen 08, 14 und 22 mit Standardkäfigen und neuen Käfigen durchgeführt. Die Untersuchungen wurden auf einem neuen modularen Lagerprüfstand durchgeführt, der eine radiale Belastung der Prüflager erlaubt. Die Ergebnisse zeigen das verbesserte Betriebsverhalten der Hochgeschwindigkeitszylinderrollenlager mit neuem Käfig für die untersuchten Baugrößen. Durch die Versuche wurde weiterhin der Prüfstand erprobt.

Abstract

In main spindles for machine tools cylindrical roller bearings are used as floating bearings and to support high radial loads. Compared to spindle bearings cylindrical roller bearings have a high load capacity and stiffness due to the line contact between roller and raceway. Therefore, cylindrical roller bearings are used to support the weight of the work piece in turning machines or to support the forces of the belt and gearbox on the driven side of a spindle. At high operational speeds, as they are common in motor spindles, the cylindrical roller bearing's

lubricated line contact provides a floating function to compensate thermal expansions of the shaft.

During a design review of high speed cylindrical roller bearings Schaeffler Technologies developed a new cage with a new design and material. In test rig investigations cylindrical roller bearings with a standard cage were compared to those with the new cage. Further, the bearing size was varied between inner bore coefficient of 08, 14 and 22. The investigations were performed on a new modular bearing test rig which allows a radial loading of the test bearing. The results show the enhanced operational behavior of the high speed cylindrical roller bearings with new cage design for different bearing sizes.

1. Einleitung

Hauptspindeln in Werkzeugmaschinen müssen häufig höchsten Anforderungen an Drehzahleignung und Genauigkeit genügen, um Bauteile mit hoher Produktivität und Qualität zu fertigen. Durch die Vorspannung der eingesetzten Wälzlager rotiert die Welle spielfrei und mit definierter Steifigkeit [1]. Dies führt zu einer hohen Empfindlichkeit des Wellensystems gegenüber thermischen Dehnungen. Insbesondere die ungleichmäßige Erwärmung von Gehäuse und Welle führt zu thermischen Verspannungen. Eine ungleichmäßige Temperaturverteilung entsteht durch die schlechtere Wärmeabfuhr der Welle: Im Gegensatz zum häufig gekühlten und mit der Maschinenstruktur großflächig verbundenen Spindelgehäuses führt die Welle die Wärme in erster Linie über Konvektion und die Lagerstellen ab [1]. Zylinderrollenlager stellen eine einfache konstruktive Lösung zur Kompensation axialer thermische Wellendehnungen dar. Aufgrund der Innengeometrie führt die Längendehnung der Welle lediglich zu einer verschobenen Position des Wälzkontakts zwischen Wälzkörper und Laufbahn [2]. Radiale relative Dehnungen zwischen Welle und Gehäuse führen allerdings zu einer Vorspannungserhöhung der Zylinderrollenlager. Eine zu hohe relative Dehnung führt zum thermischen Verklemmen des Wälzkörpers [2].

Während Zylinderrollenlager axiale Wellendehnungen durch eine relative Verlagerung zwischen Innen- und Außenring ausgleichen, führen radiale Wellendehnungen zu einer erhöhten Vorspannung und Lagerreibung. Das durch diesen Mechanismus hervorgerufene thermische Verklemmen begrenzt die Drehzahleignung von Zylinderrollenlagern maßgeblich [3], [2]. In der Forschung wurden bereits verschiedene Ansätze zur Leistungssteigerung von Zylinderrollenlagern untersucht. Butz untersuchte unter anderem die in Bild 1 A bis C gezeigten Varianten zur Reduktion der Lagerreibung und Kompensation thermischer Verspannungen [2]. Während der Einsatz balliger Rollenprofile und keramischer Wälzkörper eine Reduktion der Lagerreibung erlaubt, konnte durch einen nachgiebigen Außenring die Gefahr des

thermischen Verklemmens reduziert werden. In allen Fällen führen die Anpassungen zu höheren Grenzdrehzahlen.

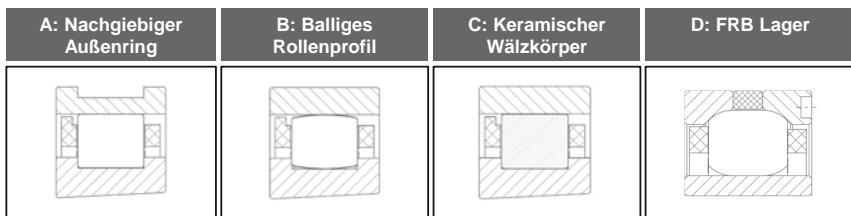


Bild 1: Modifizierte Zylinderrollenlager und FRB Lager. Nach [2].

Die Verwendung von profilierten Wälzkörpern und Keramik als Rollenwerkstoff ist mittlerweile Stand der Technik, ebenso existieren thermisch robuste Zylinderrollenlager am Markt, welche durch einen freigestochenen Außenring thermisches Verklemmen teilweise kompensieren [4]. Zur Leistungssteigerung von Hochgeschwindigkeitswälzlagern besteht neben der Anpassung der Außen- und Innengeometrie die Möglichkeit, den Käfig zu optimieren. Rossaint zeigt, dass die Gestaltung des Käfigs die Reibungsentstehung im Spindellager maßgeblich beeinflusst [5]. So können durch den Einsatz von Hochleistungskunststoffen die tribologischen Eigenschaften verbessert und die Reibung reduziert werden. Weiterhin kann durch eine optimierte Gestaltung der Taschengeometrie die Reibleistung reduziert werden [6].

Einen alternativen Ansatz zur Erhöhung der Drehzahleignung der Loslagerung von Werkzeugmaschinenhauptspindeln stellt das Konzept des Floating Roller Ball (FRB) Lagers dar (vgl. Bild 1 D). Durch die Innengeometrie entstehen ein Linienkontakt am Innenring und zwei Punktkontakte an den Außenringen. Auf diese Weise werden die Vorteile eines Zylinderrollenlagerns mit denen eines angestellten Lagers kombiniert [7]. In dem Lager werden für alle Komponenten Hochleistungswerkstoffe verwendet. Neben dem Einsatz von hochnitriertem Stahl bei den Lagerringen, werden die Wälzkörper aus Siliziumnitrid gefertigt und die Käfige aus dem Kunststoff Polyetheretherketon hergestellt. Ein erster Vergleich des Betriebsverhaltens mit Standardzylinderrollenlagern zeigt, dass das FRB-Lager auf einem ähnlichen Temperaturniveau betrieben werden kann. Allerdings wird ein deutlich unruhigeres Temperatur- und Reibungsverhalten beobachtet, welches auf ungünstige Vorspannungs- und Schmierungsbedingungen des FRB-Lagers zurückgeführt wurde [8].

Dieser Artikel beschreibt vergleichende Untersuchungen zum Betriebsverhalten zwischen einer neuen Zylinderrollenlagerbaureihe und der Standardbaureihe auf einem neuen modularen Lagerprüfstand. Die vorgestellten Untersuchungen wurden am Werkzeugmaschinenlabor WZL der RWTH Aachen in Kooperation mit der Fa. Schaeffler

Technologies durchgeführt. Ziel der Untersuchungen war es, dass Betriebsverhalten der neuen Lagerbaureihe mit dem der alten Baureihe zu vergleichen, den neuen Prüfstand zu erproben und für zukünftige Versuche zu qualifizieren sowie Referenzversuche für weitergehende Untersuchungen des FRB-Lagers zu schaffen.

2. Versuchslager, Prüfstandtechnik und Versuchsdurchführung

2.1. Versuchslager

Die im Rahmen des Artikels vorgestellten Ergebnisse basieren auf Untersuchungen von verschiedenen ein- und zweireihigen Hochgeschwindigkeitszylinderrollenlagern. Sämtliche Versuchslager stammen aus den Baureihen N10 und NN30 mit Bohrungskennzahlen von 08, 14 oder 22 bzw. einem Bohrungsdurchmesser am Lagerinnenring von 40, 70 bzw. 110 mm. Die nachfolgend als Standardlager bezeichneten Versuchslager besitzen einen Messingkäfig und sind die meist benutzte Bauform von Hochgeschwindigkeitszylinderrollenlagern am Markt. Basierend auf deren Innengeometrie wurde eine neue Bauform entwickelt, die sich in erster Linie durch die Käfiggeometrie und eine verbesserte Oberflächenfeinbearbeitung von der Standardvariante unterscheidet. In Bild 2 sind beide Lagervarianten dargestellt.

Der Messingkäfig des Standardlagers ist mehrteilig und besteht aus zwei Ringen. Einer der Ringe hat zusätzlich Stege, welche die Wälzkörper gleichmäßig auf dem Teilkreis verteilen. Bei der Montage werden die Einzelteile des Messingkäfigs zusammen mit den Wälzkörpern auf dem Lagerinnenring positioniert und anschließend vernietet. Die Einheit kann anschließend nicht mehr zerstörungsfrei demontiert werden, da einerseits die zwei Borde am Innenring ein axiales herunterschieben verhindern (vgl. Bild 1 A-C), andererseits eine konkave Gestaltung der Käfigtaschen ein Herausschieben der Wälzkörper nach außen verhindert.

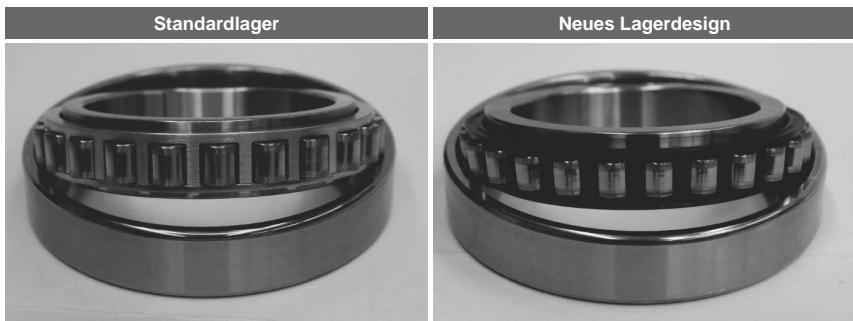


Bild 2: Versuchslager

Im Gegensatz dazu, wird der Käfig der neuen Lagervariante aus Polyamid in einem Spritzgussverfahren hergestellt (vgl. Bild 2, rechts). Der Käfig ist einteilig und die Wälzkörper werden in die Käfigtaschen geklippt. Hier werden Lagerinnenring, Wälzkörper und Käfig ebenfalls als Einheit montiert. Aufgrund der Taschenform verbleiben die Wälzkörper wie beim Standardlager im Käfig fixiert.

2.2. Prüfstandtechnik

Ein wesentlicher Aspekt der Untersuchungen war die Erfassung des Betriebsverhaltens von Lagern unterschiedlicher Baugrößen unter reproduzierbaren und vergleichbaren Bedingungen. Die modulare Gestaltung des Prüfstands ermöglicht es, durch den Austausch der Welle sowie des Prüflagerflansches die Baugröße zu variieren, ohne weitere Komponenten zu tauschen. Bild 3 zeigt die Montagesituation für ein Prüflager vom Typ N1014. Der Außenring des Prüflagers ist im Prüflagerflansch montiert, während eine Präzisionsmutter den keglichen Innenring auf der Welle fixiert. Ein Passring ermöglicht die genaue Einstellung der axialen Position des Innenrings. Durch die Aufweitung des Innenrings über den Kegel wird so die Lagerluft bzw. Vorspannung eingestellt. Im hinteren Teil des Prüfstands bilden zwei Spindellager die Festlagerung der Welle. Die Welle wird durch einen Motor mit bis zu 35.000 1/min fremdgetrieben.

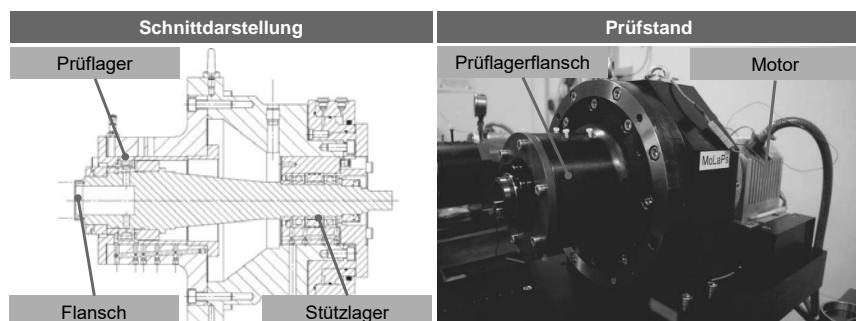


Bild 3: Modularer Lagerprüfstand für Baugröße 14

Zur Untersuchung anderer Baugrößen werden lediglich die Welle und der Prüflagerflansch ausgetauscht. Der Einfluss der Umgebungskonstruktion sowie der Stützlager ist daher vergleichbar. Weiterhin unterstützt der symmetrische Aufbau eine gleichmäßige Erwärmung des Gehäuses. Das Temperaturverhalten des Prüflagers wird direkt an den Lagerringen gemessen. Die Temperatur der Stütz- und Motorlager wird zusätzlich überwacht. Neben einer

Fettschmierung können sowohl die Prüflager als auch die Stützlager mit einer Öl-Luft-Schmierung versorgt werden. Auf diese Weise kann eine Beeinflussung des Schmierstoffes im Prüflager durch die Stützlagerung verhindert werden.

An der Vorderseite der Welle kann mit einem Flansch zusätzlich eine Radiallasteinheit montiert werden. Mittels eines Hydraulikzylinders wird eine wälzgelagerte Buchse belastet und die Radiallast auf das Prüflager aufgebracht. Die Lager der Radiallasteinheit sind fettgeschmiert und erlauben eine radiale Belastung des Prüflagers mit bis zu 2.000 N.

Die modulare Bauweise des Prüfstands erlaubt die Untersuchungen weiterer Lagerarten. So können bei Verwendung einer Welle mit zylindrischem Lagersitz zukünftig auch FRB Lager montiert und untersucht werden.

2.3. Versuchsdurchführung

Die Prüflager wurden hinsichtlich ihres Grenzdrehzahlverhaltens untersucht. Das Standardlager dient bei jeder Baugröße als Referenzlager, sodass zunächst Stufenläufe bis zur Katalogdrehzahl des Standardlagers durchgeführt wurden. Die Stufendauer beträgt drei Stunden, sodass in der Regel ein Beharrungszustand erreicht wird. Nach Erreichen der Katalogdrehzahl wurde ein Dauerlauf von 50 h durchgeführt. Nach einer Erholungsphase von 6 h wurde ein zweiter Stufenlauf angeschlossen. Beim Überschreiten der Grenztemperatur von 70 °C am Außenring wurde der Dauerlauf beendet und anschließend das Lager begutachtet. Sämtliche Prüflager wurden mit leichtem Betriebsspiel in Abhängigkeit der Lagerbauform und -größe montiert, um möglichst hohe Drehzahlen zu ermöglichen. Dazu wurde bei der Montage der Hüllkreis des Wälzkörpersatzes relativ zum Innendurchmesser des Außenrings mittels eines Hüllkreismessgeräts gemessen und durch aufschieben des Innenrings eingestellt. Der Abstand zwischen Lagerring und Wellenschulter wurde gemessen und ein Passring eingeschliffen. Nach Verspannen des Lagers mit einer Präzisionsmutter und vorgegebenem Drehmoment gegen den Passring wurde der Hüllkreis nochmals kontrolliert. Abschließend wurden die Lager von beiden Seiten entsprechend Katalogvorgaben befestet und im Prüfstand montiert [4]. Vor Beginn des Stufenlaufs wurde ein Fetteinlauf bis zur Katalogdrehzahl durchgeführt. Nach Abschluss jedes Versuchs wurden die Prüflager demontiert und die im Lager verbliebene Fettmenge und deren Zustand optisch begutachtet.

Die meisten Versuchsreihen wurden ohne zusätzliche Radiallast durchgeführt, sodass die Lager lediglich durch die thermischen Dehnungen und Fliehkräfte im Betrieb belastet wurden. In Stichproben wurde der Einfluss der Radiallast berücksichtigt.

3. Ergebnisse

Zur Untersuchung des Betriebsverhaltens ist das Temperaturverhalten am Außenring maßgeblich. Dieses wurde für sämtliche Versuchslager aufgenommen und wird nachfolgend für eine Auswahl von Versuchen dargestellt. Bild 4 zeigt links den Temperaturverlauf von einreihigen Zylinderrollenlagern der Baugröße 14 über der Versuchsdauer. Die Lager wurden mit einem Spiel von 1-2 µm montiert und befettet.

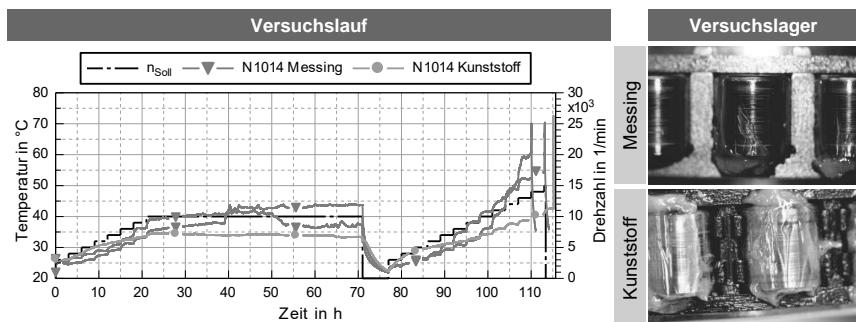


Bild 4: Versuchsergebnisse der Baugröße 14, einreihig

Beide Lagertypen erreichen im ersten Stufenlauf (Startdrehzahl 3.000 1/min, Stufensprung 1.000 1/min) in allen Stufen eine Beharrungstemperatur. Das Temperaturniveau beider Lager liegt im Stufenlauf im Rahmen einer typischen Wiederholbarkeit. Im Dauerlauf liegt das Niveau der Standardlager allerdings höher und es stellt sich keine Beharrungstemperatur ein. Im zweiten Stufenlauf zeigt sich bei den Lagern mit Messingkäfig ein überproportionaler Anstieg der Außenringtemperatur bei Drehzahlen über 10.000 1/min und die Lager fallen beim Sprung auf 14.000 bzw. 15.000 1/min schlagartig aus. Der Temperaturanstieg des neuen Lagerdesigns ist gleichmäßig und der Ausfall erfolgt beim Sprung auf 16.000 1/min. Die anschließende Begutachtung der Lager (vgl. Bild 4, rechts) zeigt, dass im Polyamidkäfig deutlich mehr unverbrauchtes Fett zurückgeblieben ist. Das Fett im Messingkäfig weist deutliche Gebrauchsspuren auf.

Die in Bild 5 dargestellten Temperaturschriebe von zweireihigen Lagern der Baugröße 08 zeigen ein vergleichbares Verhalten der unterschiedlichen Lagertypen.

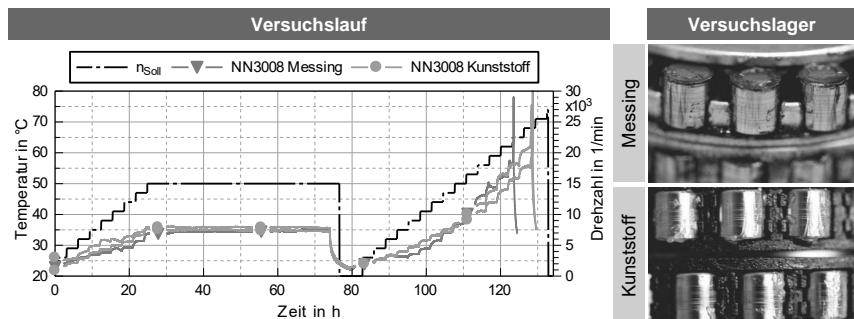


Bild 5: Versuchsergebnisse der Baugröße 08, zweireihig

Die Lager wurden mit einem Spiel von 3 µm betrieben. Bei beiden Lagertypen wird im Stufen- (Startdrehzahl 3.000 1/min, Stufensprung 1.500 1/min) und Dauerlauf (15.000 1/min) ein Beharrungszustand erreicht. Auch hier ist das Temperaturniveau beider Lager im Stufenlauf im Bereich typischer Wiederholbarkeit und setzt sich im Dauerlauf fort. Im zweiten Stufenlauf erreichen die Lager mit Kunststoffkäfig im Gegensatz zu den Standardlagern in allen Drehzahlstufen einen Beharrungszustand und erreichen beim Sprung auf 26.000 1/min die Drehzahlgrenze. Diese liegt beim Standardlager bei 24.500 1/min, wobei der Ausfall mitten in der Stufe erfolgt. Auch hier zeigt die Begutachtung geringere Gebrauchsspuren am Fett im Polyamidkäfig. Insgesamt verbleibt im Standardlager weniger Fett.

Bild 6 zeigt die Versuchsergebnisse zu zweireihigen Zylinderrollenlagern der Baugröße 22, welche mit einem Spiel von 6 µm betrieben wurden.

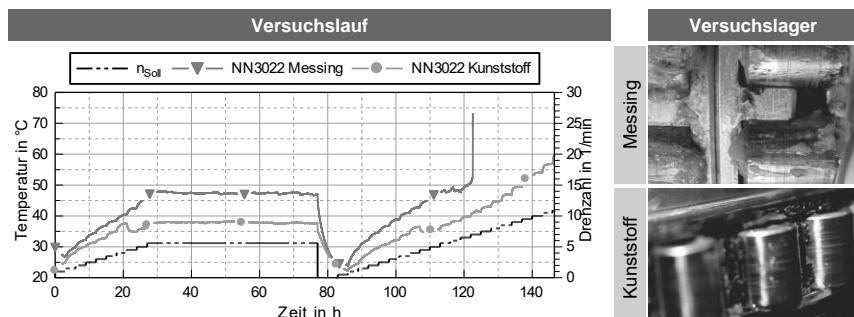


Bild 6: Versuchsergebnisse der Baugröße 22, zweireihig

Das Temperaturniveau der Standardlager liegt deutlich über dem der Lager mit Polyamidkäfig. Mit dem neuen Lagerdesign können im Stufenlauf (Startdrehzahl 1.100 1/min, Stufensprung 500 1/min) Drehzahlen von bis zu 11.100 1/min in Beharrung erreicht werden. Diese Drehzahl liegt fast Faktor zwei über der Katalogdrehzahl (Dauerlauf) von 5.600 1/min. Bei den Standardlagern wird die Drehzahlgrenze beim Sprung auf eine Drehzahl von 7.600 1/min erreicht. In beiden Lagertypen verbleibt nach dem Versuch viel Fett. Im Standardlager sind deutlichere Gebrauchsspuren nachweisbar.

Neben dem Vergleich von Lagern mit unterschiedlichem Lagerdesign wurden für jede Baugröße Versuche an einreihigen (Startdrehzahl 4.000 1/min, Stufensprung 1.500 1/min) und zweireihigen Lagern durchgeführt. Bild 7 zeigt einen Vergleich dieser Lager für die Baugröße 08.

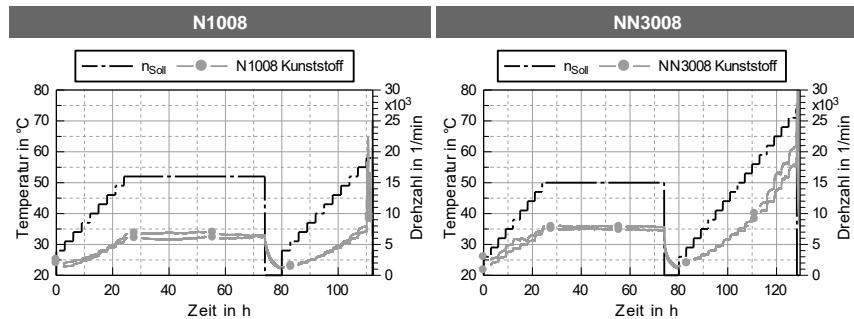


Bild 7: Vergleich zwischen ein- und zweireihigen Lagern der Baugröße 08

Die Katalogdrehzahl liegt bei einreihigen Lagern oberhalb der von zweireihigen Lagern. Im Versuch zeigt sich, dass die einreihigen Lager sowohl im Stufen- als auch im Dauerlauf ein niedrigeres Temperaturniveau als die zweireihigen Lager aufweisen. Die einreihigen Lager erreichen bei 19.000 1/min die Abschalttemperatur, während die zweireihigen Lager die Grenzdrehzahl erst mit dem Sprung auf 26.000 1/min erreichen. Ab einer Drehzahl von 19.000 1/min werden aber teilweise keine Beharrungszustände mehr erreicht.

Abschließend wurde der Einfluss einer zusätzlichen Radiallast untersucht. Bild 8 stellt einen Versuch für die Lagerbauform NN3008 exemplarisch dar. Die Last wurde über einen Hydraulikzylinder so eingestellt, dass über die Hebelwirkung des Wellenflanschs eine Radiallast von 500 N in das Prüflager eingeleitet wurde. Die durch die Belastung entstehende Verkipfung an der Lagerstelle entspricht realistischen Betriebsbedingungen.

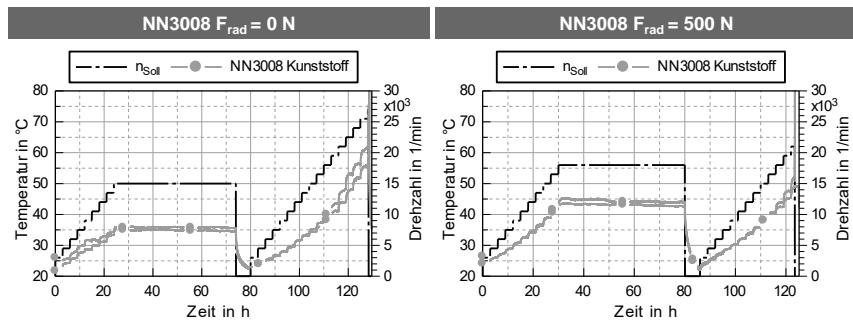


Bild 8: Vergleich zwischen radial belasteten und unbelasteten Lagern der Baugröße 08

Im Vergleich lässt sich kein signifikanter Unterschied im Temperaturverhalten der belasteten und unbelasteten Lager nachweisen. Da die belasteten Lager im Dauerlauf mit einer erhöhten Drehzahl von 17.500 1/min betrieben wurden, kann das Temperaturverhalten nur im Stufenlauf direkt verglichen werden. Die zusätzliche Radiallast äußert sich primär durch ein leicht angehobenes Temperaturniveau im Stufenlauf. Bei der Katalogdrehzahl von 15.000 1/min liegt die Temperaturdifferenz bei 3-4 K.

4. Zusammenfassung und Ausblick

Zur Untersuchung der Leistungsfähigkeit einer neuen Zylinderrollenlagerbauform wurde deren Temperaturdrehzahlverhalten mit dem von Standardzylinderrollenlagern verglichen. Die neue Lagerbauform unterscheidet sich von der Standardbauform in erster Linie durch das Käfigdesign, den Käfigwerkstoff sowie die Feinbearbeitung der Ringlaufbahnen. In einer Versuchsreihe wurden jeweils einreihige und zweireihige Zylinderrollenlager dreier Baugrößen untersucht. Die Versuche wurden auf einem modularen Lagerprüfstand durchgeführt. Dieser ermöglicht durch eine modulare Bauweise die Untersuchung verschiedener Baugrößen für Wellendurchmesser von 40 bis 110 mm. Der Einfluss des Prüfstands auf die Untersuchungsergebnisse wird dadurch minimiert, dass lediglich die Welle und der Prüflagerflansch ausgetauscht werden, alle weiteren Umbauteile und die Stützlagerung aber weiterverwendet werden.

Die Untersuchungen zeigen, dass die Lager mit neuem Käfigdesign immer höhere Grenzdrehzahlen erreichen als die Standardlager. Das Temperaturniveau der Lager mit Polyamidkäfig liegt unterhalb dem der Standardlager. Die Begutachtung der Lager zeigt, dass im Polyamidkäfig nach erreichen der Grenzdrehzahl deutlich mehr Fett im Lager verbleibt und dieses Fett kaum Gebrauchsspuren, wie Verfärbungen oder Partikel enthält. Durch das

Aufbringen zusätzlicher Radiallasten kommt es zu einem leichten Anstieg des Temperaturniveaus. Die positiven Effekte des neuen Lagerdesigns lassen sich in allen Baugrößen nachweisen und sind daher baugrößeunabhängig. Insgesamt zeigten die Versuche eine gute Reproduzierbarkeit, sodass der Prüfstand für weitere Untersuchungen qualifiziert werden konnte.

In weiteren Untersuchungen soll das Betriebsverhalten der Zylinderrollenlager der Baugröße 14 weitergehend untersucht werden. Dabei soll neben dem Temperaturverhalten zusätzlich das Steifigkeits- und Reibungsverhalten messtechnisch erfasst werden. Auf dem Prüfstand sollen anschließend weitergehend Untersuchungen am FRB Lager und anderen Referenzlagern wie Spindellagern und Spindellagerpaketen durchgeführt werden. Die im Rahmen dieses Artikels beschriebenen Ergebnisse bilden daher für die Evaluierung des FRB Lagers eine wichtige Grundlage.

5. Danksagung

Die Autoren danken der Deutschen Forschungsgemeinschaft (DFG) für die Förderung unter dem Kennzeichen BR2905/50-1 „Radiales Loslager für Hochdrehzahlanwendungen“.

6. Literatur

- [1] Weck, M. u. Brecher, C.: Werkzeugmaschinen. Konstruktion und Berechnung. Werkzeugmaschinen Fertigungssysteme, Bd. 2. Berlin, Heidelberg, New York: Springer 2006
- [2] Butz, F.: Gestaltung der Loslagerung von Werkzeugmaschinenspindeln, RWTH Aachen Diss. Aachen 2007
- [3] Teutsch, R. u. Sauer, B.: An Alternative Slicing Technique to Consider Pressure Concentrations in Non-Hertzian Line Contacts. Journal of Tribology 126 (2004) 3, S. 436
- [4] Hochgenauigkeitslager, Firmenschrift, Schaeffler Technologies GmbH & Co. KG, Schweinfurt 2010
- [5] Rossaint, J.: Steigerung der Leistungsfähigkeit von Spindellagern durch optimierte Lagergeometrien, RWTH Aachen Diss. Aachen 2014
- [6] Domininghaus, H., Elsner, P., Eyerer, P. u. Hirth, T.: Die Kunststoffe und ihre Eigenschaften. Berlin: Springer-Verlag 2005
- [7] Brecher, C. u. Falkner, J.: Floating Roller Ball Lager - Ein neuartiges Loslagerkonzept für Hochgeschwindigkeitslager. In: Brecher, C., Krüger, J., Uhlmann, E., Verl, A. u. Klemm, P. (Hrsg.): Effiziente Produktion. Fortschritt-Berichte VDI: Reihe 2, Fertigungstechnik, Bd. 689. Düsseldorf: VDI-Verl. 2014, S. 31–40

- [8] Brecher, C., Fey, M. u. Falker, J.: Untersuchung des Betriebsverhaltens eines neuartigen Loslagers für Hochgeschwindigkeitsanwendungen. Gleit- und Wälzlagерungen 2015. Gestaltung, Berechnung, Einsatz mit Fachausstellung. VDI-Berichte, Bd. 2257. Düsseldorf: VDI-Verlag 2015, S. 105–116

Bestimmung des Verlustverhaltens und der Wärmebilanz von Wälzlagern

Dipl.-Ing. **T. Jurkschat**, Dr.-Ing. **M. Otto**,
Dr.-Ing. **T. Lohner**, Prof. Dr.-Ing. **K. Stahl**,
Forschungsstelle für Zahnräder u. Getriebekbau,
TU München, Garching



Kurzfassung

Bei der Auslegung von Getrieben spielen Wälzlager eine zentrale Rolle. Aus diesem Grund ist es wichtig, die richtige Auswahl und Dimensionierung bereits in einer frühen Entwicklungsphase zu treffen. Neben der Lebensdauer ist das Verlust- und Temperaturverhalten für die Betriebssicherheit und Wirtschaftlichkeit entscheidend. Eine Abschätzung des Lagerverlustmoments mit praxisüblichen Berechnungsansätzen nach dem Stand der Technik zeigt zum Teil hohe Unterschiede im Vergleich untereinander und kann von gemessenen Lagerverlusten abweichen. In einem FVA-Eigenmittelvorhaben wurden experimentelle Untersuchungen zum Verlust- und Temperaturverhalten durchgeführt. Im Rahmen dieser Veröffentlichung wird zunächst der dafür verwendete FZG-Lagerverlustleistungsprüfstand vorgestellt. Ausgewählte Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen zum Verlustverhalten und zur Wärmebilanz von Wälzlagern werden gezeigt und in den Stand der Technik eingeordnet. Darauf aufbauend werden Maßnahmen für eine verbesserte rechnerische Abschätzung der Lagerverlustmomente abgeleitet.

Abstract

Rolling bearings play an important role in the design of gear transmissions. For a successful process, the best type and size of the rolling bearings has to be defined in an early stage of development. However, high operational reliability and economic viability depends on durability, as well as on the frictional and temperature behavior of the rolling bearings. Practical methods to calculate the loss torque of rolling bearings according to the state of the art partly show significant differences among each other. In addition, the calculated loss torques frequently show high deviations compared to measured values in practice. Thus, comprehensive experimental investigations at the FZG bearing power loss test rig have been carried out in a collective FVA research project investigating the losses and temperatures of rolling bearings. In this paper, the principle of the FZG bearing power loss test rig is shown and selected results of the experimental investigations are compared to the calculation methods according to state of the art. Finally, measures for an improved estimation of the loss torque of rolling bearings are given.

1. Einleitung

Im Antriebsstrang trägt das Getriebe mit den durch in Verzahnungen, Wälzlagern, Dichtungen und weiteren Maschinenelementen entstehenden Verlusten zu den Gesamtverlusten bei. Je nach Betriebsbedingung entsteht ein relevanter Teil der Gesamtverluste in Wälzlagern. Die durch Reibung erzeugte Wärme muss durch geeignete Kühlsysteme reguliert und abgeführt werden, um die Tragfähigkeit der Getriebekomponenten zu gewährleisten. Eine Reduzierung der Reibung von Wälzlagern wird daher angestrebt. Durch die gleichzeitige Absenkung des Wärmeeintrags in das System ist weniger Kühlleistung erforderlich und die Gesamteffizienz kann weiter gesteigert werden.

Ein Vergleich der heute zugänglichen Berechnungsmodelle zur Abschätzung der Wälzlagerverluste zeigt teilweise hohe Abweichungen der Rechenergebnisse untereinander. Des Weiteren treten häufig hohe Unterschiede zwischen berechneten und gemessenen Verlusten auf. Aus diesem Grund ist es notwendig, die Verluste zuverlässig aus dem Versuch zu ermitteln, um so die rechnerische Abschätzung zu verbessern.

Mit diesem Ziel wurde der FZG-Lagerverlustleistungsprüfstand entwickelt und aufgebaut, mit dem es möglich ist, unterschiedlichste Lagertypen für ein weites Feld an Betriebszuständen und unter Tauch- und Einspritzschmierung experimentell zu untersuchen. Der Fokus liegt dabei auf der Verlustleistung und den Lagertemperaturen. Die Verlustleistung wird aus den gemessenen Verlustmomenten und Drehzahlen bestimmt. Die Lagertemperaturen werden sowohl am Innen- als auch am Außenring gemessen und dokumentiert.

Inhalt dieses Beitrags ist der systematische Vergleich ausgewählter gemessener Wälzlagerverluste mit existierenden Berechnungsergebnissen. Auf Basis der gefundenen Zusammenhänge zu Lagertemperaturen und Verlustleistungen werden zudem verbesserte Ansätze zur Abschätzung der Lagerverluste vorgestellt. Die zugrundeliegenden Erkenntnisse wurden im Rahmen eines Forschungsprojekts erarbeitet, das von der FVA e.V. finanziert wurde.

2. Berechnungsverfahren zur Bestimmung des Lagerverlustmoments

Die Wälzlagerereibung setzt sich nach Palmgren [2] aus der Rollreibung, Gleitreibung und Schmierstoffreibung zusammen. Die Rollreibung resultiert dabei zum einen aus den Gleitbewegungen der unter Last verformten Kontaktkörper und zum anderen aus der Hysterese des Werkstoffs, durch die bei der Rollbewegung nach dem Überrollen die eingebrachte Verformungsenergie nicht vollständig in Bewegungsenergie rückgewandelt wird. Die im Lager erzeugte Gleitreibung entsteht durch Gleitbewegungen an den Führungsflächen zwischen Wälzkörper und Lagerkäfig, bzw. bei bordgeführten Lagern durch die Gleitbewegung zwischen Rollkörper und Bord. Der zur Schmierung bzw. Kühlung eingebrachte Schmierstoff

erzeugt durch die innere Reibung beim Verdrängen Verluste, die bei überschüssiger Schmierstoffmenge und vor allem bei hohen Drehzahlen stark ansteigen.

Das auftretende Lagerverlustmoment hängt von der Drehzahl, der Schmierstoffviskosität und der Lagerbelastung ab. Dabei können die Verluste nach Palmgren [2] in lastunabhängige (M_0) und lastabhängige (M_1) Reibungsanteile eingeteilt werden und berechnen sich nach Gleichung (1).

$$M_{\text{Lager}} = M_0 + M_1 \quad (1)$$

Der Ansatz nach Gleichung (1) ist unter anderem in dem Berechnungsmodell nach FAG [3] („FAG“) umgesetzt. Der lastunabhängige Reibungsmomentanteil M_0 ist dabei von der Betriebsviskosität ν des Schmierstoffs, der Drehzahl n und dem mittleren Lagerdurchmesser d_M abhängig und lässt sich mit Gleichung (2) bzw. Gleichung (3) berechnen. Die Lagerbeiwerte f_0 werden in Abhängigkeit der Lagergröße und –bauart gewählt und sind in [3] angegeben.

$$\nu \cdot n \geq 2000 \rightarrow M_0 = f_0 \cdot (\nu \cdot n)^{\frac{2}{3}} \cdot d_M^3 \cdot 10^{-7} \quad (2)$$

$$\nu \cdot n < 2000 \rightarrow M_0 = f_0 \cdot 160 \cdot d_M^3 \cdot 10^{-7} \quad (3)$$

Der lastabhängige Reibungsanteil M_1 umfasst die Anteile der Rollreibung und der Gleitreibung an den Borden. Unter der Annahme eines trennenden Schmierfilms, dem Lagerbeiwert f_1 und der Radiallast F_r , lässt sich M_1 nach Gleichung (4) berechnen.

$$M_1 = f_1 \cdot F_r \cdot d_M \quad (4)$$

Das neue Berechnungsverfahren nach SKF [4, 5] ermittelt das Lagerverlustmoment M_{Lager} ursachenabhängig:

$$M_{\text{Lager}} = \varphi_{\text{ish}} \varphi_{\text{rs}} M_{\text{rr}} + M_{\text{sl}} + M_{\text{seal}} + M_{\text{drag}} \quad (5)$$

Es werden dabei die Anteile zum Rollreibungsmoment M_{rr} unter Berücksichtigung des Schmierfilmdickenfaktor φ_{ish} und des Schmierstoffverdrängungsfaktor φ_{rs} , zusammen mit dem Gleitreibungsmoment M_{sl} , dem Reibungsmoment von Dichtungen M_{seal} und dem Reibungsmoment M_{drag} durch Strömungs-, Plansch- oder Spritzverluste, interne Fettreibung usw. berechnet. Das Gleitreibungsmoment M_{sl} berücksichtigt dabei das Gleiten zwischen Wälzkörper und Käfig und Wälzkörper und Borden in Abhängigkeit des Schmierungszustandes.

Das Berechnungsmodell wurde in einem ersten Stand nach SKF [4] („SKF₀₄“) angegeben. In einer Weiterentwicklung nach SKF [5] („SKF₁₄“) wurde die Berechnung der Strömungsverluste M_{Drag} durch empirische Ansätze erweitert, um den Einfluss der Schmierstoffviskosität berücksichtigen zu können.

Neben den Katalogmethoden wurden nach Schleich [8] und im Rahmen des Teilclusters 2 „Wirkungsgrad-optimiertes Getriebe“ des FVA/FVV-Vorhabens Low Friction Powertrain

(„LFP“) [9] verschiedene Berechnungsmodelle entwickelt, um die Lagerverlustmomente auf Basis der lokalen Kontaktbeanspruchungen zu berechnen. Diese Berechnungsmodelle bauen auf den Arbeiten von Zhou und Hoeprich [6] auf und verwenden ein höherwertiges Schmierstoffmodell z.B. nach Johnson und Tevaarwerk [7]. Im Rahmen des FVA-Vorhabens FVA 701 I [10] wurde der Berechnungsansatz „LFP“ [9] in das FVA-Programm LAGER2 [1] integriert, wodurch diese komplexere Berechnung durchgeführt werden kann.

3. Prüftechnik zur experimentellen Untersuchung

Zur Validierung der Berechnungsansätze werden experimentelle Untersuchungen am FZG-Lagerverlustleistungsprüfstand durchgeführt. Dieser besteht aus einem drehzahlgeregelten Elektromotor, einer Einheit zum Messen des Verlustmoments, einer Radialkrafteinheit, einer Axialkrafteinheit und einem Prüfgehäuse, in das vier Prüflager und die Schmierversorgung integriert sind. Regelgrößen sind die Axial- und Radialkräfte auf die Prüflager, die Drehzahl an der Antriebswelle und die Ölsumpf- bzw. Öleinspritztemperatur. Als Messgrößen werden Gehäuse-, Ölsumpf- bzw. Öleinspritz- und Lagertemperaturen sowie das Verlustmoment erfasst. Bild 1 zeigt den schematischen Aufbau des FZG-Lagerverlustleistungsprüfstands.

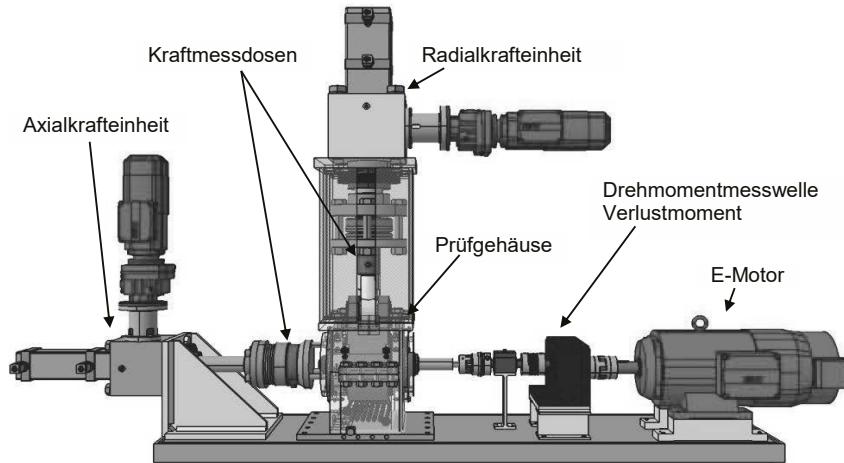


Bild 1: FZG-Lagerverlustleistungsprüfstand schematisch aus Jurkschat [1]

Die beiden äußeren Lager stützen sich dabei im Gehäuse ab. Die beiden inneren Lager sind in einem Joch verbaut, welches von außen belastet werden kann. Des Weiteren ist es für eine angestellte Lagerung möglich, über drei auf den Umfang verteilte Stempel eine axiale Belastung einseitig aufzubringen. Infolge des symmetrischen Aufbaus werden die beiden angestellten Lagerpaare identisch belastet. Der Einbau von Zylinderrollenlagern in nicht an-

gestellter und Kegelrollenlagern in angestellter Anordnung ist exemplarisch in Bild 2 dargestellt. Die Lagerkraft wird mittels Spindelhubgetrieben in radialer und axialer Wirkrichtung gezielt aufgebracht. Um die Kraftaufbringung automatisiert ansteuern zu können und eine hohe Einstellgenauigkeit erreichen, erfolgt der Antrieb der Spindel über einen Stirnradgetriebemotor. Über ein angepasstes Federpaket können die Kräfte des gesamten Belastungsspektrums ohne den Austausch von Komponenten eingestellt werden. Die Kraftaufbringung in radialer Richtung wird über eine Zugkraft aufgebracht. Die Regelung der vorgegebenen Kraft wird durch die Koppelung des Hubspindelantriebs mit der Kraftmessvorrichtung vorgenommen. Es können Kräfte bis ca. 250 kN (radial) und ca. 80 kN (axial) ermöglicht werden.

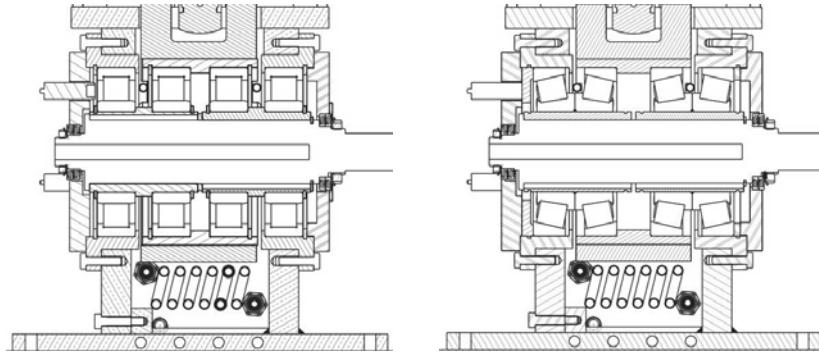


Bild 2: Einbau der Lager im Gehäuse des FZG-Lagerverlustleistungsprüfstandes

(links: nicht angestellte, rechts: angestellte Lagerung) aus Jurkschat [1]

Die verwendete Messtechnik wird je nach Prüflager und Betriebsbedingungen gewählt, so dass die Messgenauigkeit möglichst optimal eingestellt werden kann. Es können dabei bau gleiche Drehmomentmesswellen mit unterschiedlichen Nennmomenten bei einer Genauigkeit von 0,1 % des Nennmoments verwendet werden. Die radiale und axiale Lagerkraft wird über Kraftmessdosen gemessen und dokumentiert. Dabei werden je nach Belastungsbereich Kraftmessdosen mit entsprechender Nennkraft zur Versuchsaufzeichnen der Lagerkräfte verwendet. Die Genauigkeit beträgt ebenfalls 0,1 % der Nennkraft und es ergeben sich die jeweiligen Messgenauigkeiten aus Tabelle 1.

Tabelle 1: Messbereich und –genauigkeit

	Nennmoment bzw. Nennkraft	Messgenauigkeit
Drehmomentmesswelle	50 Nm	± 0,05 Nm
Kraftmessdose	50 kN	± 50 N

Um die Verlustleistung aus den Messversuchen ermitteln zu können, wird nach [1] die Drehzahl n und das Verlustmoment M_{Lager} der einzelnen Prüflager herangezogen. Über die Dreh-

momentmesswelle wird das Verlustmoment M_{Verlust} der vier Prüflager gemessen. Aufgrund des symmetrischen Aufbaus der Konstruktion wird das gemessene Verlustmoment für alle Prüflager zu gleichen Anteilen angenommen. Die Verlustleistung P_{Lager} pro Prüflager wird unter Verwendung der gemessenen Antriebsdrehzahl n nach Gleichung (6) berechnet.

$$P_{\text{Lager}} = \frac{1}{4} \cdot M_{\text{Verlust}} \cdot 2\pi \cdot n = M_{\text{Lager}} \cdot 2\pi \cdot n \quad (6)$$

Neben der Messung des Verlustmoments M_{Verlust} und der Drehzahl n der Prüfwelle werden wie bereits beschrieben die Temperaturen sowohl am Innen-, als auch am Außenring eines im Gehäuse sitzenden Prüflagers gemessen. Zur Temperaturmessung werden Pt100 Messsensoren nach DIN EN 60751 verwendet. Die Messgenauigkeit der Pt100 Sensoren beträgt ± 2 K. Die Sensoren werden in die Stirnflächen der Lagerringe integriert, so dass die Temperaturen der Lagerringe mit einem Abstand von 2 mm von der Lagerlauffläche und auf einer Länge von 11 mm gemessen werden. Das Signal der Innenringtemperatur wird über eine Telemetrie an die Messkarte übertragen. Die Außenringtemperatur wird entsprechend Bild 3 an drei am Umfang verteilten Messstellen aufgezeichnet. Damit kann der Einfluss der Punktlast am Außenring sowie der Einfluss von unterschiedlichen Schmierbedingungen entlang des Umfangs untersucht werden.

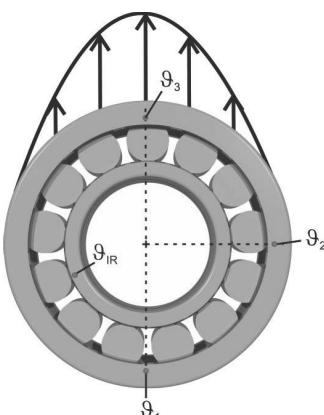


Bild 3: Messung der Lagerringtemperaturen

4. Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen

Die experimentellen Untersuchungen dienen einerseits als experimenteller Abgleich der Verlustleistungsberechnung nach FAG [3] bzw. SKF [4, 5]. Andererseits werden auch die Lagertemperaturen eines Wälzlagers erfasst, um daraus eine detaillierte Berechnung der Lagerverlustmomente ableiten zu können. Die Daten zur Innengeometrie und den Tragzahlen des betrachteten Lagers sowie des betrachteten Schmierstoffes sind Tabelle 2 zu entnehmen und sind exemplarisch aus dem Versuchsprogramm aus Jurkschat [1] entnommen, das eine umfangreiche Variation von Lagertypen-, baugrößen und Schmierstoffen beinhaltet. Die Zylinderrollenlager werden rein radial belastet. Die Prüfkraft wird entsprechend der dynamischen Tragzahl C festgelegt, so dass ein auf die dynamisch äquivalente Lagerlast P bezogenes Belastungsverhältnis von $C/P = 10$ vorliegt.

Tabelle 2: Lager- und Schmierstoffdaten (Auszug aus [1])

Lager: NU313		Schmierstoff: FVA2A	
Innendurchmesser	65 mm	Grundöl	Mineralöl
Außendurchmesser	140 mm	$\nu_{40^\circ\text{C}}$	32 mm ² /s
Lagerbreite	33 mm	$\nu_{100^\circ\text{C}}$	5,45 mm ² /s
Druckwinkel	0 °	$\rho_{15^\circ\text{C}}$	870 kg/m ³
Anzahl Wälzkörper	13	Schmierung	Ölbadschmierung
statische Tragzahl	191 kN	Füllstand	Mitte unterster Wälzkörper
dynamische Tragzahl	214 kN		

Die im Versuch verwendeten Lager werden vor der Versuchsreihe einem Einlaufprogramm unterzogen und weisen somit für alle Betriebszustände vergleichbare Laufflächen auf.

Wie bereits beschrieben ermittelt das Berechnungsverfahren nach SKF [4, 5] das Lagerverlustmoment M_{Lager} ursachenabhängig. Das Gleitreibungsmoment M_{sl} berücksichtigt das Gleiten zwischen Wälzkörper und Käfig und Wälzkörper und Borden in Abhängigkeit des Schmierungszustandes. Grenzschmierungsbedingungen (bei $\kappa \leq 2$) bei niedrigen Drehzahlen und / oder niedriger Viskosität werden in der Gleitreibungszahl μ_{sl} durch den Grenzschmierungs-Gewichtungsfaktor ϕ_{bl} (s. [4, 5]) und den Beiwert μ_{bl} für Zusätze im Schmierstoff berücksichtigt. Der Beiwert μ_{bl} wird im Hinblick auf die Verwendung eines ungelaufenen Lagers nach SKF [4, 5] mit $\mu_{\text{bl}} = 0,15$ angegeben.

Da die in den experimentellen Untersuchungen verwendeten Lager vor der Versuchsreihe einem Einlaufprogramm unterzogen werden, wurde der Beiwert in einem modifizierten Berechnungsansatz („SKF_{mod}“) mit $\mu_{\text{bl}} = 0,05$ in Anlehnung an den Reibwert μ_{EHD} nach SKF [4, 5] für einen ausreichend tragfähigen Schmierfilm festgelegt, um eine möglichst praxisnahe Modellierung des Prüflagers zu gewährleisten. Untersuchungen von Fernandes et al. [11] zur Gleitreibungszahl μ_{sl} zeigen vergleichbare Werte für den Beiwert μ_{bl} .

Da das Lagerverlustmoment von der Schmierstoffviskosität abhängt, ist der Einfluss der Schmierstoff- und Lagertemperatur entscheidend. Um diese näher zu untersuchen sind in Bild 4 die Temperaturen des Prüflagers für das betrachtete Versuchslager NU313 dargestellt. Die Ölsumpftemperatur wurde mit $\vartheta_{\text{OJ}} = 60^\circ\text{C}$ festgelegt und die Drehzahl von 500 – 3000 1/min bei konstanter Lagerbelastung ($C/P = 10$) gesteigert. Mit Zunahme der Drehzahl ist ein Anstieg der Temperaturen im Lagerinnenring ϑ_{IR} und Lageraußenring ϑ_1 , ϑ_2 und ϑ_3 zu erkennen, der auf die gesteigerte Verlustleistung zurückzuführen ist. Anhand der Lagertemperaturen lassen sich zwei Zustände definieren, welche eine Aussage über die Wärmeströme zwischen Lager und Schmierstoff zulassen. Bei niedrigen Drehzahlen sind die Lagertemperaturen unterhalb der Ölsumpftemperatur, wodurch das Lager über den Schmierstoff geheizt wird. Liegen im Vergleich zur Ölsumpftemperatur höhere Lagertemperaturen vor, über-

nimmt das Öl neben der Schmierung die Funktion der Kühlung des Wälzlagers. Gerade bei hohen Drehzahlen erreichen die Lagerkomponenten aufgrund der erzeugten Verlustleistung höhere Betriebstemperaturen im Vergleich zur Ölsumpftemperatur.

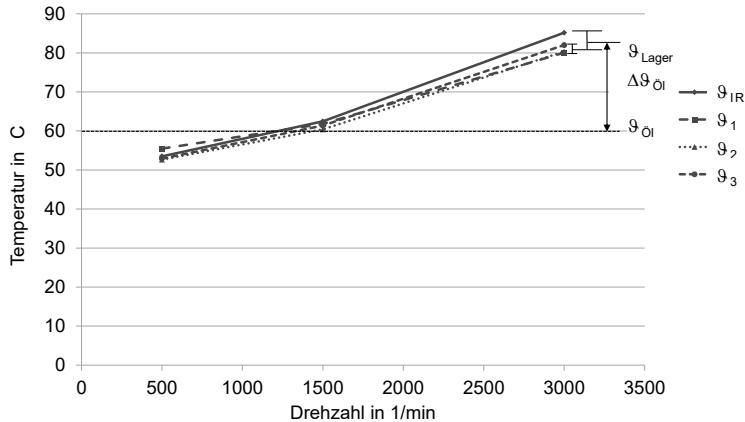


Bild 4: Experimentell ermittelte Temperaturen der Lagerringe des Prüflagers NU313 nach [1]

Durch einen reibungsinduzierten Temperaturanstieg im Wälzkontakt können zusätzliche Abweichungen der gemessenen im Vergleich zu den berechneten Lagerverlustmomenten auftreten. Anhand der Temperaturen des Wälzlagers kann mit Gleichung (7) eine maßgebende Lagertemperatur (θ_{Lager}) definiert werden.

$$\theta_{Lager} = \frac{\theta_{IR} + \frac{\theta_1 + \theta_2 + \theta_3}{3}}{2} \quad (7)$$

Da die Schmierstofftemperatur einen großen Einfluss auf die auftretenden Lagerverlustmomente hat, soll diese so exakt wie möglich vorgegeben werden. In Bild 5 sind die für das betrachtete Prüflager NU313 und den Schmierstoff FVA2A experimentell ermittelten Lagerverlustmomente den berechneten Werten gegenübergestellt. Jeder Betriebspunkt wurde doppelt abgesichert und der Mittelwert der Messergebnisse angeben. Es zeigt sich eine sehr gute Wiederholbarkeit der Messergebnisse am FZG-Lagerverlustleistungsprüfstand.

Die Berechnung wurde für die vorgestellten Berechnungsmodelle jeweils für die vorgegebene Ölsumpftemperatur θ_{OIL} und unter Vorgabe der experimentell ermittelten Lagertemperatur θ_{Lager} durchgeführt. Es lässt sich unter Vorgabe von θ_{Lager} eine Annäherung der berechneten Verluste nach den Katalogmethoden an die Messergebnisse feststellen. Diese Annäherung ist vor allem bei hohen Drehzahlen stark ausgeprägt, da hier eine Abweichung $\Delta\theta_{OIL}$ der Lagertemperatur zur Ölsumpftemperatur von über 20 K vorliegt. Der Vergleich der Messergeb-

nisse zu dem Berechnungsansatz FAG zeigt, dass für niedrige und mittlere Drehzahlen die Lagerverlustmomente zu hoch berechnet werden und die Abschätzung eher konservativ ist.

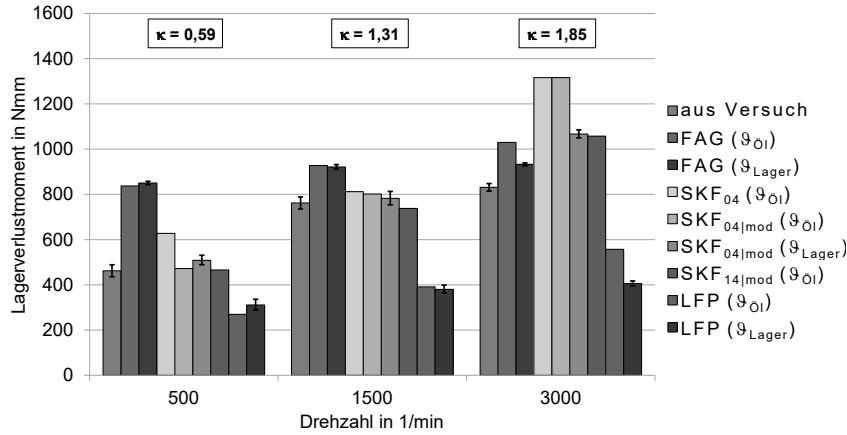


Bild 5: Vergleich von Messung und Berechnung des Lagerverlustmoments – NU313 nach [1] Bei hohen Drehzahlen liegen unter Berücksichtigung der Lagertemperatur vergleichbare Werte vor. Der Vergleich der experimentellen Lagerverlustmomente mit den Ansätzen nach SKF kann in zwei Einflüsse aufgeteilt werden. Im Bereich niedriger Drehzahlen liegen entsprechend dem Viskositätsverhältnisses κ Grenzschmierungsbedingungen vor und der Einfluss des Beiwerts μ_{bl} in den modifizierten Ansätzen SKF_{04|mod} bzw. SKF_{14|mod} ist deutlich zu erkennen. Es zeigt sich, dass der gewählte Beiwert $\mu_{bl} = 0,05$ die im Versuch auftretenden Verluste besser abbildet. Bei höheren Drehzahlen ist der Einfluss vernachlässigbar und die berechneten Werte nach SKF₀₄ sind zu hoch. Durch Vorgabe der Lagertemperatur ϑ_{Lager} erfolgt eine deutliche Annäherung der berechneten im Vergleich zu den experimentellen Werten. Die Lagerverlustmomente nach SKF_{14|mod} unterscheiden sich zu SKF_{04|mod} durch die Strömungsverluste und zeigen unter Vorgabe der Ölumpftemperatur vergleichbare Werte. Die Ergebnisse des lokalen Ansatzes LFP zeigen für dieses Prüflager und Betriebszustand niedrigere Lagerverlustmomente im Vergleich zu den gemessenen Werten. Hierbei unterscheiden sich neben den lokal aufgelösten Verlustanteilen vor allem die Planschverluste, die im Vergleich zu den Katalogmethoden deutlich niedriger sind.

5. Zusammenfassung

Die Ergebnisse zeigen, dass sich die am FZG-Lagerverlustleistungsprüfstand gemessenen Verlustmomente insgesamt gut in die berechneten Verlustmomente einordnen lassen, wobei für die vorgestellten Berechnungsansätze aus dem Stand der Technik zum Teil hohe Abwei-

chungen auftreten können. Für die hier untersuchten Betriebszustände des Lagers NU313 ergibt sich nach der Methode SKF^{14]mod} die beste Übereinstimmung zu den gemessenen Verlusten mit Abweichungen von maximal 20 %. Diese Aussage ist jedoch nicht pauschal für alle Lager und Betriebszustände gültig und muss an weiteren Lagern validiert werden. Des Weiteren konnte die Berechnung der Lagerverluste über eine gezielte Anpassung in der Gleitreibung und durch Vorgabe einer Lagertemperatur deutlich verbessert werden. Es zeigt sich, dass die Wärmebilanz eng mit dem Verlustverhalten verknüpft ist und bei der Lagerverlustberechnung möglichst gut abgebildet und berücksichtigt werden muss.

6. Literatur

- [1] Jurkschat, T.; Otto M.; Stahl K.: FVA-Heft Nr. 1145. Forschungsvorhaben 364/IV, Erweiterung von LAGER2 zur Dimensionierung von Wälzlagern in Industriegerüben: Verlustleistung und Betriebstemperatur, Abschlussbericht, 2015
- [2] Palmgren, A.: Neue Untersuchungen über Energieverluste in Wälzlagern, VDI-Berichte Bd. 20, 1957
- [3] Schaeffler Gruppe: INA/FAG Wälzlagerkatalog, Januar 2006
- [4] SKF - Hauptkatalog: 6000 DE, Januar 2007
- [5] SKF - Hauptkatalog: 10000/2 DE, Januar 2014
- [6] Zhou, R.-S., Hoeprich, M.-R.: Torque of Tapered Roller Bearings, ASME Journal of Tribology, Band 113, Heft 3, 1991, S. 590-597
- [7] Johnson, K. L.; Tevaarwerk, J.L.: The Influence of fluid film rheology on the performance of Traction Drives, Transactions of the ASME, Vol.101, 1979, S. 266-274
- [8] Schleich T.: Zum Temperaturverhalten von Wälzlagern in Getrieben, Dissertation TU München, 2013
- [9] Wang D.: Forschungsvorhaben Nr. 609812, Wirkungsgradoptimiertes Getriebe, Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V. , Abschlussbericht, 2013
- [10] Wang D.; Jurkschat T.; Otto M.; Stahl K.; Poll G.: FVA-Heft Nr. Heft 1157 Forschungsvorhaben 701 I, Low Friction, LAGER2. Erweiterung der Berechnung der Wälzlagerereibung in FVA-Software, Abschlussbericht, 2015
- [11] Fernandes C.; Marques P.; Martins R.; Seabra J.: Gearbox power loss. part i: losses in rolling bearings. Tribology International, 88:298-308, 2015

7. Förderhinweis und Danksagung

Die dieser Veröffentlichung zugrundeliegenden Erkenntnisse basieren auf dem Forschungsvorhaben FVA-Nr. 364/IV der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. mit dem Titel "Lebensdauer-Industriegerübe-Wälzlag IV (Erweiterung LAGER2)". Die Autoren danken den Fördermittelgebern und dem FVA-Arbeitskreis „Berechnung und Simulation“ sowie der FVA-Arbeitsgruppe „Lebensdauer-Industriegerübe-Wälzlag“ für die Finanzierung und Unterstützung des Vorhabens.



Forschungsvereinigung
Antriebstechnik e.V.

Dynamiksimulation von Wälzlagern unter Berücksichtigung der Plansch- und Schleppverluste



Dr.-Ing. Timo Kiekbusch,
Dipl.-Ing. Jürgen Liebrecht,
Prof. Dr.-Ing. Bernd Sauer, Lehrstuhl für Maschinenelemente
und Getriebetechnik, TU Kaiserslautern

1 Kurzfassung

Neben der Lastverteilung bestimmen die lagerinternen Verluste und Reibungsverhältnisse maßgeblich das Verhalten eines Wälzlagers, was sich unter anderem im Lagerreibmoment, der Lagertemperatur oder Schlupfzuständen im Lager zeigt. Neben den Kontaktverlusten spielen dabei auch die hydraulischen Verluste eine wesentliche Rolle. Zur Vorhersage des Lagerverhaltens bei Ölbadschmierung ist es daher notwendig, die Plansch- und Schleppverluste zu berücksichtigen.

Im Rahmen dieses Beitrags wird eine Methodik vorgestellt, mit deren Hilfe die hydraulischen Verluste eines Wälzlagers in bestehende Dynamiksimulationsmodelle eingebunden werden können. Für die Ermittlung der Plansch- und Schleppverluste wird das im Rahmen des DFG-Projektes „Entwicklung eines analytischen Modells zur Berechnung von Gesamtreibmomenten an Wälzlagерungen unter Ölschmierung“ (DFG-SA898/12-1 sowie DFG-SCHW826/9-1) entwickelte Berechnungsmodell CoDaC (Calculation of Drag and Churning) verwendet, das eine Berechnung der hydraulischen Verluste für jede Lagerkomponente aufgeteilt in Plansch- und Schleppverluste erlaubt. Das für verschiedene Lagertypen und -größen geeignete Berechnungsmodell wird in die Dynamiksimulationsmodelle des Lehrstuhls für Maschinenelemente und Getriebetechnik der TU Kaiserslautern integriert und erlaubt damit beispielsweise die Vorhersage von Lagerreibmoment sowie Käfig- und Wälzkörperschlupf unter unterschiedlichen Betriebsbedingungen. Die Ergebnisse der Modellierungsmethodik werden abschließend am Beispiel von zwei Zylinderrollenlagern den Messergebnissen von Reibmoment und Wälzkörperfrequenz gegenübergestellt.

2 Abstract

Losses and friction conditions significantly influence the internal behaviour of rolling bearings, such as the friction torque, the bearing temperature and the slip conditions (cage and rolling body velocities). Besides the contact losses the hydraulic losses have a major influence on that. To predict the bearing's behaviour with oil bath lubrication, the consideration of drag and churning losses is necessary.

The paper at hand introduces a method for the integration of the drag and churning losses in the dynamic simulation models available at the Institute of Machine Elements, Gears, and Transmissions. The calculation of the hydraulic losses is based on the tool CoDaC (Calculation of Drag and Churning) developed in the research project „Entwicklung eines analytischen Modells zur Berechnung von Gesamtbetriebsmomenten an Wälzlagernungen unter Ölschmierung“ (DFG-SA898/12-1 sowie DFG-SCHW826/9-1) founded by the German Research Foundation (DFG). The model allows the calculation of the individual drag and churning components of each element and is therefore ideally suited for the integration in dynamic simulation models.

3 Stand der Forschung

Das dynamische Verhalten eines Wälzlagers wird maßgeblich von den im Lager auftretenden Verlusten bestimmt. Diese setzen sich zusammen aus den Kontaktverlusten (Roll- und Gleitreibung, Materialhysterese usw.) und den hydraulischen Verlusten. Unter letzteren werden die Verluste aus Schmierstoffscherung und Schmierstoffverdrängung in bzw. aus der Lagerkammer verstanden (siehe Bild 1).

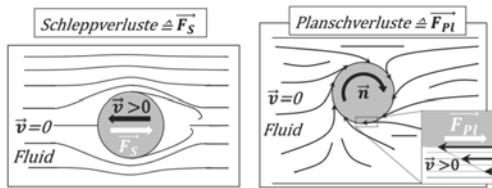


Bild 1: Aus der Schmierstoffverdrängung bzw. -scherung resultierende Schlepp- und Planschverluste

Die hydraulischen Verluste können bei niedriger Belastung einen signifikanten Anteil am Gesamtbetriebsmoment haben und das innere Verhalten des Wälzlagers (z. B. Wälzkörperschlupf) maßgeblich beeinflussen [1].

Im Rahmen eines von der DFG geförderten Forschungsvorhabens wurden Berechnungsmodelle (CoDaC - Calculation of Drag and Churning) entwickelt [2-4], mit denen sich die verschiedenen Anteile der hydraulischen Verluste in Abhängigkeit des Lagers, des Schmierstoffs und der Betriebsbedingungen ermitteln lassen. Diese Ergebnisse können in der Dynamiksimulation verwendet werden, um eine genauere Berücksichtigung der hydraulischen Verluste zu ermöglichen.

Die bisher verfügbaren Berechnungsmethoden zur Berücksichtigung der lastunabhängigen Verluste aus der Schmierstoffscherung und -verdrängung sind entweder empirisch oder greifen auf die in der Strömungsmechanik verwendeten Widerstandskennwerte umströmter Körper zurück [5,6]. Mit diesen Kennwerten wird die Strömungsausbildung in einem Wälzlagern jedoch

nur bedingt berücksichtigt. Des Weiteren ermöglichen die neuesten Berechnungsverfahren großer Wälzlaghersteller eine analytische Betrachtung der hydraulischen Verluste [7]. Diese Verfahren lassen jedoch keine eindeutigen Aussagen über die Größenordnung der hydraulischen Verlustanteile, die an einzelnen Wälzlagerelementen entstehen, zu. Das führt dazu, dass Untersuchungen der Wälzlagerkinetik (z. B. des Wälzlagerschlupfes) unter Berücksichtigung der hydraulischen Verluste nur mit Einschränkungen erfolgen können.

4 Modellierungsstrategie

Die Entwicklung eines Simulationsmodells für die Wälzlagerdynamik unter Berücksichtigung der Plansch- und Schleppverluste bei Ölbadbeschmierung umfasst die Integration des Berechnungsmodells CoDaC in die Lagerdynamikmodelle mit der entsprechenden Aufteilung der Verlustanteile auf die einzelnen Wälzlagerkomponenten. Bild 2 zeigt prinzipiell die einzelnen Reibungsanteile, die bei der Modellbildung berücksichtigt werden müssen. Ein vereinfachter Ansatz zur Integration von ölabdedingten Verlusten wurde bereits in [8] vorgestellt. Dort wurden die nach [7] berechneten hydraulischen Verluste als Widerstandskraft auf die Wälzkörper aufgeteilt, die im Ölbad sind. Eine Aufteilung auf die einzelnen Elemente und eine Unterteilung in Plansch- und Schleppverluste erfolgte nicht, was den Ölbadeneinfluss nur sehr grob abbildet.

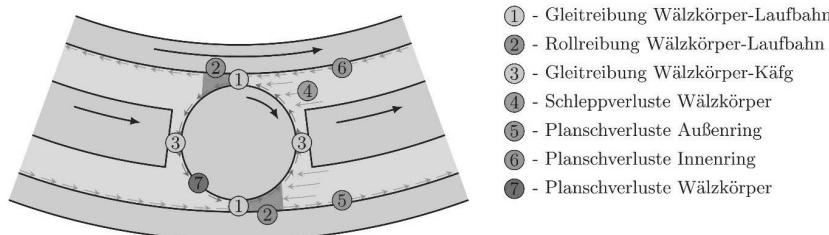


Bild 2: Darstellung der Reibungs- und Verlustanteile in einem Wälzlagerringsegment

4.1 Dynamiksimulation

Die Dynamiksimulation mittels MKS-Software ist am MEGT bereits seit vielen Jahren ein etabliertes Werkzeug zur Analyse des Verhaltens von Wälzlagern [9-15]. Grundlage der Modelle sind kommerzielle MKS-Tools, die mittels eigenentwickelter Berechnungsroutinen erweitert werden, um die Kontakte in den Wälzlagern mit hinreichender Genauigkeit und Performance abzubilden. Es existieren Simulationsmodelle für die gängigsten Wälzlagertypen (z. B. Rillen- und Schräkgugellager, Zylinder-, Kegel-, Pendel- und Axialzyllinderrollenlager oder auch Rollenschieneführungen). Die Modelle eignen sich für die Integration in Systemmodelle, so dass beispielweise die Randbedingungen des Lagers sich direkt aus der äußeren Belastung eines Getriebes berechnen lassen. Im Rahmen der Lagermodelle stehen dann als Ergebnisgrößen

z. B. die Kontaktpressungen, Geschwindigkeiten, Reibwerte, Schmierfilmdicken usw. für jeden einzelnen Kontakt zur Verfügung.

Die grundlegende Berechnungsstruktur der Modelle ist in Bild 3 zusammengestellt. Diese wird einheitlich für alle Lagertypen verwendet. Im MKS-Tool findet der Modellaufbau (evtl. mit Systemumgebung) mit Definition der Randbedingungen statt. Der Solver kümmert sich um das Aufstellen und Lösen der Bewegungsgleichungen.

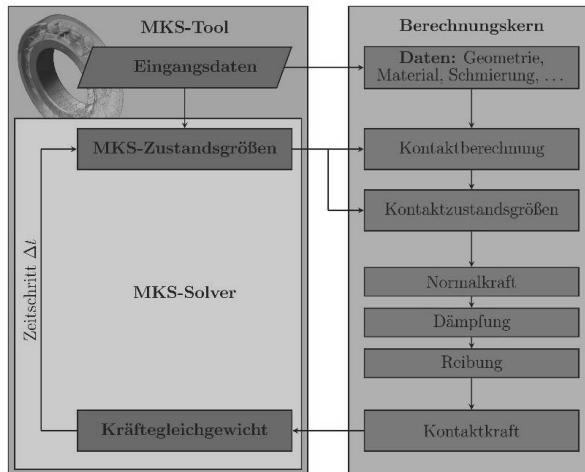


Bild 3: Prinzipielle Darstellung der Berechnungsstruktur der Dynamikmodelle am MEGT (modifiziert aus [13])

Alle Kontakt- und Widerstandkräfte die im Wälzlagern vorhanden sind werden in einem eigenentwickelten Berechnungskern auf Basis der Zustandsgrößen aus dem MKS-Tool (Positionen, Geschwindigkeiten usw.) ermittelt. Die Berechnung der Kontakte erfolgt mit Hilfe diskretisierter Kontaktmodelle, die es erlauben Kontaktpressungen, Schubspannungen usw. innerhalb jeder einzelnen Kontaktfläche detailliert zu bestimmen (siehe Bild 4).

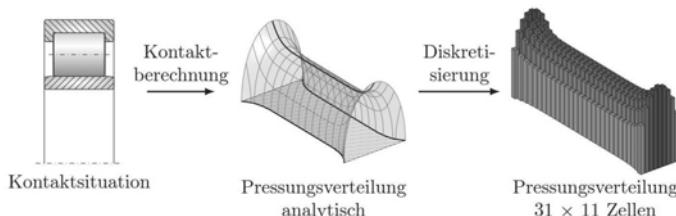


Bild 4: Schematische Darstellung der Diskretisierung der Kontaktfläche im Wälzkörper-Laufbahn-Kontakt [13]

Dies ist insbesondere bei der Berechnung der Reibung notwendig, da beispielsweise die Viskosität des Schmierstoffs und damit die übertragenen Schubspannungen innerhalb der Kontaktfläche stark variieren. Für weiterführende Informationen zu den Grundlagen der Dynamikberechnungsmodelle wird auf [13] verwiesen, da dies den Rahmen dieses Beitrags übersteigt.

4.2 Plansch- und Schleppverluste

Einen wichtigen Anteil am Gesamtreibmoment eines Wälzlagers bildet das hydraulische Verlustmoment. Dieses lastunabhängige Moment ist auf die rotationsbedingte Verdrängung des Schmierstoffs durch den Wälzkörpersatz sowie Scherung des Schmierstoffs an den Flächen der Wälzlagerelemente zurückzuführen und lässt sich in Schlepp- und Planschmoment unterteilen. Die Einflussgrößen auf das hydraulische Verlustmoment sind unter anderem die Drehzahl, die Viskosität, die zur Verfügung gestellte Schmierstoffmenge, Wälzlagerauform und -größe sowie Anzahl der Wälzkörper [1]. Zur Berechnung dieser Verluste kann auf die entwickelten CoDaC-Modelle zurückgegriffen werden. Die Modelle basieren auf experimentellen Untersuchungen (DFG-SA898/12-1) und CFD-Simulationen (DFG-SCHW826/9-1) und bauen auf einer separaten Betrachtung einzelner Wälzlagerelemente sowie der Unterteilung der hydraulischen Verluste in Schlepp- und Planschverluste auf. Die CoDaC-Modelle sind zur Berechnung der hydraulischen Verluste an vertikal angeordneten Wälzlagern entwickelt worden und setzen gleimäßige Schmierstoff- und Lastverteilung voraus.

Die Berechnungsansätze zur Bestimmung des hydraulischen Verlustmoments und die Erweiterungen hinsichtlich des Einflusses der Wälzlageraugröße sind in [2-4] erläutert. Das CoDaC-Modell für Kegelrollenlager ist in Bild 5 zusammengestellt. Wie aufgeführt, erfolgt bei der Berechnung der Verluste eine Differenzierung nach Schlepp- und Planschverlusten. Den größten Anteil an hydraulischen Verlusten bringt das Schleppmoment $M_{Schlepp}$, das auf die Schmierstoffverdrängung aus der Lagerkammer zurückzuführen ist. Durch die Rotation der Wälzkörper um die eigene Achse und die damit einhergehende Schmierstoffscherung an den Wälzkörpern entsteht ein Planschmoment, das in der Berechnung durch $M_{Pl,WK}$ berücksichtigt wird. Des Weiteren führt die Schmierstoffscherung zur Entstehung der Planschmomente an den Laufbahnen der Lagerringe, die mit $M_{Pl,IR}$ und $M_{Pl,AR}$ berechnet werden. Die Summe aus einzelnen Verlustanteilen ergibt das hydraulische Verlustmoment M_{Hv} . Bei der Anwendung des CoDaC-Modells ist zu beachten, dass mit diesem nur die Verluste berechnet werden können, die auf das Wälzlagerrückzuführen sind. Der Einfluss der lagernahen Umgebung auf die hydraulischen Wälzlagerverluste wird im Modell nicht berücksichtigt.

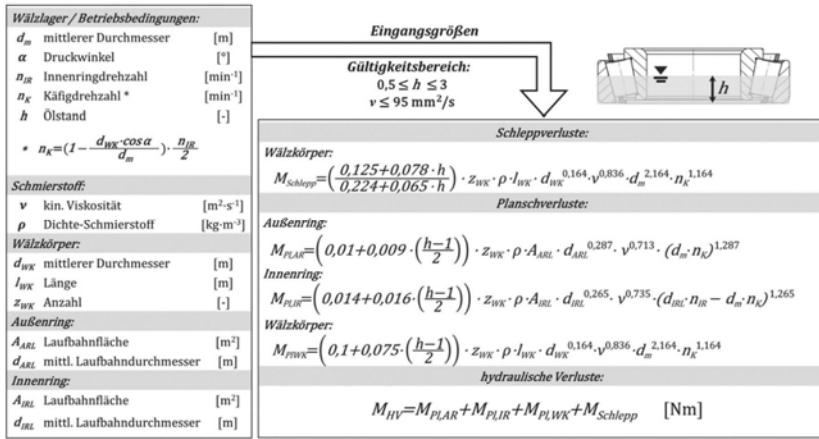


Bild 5: CoDaC-Modell zur Berechnung des hydraulischen Verlustmoments an Kegelrollenlagern mit rotationssymmetrischen Betriebsbedingungen

Aufgrund der separaten Betrachtung einzelner Verlustanteile sowie deren Zuordnung zu einzelnen Wälzlagerelementen ist die Übertragbarkeit der Modelle zur Abschätzung der hydraulischen Verluste an Wälzlagern in horizontaler Anordnung möglich. Hierfür wird angenommen, dass das hydraulische Verlustmoment eines vollgefluteten, vertikal angeordneten Wälzlagers in etwa dem eines Wälzlagers in horizontaler Anordnung entspricht. Im Falle eines Ölstands der nicht dem vollgefluteten Zustand entspricht, ist bei der Berechnung des Schleppmomentes $M_{Schlepp}$ nur die Anzahl der Wälzkörper anzugeben, die das Ölbad durchlaufen. Das Planschmoment ist dagegen für den gesamten Wälzkörpersatz zu berechnen. Für die Berechnung der hydraulischen Verluste im Falle einer Minimalmengenschmierung (Ölstand bis zur Mitte des untersten Wälzkörpers) ergibt sich folglich ein Betriebszustand, für den keine Schlepp- sondern nur Planschverluste $M_{Pl,AR}$, $M_{Pl,IR}$ und $M_{Pl,WK}$ zu berechnen sind. Im Hinblick auf den Ölstand ist zu berücksichtigen, dass dieser mit der Drehzahl variieren kann (Bild 6) und die zur Berechnung des Schleppmomentes erforderliche Anzahl der Wälzkörper, die das Ölbad durchlaufen entsprechend anzupassen ist.

Das in Bild 5 dargestellte CoDaC-Modell dient der Berechnung der hydraulischen Verluste an Kegelrollenlagern. Die Übertragbarkeit der im Modell verwendeten Berechnungsansätze auf Wälzlager eines anderen Typs mit ähnlicher Innengeometrie ist jedoch möglich, da das Modell auf den physikalischen Grundlagen basiert. So ist z. B. auch die Verwendung zur Abschätzung der hydraulischen Verluste an einem Zylinderrollenlager möglich, was im Folgenden gezeigt wird.

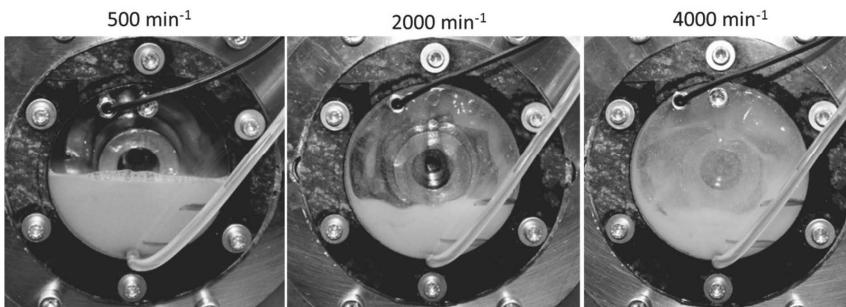


Bild 6: Ölverteilung im Prüfraum in Abhängigkeit der Drehzahl (NU216 ECP)

4.3 Gesamtmodell

Zur Integration der hydraulischen Verlustanteile wird die Reibungs- und Verlustberechnung des Lagermodells erweitert. In Bild 7 ist ein Überblick über die Ergebnisanteile zusammengestellt. Bisher verfügbare Modelle enthalten dabei nur die beiden linken Spalten (Festkörper- und Schmierstoffreibung im Kontakt). Die im Rahmen dieses Beitrags vorgestellten Erweiterungen sind die Integration der äußeren Verluste durch Schleppen und Planschen. Diese werden wie Rollreibung und Hystereseverluste als Verlustanteile bei der Reibungsberechnung berücksichtigt und führen daher auch zu größeren Traktionsanteilen bzw. zu größerem Schlupf im Kontakt.

5 Ergebnisse

Zum Abgleich der Simulationsergebnisse wurden Messungen am Reibmomentprüfstand des MEGT (siehe [1,15]) durchgeführt. Dazu wurden an Zylinderrollenlagern des Typs NU216 Reibmomentmessungen und an Lagern NU220 Wälzkörperdrehzahlmessungen durchgeführt und mit den Ergebnissen des Berechnungsmodells verglichen. Als Schmierstoff kommt das FVA-Referenzöl 3 zum Einsatz (unadditiviertes Mineralöl ISO VG 100). Das Reibmoment dient dabei als integrale Vergleichsgröße, mit deren Hilfe die im Modell berechneten Verluste in Summe validiert werden können. Dabei werden einerseits Messungen mit geringen Schmierstoffmengen durchgeführt, die zum Abgleich der Kontaktverluste dienen und andererseits Messungen mit verschiedenen Ölständen verwendet, um den Einfluss des Ölbades auf die Lagerverluste zu ermitteln und darüber die Plansch- und Schleppanteile zu validieren. Die Wälzkörperdrehzahl eines Wälzkörpers wird als weitere Abgleichgröße verwendet, um das innere Lagerverhalten zu validieren. Hierbei ist das Verhältnis zwischen Verlusten und Traktion entscheidend, um das korrekte Lagerverhalten zu berechnen, so dass über diese Ergebnisgröße beide Reibungsanteile validiert werden können.

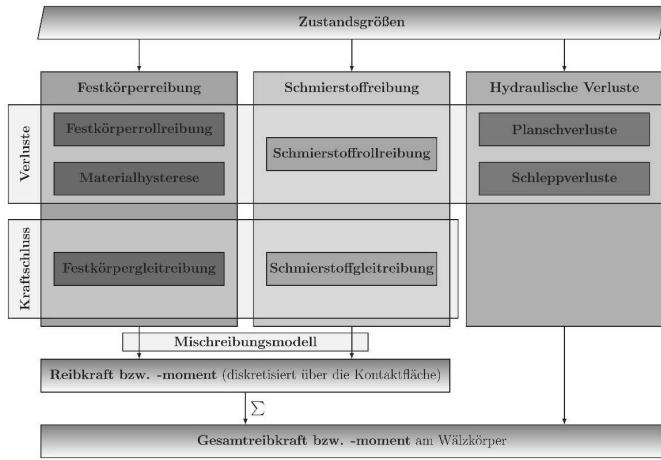


Bild 7: Prinzipieller Berechnungsablauf der Reibung im Dynamiksimulationsmodell

5.1 Lagerreibmoment

Bild 8 zeigt exemplarisch den Vergleich zwischen experimentellen und mit dem Gesamtmodells berechneten Ergebnissen für das Zylinderrollenlager NU216 im vollgefüteten sowie halbgefüteten Zustand bei einer Schmierstofftemperatur von $60 \pm 2^\circ\text{C}$. Wie oben bereits erläutert, wird bei der Berechnung der hydraulischen Verluste für den vollgefüteten Zustand das Verlustmoment eines vollgefüteten Wälzlaggers ($h = 140 \text{ mm}$) in vertikaler Anordnung, dem eines vollgefüteten Lagers in horizontaler Anordnung gleichgesetzt. Das Schleppmoment wird in diesem Fall für den gesamten Wälzkörpersatz (18 Wälzkörper) berechnet. Für den halbgefüteten Zustand ($h = 70 \text{ mm}$) wird die Änderung des Ölstands mit zunehmender Drehzahl berücksichtigt (siehe Bild 6).

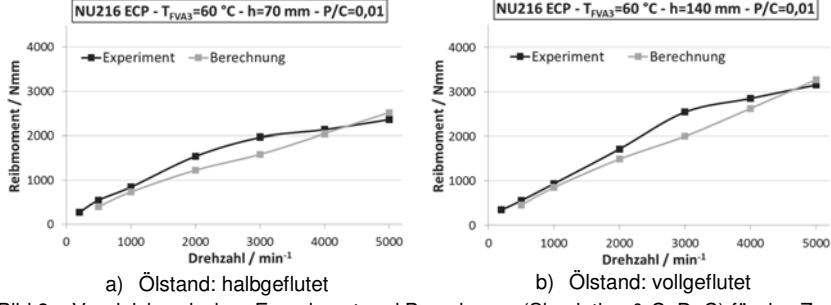


Bild 8: Vergleich zwischen Experiment und Berechnung (Simulation & CoDaC) für das Zylinderrollenlager NU216 ECP in Abhängigkeit von Drehzahl und Ölstand

Das Schleppmoment wird für den Drehzahlbereich $n > 1000 \text{ min}^{-1}$ nur für sieben Wälzkörper berechnet, die das Ölbad durchlaufen. Ungeachtet dessen, dass das verwendete CoDaC-Modell in erster Linie zur Berechnung der hydraulischen Verluste an Kegelrollenlagern dient, ist eine gute Korrelation der Ergebnisse festzustellen. Eine mögliche Erklärung für die Abweichungen zwischen Berechnung und Experiment sind die Verluste der lagernahen Umgebung, die im Modell nicht berücksichtigt werden. Des Weiteren weist ein Zylinderrollenlager im Gegensatz zum Kegelrollenlager keine Pumpwirkung auf, was eine weitere Erklärung für die bestehenden Abweichungen sein könnte.

5.2 Wälzkörperfrequenz

Neben der integralen Ergebnisgröße Reibmoment wurde auch eine innere Ergebnisgröße – die Wälzkörperfrequenz eines Wälzkörpers – vergleichend experimentell und simulativ untersucht. Hierbei werden Ergebnisse mit zwei Ölständen verglichen: niedriger ($h = 3 \text{ mm}$) und höherer Ölstand (Unterkante Welle: $h = \text{ca. } 40 \text{ mm}$). Die Messungen und Simulationen wurden für ein Lager NU220 ECP durchgeführt, da die verwendete Messtechnik zur Erfassung der Wälzkörperfrequenz für Lager der Baugröße 16 nicht verfügbar ist.

Bild 9 zeigt den Verlauf der Wälzkörperfrequenz für beide Ölstände und drei verschiedene Drehzahlen. Bei allen Betriebspunkten erreicht der Wälzkörper innerhalb einer Käfigumdrehung nahezu seine kinematische Drehzahl. Außerhalb der Lastzone verliert der Wälzkörper bspw. durch Reibung am Käfig und die hydraulischen Verluste an Drehzahl. Mit Wiedereintritt in die Lastzone beschleunigt der Wälzkörper wieder. Es wird deutlich, dass bei den niedrigeren Drehzahlen der Abfall der Wälzkörperfrequenz deutlich größer ist als bei 4000 min^{-1} . Hier sorgt die Fliehkraft für eine Kontaktkraft zwischen Wälzkörper und Außenringlaufbahn, die den Wälzkörper antreibt, so dass er weniger stark an Drehzahl verliert. Der Vergleich zwischen niedrigem und hohem Ölstand zeigt sehr deutlich, dass das Öl im Prüfraum zu einer deutlichen Abbremsung des Wälzkörpers führt. Die wirkenden Effekte können im Dynamikmodell durch die Integration von CoDaC sehr gut abgebildet werden. Sowohl die Verläufe über den Lagerumfang, als auch die Beträge werden vom Modell gut vorhergesagt. Das zeigt, dass durch die Integration der hydraulischen Verluste im Simulationsmodell dessen Güte deutlich gesteigert werden kann, wenn es darum geht, das Lagerverhalten mit Ölbadbeschmierung simulativ zu untersuchen. Bei 1000 min^{-1} Wellendrehzahl unterschätzt die Simulation die Abbremsung des Wälzkörpers in der lastfreien Zone sowohl mit als auch ohne Ölbad. Dennoch wird der relative Einfluss des Ölbades gut wiedergegeben.

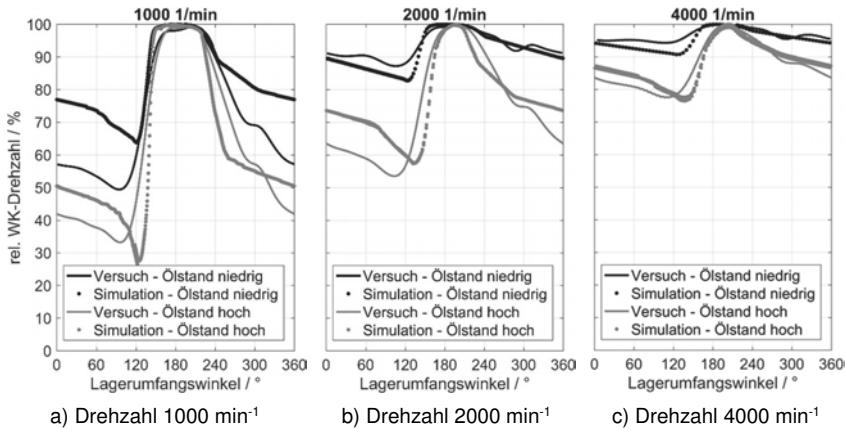


Bild 9: Vergleich der Wälzkörperfrequenz über dem Lagerumfang zwischen Experiment und Dynamiksimulation für das Zylinderrollenlager NU220 ECP in Abhängigkeit von Drehzahl und Ölstand (Mitte der Lastzone bei 180°, FVA-Referenzöl 3, 60±1°C)

6 Zusammenfassung

Im vorliegenden Beitrag wurde eine Methodik vorgestellt, die es erlaubt, ölabgeschmierte Wälzlagern mit hoher Genauigkeit mit Hilfe der Dynamiksimulation zu untersuchen. Als Grundlage dienen die detaillierten Dynamikmodelle des Lehrstuhls für Maschinenelemente und Getriebetechnik der TU Kaiserslautern. Diese erlauben bisher die Simulation von Wälzlagern bei Minimalmengenschmierung. Zur Integration der ölababhängigen Plansch- und Schleppverluste wird auf das Berechnungsmodell CoDaC zurückgegriffen, dass die Ermittlung der hydraulischen Verluste anteilig für alle Lagerkomponenten erlaubt. Die Berechnungsmethode CoDaC wird in den Dynamikmodellen eingebunden, so dass die zusätzlichen Verluste als entsprechende Widerstandskräfte und -momente im Modell integriert werden können.

Ein Abgleich der Simulationsergebnisse des erweiterten Modells mit Messergebnissen für Zylinderrollenlager (NU216 und NU220) zeigt sowohl beim Reibmoment als auch bei der Wälzkörperfrequenz sehr gute Übereinstimmungen. Somit konnten sowohl die integralen Auswirkungen des Ölbades auf die Gesamtverluste des Lagers als auch die Beeinflussung der inneren Kinematik des Lagers validiert werden. Die vorgestellte Modellierungsmethodik bietet somit vielversprechende Möglichkeiten zur Analyse des Lagerverhaltens bei Ölausführung.

7 Danksagung

Die Autoren danken der Deutschen Forschungsgemeinschaft für die Förderung im Rahmen des Projektes „Entwicklung eines analytischen Modells zur Berechnung von Gesamtreibmomenten an Wälzlagern unter Ölausführung“ (DFG-SA898/12-1, DFG-SCHW826/9-1).

8 Literaturverzeichnis

- [1] Liebrecht, J., Si, X., Sauer, B., Schwarze, H.: *Investigation of Drag and Churning Losses on Tapered Roller Bearings*. Strojniški vestnik - Journal of Mechanical Engineering, p. 399-408, 2015.
- [2] Liebrecht, J., Si, X., Sauer, B., Schwarze, H.: *Technisch-mathematischer Ansatz zur Berechnung der Plansch- und Strömungsverluste am Kegelrollenlager*. Tribologie und Schmierungstechnik Ausgabe, Nr. 4, S. 5-13, 2016.
- [3] Liebrecht, J., Si, X., Sauer, B.; Schwarze, H.: *Berücksichtigung des Größeneinflusses bei der Berechnung der Plansch- und Schleppverluste an Wälzlagern*. Tagungsband: 57 Tribologie-Fachtagung, Göttingen, Band I, S. 17/1-11, 2016.
- [4] Liebrecht, J., Si, X., Sauer, B., Schwarze, H.: *Calculation Approach of Drag and Churning Losses of Rolling Bearings*. Tagungsband, International Bearing Conference, Hannover, S. 78-81, 2016.
- [5] Gupta, P. K.: *Current Status of and Future Innovations in Rolling Bearing Modeling*. Tribology Transactions, 54/3, S. 394-403, 2011.
- [6] Koryciak, J.: Einfluss der Ölmenge auf das Reibmoment von Wälzlagern mit Linienberührung. Diss., Ruhr-Universität Bochum, 2007.
- [7] SKF Gruppe. *Wälzlager-Katalog*. PUB BU/P1 10000/2 DE, 2014.
- [8] John, S.; Kiekbusch, T.; Schelenz, R.; Jacobs, G.; Sauer, B.: *Einfluss von Vibrationsanregung auf Wälzlagere – Abschlussbericht zum FVA-Forschungsvorhaben 589 I (Heft 1085)*. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., 2014.
- [9] Teutsch, R.: *Kontaktmodelle und Strategien zur Simulation von Wälzlagern und Wälzführungen*. Dissertation, TU Kaiserslautern, 2005.
- [10] Hahn, K.: *Dynamik-Simulation von Wälzlagerkäfigen*. Dissertation, TU Kaiserslautern, 2005.
- [11] Aul, V.: *Kontaktmodelle zur dynamischen Simulation vollrolliger Zylinderrollenlager*. Dissertation, TU Kaiserslautern, 2014.
- [12] Kiekbusch, T.; Fruth, T.; Sauer, B.: *Analyse des dynamischen Verhaltens von Wälzlagern in WEA unter Berücksichtigung der Umgebungsverformung*. 6. VDI-Fachtagung „Schwingungen von Windenergieanlagen“, VDI-Bericht 2242, S. 83-96, 2015.
- [13] Kiekbusch, T.: *Strategien zur dynamischen Simulation von Wälzlagern*, Dissertation, TU Kaiserslautern, 2017.
- [14] Kiekbusch, T.; Aul, V.; Marquart, M.; Sauer, B.: *Experimental and Simulative Studies of Friction Torque in Roller Bearings with Minimum Amount of Lubrication*. 18th International Colloquium Tribology (TAE), Ostfildern, 2012.
- [15] Aul, V; Kiekbusch, T.; Marquart, M; Sauer, B.: *Experimentelle und simulative Ermittlung von Reibmomenten in Wälzlagern bei Minimalmengenschmierung*. 52. Tribologie-Fachtagung (GfT), Göttingen, S. 30/1-30/17, 2011.

Calculation model for evaluation of slippage in large diameter bearings

A combined analytical-numerical evaluation of the post-hardening risk due to slippage in large diameter bearing

Dipl.-Ing. M.Sc. **Paul Sauvage**, Univ.-Prof. Dr.-Ing. **Georg Jacobs**,
Institute for Machine Elements and Machine Design,
RWTH Aachen University, Aachen;
Dr.-Ing. **Bernd Lüneburg**,
thyssenkrupp Rothe Erde GmbH, Lippstadt

1	Abstract	2
2	Introduction	2
3	Theoretical background	4
3.1	Slippage in rolling bearings	4
3.2	Energetic characteristics	4
4	Results	6
4.1	Calculation of energetic characteristics	6
4.2	Evaluation of the post-hardening risk	7
5	Verification	8
6	Summary and conclusion	10
7	Bibliography	10

1 Abstract

Observations conducted on main rolling bearings of direct drive turbine shows that specific mechanical loads and working conditions can perturb the kinematic and dynamic behaviour of the rollers and lead to slippage of the rollers on the ring raceways. It was shown in [1] that within the slippage zone of rolling bearings, a post-hardening of the raceways can occur, which locally changes the mechanical properties and thus create a brittle area on the raceways. This embrittlement can cause a premature fatigue of the raceway in this area.

This paper presents a method to evaluate the post-hardening risk in rolling bearings due to slippage and focuses on main rolling bearings of direct drive wind turbines. Contact energy and contact power densities are two energetic parameters that had been previously used in [1] to describe the risk of post-hardening as result of slippage. A combined analytical-numerical approach for the calculation these two energetic parameters is presented in this paper. However, in contrast to the approach described in [2], the method presented in this work for the calculation of the energetic parameters required no experimental analysis. The evaluation of the post-hardening risk is performed for two tapered roller bearings by comparing the calculated energetic characteristics with limits established in [1]. The present combined analytical-numerical approach is then verified through an optical analysis of the roller kinematics carried out in the field. For these bearings, post-hardening have not been observed in the field, nor in the test lab which correlates with the results presented in this paper. Through this verification, the presented combined analytical-numerical method proved its validity by evaluating the post-hardening risk in rolling bearings without any measurements.

2 Introduction

In direct drive wind turbines, the main bearing supports the weight of the hub and the blades as well as wind loads acting on the blades. These loads induce a high torque on the bearing around the horizontal axis perpendicular to the bearing axis [3]. Despite the bearing preload, the repartition of the outer ring loads on the rollers resulting from this torque creates an unloaded zone. Within the transition from the unloaded zone to the loaded one, slippage between the rollers and the ring raceways can occur and affect their surface properties [4]. However, the nominal mechanical condition of the raceways in a bearing ensure it proper working condition [5].

In order to improve the bearing service lifetime of large bearings (diameter above 2 meters), the load capacity of the main bearing's raceways is improved by induction hardening [6]. They are not through-hardened for reason of cost. The mechanical properties of the main bearing's raceways, such as hardness, yield strength and tensile strength are hereby increased [7] [8].

Moreover, as a result of the hardening, a residual stress state is achieved, which further increases the load capacity of the bearing [9] [10]. The slippage between the rollers and the raceways creates a heat transfer in the raceways and can modify their mechanical properties through a post-hardening.

The post-hardening of the raceways within the slippage zone creates a weakened area. This effect is caused by the local hardness gradient created by the post-hardening in both the rolling and depth direction, which leads to a contact stress concentration and to a premature bearing failure due to crack and subsequent pitting formation. In order to evaluate this post-hardening, the heat-transfer is expressed in energetic characteristics.

In this paper the so-called contact energy and contact power are two energetic characteristics describing the energy input during the slippage. Based on mechanical calculations and kinematic measurements, a characteristic value for contact power without consideration of friction was developed in [11]. Friction was included in this characteristic value in [12] and a limit for this value based on visual observation of scoring damage on rollers from a single contact test bench was proposed. Similarly, a characteristic value for the contact energy calculation based on mechanical calculations and kinematic measurements was determined in [13]. Furthermore, the author estimated a limit for this value based on visual observation of smearing damage. Recent studies showed that a critical combination of contact power and contact energy densities leads to a post-hardening of the contact surface and a limit for this combination was established [1] [2]. This limit was based on observations of nital-etched metallographic sections after laser surface treatment conducted on material 100Cr6 and was confirmed with a combination of analytical mechanical calculations and kinematic measurements carried out on individual rolling contact of 100Cr6.

In the present work, a combined analytical-numerical method to calculate the contact power and the contact energy densities during roller slippage in bearings is developed based on [1], [2], [11], [12] and [13]. Contrary to these precedent works, no measurements of roller and cage rotational speed are necessary; they are derived from a kinematical and kinetic calculation.

With this method, it is possible to evaluate the post-hardening risk in a bearing based exclusively on its geometry, on the rotational speed of its rotating ring as well as on the loads acting on it. The evaluation is carried out for two tapered roller bearings of direct drive wind turbines made of 42CrMo4. This is based on the assumption that the post-hardening limit of [2] available for 100Cr6 is valid for 42CrMo4.

3 Theoretical background

3.1 Slippage in rolling bearings

In tapered roller bearings, the rotating outer ring consists of a retaining and a supporting raceway. The supporting raceway supports the weight of the structure and the retaining raceway takes up the torque M_x produced by overall weight. The schematic bearing geometry and the load repartition of the retaining raceway on the rollers due to this torque are showed in **Figure 1 a).**

In the unloaded zone of the retaining raceway (position 180° to 360°), the load $F(\theta)$ on the rollers is zero and the relative circumferential speed $\Delta V(t)$ between the roller surface and the outer ring raceway reaches its maximum. From the horizontal position (position 0°), the rollers enter the load zone of the bearing and from the position θ_0 , the load exceeds the load F_0 required to start the rotation of the rollers around their own axis. The rollers start rotating and accelerate until they reach their nominal speed ω_{nom} at the position $\theta = \theta_N$, see **Figure 1 b).** The positions θ_0 and θ_N delimitate the acceleration zone of the rollers in the bearing. Within this zone, because of the relative velocities $\Delta V(t)$ of the contact surfaces of rollers and raceway, slippage occurs between the contact surfaces.

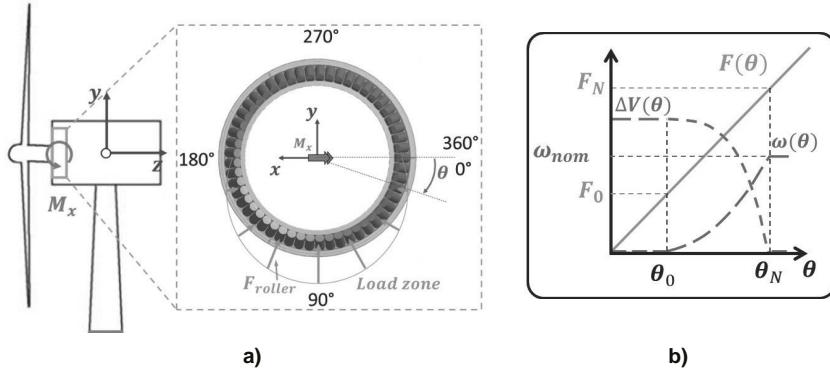


Figure 1 a) Geometry and roller load repartition b) Kinematic and load

3.2 Energetic characteristics

The contact power and the contact energy densities describe the heat transfer between the two contact bodies during the slippage in the acceleration zone. The contact energy density describes the intensity of the heat transfer and the contact power density describes the rapidity of this contact energy density input. Since the θ -position of the rollers in the bearing is time

dependent, the time variable is chosen for the following calculations. **Figure 2** summarizes the calculation method.

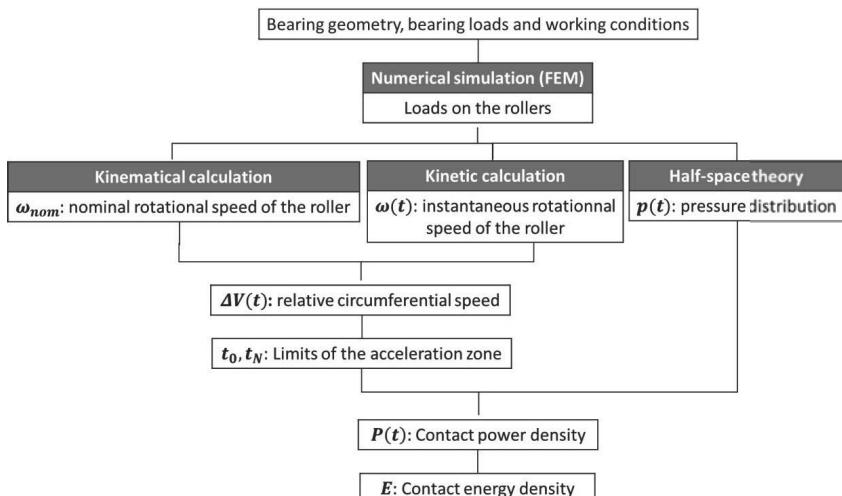


Figure 2 Calculation flowchart of the contact power and contact energy densities

The necessary inputs are the geometry, the external loads and the rotational speed of the rotating ring of the bearing. For three-dimensional force and torque based bearing loads, the loads on the rollers can be obtained by numerical simulation with the Finite Element Method (FEM) and for one dimensional radial, thrust and combined radial and thrust bearing loads, an analytical calculation can be performed [5]. The contact power density $P(t)$ is the product of the relative circumferential speed $\Delta V(t)$ between the roller surface and the outer ring raceway, the numerical discrete pressure field $p(t)$ resulting from the action of the rollers on the outer ring raceway and the friction value μ between the two contact surfaces. Both contact surfaces share this heat transfer, for this reason, the factor 0.5 is present in the calculation of the contact power density [2], see 3-1.

$$P(t) = 0,5 \cdot \Delta V(t) \cdot p(t) \cdot \mu \quad 3-1$$

The relative circumferential speed $\Delta V(t)$ defined in Eq. 3-2 is based on a kinematical and kinetic calculation, considering the nominal and the instantaneous rotational speed of the roller (ω_{nom} and $\omega(t)$ respectively) and the radius r of the roller.

$$\Delta V(t) = r \cdot [\omega_{nom} - \omega(t)], \quad 3-2$$

While the time at which the roller enters the acceleration zone t_0 can be obtained from the kinetic calculation, the end time of the zone t_N is obtained by solving following numerically equation (Eq. 3-3.)

$$\omega_2(t) = \omega_{2,nom} \quad 3-3$$

In 3-1, the pressure field $p(t)$ is obtained through an elastic half-space model and as in [1], the friction value μ in the acceleration zone is assumed to be constant. The contact energy density is the summation of the contact power densities with respect of the contact time $t_{contact}$ of the rollers and the raceway in the acceleration zone, as shown in 3-4.

$$E = \int_t^{t+t_{contact}} P(t) \cdot dt \quad 3-4$$

4 Results

4.1 Calculation of energetic characteristics

The calculation of the energetic characteristics is performed for two tapered roller bearings running in nominal working conditions. Geometrical and kinematical properties of these bearings are presented in **Table 1**

	Tapered roller bearing 1	Tapered roller bearing 2
Outer diameter	≈ 2 m	≈ 4 m
Outer ring rotational speed	20 min^{-1}	13 min^{-1}

Table 1 Geometrical and kinematical properties of the studied bearings

Calculations results for the tapered roller bearing 1 are given in **Figure 3**. **Figure 3 a)** and **b)** show contact power and contact energy density distributions on the outer ring's raceway respectively. Since the tilt angle of the roller is unequal to zero, these repartitions are not centred on the raceway.

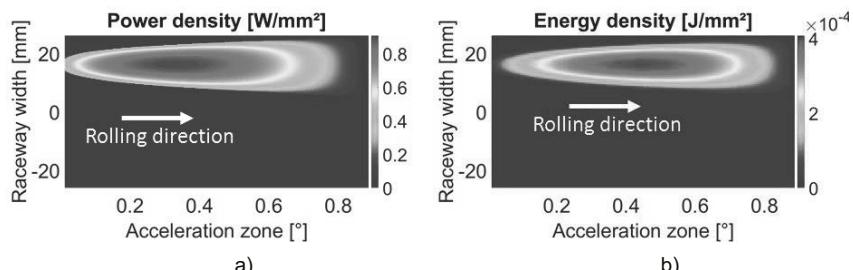


Figure 3 Energetic characteristics repartition on the raceway in the acceleration zone for the tapered roller bearing 1 a) Contact power density b) Contact energy density

The maximum energetic characteristics calculated for both bearings are given in **Table 2**. Because of the large force gradient acting on the rollers when they enter in the load zone of the bearing, the acceleration zone is less than 1°. Because of larger dimensions and larger forces on the rollers, the pressure p and the relative circumferential speed $\Delta V(t)$ within the acceleration zone as well as the length of the acceleration zone are larger in the tapered roller bearing 2 than in the tapered roller bearing 1. For these reasons, the energetic characteristics are larger in this bearing.

		Tapered roller bearing 1	Tapered roller bearing 2
Max. contact energy density	[$J \cdot mm^{-2}$]	$4.1 \cdot 10^{-4}$	$7.7 \cdot 10^{-4}$
Contact power density at max. contact energy density location	[$W \cdot mm^{-2}$]	0.88	2.16

Table 2 Calculation results for the studied bearings

4.2 Evaluation of the post-hardening risk

Limit values for contact power and contact energy densities applicable to the material 100Cr6 are determined in [1]. The risk of post-hardening exists when the combination of contact power density (horizontal lines in **Figure 4**) and contact energy density (slanting lines in **Figure 4**) reaches a limit (blue line in **Figure 4**). Up to the line, the risk of a post-hardening exists.

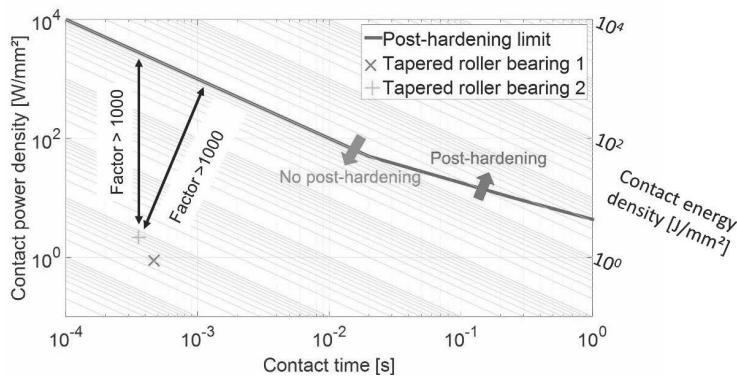


Figure 4 Comparison of theoretical results and the practical post-hardening limit

The energy and power input in the contact bodies are governed by thermal conduction. The thermal conductivity is an intrinsic property of a material which describes its ability to conduct heat [14]. Since the thermal conductivity of 100Cr6 is $46.6 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ and that of 42CrMo4 is $42.6 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ (8.6% smaller), it can be assumed that the limit values for contact power density and contact energy density of [1] are usable for the large diameter bearing's material 42CrMo4. Compared with the 100Cr6 material, this smaller conductivity of 42CrMo4 leads to a more concentrated heat in the material and would shift the available limit for 100Cr6 in the direction of "No post-hardening".

The calculated energetic characteristics are closer to the limit for the tapered roller bearing 2. Considering this bearing, for the calculated contact energy density ($7.7 \cdot 10^{-4} \text{ J}\cdot\text{mm}^{-2}$), the calculated contact power density is more than 1000 times smaller than the value leading to a post-hardening. Similarly, for the calculated contact power density ($2.16 \text{ W}\cdot\text{mm}^{-2}$), the calculated contact time is more than 1000 times smaller than the value leading to a post-hardening. For both considered main bearings, the risk of post-hardening does not exist according to the combined analytical-numerical method presented in this paper.

5 Verification

The presented method is verified by optical observations by high-speed video on the tapered roller bearing 2 running under nominal load conditions and low rotational speed. **Figure 5** is a polar plot showing the normalized rotational speed of the rollers (radial coordinate) against their positions in the bearing (angular coordinate). The location of the load zone in the bearing as well as the location of the acceleration zone of the rollers according to the calculation ($AZ_{\text{calculation}}$) and according to the measurements (AZ_{measure}) are also shown in **Figure 5**. Dashed lines (**Figure 5**) represent the beginning and the end of both, the calculated and measured, acceleration zone. The beginning (AZ_0) and the length (AZ_{Length}) of the measured and calculated acceleration zones are given in the **Table 3**. The measured acceleration zone AZ_{Length} is longer than the calculated one (+24 %). The simplified kinematical and kinetic model is a possible cause of this difference. In this approach, the considered resistive forces acting on the rollers in the acceleration zone comes exclusively from the radial contact with the cage and further resistive forces acting on the roller's edges are neglected.

	Calculation	Measure	Difference
$AZ_0 \text{ [°]}$	$4.0 \cdot 10^{-3}$	1.01	-
$AZ_{\text{Length}} \text{ [°]}$	0.398	0.4933	+24 %
$E \text{ [J} \cdot \text{mm}^{-2}\text{]}$	$7.74 \cdot 10^{-4}$	$9.04 \cdot 10^{-4}$	+17 %

$P [W \cdot mm^{-2}]$	1.0074	1.0341	+3 %
-----------------------	--------	--------	------

Table 3 Beginning and length of the acceleration zone

The measured acceleration zone begins after 1.01° while the calculated one begins after $4.0 \cdot 10^{-3}^\circ$. This difference can be explained by the load repartition used for the calculation. The load repartition for the calculation is obtained from a numerical simulation on a FEM-model of the bearing and its surrounding structure. However, the real surrounding structure mounted on the observed bearing shows differences with the simulated one in terms of geometry and relative stiffness. The measured and the calculated rotational speeds of the rollers as well as the load repartition obtained through FEM are taken as input for the calculation of the energetic characteristics, see **Table 3**. The measured acceleration zone AZ_{Length} is +24 % bigger than the calculated one and it implies an increase of the power contact density and contact energy density of +17 % and +3 % respectively. Therefore, the calculation model shows applicability and can be used, while energetic characteristics are not as close to the critical limit as the deviation in the calculation.

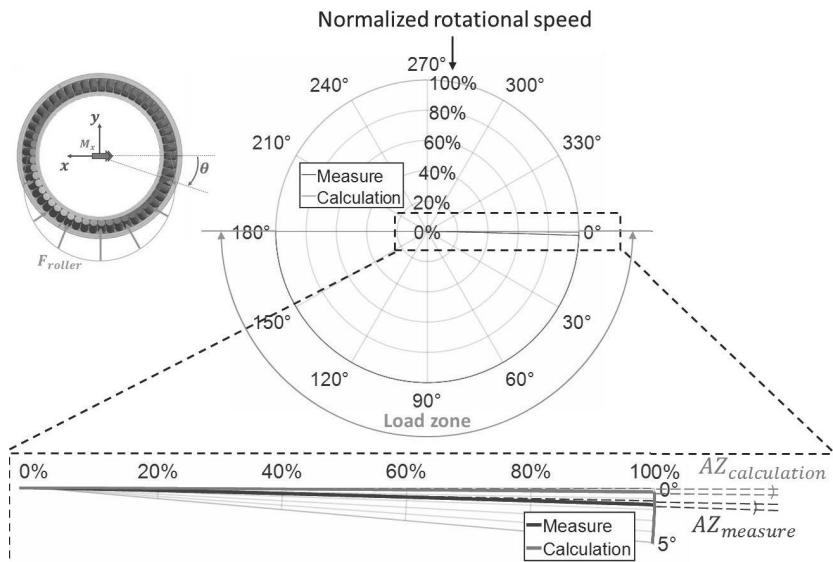


Figure 5 a) Normalized rotational speed of the rollers on the bearing periphery

6 Summary and conclusion

In rolling bearings, specific mechanical loads and working conditions can perturb the kinematic and dynamic behaviour of the rollers and lead to slippage of the rollers on the ring raceways. Within the slippage zone of rolling bearings, a post-hardening of the raceways can occur through thermal conduction, which locally changes the mechanical properties and thus create a brittle area on the raceways causing its premature fatigue. This paper presents a method to evaluate the post-hardening risk in rolling bearings due to slippage and focuses on main rolling bearings of direct drive wind turbines. A combined analytical-numerical approach is presented for the calculation of energetic characteristics that describes the post-hardening.

The following conclusions can be made:

- Considering a rolling bearing, it is possible with the presented method to determine the post-hardening risk due to slippage without any experimental measurement. The combined analytical-numerical calculation model includes the determination of energetic characteristics based exclusively on geometrical data of the bearings, on load repartition on the rollers within the bearings and on the rotational speed of the rotating ring of the bearing.
- The verification of the kinematical part of the presented method with optical observations shows differences in terms of beginning and length of the slippage zone. These differences can be explained respectively by simplifications in the model and by differences between the simulated loads on the rollers and the real one. This difference of acceleration zone length leads to energetic characteristics that are closer to the post-hardening limit. However, in case of the investigated bearing, the distance to the post-hardening limit is so big, that the observed deviations can be neglected.
- The analyses presented above show that the post-hardening risk within the slippage zone of the investigated bearing running in nominal working conditions is far away from the post-hardening limit.

The kinematic of this combined analytical-numerical model could be improved by considering additional resistive forces on the rollers edges. The determination of a post-hardening limit adapted to the 42CrMo4 material would lead to more accurate comparison, more especially when the calculated energetic characteristics become closer to the post-hardening limit.

7 Bibliography

- [1] H. Van Lier, *Neuhärtungsgefährdung von Radial-Zylinderrollenlagern durch Lastaufschaltungen in Betriebspunkten mit Käfigschlupf*, Aachen: Verlag Mainz, 2015.
- [2] G. Jacobs, C. Hentschke und H. van Lier, „Wann ist Wälzlagerschlupf schädlich und führt zum Ausfall des Wälzlers - Zwischenbericht,“ FVA, 2012.
- [3] D. Becker, *Hoch belastete Großwälzlagерungen in Windenergieanlagen*, Aachen: Shaker, 2011.
- [4] J. Helsen, Y. Guo, J. Keller and P. Guillaume, *Experimental investigation of bearing slip in a wind turbine gearbox during a transient grid loss event*, John Wiley and Sons, 2016.
- [5] H. Tedric A and K. Michael N, *Essential Concepts of Bearing Technology*, Fifth Edition, Taylor & Francis, 2006.
- [6] L. Xie, D. Palmer, F. Otto, Z. Wang and Q. Jane Wang, “Effect of Surface Hardening Technique and Case Depth on Rolling Contact Fatigue Behavior of Alloy Steels,” *Tribology Transactions*, pp. 215-224, 2015.
- [7] O. Zwirlein and W. P. Wieland, “Case depth for induction hardened slewing bearing rings,” *SAE Technical paper series*, 1983.
- [8] J. Rollmann, *Wälzlagerfestigkeit von induktiv randschichtgehärteten bauteilähnlichen Proben*, Aachen: Shaker, 2000.
- [9] B. Jean, C. Louis and M. Gérard, *Précontraintes et traitements superficiels*, Techniques de l'ingénieur, 1999.
- [10] P. Ivan, K. Robert and T. Matjaz, *Low cycle carrying capacity of bearings with hardened rolling layer*, 1997.
- [11] P. H.G., „Anwendung vollrolleriger Planetenrad-Wälz Lager,“ FVA, 1987.
- [12] G. Hansberg, „Freßtragfähigkeit vollrolleriger Planetenradwälz Lager,“ FVA, 1992.
- [13] M. Wadevitz, „Ursache der Anschmierungen im Wälz-/Gleitkontakt,“ FVA, 1993.
- [14] M. J. Moran and e. al, *Introduction to Thermal Systems Engineering: Thermodynamics, Fluid Mechanics and Heat Transfer*, Wiley , 2003.

Berechnungsansätze für die WEC-Neigung unterreibenergetischer Wälzbeanspruchung

**Jörg Loos, Wolfram Kruhöffer, Daniel Merk,
Johannes Kerstiens, Marek Smolenski,
Schaeffler Technologies AG & Co. KG**

Kurzfassung

Zur Entwicklung einer Berechnungsmethode für den White Etching Crack - Schaden (WEC) wurden eine Vielzahl von Wälzlagerversuchen mit verschiedenen Lagerbauarten (81212, 7312, 7210, 51212, 30312, 29412, NU207) bei unterschiedlichen Beanspruchungsbedingungen in der Mischreibung, unter Verwendung des immer gleichen Schmierstoffs durchgeführt. Es ergab sich dabei keine Korrelation zwischen der Versuchslaufzeit und der berechneten Lebensdauer nach ISO 281 [ISO07]. Die Anzahl der Lastspiele bis zum WEC-Ausfall hing jedoch entscheidend von der effektiven Reibenergie-Akkumulation als Maß für die durch Reibung erhöhte Wasserstoffaufnahme an der Oberfläche ab.

Weitere Versuche zeigten, dass unterhalb einer kritischen Reibbeanspruchung auch mit WEC-kritischem Schmierstoff keine WECs mehr auftreten. Die WEC-Dauerfestigkeitsgrenze hing dabei sowohl von der Reibenergie-Akkumulation als auch von der Hertzschen Pressung ab, weswegen eine pressungsgewichtete Reibenergie-Akkumulation als neue Kennzahl für die „Gesamt“-WEC-Neigung eingeführt wurde.

1. Einleitung

Beim White Etching Crack – Schaden, der zu Wälzlager-Frühhausfällen [Eva16] führen kann, kommt es unter der Oberfläche zu Rissnetzwerken [Eva14] an und in weiß anätzenden Phasen [Hol15, Eva14, Eva16], die sowohl in durch- als auch einsatzgehärteten Wälzlagern [Bla15, Bla16] auftreten können (Gefügeschliff eines betroffenen Bauteils, siehe **Bild 1**). Die weiß anätzenden Phasen (White Etching Areas, WEAs) bestehen dabei aus sehr feinkörnigem, kohlenstoffübersättigtem Ferrit oder kubischem Martensit. Sie enthalten keine oder sehr kleine Carbide [Hol15]. Die unter Wälzbeanspruchung entstehenden Risse zwischen den weißen, sehr harten Phasen und dem Grundgefüge als auch in den weißen Phasen breiten sich mit der Zeit bis zur Oberfläche aus. Die Folge sind axiale Risse

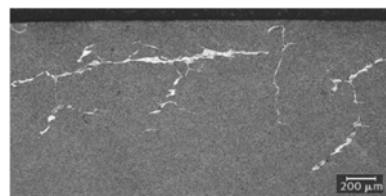


Bild 1 WEC – Rissnetzwerk

oder auch großflächige Materialausbrüche [Eva14, Rue14]. Vermutlich alle Lagerhersteller sind – zwar in wenigen Fällen – aber in den verschiedensten Anwendungen mit diesem Frühermüdungsschaden konfrontiert [Sta14, Veg10, Tan06, Iso06, Tam96].

Der Entstehungsmechanismus ist bis heute nicht abschließend geklärt. Eine erhöhte Wasserstoffaufnahme des Stahls im Betrieb [Kue15, Rue14, Eva13, Veg10, Koh06] aufgrund ungewollten, elektrischen Stromdurchgangs [Kaw07, Loo16a, Loo15a] oder stark erhöhter Reibung im Wälzkontakt [Rue14, Gou16, Loo16b, Loo16c] wird aktuell als das wahrscheinlichste Entstehungsszenario für die WEC-Bildung angesehen.

Vier WEC-kritische Betriebszustände konnten bisher identifiziert und an Wälzlager-Prüfständen der Fa. Schaeffler nachgestellt werden:

- Elektro-Statik [Loo16a]
- Hochgeschwindigkeits-Mischreibung [Kru16, Gou16]
- Dynamik/Planschen [Loo15b, Loo16b, Loo16c]
- Elektro-Dynamik [Loo15a].

Davon ausgehend, und basierend auf Erkenntnissen zur WEC-Bildung infolge Wasserstoffaufnahme wurden mit der „kathodischen WEC-Ermüdung“ [Loo16a, Loo15b] und der „energetischen WEC-Ermüdung“ [Loo15a] zwei Hypothesen zum WEC-Schadensmechanismus abgeleitet.

Lai [Lai16] sieht zusätzlich hohe Zugspannungen infolge zu strammer Wellensitze als „materialschwächer“ und damit WEC-kritisch an. An einem Großlagerprüfstand (Bohrungsdurchmesser 220 mm) wurden Zylinderrollenlager mit gezielt sehr wellig gefertigten Sitzen unter Bedingungen geprüft, die von der Reibleistungsdichte den Versuchen in [Loo16b] ähneln. Der Drehzahlkennwert und möglicherweise auch die reibenergetische Zusatzbeanspruchung waren dabei noch deutlich größer. Zusätzlich führt der wellige Sitz, der wie eine Wanddickenschwankung wirkt, zu Schwankungen der Wälzkörperlasten am Innenring und damit zu einer Schwingungsanregung. Wie in [Loo15b] gezeigt, können auch die daraus resultierenden Vibratoren zu WEC-Schäden am drehenden Ring führen.

Zum Auffinden einer geeigneten WEC-Bearbeitungskenngröße für die durch Reibung induzierten WEC-Schäden wurden in [Kru16, Loo16c] Wälzlagerversuche mit immer dem gleichen WEC-kritischen Schmierstoff durchgeführt. Die WEC-Neigung korrelierte hierbei gut mit der spezifischen Reibenergie-Akkumulation, bei der die flächenbezogene Reibenergie, mit der ein Oberflächenelement bei Überrollung beaufschlagt wird, ins Verhältnis zur Zeit zwischen den Überrollungen gesetzt wird.

In der Praxis werden viele Anwendungen mit potentiell WEC-kritischen Schmierstoffen [Sur14, Fra15] betrieben, ohne dass es zu WEC-Schäden kommt. Dies deutet darauf hin,

dass WECs nur entstehen, wenn die Reibenergie oder die elektrische Beanspruchung einen Schwellwert überschreitet. Bei dessen Unterschreitung befindet sich das Wälzlagern in einem „WEC-dauerfesten“ Zustand. Mit Hilfe von Wälzlagerversuchen mit gezielt abgesenkter Reibenergie wurde dieses WEC-Dauerfestigkeitsverhalten untersucht.

2. Einfluss der Lagerbauart auf die WEC-Laufzeit in der Mischreibung

Zur Untersuchung des Einflusses der Lagerbauart auf die WEC-Bildung wurde überwiegend das FE8-Prüfgerät der Fa. Schaeffler (siehe Bild 2) genutzt. Einzig für das Zylinderrollenlager NU207 musste auf einen anderen Wälzlagerrüfstand, den R4NN, ausgewichen werden.

Dieser wurde zur Aufbringung axialer Wellenschwingungen noch gezielt modifiziert [Loo16c]. Bild 3 verdeutlicht das Grundprüfprinzip des R4NN.

Als Prüföl kam ein Schaltgetriebeöl, nachfolgend SG1 genannt, zum Einsatz. Es wurden von jedem Lagertyp mindestens 4 Lager geprüft, was aufgrund der meist sehr geringen Streuung bzgl. des Ausfallverhaltens ($\beta > 5$) ausreichend war (siehe auch Bild 11). Zur Kontrolle des Ausfallmechanismus wurden in unsicheren Fällen metallographische Untersuchungen in Form von Gefügeschliffen angefertigt, in denen WECs als Ausfallursache nachgewiesen wurden. Bild 4 zeigt typische Schadensbilder und angefertigte Bild 3 Prüfstand R4NN Schliffe. Bei den Rollenlagern (81212, NU207, 29412, 30312) traten die WEC-Schäden

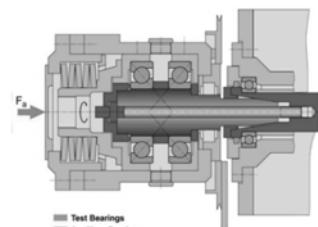


Bild 2 FE8-Prüfgerät

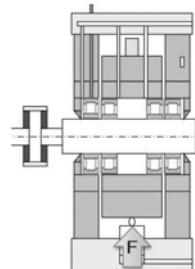


Bild 3 Prüfstand R4NN

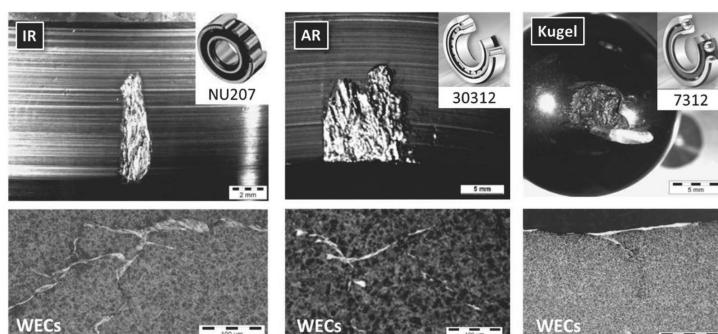


Bild 4 Erscheinungsbild der WEC-Schäden bei unterschiedlichen Prüflagern

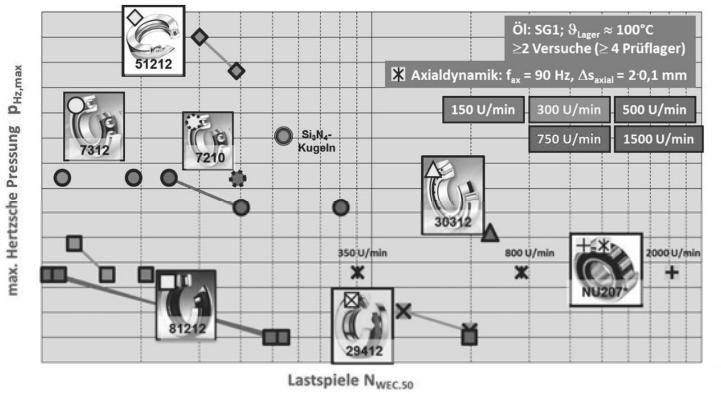


Bild 5 Einflüsse von Lagerbauart, Pressung und Drehzahl auf die WEC-Lebensdauer

überwiegend an den Ringen auf, wogegen bei den Kugellagern (51212, 7312, 7210) zumeist die Wälzkörper betroffen waren. Die hohe WEC-Neigung der Kugeln resultiert unter anderem daraus, dass es bei reiner Axiallast zu Zwangslauf der Kugeln mit fester Laufspur auf einem Großkreis kommt, wodurch sich die Beanspruchung nicht mehr auf die gesamte Oberfläche gleichmäßig verteilt.

Bild 5 zeigt eine Übersicht über die durchgeföhrten WEC-Versuche. Die mittlere Anzahl an Lastspielen bis zum WEC-Schaden ist über der maximalen Hertzschen Pressung aufgetragen, die im Wälzlagertyp ab. Die Hertzsche Pressung im Axial-Rillenkugellager 51212 muss zum Beispiel viel größer als im Axial-Zylinderrollenlager 81212 sein, um WEC-Schäden in ähn-

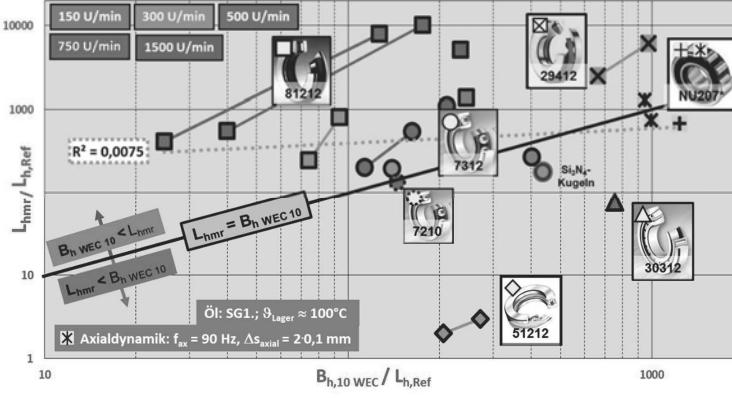


Bild 6 Zusammenhang zwischen der L_{hmr} und der Versuchslaufzeit $B_{\text{h,WEC} 10}$

licher Zeit zu erhalten. Oder das Kegelrollenlager 30312 besitzt bei gleicher Hertzscher Pressung eine um mehr als Faktor 10 höhere Lebensdauer als das Axial-Zylinderrollenlager 81212. Des Weiteren ist der Einfluss der Hertzschen Pressung und der Drehzahl auf die WEC-Lebensdauer gut erkennbar.

3. Berechnung der Lebensdauer

Wie **Bild 6** verdeutlicht existiert keine Korrelation ($R^2 < 0,01$) zwischen der WEC-Laufzeit am Prüfstand und der nach ISO 281 bzw. ISO/TS 16281 berechneten Lebensdauer L_{hmr} . Axial-Zylinderrollenlager haben unter den gewählten Prüfbedingungen einen hohen L_{hmr} -Wert, aber nur eine geringe WEC-Lebensdauer, wogegen es sich beim Axial-Rillenkugellager genau umgekehrt verhält. Eine „WEC-Erweiterung“ der Berechnung nach ISO 281 durch einen Vorfaktor „ a_{WEC} (Öl, Schmierungszustand,...)“ erscheint somit nicht möglich, weshalb ein neuer Lebensdaueransatz gewählt wurde. Basis dieses Ansatzes ist die kinematische Reibenergie-Akkumulation $e_{a,kin}$ [Kru16]:

$$e_{a,kin} = \frac{\int_0^{t_{Kontakt}} p \propto v \, dt}{t_{reg}} \quad (\text{Gleichung 12 aus [Kru16]}) \quad (\text{Gl. 1})$$

$$\frac{N_{WEC}}{N_{Ref}} = \left(\varphi_{\Lambda} \times \frac{e_{a,kin}}{e_{a,kin,Ref}} \right)^{-p_{Zusatzb.}} \times \left(\frac{p_{Hertz}}{p_{Hertz,Ref}} \right)^{-p_{Hauptb.}} \quad \varphi_{\Lambda}(\Lambda_0) = A \times e^{(C \times \Lambda_0)} \quad (\text{Gl. 2})$$

Die WEC-Laufzeit hängt dabei aber nicht nur von den „kinematischen“ Kontaktbedingungen, sondern auch vom Schmierungszustand, hauptsächlich charakterisiert durch die zentrale spezifische Schmierfilmdicke Λ_0 ab. Für Axial-Zylinderrollenlager (24 Versuche mit Serienlagern, 18 Versuche mit geglätteten Lagern) wurden der Schmierungskorrekturfaktor φ_{Λ} und die weiteren Konstanten (A, C, $p_{Zusatzb.}$, $p_{Hauptb.}$) des obigen Lebensdauer-

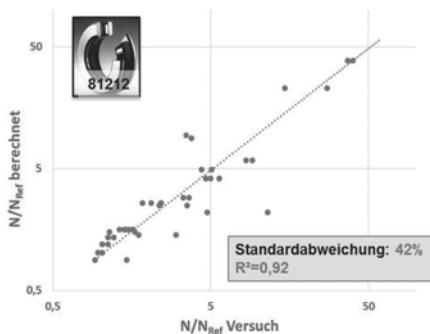


Bild 7 Berechneter Lebensdauer (gemäß Gl. 1) vs. Versuchslebensdauer

ansatzes so bestimmt, dass sich eine möglichst gute Laufzeitprognose ergibt. Wie **Bild 7** zeigt, konnte eine gute Übereinstimmung zwischen Lebensdauer gemäß Versuch und Berechnung erzielt werden.

Versuche an dem Modellprüfstand RDM, auch MPR genannt („micropitting rig“ der Fa. PCS instruments), zeigten allerdings, dass neben der spezifischen Reibenergie-Akkumulation, die

ein Maß für die Wasserstoffaufnahme an der Oberfläche darstellt, noch die Größe des Kontaktes eine Rolle spielt. Gemäß den in [Fra17] durchgeföhrten Simulationen hängt die Wasserstoff-Konzentration unter der Oberfläche neben der Wasserstoffaufnahmerate entscheidend von der Kontaktbreite ab. Unter der Simulationsannahme, dass an den nicht überrollten freien Oberflächen der Wasserstoff sofort abgegeben wird (Konz. = 0 ppm) zeigt sich, dass umso weniger Wasserstoff in die Tiefe diffundiert, je schmäler der Kontakt ist (siehe Bild 8). Dies könnte auch erklären, warum bei den MPR-Versuchen von Gould und Greco [Gou16] bei 1900 N/mm² trotz sehr großen Schlupfes von 30% und sehr geringer spezifischer Schmierfilmdicke ($\lambda=0,06$; $\Lambda_0 \approx 0,08$) die Anzahl Überrollungen bis zum WEC-Ausfall mit $N_{WEC} = 3,8 \cdot 10^7$ noch deutlich größer waren als im FE8-25 Test (81212, 1900 N/mm², $\Lambda_0 \approx 0,7$; mittlerer Schlupf $\sim 7\%$) mit $N_{WEC} = 1,1 \cdot 10^7$.

Auch Ruellan [Rue14] konnte mit einem 2-Scheibentribometer (TDM) keine WECs erzeugen, obwohl die eingestellten spezifischen Reibleistungen („pv“-Werte bis zu 15000 W/mm²) extrem viel größer waren als bei den ebenfalls durchgeföhrten Schräkgugellagerversuchen, die bei zwei Bedingungen mit gleichem Öl zuverlässig mit WECs ausfielen. Auch hier war vermutlich die kleine Kontaktbreite neben der nur einmaligen Überrollung pro Umdrehung und damit langen Regenerationszeit mitursächlich für die geringe WEC-Neigung der Scheiben im Tribometer gegenüber dem Schräkgugellager.

Vermutlich spielen aber auch die Volumen-/Oberflächenverhältnisse eine Rolle für die Wasserstoffkonzentration. Wie Bild 9 verdeutlicht, ist die Wasserstoffkonzentration in der

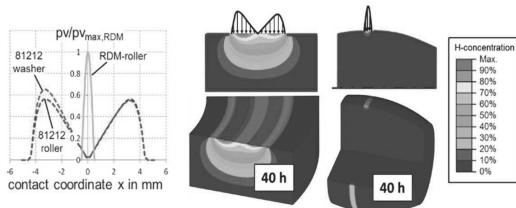


Bild 8 Breiteneinfluss auf H-Konzentration [Fra17]
links: Scheibe 81212, rechts: Prüfling RDM

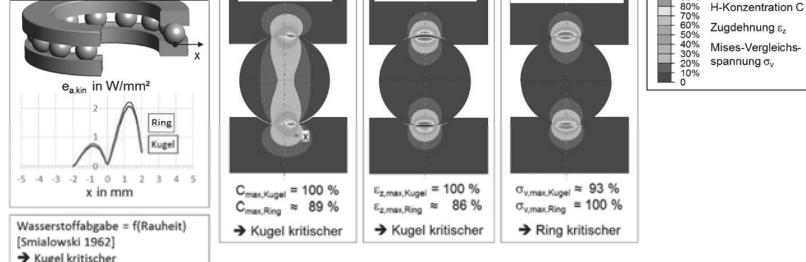


Bild 9 Mögliche Einflüsse auf die WEC-Bildung im Axial-Rillenkugellager 51212

Kugel des Axial-Rillenkugellagers 51212 trotz etwas geringerer Reibenergie-Akkumulation leicht größer als im Ring. Dies liefert eine erste Erklärung, warum bei den Kugellagern die WECs überwiegend in den Wälzkörpern auftraten. Weitere Gründe könnten sein, dass die im Allgemeinen glatteren Kugeln den Wasserstoff schlechter abgeben [Smi62] oder dass die Kugeln aufgrund höherer Zugdehnungen den Wasserstoff besser atomar adsorbieren (mehr Wasserstoffsenken, Traps). Im Gegensatz dazu ist die Vergleichsspannung nach von Mises in den Ringen etwas größer.

Um diese Einflüsse bei der Lebensdauerberechnung zu berücksichtigen, wurde die kinematische Reibenergie-Akkumulation, um einen Breitenfaktor k_{Breite} und einen Kugelfaktor k_{Kugel} erweitert. Der Schmierungskorrekturfaktor φ_{Λ} und die weiteren Parameter (A , C , $p_{\text{Zusatzb.}}$, $p_{\text{Hauptb.}}$) wurden vom Axial-Zylinderrollenlager 81212 übernommen.

$$e_{a,\text{eff}}^* = \varphi_{\Lambda} \times k_{\text{Breite}} \times k_{\text{Kugel}} \frac{e_{a,\text{kin}}}{e_{a,\text{kin},\text{Ref}}} \quad (\text{Gl. 3})$$

$$\frac{N_{\text{WEC}}}{N_{\text{Ref}}} = (e_{a,\text{eff}}^*)^{-p_{\text{Zusatzb.}}} \times \left(\frac{p_{\text{Hertz}}}{p_{\text{Hertz,Ref}}} \right)^{-p_{\text{Hauptb.}}} \quad (\text{Gl. 4})$$

Wie **Bild 10** zeigt, lässt sich dann auch für die Kugellager die WEC-Lebensdauer recht gut vorausberechnen, insbesondere wenn man bedenkt, dass die Ermüdungsversuche schon alleine eine gewisse Streuung besitzen. Gegenüber den Axial-Zylinderrollenlagern (**Bild 7**) hat die Präzision aber deutlich abgenommen. Insbesondere kommt es bei sehr hoher Pressungen zu größeren Abweichungen, die sich eventuell mit einem Abknicken der Wöhlerlinie bei sehr hohen Pressungen erklären lassen (siehe **Bild 10**).

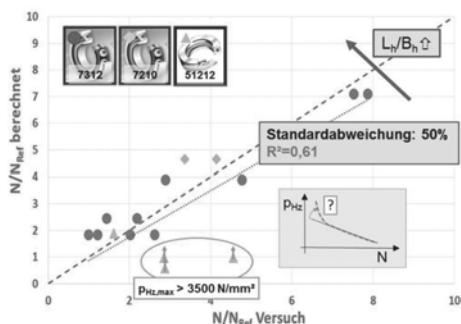


Bild 10 Berechneter Lebensdauer (gemäß Gl. 3) vs. Versuchslebensdauer

4. WEC-Dauerfestigkeit

Schmierstoffe, wie das für die Untersuchungen verwendete Schaltgetriebeöl, werden in vielen Anwendungen eingesetzt, ohne dass die Wälzlager mit WECs ausfallen. Es scheint somit eine Beanspruchungsgrenze zu geben, unter der keine WEC-Ermüdungsschäden mehr auftreten, also eine WEC-Dauerfestigkeit. Zum Auffinden dieser Grenze wurde die Lagerlast im FE8-Prüfstand in Stufen reduziert. Wie **Bild 11** verdeutlicht, existiert offenbar

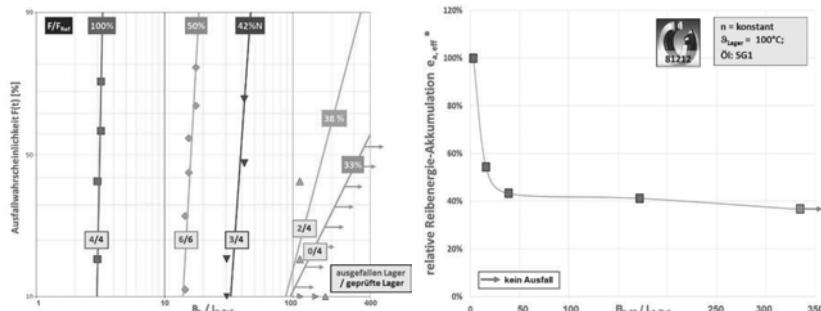


Bild 11 Einfluss der Last auf die WEC-Laufzeit sowie daraus abgeleitete Wöhlerlinie

auch bei dem „WEC-kritischen“ Schaltgetriebeöl eine WEC-Dauerfestigkeit. Die Lebensdauer steigt bei verringrigerter reibenergetischen Zusatzbeanspruchung stark an und die Wöhlerlinie knickt ab. Neben der Reibenergie-Akkumulation wird vermutlich aber auch die Hertzsche Pressung Einfluss auf die WEC-Dauerfestigkeit bzw. das Abknicken der Wöhlerlinie haben. Unter der Annahme, dass die Wasserstoffaufnahmerate proportional zur Reibenergie-Akkumulation ist, hieße das, dass bei hohen Pressungen die kritische Wasserstoffkonzentration bzw. Reibenergie-Akkumulation kleiner sein kann als bei niedrigen Pressungen. Ein solches Verhalten lässt sich mit der folgenden pressungsgewichteten, effektiven Reibenergie-Akkumulation erfassen. Bei der Herleitung wird angenommen, dass der Einfluss der Pressung auf die WEC-Dauerfestigkeit der gleiche ist wie auf die WEC-Lastspiele N_{WEC} :

$$\frac{N_{WEC}(e_{a,eff,p_{Hc}-gewichtet}^*, p_{Hc,Ref})}{N_{REF}} = \frac{N_{WEC}(e_{a,eff}^*, p_{Hc})}{N_{REF}} \quad (\text{Gl. 5})$$

$$(\text{Gl. 4}) \Rightarrow (e_{a,eff,p_{Hc}-gewichtet}^*)^{p_{Zusatzb.}} \cdot \left(\frac{p_{Hc,REF}}{p_{Hc}} \right)^{-p_{Hc,gew.}} = (e_{a,eff}^*)^{p_{Zusatzb.}} \cdot \left(\frac{p_{Hc}}{p_{Hc,REF}} \right)^{-p_{Hc,gew.}} \quad (\text{Gl. 6})$$

$$\Leftrightarrow e_{a,eff,p_{Hc}-gewichtet}^* = (e_{a,eff}^*) \cdot \left(\frac{p_{Hc}}{p_{Hc,REF}} \right)^{\frac{p_{Hc,gew.}}{p_{Zusatzb.}}} \quad (\text{Gl. 7})$$

Wie **Bild 12** zeigt, knickt die Wöhlerlinie bei Berücksichtigung der Pressung in der WEC-Beanspruchungskenngröße bei deutlich kleineren Werten ab.

Zur Klärung, wie der Pressungseinfluss auf die WEC-Dauerfestigkeit ist, könnten auch die Versuche mit den anderen Lagertypen hilfreich sein, da bei Ihnen die Reibenergie-Akkumulation und Pressung teilweise in einem ganz anderen Verhältnis zueinander stehen. In **Bild 13** sind deshalb die beiden Wöhlerlinien-Alternativen vergleichend dargestellt. Alle

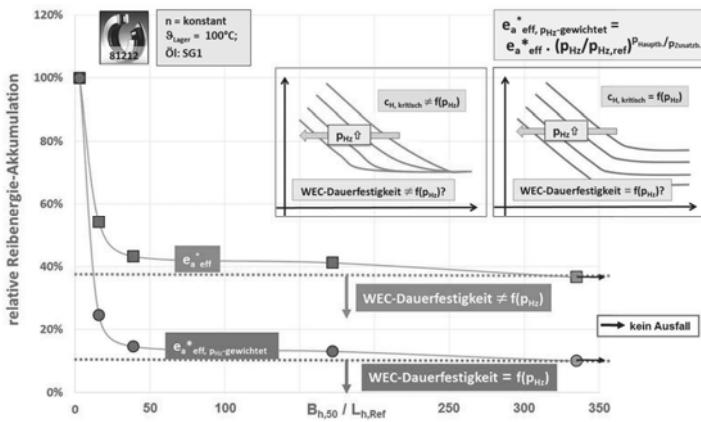


Bild 12 WEC-Dauerfestigkeit / -Wöhlerlinie mit/ohne Berücksichtigung der Pressung mit den unterschiedlichen Lagertypen durchgeföhrten Einzelversuchen sowie die mittlere Wöhlerlinien aus Bild 12 sind dort eingezzeichnet.

Wäre die WEC-Dauerfestigkeit alleinig von der effektiven Reibenergie-Akkumulation abhängig, so dürften die Kugellager nicht so früh mit WECs ausfallen. Denn aufgrund kleiner

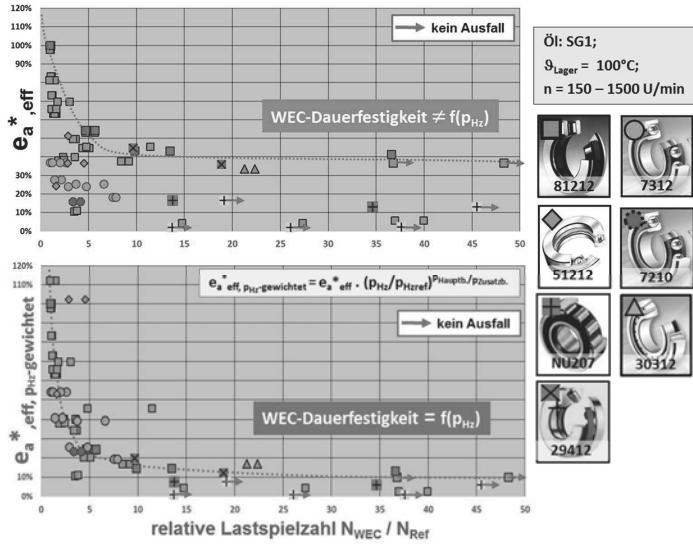


Bild 13 Ergebnisse in Wöhlerlinienform mit unterschiedlichen Beanspruchungskennzahlen

„pv“-Werte besitzen sie meist relativ kleine Reibenergie-Akkumulationen, die unterhalb des Dauerfestigkeitsgrenzwertes von Axial-Zylinderrollenlagern gemäß Bild 11 liegen.

Auf der anderen Seite waren in den Versuchen die Pressungen der Kugellager meist deutlich höher als die der Axial-Zylinderrollenlager. Hinge die WEC-Dauerfestigkeit von der Pressung ab, führt das dazu, dass das WEC-Risiko aufgrund der hohen Pressung bei den Kugellagern zunimmt bzw. bei ihnen schon bei relativ kleinen Reibenergie-Akkumulationen ein WEC-Risiko besteht. Wie Bild 13 zeigt, sind die Abweichungen der Einzelversuche von der Prognose-Wöhlerlinie bei Verwendung der pressungsgewichteten Reibenergie-Akkumulation ebenfalls wesentlich kleiner. Die pressungsgewichtete, effektive Reibenergie-Akkumulation scheint somit eine geeignete Kenngröße für die „Gesamt“-WEC-Neigung zu sein, da in Ihr die Zusatz- und Hauptbeanspruchung eingehen.

5. Zusammenfassung

Zur Entwicklung einer WEC-Berechnungsmethode wurden eine Vielzahl von Wälzlagerversuchen mit verschiedenen Lagerbauarten (81212, 7312, 7210, 51212, 30312, 29412, NU207) bei unterschiedlichen Beanspruchungsbedingungen in der Mischreibung aber mit immer gleichem Schmierstoff und ohne elektrischen Stromdurchgang durchgeführt. Die Laufzeit hing entscheidend vom Lagertyp, aber auch von der Hertzschen Pressung und Drehzahl ab. Es ergab sich keine Korrelation zwischen der Versuchslaufzeit und der berechneten Lebensdauer nach ISO 281 [ISO07], weswegen ein neuer Lebensdaueransatz eingeführt wurde. Danach hängt die Anzahl der Lastspiele bis zum WEC-Ausfall von der effektiven Reibenergie-Akkumulation als Maß für die durch Reibung erhöhte Wasserstoff-Konzentration im Bauteil und der Hertzschen Pressung als Haupt-Wälzbeanspruchung ab.

Weitere Versuche zeigten, dass unterhalb einer kritischen Reibbeanspruchung auch mit einem „WEC-kritischen“ Schmieröl keine WECs mehr auftreten. Die WEC-Dauerfestigkeitsgrenze hing dabei aber auch von der Hertzschen Pressung ab. Dies erklärte, warum Kugellager, die hohen Pressungen ausgesetzt waren, trotz relativ kleiner Reibenergie-Akkumulationen früh mit WECs ausfielen. Um dies bei einer WEC-Risikoabschätzung berücksichtigen zu können, wurde die pressungsgewichtete Reibenergie-Akkumulation als neue Kennzahl für die „Gesamt“-WEC-Neigung (bestehend aus Zusatz- und Hauptbeanspruchung) eingeführt.

6. Formelzeichen

- | | |
|-----------|--|
| λ | Verhältnis minimale Schmierfilmdicke zur Summenrauheit |
| β | Weibull Form-Parameter |

ϑ_{Lager}	Lagertemperatur
Λ_0	Verhältnis zentrale Schmierfilmdicke zur Summenrauheit
A	Konstante bei Berechnung des Schmierungskorrekturfaktors (Gl. 2)
$B_{h,10 \text{ WEC}}$	WEC-Versuchslaufzeit in Stunden bei 10% Ausfallwahrscheinlichkeit
$B_{h,50}$	WEC-Versuchslaufzeit in Stunden bei 50% Ausfallwahrscheinlichkeit
C	Konstante bei Berechnung des Schmierungskorrekturfaktors (Gl. 2)
$e_{a,\text{eff}}^*$	effektive Reibenergie-Akkumulation bezogen auf Wert bei Referenzbedingung
$e_{a,\text{eff,phz-gewichtet}}^*$	pressungsgewichtete, effektive Reibenergie-Akkumulation bezogen auf Wert bei Referenzbedingung
$e_{a,\text{kin}}$	kinematische Reibenergie-Akkumulation
$e_{a,\text{kin, Ref}}$	kinematische Reibenergie-Akkumulation bei Referenzbedingung
f_{ax}	axiale Schwingfrequenz
f_{LW}	Lastspielfrequenz (Überrollungen bei ermüdungsrelevanter Pressung)
F_{Ref}	Kraft unter Referenzbedingung
f_U	Überrollfrequenz
K_{Breite}	Breitenfaktor zur Berücksichtigung der Kontaktbreite auf die WEC-Neigung
K_{Kugel}	Kugelfaktor zur Berücksichtigung der höheren WEC-Neigung von Kugeln
L_h, Ref	Lebensdauer bei Referenzbedingung
L_{hmr}	modifizierte Referenzlebensdauer nach ISO/TS 16281
n	Drehzahl
N_{REF}	Lastspielzahl bis zum WEC-Ausfall bei Referenzbedingung
N_{WEC}	Lastspielzahl bis zum WEC-Ausfall
$N_{\text{WEC, 50}}$	Lastspielzahl bis zum WEC-Ausfall bei 50% Ausfallwahrscheinlichkeit
p	Pressung
$p^*_{\text{Hauptb.}}$	Lebensdauerexponent für Hauptbeanspruchung / Hertzsche Pressung
$p^*_{\text{Zusatzb.}}$	Lebensdauerexponent für Zusatzbeanspruchung
p_{Hz}	Hertzsche Pressung
$p_{\text{Hz, REF}}$	Hertzsche Pressung bei Referenzbedingung
t	Zeit
t_{Kontakt}	Kontakt
t_{reg}	Regenerationszeit
v	Gleitgeschwindigkeit
Δs_{axial}	axiale Schwingamplitude

6. Literaturverzeichnis

- [Bla15] Blaß, T. WEC formation in through hardened and case hardened bearings
 Trojahn, W. – influence of retained austenite, CWD Aachen, 2015
 Holweger, W.

- [Bla16] Blaß, T.
Trojahn, W.
Merk, D. Influence of Material and Heat Treatment on the Formation of WECs on Test Rig FE8,
Advances in Steel Technologies for Rolling Bearings, STP 1580 Orlando 2016, (Online at www.astm.org)
- [Eri13] Errichello, R.
Budny, R.;
Eckert, R. Investigations of Bearing Failures Associated with White Etching Areas (WEAs) in Wind Turbine Gearboxes,
Tribology Transactions, 56: 1069-1076, 2013
- [Eva13] Evans, M.-H.
et al. Effect of hydrogen on butterfly an white etching crack (WEC) formation under rolling contact fatigue (RCF), Wear (2013)
- [Eva14] Evans, M.-H.,
Richardson,
A., et al. Confirming Subsurface Initiation at Non-Metallic Inclusions as One Mechanism for White Etching Crack (WEC) Formation,"
Tribology International, 75, pp 87–97.
- [Eva16] Evans, M.-H. An updated review: white etching cracks (WECs) and axial cracks in wind turbine gearbox bearings
Material Science and Technology 2016
- [Fra15] Franke, J.
Surborg, H.
et al. Einfluss des Tribolayers auf Wälzermüdung mit WEC auf dem FE8-Prüfstand,
Antriebstechnisches Kolloquium, ATK 2015, S. 165-175
- [Fra17] Franke, J.
Jacobs, P.
et al. Untersuchung der Übertragbarkeit von WEC-Wälzlager-
versuchen auf Modellprüfstände
Antriebstechnisches Kolloquium, ATK 2017
- [Gou16] Gould, B.,
Greco, A. Investigating the Process of White Etching Crack Initiation in Bearing Steel
Tribol Lett (2016) 62:26, DOI10.1007/s11249-016-0673-z
- [Hol15] Holweger, W.
et al. White Etching Crack Root Cause Investigations,
Tribology Transactions 2015, 58(1), pp 59–69
- [Iso06] Iso, K.
Yokouchi, A.
Takemura, H. Research Work of Clarifying the Mechanism of White Structure Flaking an Extending the Life of Bearings,
Motion & Control No. 19 (2006), NSK
- [ISO07] N. N. ISO 281:2007, Rolling bearings – Dynamic load ratings and rating life
- [Kaw07] Kawamura, T.
Mikami, H. Development of NA103A Long-Life Grease for Automotive Components
NTN Technical Review No. 75 2007
- [Koh06] Kohara, M.
Kawamura, T.
Egami, M. Study on Mechanism of Hydrogen Generation from Lubricants
NTN Corporation, Tribology Transactions, 49: 53-60, 2006, NTN
- [Kru16] Kruhöffer, W.
Loos, J. WEC Formation in Rolling Bearings under Mixed Friction:
Influences and „Friction Energy Accumulation“ as Indicator,
Tribology Transaction 2016
<http://www.tandfonline.com/doi/abs/10.1080/10402004.2016.1183250>

- [Kue15] Kürten, D. R. Einfluss der tribochemischen Schmierstoffoxydation auf die wasserstoffinduzierte Wälzkontakteermüdung, Fraunhofer IWM Forschungsberichte Band 7, Dissertation 2015
- [Lai16] Lai, J. Investigation on the mechanisms of white etching crack (WEC) formation in rolling contact fatigue and identification of a root cause for bearing premature failure, Wear 364-365 (2016), p. 244–256
- [Loo15a] Loos, J., Goß, M. Einfluss hoher elektrischer Ströme auf die WEC-Bildung in Wälzlagern, Antriebstechnisches Kolloquium ATK 2015
- [Loo15b] Loos, J., Blass, T., Franke, J. et al. Einflüsse auf die WEC-Bildung in Wälzlagern, 11. VDI-Fachtagung Gleit- und Wälzlagерungen 2015, VDI-Berichte Nr. 2257, S. 259-271
- [Loo16a] Loos J., Bergmann, I. Goss, M. Influence of Currents from Electrostatic Charges on WEC Formation in Rolling Bearings, Tribology Transactions 2016, Volume 59, 865-875
- [Loo16b] Loos, J. Wehner, H. Smolenski, M. et al. Factors increasing the risk of WEC – formation in large-size bearings with full fluid film lubrication, Bearing World conference Hannover 2016, <http://bearingworld.org/>
- [Loo16c] Loos, J. Kruhöffer, W. et al. WEC-Bildung in der Mischreibung: Rauheits- und Axialschwingungseinfluss, Tribologie und Schmierungstechnik, 6/2016 S. 27-34
- [Rue14] Ruellan, A. Tribological analysis of White Etching Crack (WEC) failures in Rolling Element Bearings, L'Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, Thesis 2014
- [Smi62] Smialowski, M. Hydrogen in Steel, Pergamon Press 1962, Addison Wesley Publishing Company
- [Sta14] Stadler, K. Premature wind gearbox bearing failures & white etching cracks ("WEC"), NREL 2014, Golden, Colorado, USA
- [Sur14] Surborg, H. Einfluss von Grundölen und Additiven auf die Bildung von WEC in Wälzlagern, Dissertation Universität Magdeburg, Shaker Verlag, Aachen, 2014
- [Tam96] Tamada, K. Tanaka, H. Occurrence of brittle flaking on bearings used for automotive electrical instruments and auxiliary devices, Wear 199 (1996) 245-252, NTN
- [Tan06] Tanaka, S. Pulley Support Bearing for Push-Belt CVTs, Motion & Control No. 19 (2006), NSK
- [Veg10] Vegter, R. H. Slycke, J. T. The Role of Hydrogen on Rolling Contact Fatigue Response of Rolling Element Bearings, Journal of ASTM international, Vol. 7, No. 2, SKF

Keramisch beschichtete Wälzlager für elektrisch isolierende Anwendungsbereiche

Ceramic coated ball bearings for electrically insulating applications

Dr.-Ing. **Fabian Trenkle**, Dr.-Ing. **Sven Hartmann**,
obz innovation gmbh, Bad Krozingen;
Max Weibring, M.Sc., **Pauline Böhnke**, B.Sc.,
Prof. **Peter Tenberge**,
Industrie- und Fahrzeugantriebstechnik (IFA) –
Ruhr-Universität Bochum

Kurzfassung

Beschichtete Wälzlager werden bereits in vielen Industriebereichen eingesetzt. Ein verbreitetes Anwendungsgebiet stellt dabei die elektrisch isolierende Beschichtung gegen Spannungsdurchschläge und Leckströme dar. Eine thermisch gespritzte Keramik-Schicht bietet hierfür oft die technologisch und wirtschaftlich sinnvollste Lösung. In diesem Beitrag werden die Details der Beschichtungsprozesse dargestellt und erste Ergebnisse aus einem zwischen obz und der RUB gemeinsam bearbeiteten öffentlich geförderten Projekt vorgestellt. Das Projekt konzentriert sich seitens obz auf die Weiterentwicklung der Beschichtungstechnologie bzgl. des Reduzierens von Schleifaufwand nach der Beschichtung. Dies führt direkt zu einer besseren Kosteneffizienz des Gesamtprozesses und erlaubt eine größere Verbreitung von beschichteten Lagern, auch über den Bereich der elektrischen Isolation hinaus. An der RUB werden die notwendigen Tests im Bereich der elektrischen Isolation durchgeführt. Hierzu wurde ein Prüfstand konstruiert, um parallel elektrische und mechanische Belastungen an Wälzlagern zu simulieren.

Abstract

Coated bearings are already used in many areas. One of the applications frequently applied is the electrical insulation against voltage breakdowns and leakage currents. A thermal sprayed ceramic coating often provides the technologically and economically best solution. In the following, details of the coating process will be described and first results of a public founded,

joint project between obz and IFA will be described. The project is focused, from obz side, on optimizing the coating technology regarding reducing grinding effort after coating. This directly influences cost effectiveness of the entire process in a positive way and helps to further distribute the coating technology in the field of bearings, even beyond the applications of electrically insulated coatings. IFA will perform necessary tests regarding electric insulation. Therefore a test station was designed to simultaneously test electrical and mechanical parameters.

1. Einleitung

Elektrisch isolierte Wälzlager werden seit vielen Jahren in unterschiedlichen Anwendungsgebieten eingesetzt. Es gibt grundsätzlich drei etablierte Varianten zum Erzeugen eines elektrisch isolierten Lagers. Die Isolation des Außen- oder Innenrings sowie die Verwendung von elektrisch isolierenden Wälzelementen. Letzteres wird hauptsächlich für kleine Lagerdurchmesser unterhalb von 100 mm verwendet. Für größere Durchmesser steigt der Aufwand für die Wälzelemente (z.B. Keramikkugeln) schnell exponentiell an. Die Entscheidung, ob der Außen- oder der Innenring isoliert wird, hängt mit dem Anwendungsfeld und den Einsatzbedingungen zusammen. Für Gleichspannungs- oder niederfrequente Wechselspannungen ist es meist am wirtschaftlichsten den Außenring zu isolieren. Da das Beschichten und Nachbearbeiten des Innenrings aufwendiger ist, kommt dies insbesondere für hochfrequente Wechselspannungen zum Einsatz. Durch das Minimieren der Isolationsfläche (Innenringisolation) und/oder Erhöhen der Isolationsschichtdicke bis zu mehreren Millimetern wird die Kapazität der Schicht reduziert. Dies führt zu einem wirtschaftlicheren Einsatz im Bereich von Wechselspannungen und kann die etwas höheren Kosten der Herstellung schnell amortisieren. obz innovation hat seit über 10 Jahren Erfahrung in der Herstellung und kundenspezifischen Optimierung von elektrisch isolierenden Schichten [1-3], speziell auch für den Bereich von Lagerringen mittels Thermischer Spritztechnik [4].

2.1. Beschichtungsverfahren

Eine im Thermischen Spritzverfahren hergestellte elektrisch isolierende Beschichtung basiert meist auf Aluminiumoxid-Keramik. Diese kann farblich von weiß bis grau variiert werden, je

nach Kundenwunsch. Damit Verschmutzungen weniger sichtbar werden, wird oft grau angefragt. Als Beschichtungsverfahren wird im Allgemeinen APS (Atmospheric Plasma Spraying) verwendet. Die hohen Temperaturen des Plasmas lassen die hochschmelzenden Keramikpartikel problemlos und wirtschaftlich schmelzflüssig werden.



Bild 1: Mit elektrisch isolierender Aluminiumoxid basierter Keramik beschichteter Innen- (links) und Außenring (rechts) eines Wälzlers.

Diese Keramiktröpfchen bilden dann Lage für Lage die in sich fest verbundene und gut haftende Keramikschicht. Bild 1 zeigt einen beschichteten Innen- und Außenring mit hellgrauer und weißer Farbgebung

2.2. Schleifnachbearbeitung der beschichteten Lagerringe

Die elektrische Durchschlagfestigkeit und ebenso die Kapazität der Schicht sind von der Schichtdicke abhängig. Für eine Durchschlagfestigkeit von 1000 V wird, je nach Lagertyp und Anwendung, eine Mindestschichtdicke von ca. 150 µm verwendet. Nach der Beschichtung beträgt die Oberflächenrauheit R_z des Lagerringes etwa 40 – 50 µm und die Toleranz der Schichtdicke liegt standardmäßig im Bereich von ca. +/- 0,1 mm. Dies ist im Vergleich zu Lagertoleranzen von ca. +/- 0,01 – 0,02 mm zu viel und verlangt eine Schleifnachbearbeitung der Schicht, so dass die benötigten Toleranzen problemlos erreicht werden können. Obwohl die Schleifnachbearbeitung bei obz im Haus etabliert ist und kosteneffizient auf eigenen,

modernen CNC gesteuerten Anlagen durchgeführt wird, entsteht ein nicht zu vernachlässigender Zusatzaufwand.

3.1. Beschichtung auf Maß

Der in 2.2. dargestellte Schleifaufwand sollte für eine wirtschaftliche Serienfertigung der elektrisch isolierenden Beschichtung idealerweise verhindert oder minimiert werden. Ziel des Entwicklungsprojektes mit der RUB ist deshalb die standardmäßig vorhandene Schichtdickentoleranz im Bereich von +/- 0,1 mm idealerweise in den für Wälzläger notwendigen Bereich von ca. +/- 0,01 mm zu reduzieren. Hierzu muss sowohl der Beschichtungsprozess als auch die Maßkontrolle des Bauteils optimiert werden. Von Beschichtungsseite her wird insbesondere der Einfluss der Kornfraktionierung des Pulvers untersucht. Die Maßkontrolle muss außerdem automatisiert und in-situ, also während der Beschichtung, stattfinden und nicht wie dem aktuellen Stand der Technik entsprechend nach der Beschichtung bzw. in Kühlpausen von einem Produktionsmitarbeiter.

3.2. Sensorkonzept

Dazu wurde von obz innovation ein Sensorkonzept für die unter 3.1. erwähnte in-situ Schichtdickenmessung entwickelt. Hierfür wurden unterschiedliche Sensorkonzepte wie kapazitiv, optisch oder auch induktiv verglichen. Das von obz am geeignetsten eingestufte Konzept ist in Bild 2 dargestellt und basiert auf vier optischen Lasersensoren, welche eine Kontrolle der Schichtdicke während des Beschichtungsprozesses erlauben, sowohl am Durchmesser als auch auf den Seitenflächen des Lagerrings.

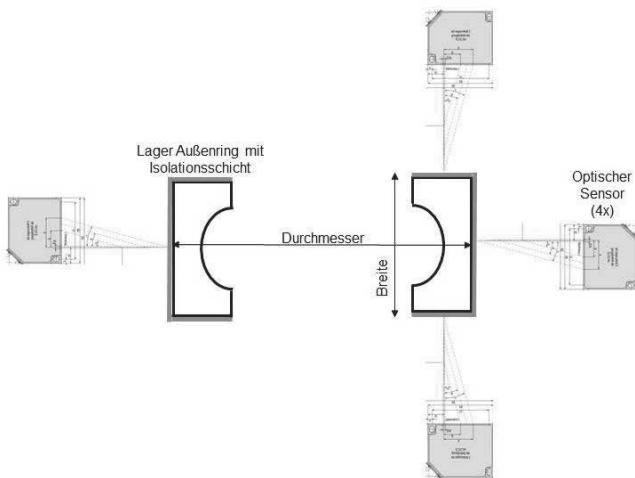


Bild 2: Sensorkonzept das zur in-situ Messung der elektrisch isolierenden Schichtdicke während des Thermischen Spritzprozesses verwendet werden soll.

4. Prüfstand für die Untersuchung elektrisch isolierter Wälzlager

Begleitend zu den verschiedenen zuvor beschriebenen Optimierungsschritten des Beschichtungsprozesses sowie zur finalen Verifikation und Validierung der elektrisch isolierenden Schicht wird ein Prüfstand eingesetzt. Dieser Prüfstand ist speziell für die Untersuchungen der elektrisch isolierten Wälzlagern im Rahmen des hier beschriebenen Projektes entwickelt worden.

Mittels der Prüfstandsversuche soll auch der Erkenntnisgewinn zur Isolierungsgüte von Wälzlagern als Präventionsmaßnahme gegen WEC-Schäden („White Etching Cracks“) vorangetrieben werden. Bei WECs handelt es sich um eine Verschleißerscheinung an Wälzlagern, deren Entstehungsursache Bestandteil aktueller Forschungsarbeiten und noch nicht gänzlich geklärt ist. Dieses Schadensbild ist gekennzeichnet durch Risse nahe der Werkstoffoberfläche, die zu Ausbrüchen auf der Laufbahnoberfläche führen können. Charakteristisch für WEC-Schäden ist, dass diese bereits weit vor dem Erreichen der klassischen rechnerischen Lebensdauer auftreten. Der Name „weiß anätzende Risse“ gründet

sich auf dem Erscheinungsbild, das von diesem Schadensbild betroffene polierte und geätzte Mikroschliff-Proben unter dem Lichtmikroskop aufweisen. Dort sind die genannten Risse als weiße Bereiche zu erkennen, die aus feinstem nanokristallinen, karbidfreiem Ferrit bestehen und aufgrund ihres geringen Anätzens unter dem Lichtmikroskop weiß erscheinen. Die aktuelle Fachliteratur umfasst Theorien, welche den Werkstoff (Gefüge, Wärmebehandlung, natürlicher Wasserstoffgehalt, Einschlüsse, Eigenspannungen u.a.), die Belastung (Überlasten, Stoßbelastungen, Gegendrehmomente, Schwindung, Schlupf u.a.) oder die Umgebung (Schmierstoff, triboochemische Effekte, Wasserstoffbildung, elektrische Ströme) als Schadenstreiber sehen [5]. Viele dieser Einflussfaktoren stehen darüber hinaus in Wechselbeziehung zueinander, wodurch die Komplexität dieses Schadensmechanismus deutlich erhöht wird. Eine weitere Unterteilung der Theorien unterscheidet zwischen durch Wasserstoff begünstigte WEC-Entwicklung, reine last-/spannungsbedingte und an Einschlüssen entstehende WEC-Entwicklung. Diese Erscheinungsformen können auch als Mischform auftreten.

Von besonderem Interesse für die Forschungsarbeiten an dem neu entwickelten Prüfstand ist die durch Wasserstoff begünstigte WEC-Entwicklung. Verursacht durch Stromdurchgänge kommt es an Wälzlagern, die elektrischen Spannungen ausgesetzt sind, zu lokalen Temperaturerhöhungen. Diese zer setzen das Schmiermittel und setzen Wasserstoff frei, der in die Lauffläche des Wälzlagers diffundiert. Die entstehenden lokalen Gefügeveränderungen werden als „White Etching Areas“ (WEA) bezeichnet und entwickeln sich durch wiederholtes Überrollen der Wälzkörper zum beschriebenen Schadensbild der „White Etching Cracks“ knapp unterhalb der Laufbahnoberfläche, welche im weiteren Verlauf zu Oberflächenausbrüchen („White Structure Flaking“) anwachsen (siehe Bild 3) [7].

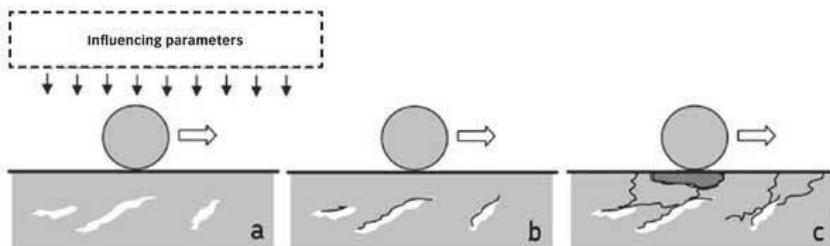


Bild 3: Entstehungsverlauf von WEC-Schäden, a) lokale Gefügeveränderungen („White Etching Areas“) verursacht durch verschiedene Faktoren (z.B. Wasserstoffdiffusion),

- b) Rissbildung unterhalb der Laufbahnoberfläche („White Etching Cracks“), c) Risse erreichen die Laufbahnoberfläche und es kommt zu Ausbrüchen („White Structure Flaking“) [6]

4.1. Prüfansatz und Voruntersuchungen

Die Funktionalität und Beständigkeit der elektrisch isolierenden Beschichtung soll unter realitätsnahen Bedingungen geprüft und die Entstehung von WEC-Schäden untersucht werden. Hierzu ist ein Prüfstandskonzept entwickelt worden, welches die simultane Einleitung von mechanischer als auch elektrischer Belastung unter anwendungsnahen Bedingungen erlaubt. Prüfläufe mit elektrisch isolierten Lagern unter diesen Bedingungen ermöglichen eine Beurteilung der Isolationsqualität bzw. Schichtqualität sowie der mechanischen Belastbarkeit der aufgetragenen Schicht. Somit eignet sich der entwickelte Prüfstand zur Validierung des optimierten Beschichtungsverfahrens für die Aufbringung isolierender Schichten auf Wälzlagern. In Abschnitt 4.2 wird der Aufbau dieses neuen Prüfstandes detailliert erläutert.

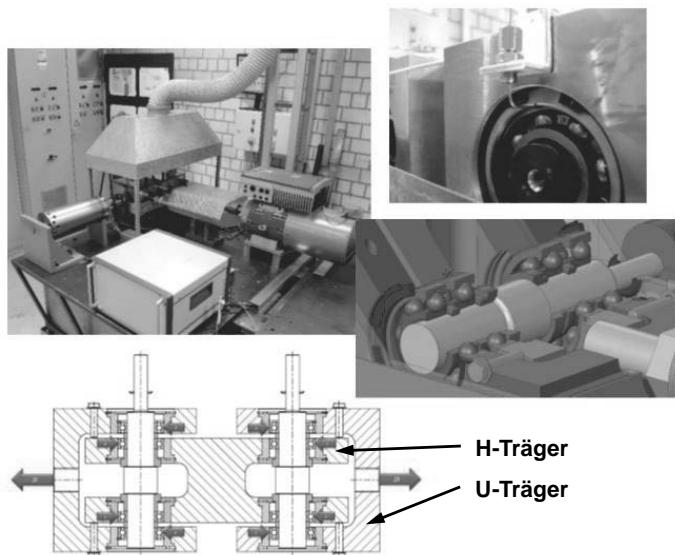


Bild 4: In Voruntersuchungen genutzter Wälzlagerprüfstand „IFA-WLP-13“

Für eine erste Einordnung der elektrischen Eigenschaften und der Beständigkeit wurden bereits vor der Fertigstellung des spezialisierten Prüfstandes auf einem bestehenden Wälzlagerteststand an der Ruhr-Universität Voruntersuchungen durchgeführt. Dieser bestehende Prüfstand ist ursprünglich für die vergleichende Untersuchung von Wälzlagern unter rein mechanischer Belastung konzipiert. Hierbei werden jeweils vier Prüflager auf zwei Prüfwellen bei identischen Belastungen und Betriebsbedingungen untersucht. Bilder und eine Skizze des Wirkprinzips dieses Prüfstands sind im nachfolgenden Bild 4 zu sehen.

Der bestehende Prüfaufbau wurde für die Voruntersuchungen im Rahmen dieses Projektes um eine Spannungsquelle und einen Vorwiderstand ergänzt, um eine elektrische Belastung der Prüflager vom Typ 6215 untersuchen zu können. Es sollte untersucht werden, ob kleine Ströme, die durch belastete, drehende Lager fließen, in diesen White Etching Cracks provozieren können. Ströme gelten nach [8] als klein, wenn die Stromdichte in den Kontakten zwischen Wälzkörpern und Laufbahnen nicht größer als $0,1 \text{ A/mm}^2$ wird.

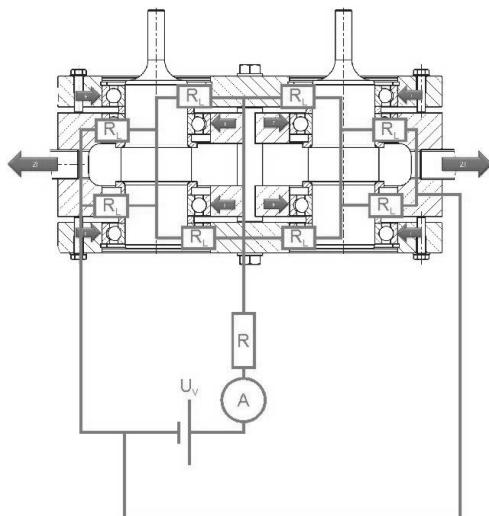


Bild 5: Elektrisches Prüfkonzept „IFA-WLP-13“

Eine Spannungsquelle mit bis zu 15 V Versorgungsspannung wird über einen Vorwiderstand an den H-Träger angeschlossen und der Strom wird gemessen. Über die vier, im H-Träger montierten, Lager fließt der Strom zu den zwei Wellen. Von dort fließt der Strom wiederum

über insgesamt vier Lager in die zwei U-Träger des Prüfstands. Diese werden mit dem Masseanschluss der Spannungsquelle verbunden.

Der Prüfstand wird mit einer Kraft von 69 kN vorgespannt. Die Lagerkraft beträgt 34,5 kN und somit etwa 70% der statischen Tragzahl C_0 . Bei dieser Belastung ist nach der Hertzschen Theorie im Lager eine Kontaktfläche am Innenring von etwa 18 mm^2 zu erwarten. Der gewünschte Strom je Lager beträgt daher 1,8 A. Bild 5 zeigt schematisch das elektrische Prüfkonzept dieses Prüfstandes.

4.2. Prüfstandsaufbau „IFA-WLP-17“

Der neu entwickelte Prüfstand ermöglicht sowohl eine mechanische, als auch eine elektrische Belastung von Wälzlagern. Die mechanische Last wird über einen Hydraulikzylinder aufgebracht, der senkrecht von oben auf den Prüfling drückt (siehe Bild 6). Die Einleitung der elektrischen Spannung wird durch ein Hochspannungsprüfgerät realisiert. Es sind maximale mechanische Prüflasten von 70 kN und elektrische Maximalspannungen von bis zu 2.000 V möglich.

Der Prüfstand besteht aus zwei Gehäuseteilen und einer Prüfwelle. Auf der Prüfwelle befinden sich drei Wälzlager, zwei davon dienen als Stützlager (linkes und mittleres Wälzlag, Bild 6) und eins als Prüflager (rechtes Wälzlag, Bild 6). Je Versuchslauf ist somit die Prüfung von einem Wälzlag möglich. Die Stützlager sind, um eine möglichst große Anzahl Prüfungen zu ermöglichen, als Zylinder- beziehungsweise Pendelrollenlager mit hohen Tragzahlen ausgeführt. Der Prüfstand wurde so konzipiert, dass dieser sich für die Untersuchung von Rillenkugellagern der Typen 6216, 6217, 6218, 6219 und 6220 eignet.

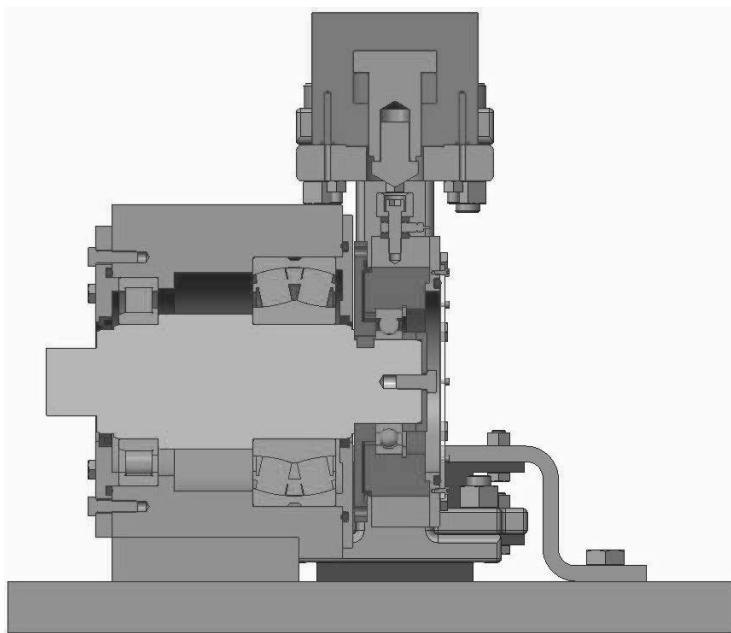


Bild 6: Prüfstandskonzept im Querschnitt

Bei dem System handelt es sich um eine einseitige, fliegende Lagerung. Der Prüfling befindet sich außerhalb der beiden Stützlager in einem separaten Gehäuse (siehe Bild 6). Diese Konstellation birgt verschiedene Vorteile. Durch die Anbringung des Prüflagers außerhalb der beiden Stützstellen ist er von außen sichtbar und gut zugänglich. Außerdem sind eine zügige Montage und Demontage möglich, da ein großer Teil der Baugruppe rund um den Prüfling in einem Schritt auf die Welle gepresst bzw. von der Prüfwelle abgezogen werden kann (siehe Bild 7) und die Prüfwelle samt Stützlager im Hauptgehäuse des Prüfstandes montiert bleiben kann.

Des Weiteren ermöglicht die Unterbringung des Prüflagers in einem separaten Gehäuse die Realisierung von zwei getrennten Schmierölkreisläufen. Für weitere Untersuchungen des Schmiermittels im Prüflingsgehäuse hinsichtlich Verschleißpartikeln, Ölalterung und triboschemischer Effekte kann eine Ölspektroskopie durchgeführt werden. Die Ergebnisse können, anders als bei einem gemeinsamen Kreislauf, eindeutig dem Prüflager zugeordnet werden.

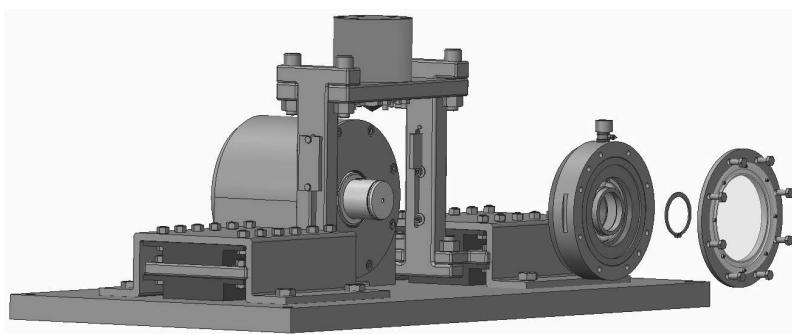


Bild 7: Demontage der Prüflager-Baugruppe

Auf Grund unterschiedlicher Einflüsse kann es im realen Wälzlagernbetrieb wie auch beim Einsatz eines Wälzlagers als Prüflager im Rahmen dieses Prüfstandes zum Lagerringwandern kommen. Dieses Phänomen kann sich durch erhöhten Verschleiß auf die Eigenschaften der Isolationsschicht und deren Beständigkeit auswirken. Die in diesem Prüfstand realisierte fliegende Lagerung des Prüflagers erlaubt, durch ein Sichtfenster und die Verwendung entsprechender Messtechnik am Gehäuse, die optische Detektion des Wanderns.

Für die Einbringung der geforderten Prüfspannung wird der Strom über einen Steckkontakt am Prüflingsgehäuse eingeleitet. Im Fall eines Stromdurchgangs fließt er durch die Welle, bis er schließlich über einen Schleifkontakt an der Welle zurückgeführt wird und so der Stromkreis geschlossen wird. Aufgrund des großen Widerstands der isolierenden Schicht am Außenring des Prüflagers ist zu verhindern, dass der Strom über andere Bauteile (z.B. das Gehäuse) abfließt. Zu diesem Zweck müssen alle Luftpalte eine Breite von mindesten 2 mm aufweisen, damit sie bei 2.000 V Prüfspannung keine Stromdurchgänge zulassen. Außerdem ist der Rahmen gegenüber der Grundplatte isoliert (siehe Bild 8), damit der Strom nicht über den Rahmen abfließen kann und die Stützlager schädigt.

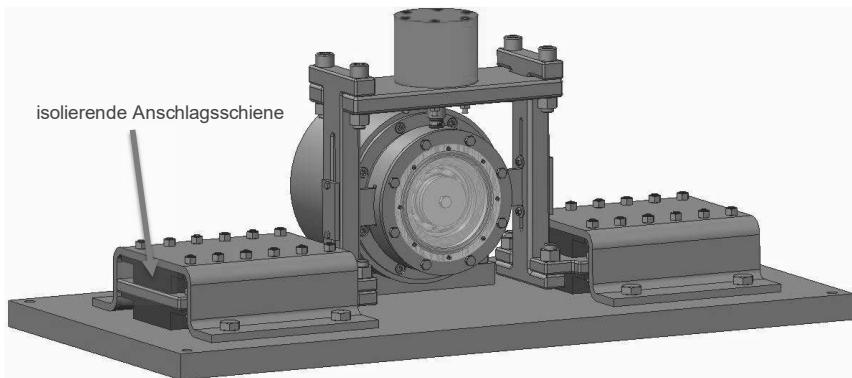


Bild 8: Prüfstandskonzept mit elektrischer Isolierung zwischen Rahmen und Grundplatte

4.3. Funktionsumfang

Zu der für die Überwachung eines Prüflaufs verwendeten Messtechnik gehören neben einem Kraftmessring (DMS-basiert) zum Messen der Prüfkraft, Temperatursensoren sowie ein Beschleunigungssensor. Außerdem werden die angelegte Prüfspannung und der Verlauf des Isolationswiderstandes des Prüflagers während eines Prüflaufs durch das Hochspannungsprüfgerät aufgezeichnet. Anhand der erhaltenen Messschreibe sind verschiedene Erkenntnisse über die Güte der Isolationsschicht sowie die mechanische Belastbarkeit des isolierten Lagers zu gewinnen.

Die Verläufe von Widerstand und elektrischer Spannung ermöglichen eine Beurteilung der Isolationsgüte des Wälzlers. Anhand der zeitlichen Verläufe können Verunreinigungen und andere isolationsmindernde Effekte festgestellt werden, bevor die Durchschlagsspannung überschritten wurde und es zu einem Stromdurchgang kommt. Zusätzlich zu den zeitlichen Verläufen ermöglichen die Kennwerte Polarisationsindex (PI), dielektrisches Absorptionsverhältnis (DAR) und DD-Wert eine konkrete Einordnung der Isolationsgüte. Eventuelle Stromdurchgänge können an plötzlichen Einbrüchen im Spannungsverlauf erkannt werden. Das Versagen des Prüflagers äußert sich neben steigenden Temperaturen in zunehmenden Vibrationen. Erkennt die Steuereinheit ein Versagen, da zuvor festgelegte Abbruchgrenzen überschritten wurden, wird der Prüflauf automatisch abgebrochen. Im

Vergleich zur analytisch ermittelten Lagerlebensdauer und zu nicht isolierten Wälzlagern gleichen Typs zeigt sich, ob die mechanische Belastbarkeit des isolierten Lagers in einer ähnlichen Größenordnung liegt.

5. Zusammenfassung

Im Rahmen eines ZIM-Projektes entwickeln die obz innovation gmbh und der Lehrstuhl für Industrie- und Fahrzeugantriebstechnik (IFA) an der Ruhr-Universität Bochum ein elektrisch isolierendes Beschichtungsverfahren, sowie entsprechende Prüfstände für Lebensdauertests. Die keramische Isolationsbeschichtung soll dabei möglichst kosteneffizient und mit minimierter (Schleif-)Nachbearbeitung beschichtet werden. Dazu wird ein automatisiertes in-situ Verfahren zu Messung der Schichtdicke eingesetzt. Dieses von obz entwickelte Verfahren basiert auf vier optischen Lasersensoren, die eine Schichtdickenkontrolle im Toleranzbereich der Wälzlager während des Beschichtungsprozesses erlauben sollen. Am IFA wird ein spezialisierter Wälzlagerprüfstand entwickelt um die Optimierung des Beschichtungsprozesses mit Versuchsergebnissen unter anwendungsnahen Betriebsbedingungen zu unterstützen und um eine Verifikation und Validierung des Beschichtungsprozesses zu gewährleisten. Des Weiteren werden die Untersuchungen auf diesem Prüfstand genutzt, um weitere Erkenntnisse über die Entstehung von WEC an elektrisch belasteten Wälzlagern zu gewinnen.

6. Acknowledgment

Supported by:



Federal Ministry
for Economic Affairs
and Energy

on the basis of a decision
by the German Bundestag

7. Literatur

- [1] J. Luth, M. Cichosz, M. Lehmann, S. Hartmann, F. Trenkle, "High Velocity Oxygen Fuel Sprayed Insulation Coatings for Applications in High Power Electronics" pp. 1026 - 1030, Proc. Int. Thermal Spray Conference, Los Angeles, USA, 2015
- [2] J. Luth, M. Cichosz, S. Hartmann, F. Trenkle, "HVOF sprayed insulation coatings for applications in power electronics" pp. 16-20, Thermal Spray Bulletin, 1/2015
- [3] M. Cichosz, F. Trenkle, S. Hartmann, J. Wilde, "Insulating Coatings for High-Performance Electronic Components Produced by Thermal Spraying Considering Electrical and Mechanical Characteristics", pp 169-172, Proc. Int. Thermal Spray Conference, Barcelona, Spain, 2014
- [4] F. Trenkle, E. Schopp, S. Hartmann, "Thermal sprayed electrically insulating coatings for gear box applications using the example of ball bearings" pp. 1083 - 1086, Proc. of International Conference on Gears, Munich, Germany, 2015 (ISBN 978-3-18-092255-3)
- [5] SKF Evolution: <http://evolution.skf.com/de/vorzeitige-lagerausfalle-in-windgetrieben-und-white-etching-cracks-wec/> (Stand: 6.3.2017)
- [6] SKF Evolution: http://evolution.skf.com/wp-content/uploads/2013/03/ENpremature07_evo213-250x150.jpg (Stand: 18.4.2017)
- [7] H. Uyama: The mechanism of white structure flaking in rolling bearings, NREL workshop, Broomfield, 2011
- [8] FAG: Stromisolierende Lager, TPI 206, Schweinfurt, 2011

Wälzlagerwandern in schrägverzahnten Planetenrädern – Einflussgrößen und Gegenmaßnahmen

Dipl.-Ing. (FH) **Tom Schiemann**,
Prof. Dr.-Ing. **Erhard Leidich**, VDI,
Technische Universität Chemnitz, Chemnitz



Kurzfassung

In diesem Beitrag werden numerische Analysen von wälzgelagerten Planetenrädern mit realitätsnäher Breitenlastverteilung vorgestellt. Neben der Simulationsmethodik wird eine umfangreiche Parameteranalyse vorgestellt und daraus abgeleitete Möglichkeiten zur Vermeidung von schädlichen Wanderbewegungen im Planetenrad erörtert. Darüber hinaus wird ein Berechnungsmodell zur einfachen Analyse einer Planetenradlagerung hinsichtlich seiner Wanderneigung vorgestellt.

1. Einleitung

Allgemein

Die Wirtschaftlichkeit eines Antriebsaggregats wird unter anderem über die Zuverlässigkeit einzelner Komponenten bestimmt. Wälzlager stehen dabei auf Grund der tendenziell steigenden dynamischen Tragzahlen und der damit einhergehenden höheren spezifischen Belastungen immer stärker im Fokus von Forschungsarbeiten. Bezogen auf den Lagersitz, welcher mittelbar und unmittelbar mit Radial-, Biege- und Torsionsbelastung beaufschlagt wird, ist das Wälzlagerwandern in den letzten Jahren zu einem wichtigen Auslegungsmerkmal avanciert. Wandernde Wälzlagerringe führen zu abrasivem Verschleiß bzw. Passungsrostbildung in den Lagersitzen (vgl. Bild 1). Die Folgen können Reibdauerbrüche der Welle oder kinematische Störungen im Zahnkontakt wegen verschlissener Lagersitze sein.

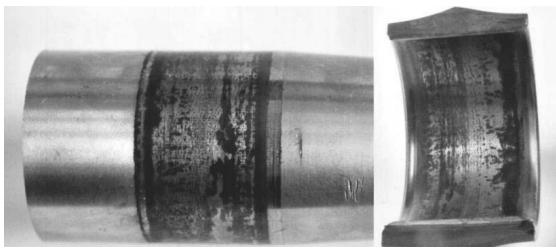


Bild 1: Passungsrost an einem Wälzlagerringenring (links: Welle; rechts: Innenring) [1]

Um Wälzlagerrwandern bereits in den frühen Entwicklungsphasen ausschließen zu können, wurden in mehreren FVA-Forschungsvorhaben [1], [2] gestalterische Maßnahmen unter Berücksichtigung signifikanter Einflussgrößen sowie ein Ranking der verschiedenen Lagertypen hinsichtlich der Wanderneigung erarbeitet. Für diejenigen Fälle, wo diese Maßnahmen nicht ausreichen, wurden in einem weiteren FVA-Forschungsvorhaben [3], [4] zahlreiche formschlüssige, kraftschlüssige und tribologische Maßnahmen entwickelt. Die Anwendung dieser gestalterischen und auch konstruktiven Maßnahmen beschränkt sich jedoch aufgrund der bisher durchgeführten Untersuchungen lediglich auf den „konventionellen“ Lagersitz und somit auf das reine Wälzlagerrwandern in einem zylindrischen Gehäuse. Die Wanderbewegungen im Planetenrad stellen jedoch einen speziellen Problemfall dar. Grund dafür ist die Überlagerung von zwei Mechanismen, welche Wälzlagerrwandern hervorrufen können. Zum einen der bereits bekannte wälzkörperinduzierte und zum anderen der aus dem Zahneingriff des Planetenrades resultierende Wandermechanismus. Bezeichnet wird dieser Mechanismus als sogenanntes „Zahnradwandern“. Die Überlagerung dieser Vorgänge zeigt die Komplexität des Lagerringwanderns, woraus sich der vorliegende Beitrag ableitet.

Lagerring- / Zahnradwandern

Das Lagerringwandern kann im Gegensatz zum tangentialem „Rutschen“ bei Welle-Nabe-Presssitzen auch ohne nominelle Torsionsmomentdurchleitung auftreten. Eine reine Normalbelastung (Lager ruht) führt infolge der Wälzkörperlasten zu einer wellenartigen Verformung des Lagerringes. In der Lagersitzfuge entstehen aufgrund der Fugendruckminderung, in den Bereichen zwischen den Wälzkörpern, lokale Schlupfzonen. Wird nun das Lager in Rotation versetzt, so führt die Bewegung der Wälzkörper zu einer kontinuierlichen, tangentialen Verschiebung des Außenringes in Richtung der Wälzkörperförderung (vgl. **Bild 2 mitte**).

Das tangentiale Zahnradwandern hingegen entsteht im Wesentlichen aufgrund einer tangentialen Dehnung des Planetenrades. Dieser tangentialen Dehnung steht die Reibkraft zwischen Lageraußenring und Planetenrad entgegen. Diese kann die Schlupfbewegungen zwischen Planetenrad und Lagerring jedoch nicht vollständig verhindern und führt zu Relativbewegungen im Bereich des Lagersitzes. Stellt sich ein Ungleichgewicht der Reibkraft aufgrund der Wälzkörperlastverteilung beispielsweise infolge der Axialkraftkomponente ein, so kommt es lokal zu größeren Schlupfbewegungen und infolge dessen zu einem tangentialem Zahnradwandern (vgl. **Bild 2 rechts**).

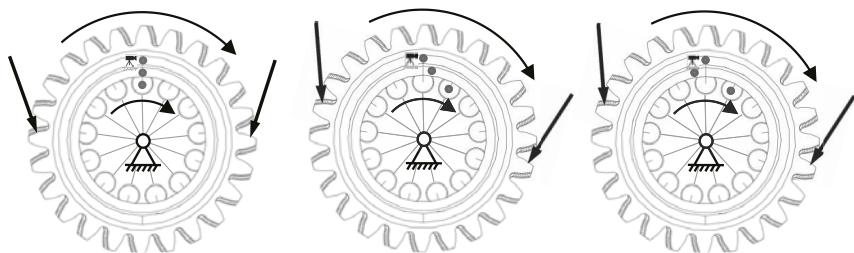


Bild 2: Darstellung der tangentialen Wandereffekte (Kamera: ortsfester Standpunkt; links: ruhendes Lager; mitte: Lagerringwandern; rechts: Zahnradwandern) [5]

Das axiale Zahnradwandern ist ebenso auf eine ungleichmäßige Verteilung der wirkenden Reibkräfte zurückzuführen. Hier ist jedoch nicht die tangentialen Dehnung des Planetenrades sondern die Verformung infolge der Axialkraft ursächlich für die axialen Wanderbewegungen. In dem **Bild 3** sind die auftretenden axialen Wanderbewegungen einem in der Auswertung verwendeten Vorzeichen zugeordnet. Der vorlaufende Kraftangriff ist Maßgebend für die Definition der Wanderrichtung.

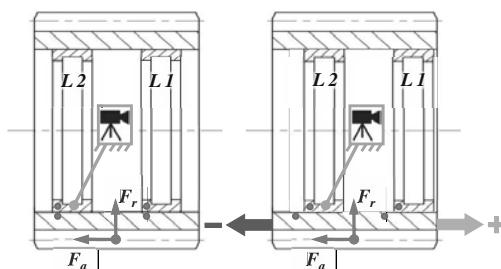


Bild 3: Darstellung der auftretenden axialen Wanderbewegungen, Schnitt durch ein Planetenrad [5]

2. Simulationsmethodik- Modellstruktur und Randbedingungen

Die Modellstruktur des Umlaufmodells wurde hinsichtlich der Berechnungsgeschwindigkeit teilweise stark vereinfacht. So wurden die Innenringe und die Welle in dem Modell nicht berücksichtigt und die elastischen Wälzkörper durch Starrkörper ersetzt. Diese Starrkörper sind über einen Referenzpunkt mit einem virtuellen Käfig verbunden. Alle damit eliminierten Elastizitäten bzw. Nachgiebigkeiten dieser Lagerung, werden in Form einer Federkennlinie (aus einem Vollmodell ermittelt) in dem virtuellen Käfig hinterlegt und bilden damit die realitätsnahe Deformation bzw. Verlagerung aller angrenzenden Bauteile nach.

Die im letzten Simulationsschritt „Drehung“ verbleibenden und damit für das Ergebnis relevanten Randbedingungen sind in dem **Bild 4** dargestellt. Es verbleiben zwei Verschiebungsrandbedingungen (virtueller Käfig und tangentiale Sperre) und eine Lastrandbedingung (Breitenlastverteilung). Die Lastrandbedingung (F_l und F_k) setzt sich aufgrund der Rotation des Zahneingriffes (Breitenlastverteilung) um das Planetenrad aus ca. 11.000 Knotenkräften und 11.000 Amplituden zusammen. Es wird jeder Knoten auf den Flanken des Planetenrades mit einer Knotenkraft und einer dazugehörigen Amplitude versehen. Mithilfe dieser Vorgehensweise ist jede Knotenkraft nur zu bestimmten Zeitpunkten im Eingriff und bildet damit die realitätsnahe Breitenlastverteilung für die über der Simulationsdauer ausgeführten drei Umdrehungen nach. Ermittelt werden diese Knotenkräfte aus einer vorgeschalteten Analyse mit dem FVA-Berechnungsprogramm „STIRAK“.

Die Lagerung des virtuellen Käfigs erfolgt über einen Referenzpunkt im Zentrum des Käfigs, dem sog. Centerpoint. Dieser wird über die Simulationsdauer ca. 1,3-mal um die Lagerachse rotiert. Mithilfe eines Schubgelenks („Translator“) ist der Centerpoint mit den Referenzpunkten der Wälzkörper gekoppelt (vgl. **Bild 4 rechts**). Diese besitzen somit nur noch einen Freiheitsgrad in radialer Richtung, welcher über die ermittelte Federkennlinie (aus einem Vollmodell) eliminiert wird.

Eine weitere Verschiebungsrandbedingung stellt die tangentiale Sperre (vgl. **Bild 4 links**) dar, welche ein Kräftegleichgewicht zwischen dem linken und rechten Zahneingriff ausgleichen soll.

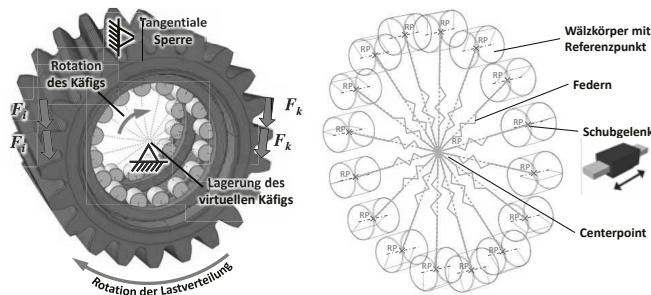


Bild 4: Randbedingungen des Umlaufmodells (links) und virtueller Käfig zur Lagerung der Wälzkörper (rechts)

3. Ergebnisse, Einflussfaktoren

Einfluss der Passungswahl

Die Wahl der Passung im Lagersitz des Planetenrades wird von zahlreichen Einflussgrößen beeinflusst. Welchen Einfluss die Passung auf die tangentialen und axiale Wanderbewegungen im Planetenrad (Lager: NU1005; Zahnräder: $z = 22$, $m_n = 3 \text{ mm}$, $\beta = 8^\circ$) hat, zeigt Bild 5 für das Lager 1, was jedoch für beide Lagerreihen aussagekräftig ist. Es wird deutlich, dass mit größerem Übermaß, wie auch im konventionellen Lagersitz [1], die tangentialen und auch axialen Wanderbewegungen vermindert werden. Wobei der axiale Schlupf pro Umdrehung s_{wax} deutlich geringer ist als bei den tangentialen Schlupfbewegungen. Der Einfluss auf die vom Schlupf und der Pressung abhängigen Reibarbeit bzw. auf den Verschleiß ist in den Verschleißkritischen Bereichen des Lagersitzes (Lastzone, Bereich des Zahneingriffs) vernachlässigbar gering. In diesen Bereichen kommt es im Verhältnis zur Wälzkörperinduzierten bzw. aus dem Zahneingriff resultierenden Pressung nur zu einer geringfügigen Erhöhung der Pressung infolge des höheren Übermaßes, der Schlupf in diesen Bereichen wird jedoch signifikant reduziert und damit auch die Reibarbeit. Aufgrund dessen sollten im Lagersitz des Planetenrades möglichst große Übermaße zur Vermeidung bzw. Verminderung der schädlichen Wanderbewegungen im Lagersitz verwendet werden.

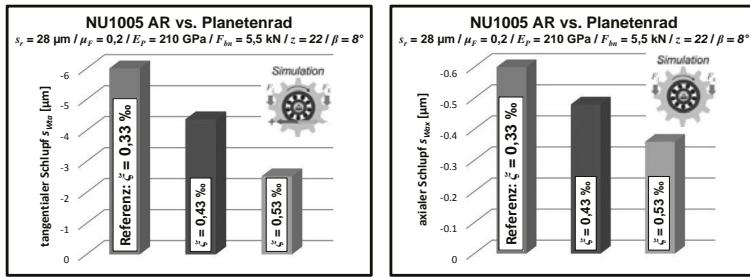


Bild 5: Einfluss der Passung auf den tangentialem und axialen Schlupf im Lager 1 der Planetenradlagerung (links: tangentialem Schlupf, rechts: axialer Schlupf)

Reibwert- und Belastungseinfluss

Für die Ermittlung des Reibwert-, Belastungs- und Kranzdickeneinflusses wurde bei einem Reibwert von $\mu = 0,2 - 0,5$ und Zähnezahlen von $z = 22 / 27$ die Zahnnormalkraft von $F_{bn} = 5,5 \text{ kN}$ in mehreren Lastschritten bis auf eine Zahnnormalkraft von $F_{bn} = 18 \text{ kN}$ erhöht (vgl. **Bild 6**, **Bild 7**, **Bild 8 u. Bild 9**). Es zeigt sich, entgegen der Erfahrungen aus den Simulationen eines konventionellen Lagersitzes, dass auch bei sehr großen Reibwerten Lagerringwandern bzw. Zahnradwandern auftritt. Des Weiteren kann dieser Abbildung eine abweichende Wanderneigung des Lagers 2 im Vergleich zu dem Lager 1 entnommen werden. Grund hierfür ist die unterschiedliche Pressungsverteilung in den Lagersitzen, welche sich aufgrund der axialen Kraftkomponente bzw. der Gierbewegungen einstellt. Im Bereich des vorlaufenden Zahnkontakte entstehen am Lager 2 höhere und im nachlaufenden Zahnkontakt geringere Pressungen. Die Schlupfbewegungen im Bereich des vorlaufenden Zahnkontaktees werden somit vermindert und im nachlaufenden Zahnkontakt erhöht. Der tangentiale Schlupf verschiebt sich daher am Lager 2 in den positiven Bereich (Wälzlagerringwandern) wobei hier der Zahnkontakt ausschlaggebend ist. Daraus wird deutlich, dass bei hochbelasteten dünnwandigen Planetenrädern das konventionelle Lagerringwandern eine nebенästhetische Rolle einnimmt. Die Wanderbewegungen werden vordergründig infolge der Deformationen (tangentialen Dehnung) des Planetenrades und des Pressungsverlustes im Bereich des Zahneingriffs hervorgerufen. Erst bei größeren Kranzdicken tritt das konventionelle Lagerringwandern in den Vordergrund.

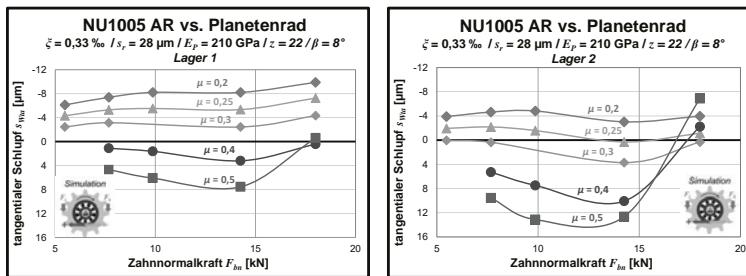


Bild 6: Tangentialer Schlupf im Lagersitz bei Variation der Zahnnormalkraft (22 Zähne - links: Lager 1, rechts: Lager 2)

Die axialen Wanderbewegungen (vgl. Bild 7) spiegeln entgegen der tangentialem Wanderbewegungen das typische Verhalten bei einer Steigerung des Reibwertes wider. Mit Erhöhung des Reibwertes sinkt die axiale Wanderneigung des Planetenrades. Es wird auch deutlich, dass die Wanderneigung von Lager 1 und Lager 2 nur wenig voneinander abweichen und ein annähernd linearer Zusammenhang zwischen Zahnnormalkraft und axialem Schlupf besteht. Die Wanderbewegung in axialer Richtung scheint bei einer Schrägzverzahnung dieser Kranzdicke in direktem Zusammenhang mit den tangentialem Wanderbewegungen zu stehen.

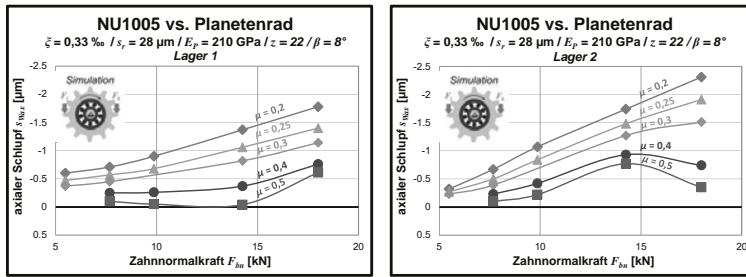


Bild 7: Axialer Schlupf im Lagersitz bei Variation der Zahnnormalkraft (22 Zähne - links: Lager 1, rechts: Lager 2)

Die Untersuchung einer größeren Zähnezahl und damit auch größerer Kranzdicke (vgl. Bild 8 u. Bild 9) zeigt, dass die in Bild 6 und Bild 7 vorgestellten Verläufe primär aufgrund der geringen Kranzdicke (starke tangentiale Dehnung) auftreten. Es wird deutlich, dass mit größerer Kranzdicke ein linearer Zusammenhang zwischen Zahnnormalkraft bzw. Radiallast und dem tangentialem Schlupf besteht. Die in Bild 6 u. Bild 7 erkennbare Abhängigkeit

zwischen tangentialer und axialer Wanderneigung ist bei einer größeren Kranzdicke (vgl. Bild 8 u. Bild 9) nicht reproduzierbar.

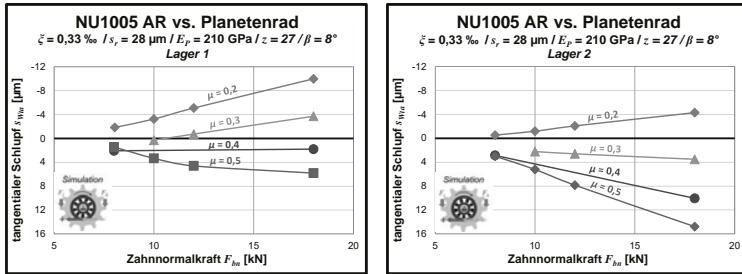


Bild 8: Tangentialer Schlupf im Lagersitz bei Variation der Zahnnormalkraft (27 Zähne - links: Lager 1, rechts: Lager 2)

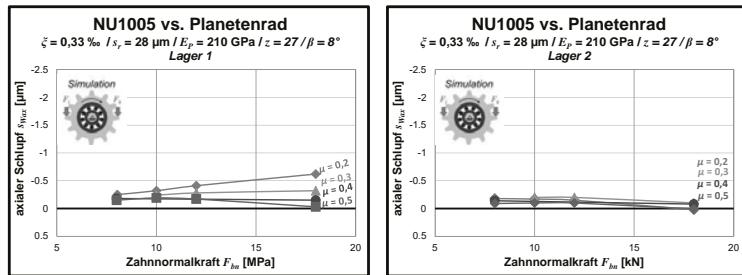


Bild 9: Axialer Schlupf im Lagersitz bei Variation der Zahnnormalkraft (27 Zähne - links: Lager 1, rechts: Lager 2)

Aus den vorgestellten Ergebnissen wird deutlich, dass Lagerringwandern im Planetenrad ein komplexes Zusammenspiel aus zahlreichen Deformationsvorgängen bzw. Schlupfzuständen im Lagersitz darstellt. Beeinflusst wird dies durch zahlreiche Einflussgrößen wie Kranzdicke, Reibwert, Übermaß, Schrägungswinkel etc. Eine Überprüfung des Lagerringwanderns kann demzufolge nur unter Berücksichtigung dieser Einflussgrößen erfolgen. Aufgrund dessen wurde das im Folgenden beschriebene Berechnungsmodell entwickelt.

4. Berechnungsmodelle

Wie bereist eingangs erläutert, resultiert das Lagerringwandern im Planetenrad aus zwei sich überlagernden Effekten (Wälzlagerringwandern, Zahnradwandern), wobei das Zahnradwandern infolge des Zahneingriffes bei dünnwandigen Planetenrädern dominierend ist. Demzufolge muss im Falle des Planetenrades zwischen zwei Wandermechanismen unterschieden und diese auch in einer getrennten Betrachtung ausgeschlossen werden. Aufgrund der Funktionsweise des Berechnungsmodells zur Ermittlung des Wälzlagerringwanderns, sollte zunächst das Zahnradwandern ausgeschlossen werden.

Berechnungsmodell Wälzlagerringwandern

Um Wälzlagerringwandern bereits in den frühen Phasen der Produktentwicklung ausschließen zu können, wurde in einem FVA-Vorhaben [2] ein Berechnungsmodell entwickelt, welches basierend auf einer statischen FE-Analyse die Schlupfvorgänge im Lagersitz auswertet. Dieses Berechnungsmodell wurde anschließend in einem weiteren FVA-Vorhaben [6] auf Basis des Open Source Programms „Z88“ [7] mit integriertem Kontaktmodul [8] softwaretechnisch aufbereitet und steht seit Ende 2016 als Softwareprogramm SimWag2.1^{Z88} zur Verfügung.

Mithilfe dieses Berechnungsprogramms können teilautomatisiert FE-Lagermodelle aufgebaut und berechnet werden. Anschließend erfolgt, wie bereits angedeutet, eine Auswertung hinsichtlich der Schlupfzustände im Lagersitz. Ob ein Lagerring wandert wird daran deutlich ob eine fugenbreite Schlupfzone im Bereich des Lagersitzes zu erkennen ist (vgl. Bild 10).



Bild 10: Beispielhaftes Ergebnis SimWag2.1^{Z88}, Wälzlagerring wandert [6]

Erfahrungsgemäß entsteht eine derartige fugenbreite Schlupfzone im Bereich des meistbelasteten Wälzkörpers. Daraus wird deutlich, dass Zahnradwandern und damit große Schlupfbewegungen im Bereich des Zahneingriffs zu erheblichen Abweichungen in diesem Berechnungsmodell bzw. dieser Berechnungsmethodik führen würden und somit vorher ausgeschlossen werden müssen.

Berechnungsmodell Zahnradwandern

Das Berechnungsmodell zur Ermittlung von Zahnradwandern beruht auf einer lokalen Betrachtung (Bereich des Zahneingriffes) der vorhandenen Schubspannungen τ_{vorh} und der übertragbaren Schubspannungen $\tau_{üb}$:

$$\tau_{vorh} \leq \tau_{üb}$$

Dieser Ansatz wurde von Hofsneider [9] für die Auslegung von aufgeschrumpften Zahnräder entwickelt und für die Anwendung auf wälzgelagerte Planetenräder angepasst.

Die vorhandenen Schubspannungen im Lagersitz können direkt aus einer FE-Analyse ermittelt werden, da im Falle des Planetenrades keine weiteren Schubspannungen infolge einer Drehmomentdurchleitung entstehen. Die übertragbaren Schubspannungen setzen sich aus der Radialspannung infolge des Zahneingriffes und der Fugenpressung aus der Übermaßpassung unter Berücksichtigung des Coulombschen Reibungsgesetzes zusammen.

$$\tau_{üb} = (p_F + \sigma_r) \cdot \mu_F$$

Für die Ermittlung der Fugenpressung p_F kann auf die Berechnung eines Pressverbandes nach DIN 7190 [10] zurückgegriffen werden. Die Ermittlung der Radialspannung σ_r kann wie die vorhandenen Schubspannungen aus einer FE-Analyse erfolgen. Dazu wird das prinzipiell gleiche FE-Modell wie bei der bereits vorgestellten Umlaufsimulation (vgl. **Bild 4**) verwendet. Lediglich die Wälzkörper wurden entfernt und die Laufbahn des Lagerringes mit einer festen Einspannung versehen. Im Kontaktbereich zwischen Lagerring und Planetenrad wurde eine Verklebung eingefügt.

Die Ergebnisse dieser Analysen sind in **Bild 11** jeweils für das wanderkritischere Lager 1 dargestellt. Es wird deutlich, dass im Bereich des Zahneingriffs große Schubspannungen auftreten und der Betrag der vorhandenen Schubspannungen $|\tau_{vorh}|$ bei dem Planetenrad mit 22 Zähnen (vgl. **Bild 11 links**) größer sind als die übertragbaren Schubspannungen $\tau_{üb}$ in den hervorgehobenen kritischen Bereichen. Demzufolge wird in diesem Fall ein tangentiales

Zahnradwandern eintreten, was sehr gut mit den Ergebnissen aus **Bild 6 links** korreliert. Im **Bild 11 rechts** (27 Zähne) ist eine deutlich geringere betragsmäßig vorhandene Schubspannung zu erkennen, was sich mit der größeren Kranzdicke erklären lässt. Des Weiteren sind deutlich größere übertragbare τ_{tab} als betragsmäßig vorhandene $|\tau_{\text{vorb}}|$ Schubspannungen im kritischen bzw. relevanten Bereich zu erkennen. Aus diesem Verhältnis zwischen der übertragbaren und vorhandenen Schubspannung kann geschlossen werden, dass in diesem Fall (27 Zähne, $F_{bn} = 8 \text{ kN}$) kein Zahnradwandern eintreten wird, was sich in den Ergebnissen aus **Bild 8 links** widerspiegelt.

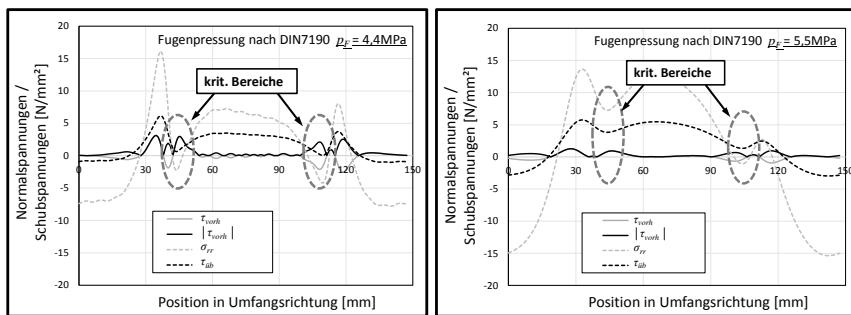


Bild 11: Vergleich der Schubspannungen mit den Radialspannungen und mit den übertragbaren Schubspannungen unter Berücksichtigung des Übermaßes (links: $z = 22, F_{bn} = 5,4 \text{ kN}, \mu_F = 0,3$; rechts: $z = 27, F_{bn} = 8 \text{ kN}, \mu_F = 0,3$)

Aus diesen Ausführungen wird deutlich, dass das vorgestellte Berechnungsmodell eine Möglichkeit bietet, Wälzlagewandern im Planetenrad bereits in der frühen Phase der Produktentwicklung auszuschließen. Eine Validierung dieses Berechnungsansatzes wurde bisher nur im Bereich der vorgestellten Verzahnung und Lagerung durchgeführt. Nachfolgende Untersuchungen zielen auf eine Erweiterung hinsichtlich Zähnezahl, Schrägungswinkel und Lagerung ab. Des Weiteren erfolgt eine Rückführung dieses FE-Ansatzes auf einfach anwendbare teilanalytische Gleichungen, um eine überschlägige Dimensionierung hinsichtlich Zahnradwandern durchführen zu können.

5. Zusammenfassung, Ausblick

Es wurden mithilfe von realitätsnahen FE-Analysen am Beispiel einer Lagerung mit zwei NU1005 die kinematischen Vorgänge im Lagersitz des Planetenrades nachgebildet und die unterschiedlichen Wandermechanismen identifiziert. Dabei treten neben den tangentialen Wanderbewegungen auch axiale Wanderbewegungen auf, welche infolge der Axialkraftkomponente des Zahneingriffs hervorgerufen werden.

Die Einflüsse der Passung sowie des Reibwertes verhalten sich im Wesentlichen wie in einem konventionellen Lagersitz mit zylindrischem Gehäuse. Jedoch verliert der Reibwert bei dünnwandigen Planetenrädern mit steigender Last zunehmend an Bedeutung, da es im Bereich des Zahneingriffes zu massiven Verformungen verbunden mit einem Fugendruckverlust kommt. Darüber hinaus wird die tangentiale Wanderneigung, im Besonderen das Zahnradwandern, maßgeblich durch die tangentiale Dehnung des Planetenrades beeinflusst. Das Wälzkörperinduzierte Wälzlagewandern ist bei dünnwandigen Planetenrädern zu vernachlässigen.

Des Weiteren konnte ein unterschiedliches Wanderverhalten zwischen den Lagerreihen festgestellt werden. Dieser Unterschied in der Wanderneigung ist in der verschobenen Wälzkörperlastverteilung bzw. Pressungsverteilung im Lagersitz aufgrund von Gierbewegungen des Planetenrades begründet. Hervorgerufen wird das Gieren des Planetenrades durch die axiale Kraftkomponente im Zahneingriff. Demnach beeinflusst die axiale Kraftkomponente nicht nur die axiale Wanderneigung eines Lagers sondern auch die tangentiale Wanderneigung in Betrag und Richtung.

Basierend auf diesen Erkenntnissen wurde ein Berechnungsmodell entwickelt, um bereits in den frühen Phasen der Produktentwicklung kritische Wanderbewegungen der Lagerringe im Planetenrad ausschließen zu können. Dazu wurde ein kombinierter Ansatz aus einer lokalen Betrachtung der auftretenden und übertragbaren Schubspannungen im Bereich des Zahneingriffes und einer Betrachtung der Schlupfzustände im Bereich der meistbelasteten Wälzkörper mit dem Softwareprogramm SimWag2.1^{Z88} gewählt. Dieses Berechnungsmodell zeigt für die analysierten Fälle sehr gute Ergebnisse und wird in weiteren Untersuchungen hinsichtlich Zähnezahl, Schrägungswinkel und Lagerung validiert bzw. erweitert. Des Weiteren erfolgt die Erstellung von einfach zu handhabenden teilanalytischen Gleichungen hinsichtlich der vorhandenen und übertragbaren Schubspannungen im kritischen Bereich, um eine überschlägige Auslegung frühzeitig und ohne aufwändige FE-Analysen durchführen zu können.

6. Literaturquellen

- [1] Leidich, E.; Sauer, B.; Maiwald, A.; Babbick, T.: Beanspruchungsgerechte Auslegung von Wälzlagersitzen unter Berücksichtigung von Schlupf- und Wandereffekten. Frankfurt/M.: Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Abschlussbericht, Heft 956, 2010
- [2] Leidich, E.; Sauer, B.; Maiwald, A.; Liebrecht, J.: Ringwandern bei angestellten Lagern und Radiallagern unter kombinierten Belastungen. Frankfurt/M.: Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Abschlussbericht, Heft 1097, 2014
- [3] Sauer, B.; Leidich, E.; Pörsch, S.; Schiemann, T.: Intermediate layer as measure against rolling bearing creep, Tagungsband Bearing World, 2016, S. 90-93
- [4] Sauer, B.; Leidich, E.; Pörsch, S.; Schiemann, T.: Untersuchung des Wanderverhaltens von Wälzlagern in schrägverzahnten Planetenrädern. Frankfurt/M.: Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Forschungsvorhaben IGF 18311 BG, Laufzeit bis 12/2016
- [5] Leidich, E.; Schiemann, T.: FE simulation of creep on rolling-bearing-supported helical planetary gears, Conference for Wind Power Drives 2017
- [6] Rieg, F.; Nützel, F.: Erweiterung des FEA-Solvers im FVA-Programm SimWag. Frankfurt/M.: Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Abschlussbericht, Heft 1155, 2015
- [7] Rieg, F.: Z88 – Das kompakte Finite Elemente System. Verison 9.0B. Herausgegeben vom Lehrstuhl Konstruktionslehre und CAD, Fakultät für angewandte Naturwissenschaften. Universität Bayreuth 1999
- [8] Nützel, F.: Entwicklung und Anwendung eines Finite-Elemente-Systems auf Basis von Z88 zur Berechnung von Kontaktaufgaben aus der Antriebstechnik. Dissertation, Universität Bayreuth, September 2015
- [9] Hofsneider, M.: Betriebssichere Auslegung von aufgeschrumpften Zahnrädern. Dissertation, RWTH Aachen, Juli 1987
- [10] DIN 7190, Pressverbände – Berechnungsgrundlagen und Gestaltungs-regeln. Berlin: Beuth Verlag, 2001

Besondere Wanderphänomene in Wälzlagersitzen von Planetengetrieben im Industrie- und Windkraftbereich



Untersuchungen zum Einfluss von Gehäuseverformungen auf irreversible Schlupfbewegungen im Lagersitz

Dr.-Ing. Andreas Maiwald, Maiwald Engineering, Chemnitz

Kurzfassung

Irreversible Relativbewegungen im Lagersitz (auch Wälzlager- oder Ringwandern) sind ein weithin erforschtes Problem, welches weitestgehend gelöst ist. Trotz vermeintlich korrekter Lagerauslegung können Lagersitze in Planetengetrieben einen hohen Verschleiß infolge tangentialer Relativbewegungen aufweisen. Ursache sind zahnkraftinduzierte Hohlradverformungen, welche sich über das Gehäuse bis in die Außenringlagersitze der Planetenträgerlagerungen ausbreiten. Die hieraus resultierenden Relativbewegungen wurden als Gehäusewandern definiert. Der Schwerpunkt der Untersuchungen galt den Verformungsmechanismen sowie den Einflussparametern dieses Gehäusewanderns.

Abstract

Irreversible relative movements in bearing seats (also known as roller bearing creeping) are a widely explored problem, which is largely solved. Despite the supposedly correct bearing design, bearing seats in planetary gear units can have a high wear due to tangential relative movements. The reason for this are tooth force induced ring gear deformations, which spread through the housing into the outer ring bearing seats of the planet carrier bearings. Therefore, these relative movements have been defined as housing creeping. The focus of the investigations was on the deformation mechanisms as well as the influencing parameters of housing creeping.

1. Einleitung

Irreversible Relativbewegungen zwischen einem Lagerring und der Anschlussgeometrie infolge von Wälzkörperlast induzierten Lagerringverformungen (umgangssprachlich auch als Wälzlagern- oder Ringwandern bezeichnet) sind ein weithin erforschtes Problem, welches

weitestgehend gelöst ist. Die hierzu verfügbare Literatur, welche vom Autor maßgeblich mitgestaltet wurde, bietet neben diversen Abhilfemaßnahmen auch einfache Berechnungsmöglichkeiten zur Detektion von wandlerkritischen Wälzlagern [1], [2], [3], [4]. Trotz dieser Möglichkeiten häufen sich speziell im Großgetriebebau des Industrie- und Windkraftbereiches Schäden, welche trotz vermeintlich korrekter Lagerauslegung auf einen hohen Verschleiß infolge tangentialer Relativbewegungen in Kombination mit Reibkorrosionsbildung im Lagersitz zurückzuführen sind. Bei diesen Relativbewegungen handelt es sich nicht um das klassische Wälzlagerwandern. Berechnungen zeigen, dass sich das Lager in einem unkritischen Betriebsbereich hinsichtlich Wälzlagerwandern befindet. Zudem wandern die Lagerringe entgegen der Käfigdrehrichtung, ein Effekt der beim klassischen Wälzlagerwandern nicht kommt. Weiterhin ist feststellbar, dass die Schadensintensität mit zunehmender Getriebebaugröße zunimmt. Versicherer weisen die Schäden infolge dieser Wanderbewegungen als einen Schadensschwerpunkt an Getrieben in Windkraftanlagen aus. Die Thematik ist hoch aktuell, da für den erforderlichen Zuwachs an regenerativen Energiequellen die Windkraft von erheblicher Bedeutung ist.

In diesem Beitrag wird eine Methodik vorgestellt, welche die Berechnung dieser als Gehäusewandern bezeichneten Wandervorgänge von Lagerringen mittels FE-Simulation ermöglicht. Neben der Beschreibung der wirkenden Wandereffekte auf Basis der Simulationsergebnisse werden wichtige Einflüsse und ihre Tendenzen auf die Wanderneigung der Wälzlageraußenring eines frei nachempfundenen Planetengetriebes der 3 MW-Klasse, dessen Lagersitz typischerweise große gehäuseinduzierte Verformungen aufweist und mit einer Spielpassung versehen wird. Beide Faktoren begünstigen typischerweise Wanderbewegungen.

2. FE-Simulation zur Berechnung von irreversiblen Relativbewegungen im Lagersitz

Im folgenden Absatz wird die erste Stufe eines frei nachempfundenen Planetengetriebes der 3 MW-Klasse vorgestellt, mit welchem die Wandervorgänge im Lagersitz berechnet werden können. Die Gewichtskräfte, die Steifigkeit der Gehäuseeinspannung (Elastomerlager etc.) sowie das Reaktionsmoment einer möglichen zweiten Getriebestufe wurden nicht berücksichtigt, um die zu untersuchenden Wandereffekte frei von Umgebungseinflüssen herausarbeiten zu können. Bei individuellen Fallbetrachtungen sind diese Faktoren einzubeziehen, da sie das Wanderverhalten zusätzlich beeinflussen können.

2.1 Statisches FE-Modell zur Berechnung der Wälzkörperlastverteilung

Zunächst wurde eine statische Kontaktsimulation des Getriebes erstellt, um die Wälzkörperlastverteilung des zu untersuchenden Außenringes ermitteln zu können. Dieser Schritt ist erforderlich, da sich die reale Lastverteilung im Lager stark von einer nach DIN ISO 281 [5] genormten Verteilung unterscheiden kann. Grund sind die geringen Steifigkeiten von Gehäuse und Lagerring bei Großgetrieben. **Bild 1** zeigt den Modellaufbau sowie die verwendeten Kraft- und Verschiebungsrandbedingungen. Die zugehörigen Belastungskenngrößen sind in **Tabelle 1** aufgeführt. Im Lagersitz des zu untersuchenden Außenringes wurde als Referenzwert ein Spiel $s = 100 \mu\text{m}$ und eine Lagervorspannung $v = 300 \mu\text{m}$ eingestellt. Die für die Simulation verwendete Reibbeiwerte betragen im Lagersitz $\mu_{LS} = 0,15$ und in der Lagerlaufbahn $\mu_{WK} = 0,0005$. Das Materialverhalten wurde als rein elastisch angenommen. **Tabelle 2** gibt einen Überblick über die angewendeten Werkstoffeigenschaften. Auf weitere Details zur Berechnung der Lastverteilung soll hier nicht näher eingegangen werden, da es sich um eine gängige Standardberechnung handelt.

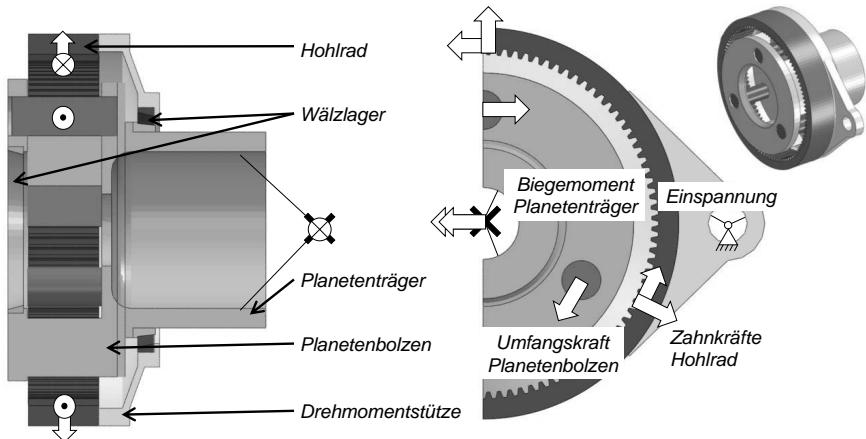


Bild 1: Modellaufbau des frei nachempfundenen Planetengetriebes der 3 MW-Klasse

Tabelle 1: Verzahnungskräfte für ein Torsionsmoment von 2000 kNm

Belastung	Eigenschaften
Zahnkraft Hohlrad	Tangential $F_t = 1000 \text{ kN}$ Radial $F_r = 420 \text{ kN}$
Umfangskraft Planetenbolzen	$F_{t,P} = 2000 \text{ kN}$

Tabelle 2: Werkstoffeigenschaften

Bauteil	Eigenschaften
Lagerringe, Hohlrad, Planetenbolzen	rein elastisches Materialverhalten Elastizitätsmodul $E = 210\,000 \text{ N/mm}^2$ (Stahl) Querkontraktionszahl $\nu = 0,3$
Gehäuse, Planetenträger	rein elastisches Materialverhalten Elastizitätsmodul $E = 170\,000 \text{ N/mm}^2$ (Guss) Querkontraktionszahl $\nu = 0,275$

Bild 2 zeigt ausgewählte Wälzkörperlastverteilungen für 2 Lastszenarien (Torsionsmoment $T = 0$ und 2000 kNm). Ohne Torsionsmoment stellt sich eine Norm-ähnliche, statische (orts-feste) Lastverteilung ein. Unter realen Bedingungen (mit wirkendem Torsionsmoment) hingegen, teilt sich die Lastverteilung in einen statischen und einen dynamischen Abschnitt auf. Der dynamische Anteil wird durch die Zahnkräfte am Hohlrad sowie den daraus resultierenden Gehäuseverformungen generiert und addiert sich zur statischen Lastzone. **Bild 3** zeigt die Entstehung dieser Gehäuseverformungen beispielhaft für ein Torsionsmoment $T = 2000 \text{ kNm}$ sowie ein Biegemoment $M_b = 0 \text{ kNm}$. Es ist ersichtlich, dass die Zahnkräfte eine triovale Verformung des zu untersuchenden Außenringes hervorrufen. In den Ecken des Triovals wird der Lageraußenring gegen die Wälzkörper gepresst und erzeugt lokale Lastzonen, welche den umlaufenden Zahnkräften folgen.

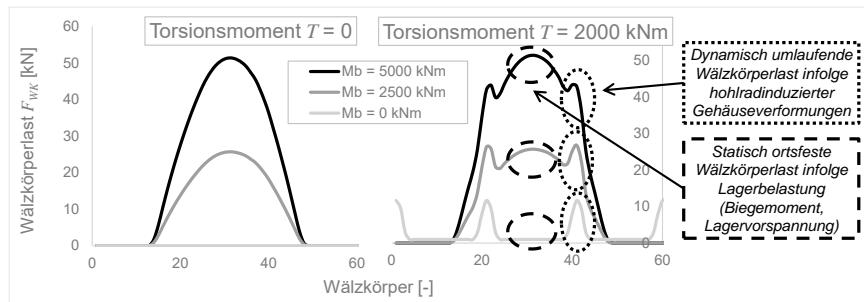


Bild 2: Wälzkörperlastverteilung des zu untersuchenden antriebsseitigen Planetenträgerlagers in Abhängigkeit des Biegemoments M_b und des Torsionsmoments T

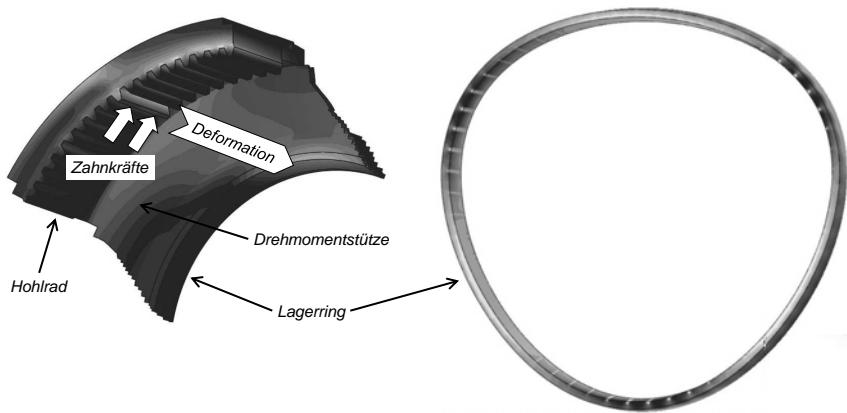


Bild 3: Spannungsplot eines Getriebeausschnittes sowie der Verformungsplot des zu untersuchenden Außenringes (Torsionsmoment $T = 2000 \text{ kNm}$, Biegemoment $M_b = 0 \text{ kNm}$; Verformung 100-fach überhöht dargestellt)

2.1 Kinematisches FE-Modell zur Berechnung der Wanderbewegungen

Aus dem zuvor beschriebenen statischen Modell wurde anschließend ein Kinematikmodell abgeleitet, mit welchem die Wandervorgänge im Lagersitz exakt berechnet werden können.

Bild 4 zeigt den grundsätzlichen Aufbau der FE-Simulation. Zur Vereinfachung der Modellstruktur (ohne nennenswerte Genauigkeitseinbußen) wurden nur der Außenring samt dem relevanten Gehäuseabschnitt und die Wälzkörper simuliert. Der Lagerring sowie die Anschlussgeometrie wurden als unabhängige elastische Körper und die 60 Wälzkörper als Starrkörper modelliert. Nach der Anordnung der einzelnen Bauteile im Gesamtmodell werden die jeweiligen Referenzpunkte aller Wälzkörper anhand von Schubgelenken mit einem zentralen Referenzpunkt gekoppelt. Somit besitzt jeder Wälzkörper nur noch einen Freiheitsgrad in Normalrichtung seiner Rotationsachse. Dieser Freiheitsgrad wird nun in Form von Kraftrandbedingungen (bzw. Wälzkörperlasten) eliminiert. Durch Rotation des Referenzpunktes bewegen sich die Wälzkörper in Umfangsrichtung. Die Zahnkräfte entsprechen hierbei den Werten aus dem statischen FE-Modell (Tabelle 1), die Wälzkörperkräfte zeigt Bild 2.

Bei der vorgestellten Kinematiksimulation kann entweder die Wanderkraft oder der Schlupfweg im Lagersitz ausgewertet werden. Die Wanderkraft beschreibt hierbei die in Umfangsrichtung wirkende Scherkraft, welche von einem zwischen Lagerring und Drehmomentstütze befindlichen Formschlusselement (z.B. Passfeder oder Bolzen) zur Verhinderung der globalen tangentialen Relativverschiebung, d.h. zur Verhinderung des Wanderns, aufgebracht

werden muss. Für die hier vorgestellten Untersuchungen wird der Wanderschlupf ausgewertet.

Für eine detaillierte Beschreibung der Simulationsmethodik wird auf die bestehende Literatur des Autors verwiesen ([1], [2]).

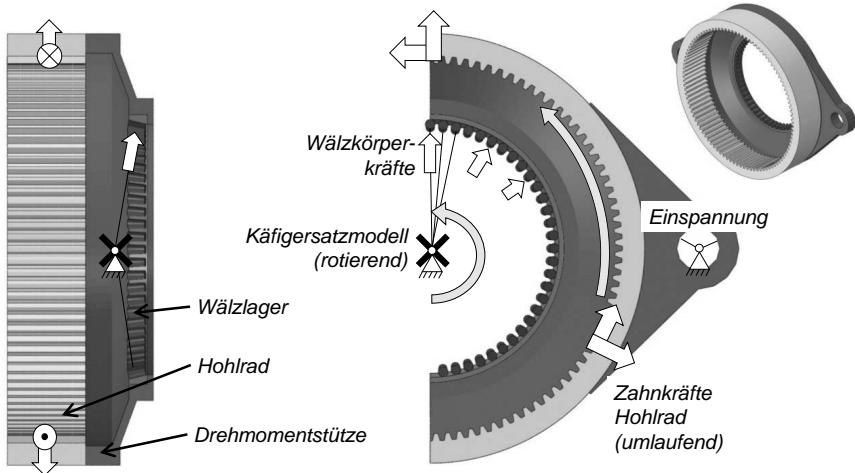


Bild 4: Aufbau des FE-Kinematikmodells

3. Parameteranalyse zu Einflussfaktoren des Gehäusewanderns

3.1 Änderung des Biegemoments M_b

Zunächst wurde der Einfluss des Biegemoments M_b auf das Wandern untersucht. Um die unterschiedlichen Wanderphänomene darstellen zu können, werden hierzu 2 Lastszenarien (Torsionsmoment $T = 0$ und 2000 kNm) betrachtet. Der erste Lastfall soll das Wanderverhalten unter reinem Biegemoment abbilden. Hierbei nehmen die Wälzkörperlasten eine statische sowie Norm-ähnliche Verteilung an. In dieser Konstellation tritt ausschließlich das klassische *Wälzlagewandern* im Lagersitz auf. D.h., dass der Lagerring in Käfigdrehrichtung wandert und das sich die Wanderneigung proportional zum Biegemoment verhält (**Bild 5**). Der zweite Lastfall soll das Wanderverhalten unter realen Bedingungen (Überlagerung von Biege- und Torsionsmoment) abbilden. Hierbei sind die Wälzkörperlasten dynamisch und ändern sich in Abhängigkeit der Planetenstellung. In dieser Konstellation überlagert sich das klassische *Wälzlagewandern* mit dem *Gehäusewandern*. Der Lagerring wandert daher je nach Lastsituation entweder in oder entgegen der Käfigdrehrichtung. Im Sonderfall der Parität (Wälzlag- und Gehäusewandern gleich groß) wandert das Lager trotz hoher Lagerlas-

ten gar nicht. Die Wanderneigung verhält sich nicht proportional zum Biegemoment. Es ist weiterhin erwähnenswert, dass eine „Aktivierungsenergie“ in Form einer statischen Lagerlastzone infolge eines Mindestbiegemoments erforderlich ist, um Wandern zu generieren. Hiermit erklärt sich, dass auf klassischen Getriebeprüfständen (bei welchen nur ein Torsionsmoment beaufschlagt wird) keine oder nur geringe Wanderbewegung festgestellt werden können, während im Feldeinsatz deutliche Wanderschäden zu verzeichnen sind.

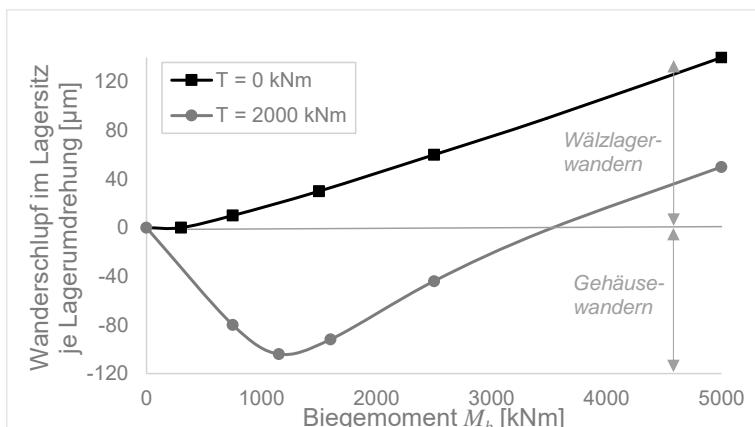


Bild 5: Irreversibler Wanderschlupf im Lagersitz für eine Lagerumdrehung in Abhängigkeit des Biegemoments M_b und des Torsionsmoments T

3.2. Änderung der axialen und radialen Passung im Lagersitz

Bild 6 zeigt den Einfluss der axialen Lagersitzpassung auf die Wanderneigung. Die axiale Vorspannung der Planetenträgerlagerung ist für die Getriebestabilität und somit für einen optimalen Zahneingriff eines Planetengetriebes essentiell. Im Vergleich zur Referenzkonfiguration ($v = 300 \mu\text{m}$) beginnt das Lager bei einer höheren Vorspannung ($v = 1000 \mu\text{m}$) bereits ohne ein äußeres Biegemoment ($M_b = 0 \text{ kNm}$) zu wandern. Dies ist darauf zurückzuführen, dass die axiale Lagervorspannung infolge des Berührungsinkelns in der verwendeten Kegelrollenlagerung in Radial- und Axialkräfte gewandelt wird. Die Radialkräfte wirken wie Lagerlasten aus einem äußeren Biegemoment: Sie „aktivieren“ das Wandern.

Bild 6 zeigt weiterhin den Einfluss der radialen Lagersitzpassung, deren Reduzierung von einer Spielpassung (Referenzwert $s = 100 \mu\text{m}$) zu einer Übergangspassung ($s = 0 \mu\text{m}$) führt zu einer deutlichen Verringerung der Wanderbewegungen.

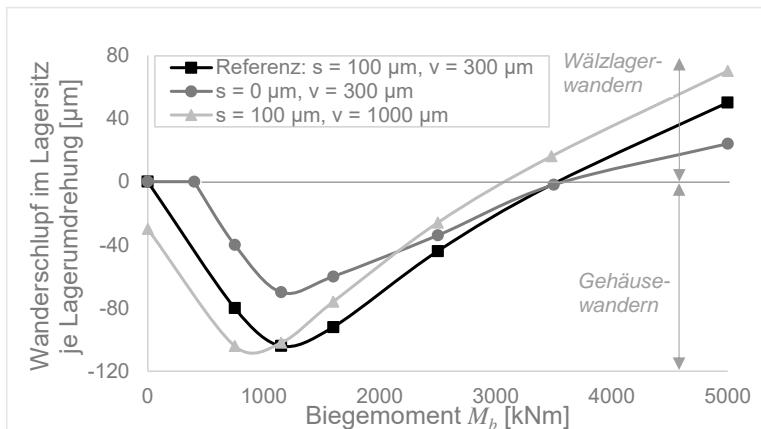


Bild 6: Irreversibler Wanderschlupf im Lagersitz für eine Lagerumdrehung in Abhängigkeit des Biegemoments M_b , der axialen Lagervorspannung v und der radialen Lagersitzpassung s

4. Mechanismen des Gehäusewanderns

Auf Basis der durchgeführten Simulationsrechnungen wurden die Mechanismen des Gehäusewanderns untersucht. Grundsätzlich wurden zwei Kriterien für die Entstehung des Gehäusewanderns definiert:

1. Ausreichend hohe zahnkraftinduzierte Hohlraderformungen, welche sich über das Gehäuse bis in die Außenringlagersitze der Planetenträgerlagerungen ausbreiten (vgl. Bild 3). Infolge der Lagersitzverformungen bildet sich je Planet eine zusätzliche dynamische Wälzkörperlastzone aus, welche proportional zur Rotation der Zahnkräfte umläuft (vgl. Bild 2).
2. Eine ausreichend hohe statische Lagerlastzone infolge z.B. einer hohen Lagervorspannung oder einer Biegebelastung des Planetenträgers. Die hieraus resultierenden Schlupfzonen im Lagersitz reduzieren den örtlichen Reibschluss und erleichtern damit Relativverschiebungen zwischen Gehäuse und Lagerring. Außerdem generiert diese Lastzone den notwendigen Kontaktdruck im Lagersitz, welcher die Übertragung der Gehäuseverformungen erst ermöglicht.

Sind beide Kriterien erfüllt, kann folgender Effekt beobachtet werden. Ausgehend von zahnkraftinduzierten Hohlraderformungen treten im Gehäselagersitz raupenartige Walkbewegungen in Käfigdrehrichtung auf. Hierdurch wird der Lagerring entgegen der Käfigdrehrichtung verschoben. Dieser Prozess kann mit einem Laufband im Fitnessstudio verglichen wer-

den. Der Läufer (bzw. das Gehäuse) will nach vorn rennen. Da der Läufer ortsfest ist, schiebt er das Laufband (bzw. den Lagerring) aufgrund seiner Laufbewegung nach hinten.

5. Verschleißabschätzung mittels FE-Simulation

Bei bereits in der Produktion befindlichen Getrieben sind konstruktive Änderungen zur Vermeidung von Wanderbewegungen häufig nicht mehr realisierbar. In diesen Fällen ist eine Risikoabschätzung bezüglich der Auswirkungen der Wanderbewegungen auf den Betrieb des Getriebes häufig notwendig und sinnvoll. Das resultierende reibverschleißbedingte Radialspiel sowie der Verlust der Lagervorspannung können hierzu anhand der berechneten Schlupfwege im Lagersitz unter Zuhilfenahme tribologischer Experimente abgeschätzt werden (**Bild 7**). Zunächst müssen die relevanten Lastzustände des Getriebes (Biege- und Torsionsmoment) sowie deren Zeitanteile anhand eines Lastkollektivs ermittelt werden. Anschließend werden für diese Lasten die Schlupf- und Pressungszustände im Lagersitz mittels der vorgestellten FE-Simulation für eine Lagerumdrehung berechnet. Anhand der zu erwartenden Lagerumdrehungen im Betrieb wird die akkumulierte Reibarbeit ermittelt.

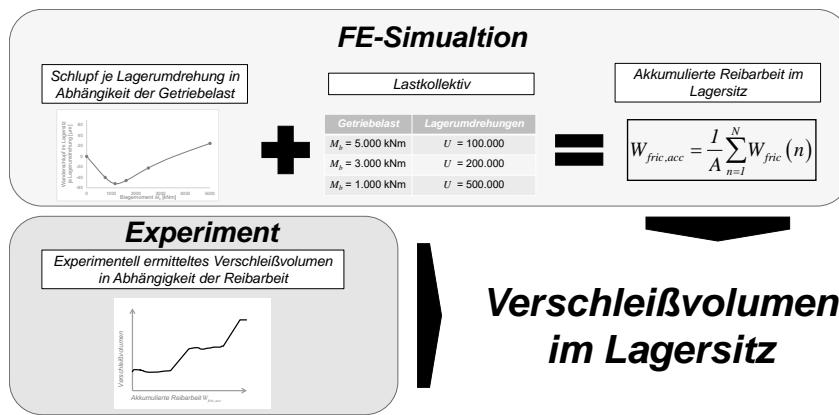


Bild 7: Methodik zur Ermittlung des Verschleißvolumens im Lagersitz

Abschließend werden realitätsnahe Verschleißmessungen an einem Tribometer mit flächigem Kontakt (kein Punkt- oder Linienkontakt) durchgeführt. Die Verschleißwerte können nun auf Basis der akkumulierten Reibarbeit abgeschätzt werden. Bei trockenen Lagersitzen, welche keine Ölzufluss besitzen, muss diese Vorgehensweise um den Einfluss der Reibwerterhöhung ergänzt werden.

Es ist zu erwähnen, dass die hier vorgestellte Methode bei den typischen Streuungen tribologischer Experimente nur eine Abschätzung (Verschleiß kritisch / unkritisch) und keine exakte Aussage (Verschleißvolumen / Schlupfweg [mm³ / µm]) zulässt. Für die meisten praktischen Anwendungen ist diese Vorgehensweise aber hinreichend genau.

6. Zusammenfassung

Es wurden FE-Simulationen zur Untersuchung von irreversiblen Schlupfbewegungen (auch als Wanderbewegungen bekannt) im Lagersitz eines Planetengetriebes durchgeführt. Neben den bekannten Wanderbewegungen in Drehrichtung des Lagerkäfigs (Wälzlagewandern) wurden Wanderbewegungen entgegen der Käfigdrehrichtung detektiert. Dieses Wandern ist auf zahnkraftinduzierte Hohlradverformungen zurückzuführen, welche sich über das Gehäuse bis in die Außenringlagersitze der Planetenträgerlagerungen ausbreiten. Es wurde als Gehäusewandern definiert. In einer Parametervariation wurde der Einfluss der äußeren Getriebelasten Biege- und Torsionsmoment sowie der axialen und radialen Passung im Lagersitz untersucht. Abschließend wurde eine Methodik vorgestellt, mit welcher der Verschleiß im Lagersitz infolge dieser Wanderbewegungen abgeschätzt werden kann.

Widmung

Der Autor möchte hiermit diesen Beitrag Herrn Dr.-Ing. Till Babbick für seine stete Unterstützung und seine genialen Mitternachtsideen widmen.

Quellenverzeichnis

- [1] Maiwald, A.: Numerische Analyse des Wanderverhaltens von Wälzlagerringen. Hamburg: Disserta Verlag, 2014
- [2] Maiwald, A.; Leidich, E., Liebrecht, J., Sauer, B.: Ringwandern bei angestellten Lagern und Radiallagern unter kombinierter Belastung. Frankfurt/M.: Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Abschlussbericht, Heft Nr. 1097, 2014
- [3] Sauer, B.; Leidich, E.; Thiele, S.; Schiemann, T.: Definition und Auslegung von konstruktiven und tribologischen Abhilfemaßnahmen gegen tangentiale Wanderbewegungen von Wälzlagerringen. Frankfurt/M.: Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Abschlussbericht, Heft Nr. 1153, 2015
- [4] Niwa, T.: A Creep Mechanism of Rolling Bearings. Osaka: NTN, Technical review, Heft Nr. 81, 2013
- [5] DIN ISO 281, Wälzlager - Dynamische Tragzahlen und nominelle Lebensdauer. Berlin: Beuth Verlag, 2009

Evaluation of roller slip losses in wind turbine gearboxhigh speed shaft bearings

Dr. **David Vaes**, SKF Belgium NV/SA, Brussels, Belgium;
Dr. **Pietro Tesini**, SKF B.V., Nieuwegein, The Netherlands;
Dr. **Kenred Stadler**, SKF GmbH, Schweinfurt, Germany

Abstract

Roller slip is considered as one of the main drivers for premature failures on a high speed shaft of a wind turbine gearbox. Failure modes such as smearing or scuffing are driven by roller slip and also premature failures with White Etching Cracks are sometimes associated to such conditions. Therefore, the roller slip losses in a typical TRB-arrangement used in wind turbine gearboxes are evaluated both by testing and advanced simulations.

A typical wind turbine high speed shaft bearing arrangement is mounted on a dynamic test rig. The cage and roller speeds are measured at various operating conditions: different load levels, oil flows, oil temperature under static as well as transient conditions are applied.

An advanced simulation model is developed that allows to study the dynamics of all bearing components. The model is validated at different operating conditions using the roller and cage speed measurements performed on the high speed shaft test rig. Using this model, roller slip is evaluated at low load and high speed conditions such as found in wind turbines during start-up. A comparison is made between typical bearing arrangements.

The measurements and analysis show the significant influence of the oil flow, operating oil viscosity and bearing arrangement on the roller slip levels, indicating the need to take these parameters into account when selecting a robust bearing solution for wind turbine gearboxes.

1. Introduction

The reliability of rolling element bearings in wind turbine gearboxes has significantly improved over the last years. The bearing selection has been refined and measures to increase the bearing robustness, such as black-oxidizing, were implemented. However, the impact of certain application conditions in combination with different bearing system set-ups, that may act as a root cause for premature bearing failures in wind turbine gearboxes, is not yet fully understood.

The highest failure rates are seen on bearings at the high speed shaft (HS-S) and the intermediate speed shaft of the gearbox [1]. Typical failure modes seen on HS-S bearings are:

- *Smearing or scuffing:* smearing or adhesive wear is caused by local welding between mating surfaces, that is caused by too high roller slip conditions yielding oil film collapse and metal-to-metal contact [2].
- *Premature failures with White Etching Cracks (WEC):* WEC is widely discussed in the wind industry as it is seen as the major failure mode of bearings in wind turbine gearboxes [3]. Meanwhile, most of the main drivers for premature failures with WEC have been found. These drivers can either be application related higher stresses, such as local structural tensile stresses or dynamic or transient events leading to short time overloads. Or they can be related to environmental weakening of the bearings due to conditions that may be associated to hydrogen uptake. Water ingress leading to (standstill) corrosion, lubricant decomposition, electrical currents and the influence of the lubricant under mixed friction and slip conditions may be facilitators for hydrogen uptake [4], [5]. However, it needs to be mentioned, that, depending on the severity, these conditions may already detrimental to the bearing performance without any hydrogen uptake.

This paper focusses on the evaluation of roller slip as it is known to be the main driver for smearing and during last years also more and more considered as one of the main drivers for premature failures with white etching cracks in wind turbine gearboxes [6], [7].

Excessive roller slip happens when the bearing is operating at low load and high speed. In a sufficiently loaded bearing, the loaded rollers are driving the cage, while the rollers in the unloaded zone are driven by the cage. In a low loaded bearing, only a few rollers are loaded, yielding insufficient driving force to rotate the cage, resulting in a roller set rotating at a significant lower speed and hence slip in the contact.

Roller slip is mainly investigated in cylindrical roller bearings (CRB), since they have shown to be more sensitive to smearing damage. Roller slip is known to be less critical in tapered roller bearings (TRB) due to the contact between roller end face and the inner ring flange. However, several cases of premature failures on the HS-S of wind turbine gearboxes have been reported for TRB, and therefore the roller slip behavior in tapered roller bearings is investigated in this paper.

Due to the internal geometry, the loading in a TRB is more complex than in a CRB: a radial load induces an axial load due to the raceway angle, centrifugal forces on the rollers induces axial bearing loads due to the contact with the flange on the inner ring and the raceway angle of the outer ring. The internal load distribution is influenced by the geometry of the opposite bearing in the TRB set and the clearance setting. This all needs to be considered when evaluating roller slip in TRBs.

SKF has equipped a dynamic test rig with a TRB-set as used on a HS-S of an existing wind turbine gearbox and modified the surrounding to mimic the operating conditions in the field (e.g. axial and radial load from gear set, position of lubrication and drain holes, ...). For confidentiality reasons, no details of the bearing and housing design can be shared.

The influence of loading conditions, rotation speed, oil flow and oil temperature will be investigated by test results. These results will be used to build a verified simulation model of the TRB-set on the HS-S, which allows us to evaluate the roller slip losses and to study different bearing arrangements.

The next section explains the test set up and the slip measurement methodology. Section 3 shows the measurement results and in section 4 the simulation model as well as simulation results will be presented.

2. Test setup and measurement principle

Figure 1 shows the test rig. Two hydraulic actuators allow to apply independently controlled dynamic axial and radial loads. Speed can be varied between 0 and 3000rpm.

The actuator forces are calculated in such a way that the axial and radial load on the most critical TRB is the same as in the application. Hereby gearbox torque levels can be translated to specific axial and radial actuator forces to copy the loading conditions from the gearbox to the test rig.

On both TRBs, 4 pins are welded on the cage, 90° separated from each other. The passing of the pins is measured by a proximity sensor and from the resulting pulse signal, the cage speed can be calculated.

The most critical TRB is equipped with the roller speed measurement equipment as explained in [2]. In this method, one roller is magnetised in the bearing. A solenoid inductor (coil) is mounted next to the bearing. The rotating magnetic field of the roller induces a voltage in the coil. The frequency of the measured induced voltage is used to calculate the rotation speed of the roller. It is crucial to know the exact position of the magnetised roller in order to be able to interpret the roller rotation speed around the circumference. Therefore, the cage pin at the position of the magnetised roller is made wider to distinguish from the other measured cage pulses.

Figure 2 shows the measurement results for a test at 1450rpm, no radial load and an axial load unloading the bearing in which the roller speed is measured. Both the roller and cage speed are approximately at 50% of the theoretical speed.

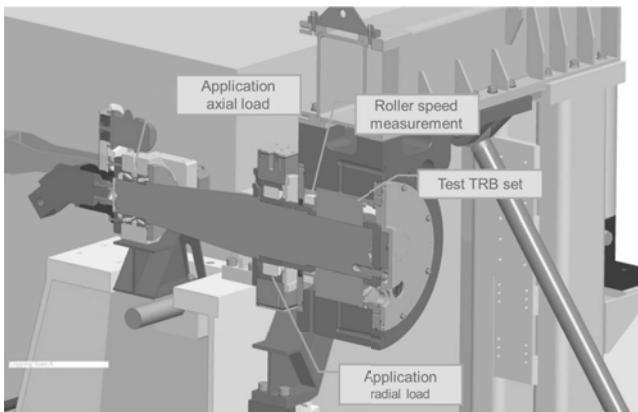


Figure 1: Overview of the test rig.

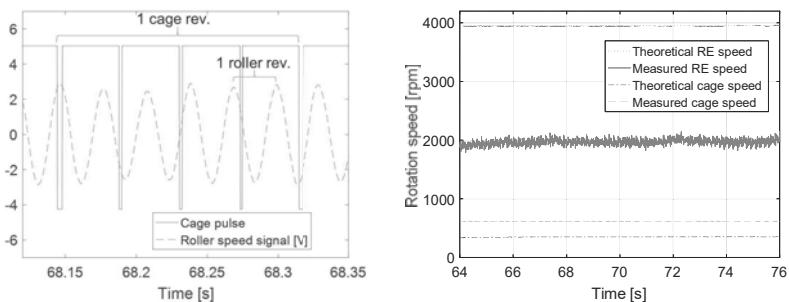


Figure 2: Measurement principle: measured cage pulses (4 pulses per revolution, 1 wider pulse to locate magnetized roller) and induced voltage in coil (left) and resulting cage and roller rotational speed (right).

3. Experimental study of roller slip

To understand the behaviour of the roller slip at different operating conditions, several load conditions and parameter studies are performed on the test rig:

- Load step from mechanical load to zero load
- Influence of oil flow and oil temperature
- Roller slip during start-up event

The measurements will be used to verify if the calculation model is accurate for a wide range of operating conditions.

3.1 Load step

The roller speed is measured during load step from mechanical load, i.e. equivalent to the load at mechanical torque on the gearbox, to zero load while the shaft speed is kept constant. Figure 3 shows the results. Note that the variation in theoretical speed is a consequence of the variation of the shaft speed during the load transient due to the limited bandwidth of the speed control on the test rig. Although the load change is applied in 0.1sec, the roller and cage speed react more slowly due to the inertia of the roller and roller set. It takes about 1.2 seconds to reach the final roller speed.

The variation in the roller speed at mechanical load is due to speed difference of the rollers being inside or outside the loaded zone. Figure 4 shows the roller speed around the circumference at mechanical (left) and zero load (right). In these pictures, the roller set rotates counter-clockwise. The loaded zone at mechanical load starts at 30° (acceleration of the rollers entering the loaded zone) and ends around 150° when the roller starts to decelerate. At zero load, there is no loaded zone resulting in a rather constant rotation speed around the circumference. At no load, a roller slip of around 50% is achieved in this TRB set. Note that this is significantly lower than the roller slip reported in CRB at low load conditions [2].

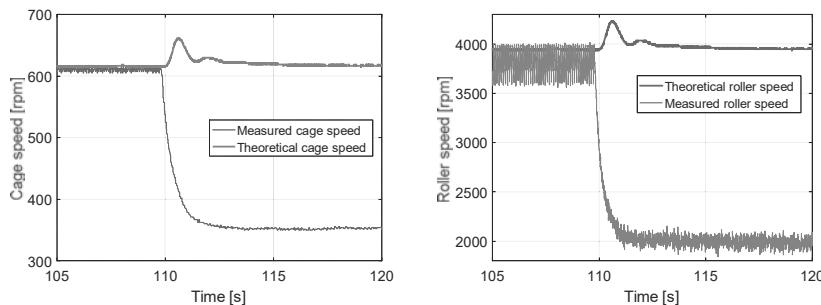


Figure 3: Cage speed (left) and roller speed (right) measured during a fast load transient from mechanical load to zero load in 0.1s while rotation speed is constant.

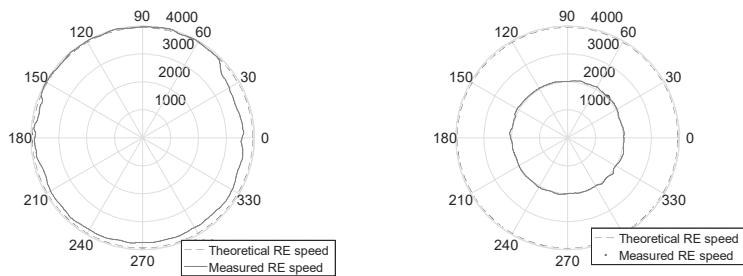


Figure 4: Measured roller speed at mechanical load (left) and no load (right).

3.2 Influence of oil flow and oil temperature

Figure 5 shows the roller slip as function of the oil flow at zero load and at 25% of the minimum load (as defined in the SKF Rolling Bearing Catalogue). This shows the large influence of the oil flow on the roller slip in this application.

The test bearing is supplied with oil coming from the cooler at 65°C. If the settings are changed to an oil temperature of 40°C, the maximum roller slip at no load and 100% oil flow is increased from 60% to 75%.

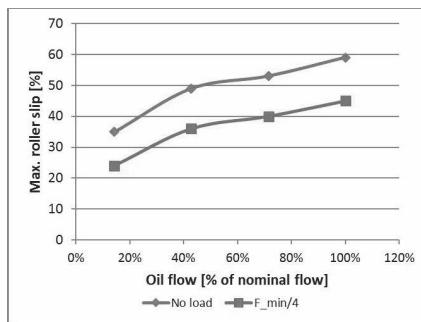


Figure 5: Roller slip as function of oil flow at no load and at 25% of the bearing minimum load at 65°C oil temperature.

3.3 Roller slip during start-up

Figure 6 shows the measurement results during a reproduction of a typical wind turbine start-up on the test rig (see upper left picture of figure 6). The rig is accelerated slowly to 900rpm at no load, then the load is applied. In reality, the turbine will rarely go directly to full load,

however the main focus of this test is to analyse the roller speed during a no load acceleration. As soon as the load is applied, the roller slip goes to zero and there is no risk for slip damage.

The upper right figure shows the cage speed of the 2 TRBs in the set. The TRB closest to generator is called the outboard (OB) and the other the inboard (IB) bearing of the set. Initially the cage is rotating above theoretical speed, as at no load the roller set is initially rotating together with the inner ring. The lower left picture shows the roller speed. At very low rotational speed the induced voltage from the rotating magnetized roller is too low to create a useful measurement signal. The axial displacement (lower right), shows how the shaft is moving axially during the start-up as a consequence of the axial loads coming from induced axial loads due to the shaft weight and due to centrifugal forces.

This start-up will be further analysed in the next section.

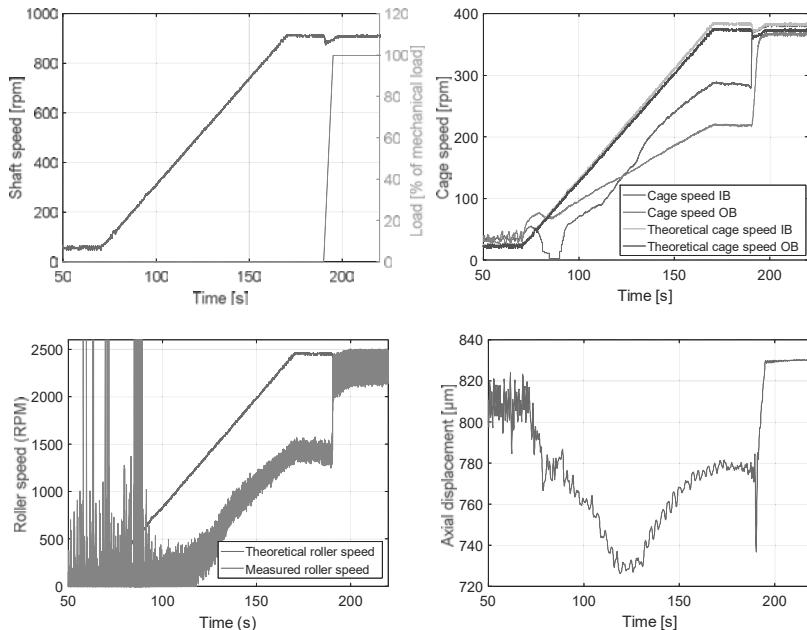


Figure 6: Roller and cage speed measurements during start-up: load and speed profile (upper left), cage speed (upper right), roller speed (lower, left) and axial shaft displacement (lower, right).

4. Numerical analysis

In order to further understand the results of the physical tests, part of the test rig was simulated in SKF BEAST (BEAring Simulation Tool) [8]. The numerical experiments aim to improve the SKF competence in simulating roller slip, provide better understanding of the test results and compare the performance of different bearing arrangements for the high speed shaft of a wind gearbox.

SKF BEAST is an SKF proprietary software which can simulate systems of bodies in a fully transient domain. Each bearing component (rolling elements, cage, rings) is modelled as an independent body which interacts via contacts or simpler laws with the other bodies and the environment. The capability of simulating the interactions between bearing components in a transient environment was essential to predict the motion of the rollers and the cage in lightly loaded bearings, i.e. when roller and cage slip are the highest.

4.1. Numerical model

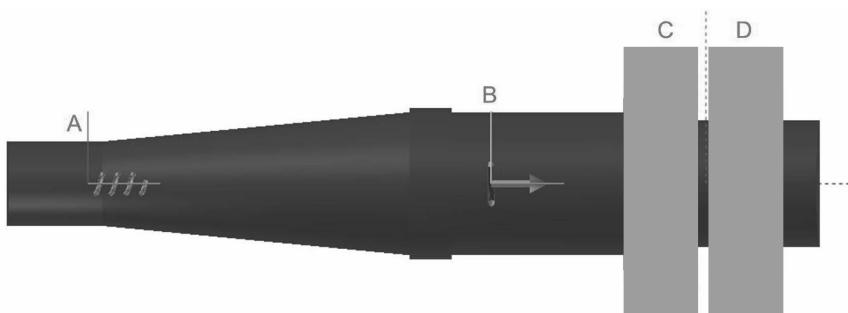


Figure 7: Section of the numerical model of the test rig (Figure 1). A: Application axial load. B: Application radial load C: Inboard bearing model. D: Outboard bearing model

Figure 7 shows the numerical model of the test rig. The test bearings (C and D) are modelled in detail. The support bearings positioned in A are replaced by linear springs and dampers constraining the radial displacement of the shaft surface. The model simplification in A is verified and causes a deviation of the bearing loads in C and D of less than 1%, being seen to be acceptable and will considerably reduce simulation times. The axial load and the rotational speed are also applied in A. The radial load is applied in B.

4.2. Modelling friction

The numerical model should be capable of simulating the cage and the roller slip. Therefore, the friction in the tribo-contacts and a circulating oil should be modeled with high accuracy.

Contacts calculations are the core and most advanced feature in SKF BEAST. The contact model includes EHL calculations for oil film thickness and rolling resistance. Starved to fully flooded lubricating conditions can be solved. Models to account for the amount of boundary and EHL friction, elastic deformation, material and lubricant squeeze damping also exist. Therefore, friction in contacts can be accurately computed for all mixed lubrication regimes.

On the other hand, SKF BEAST does not provide a built-in model to account for the friction losses with the circulating oil outside the contact. However, the measurements have shown that the speed of the cage and of the rollers largely depends on the oil flow (Figure 5). It is therefore necessary to develop a model for the friction with the circulating oil in the bearing.

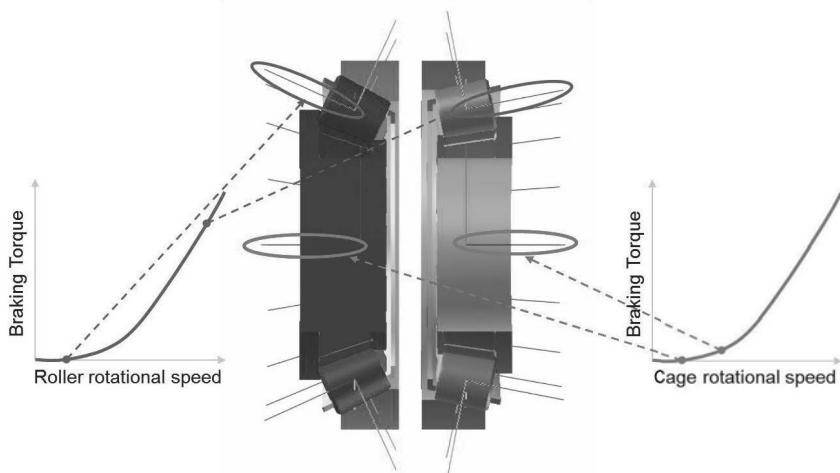


Figure 8: Braking torque model to include the friction of the bearing components with the circulating oil. The rotation of the cage and the rollers is damped by a braking torque which is function of the rotational speed.

The effect of the circulating oil on the motion of the rollers and the cage is approximated by rotational dampers. The braking torque in the dampers is a function of the rotational speed. The model parameters, which define the braking torque function, are tuned based on the measurement results.

The comparison of numerical and experimental results focusses on the roller speed during a load step as discussed in section 3.1. The model is adjusted to have the same variation in roller speed during full load ("A" in Figure 9), the time to decelerate the rollers when load is released ("B") and the roller and cage speed at no load ("C" and "D"). In this way it is guaranteed that the model is valid in a wide range of operating conditions. The simulated roller speed at the end of the model adjustment procedure is plotted in Figure 9 (right). It shows that SKF BEAST accurately reproduces the roller speed behavior.

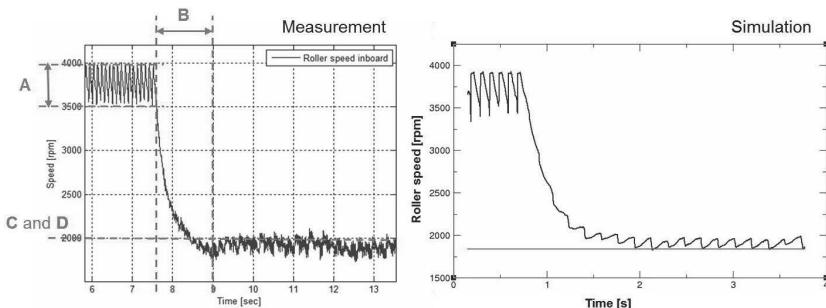


Figure 9: Roller speed of the inboard bearing during transition from full load to zero load.

The effect of the circulating oil on the motion of the bearing components can be modelled with dampers on the rollers and the cage. The characteristic of the dampers depends on the velocity of the components and on the mass flow rate of the lubricant.

The model requires experimental results to be set up correctly. Therefore, the model is accurate only for the current set-up of bearing sizes and/or shaft speeds.

4.3 Numerical analysis of different high speed shaft (HS-S) designs

Boundary conditions

The analysis focuses on three different arrangements of the same bearing types to determine how the position of the bearings on the shaft affects the slip levels in the bearings. The selected bearing arrangements are presented in Figure 10.

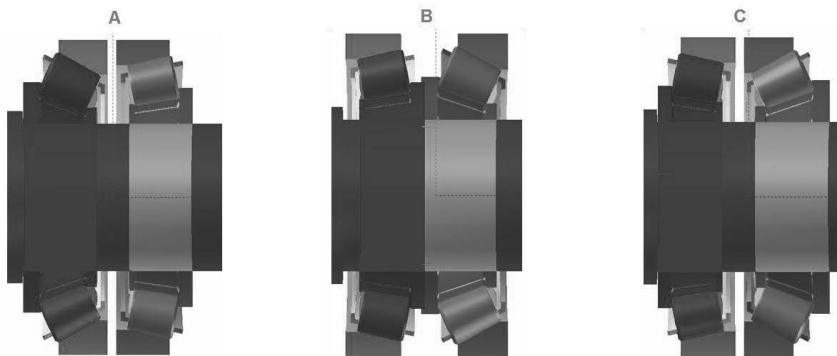


Figure 10: The three arrangements considered for the study. **A:** Back-to-back ('O-arrangement') with the large contact angle at the inboard position. **B:** Face-to-face ('X-arrangement') with the large contact angle at the outboard position. **C:** Back-to-back with the large contact angle at the outboard position.

The highest roller slip values are found during acceleration at no load conditions. During a start-up of a wind turbine, the HS-S typically accelerates to a speed of 1000 to 1800rpm before connecting to the grid and torque is applied. Such condition happens several thousands of times in a wind turbine lifetime. Therefore, an acceleration from 0rpm to 1000rpm in 100seconds at no load is simulated and evaluated for all arrangements in this section.

In the simulations no external load is applied, therefore the bearing loads are determined by the weight of the shaft and the centrifugal forces. The TRB pair is mounted with 150 µm axial clearance regardless of the arrangement. The other shaft support is a CRB with 90 µm of radial clearance.

4.3.2 Analysis of the numerical results

Before looking at the slip losses, it is worth to analyze the macroscopic behavior of the system.

During the speed sweep the system goes through different phases. The speed ramp-up behavior for the bearing arrangement A (Figure 10) is shown in figure 11.

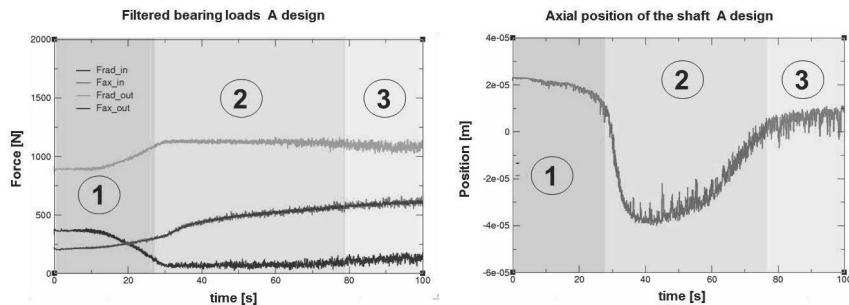


Figure 11: Bearing loads (left) and shaft axial position (right) during the speed ramp-up.

There is no external load acting on the shaft except for the shaft weight. Therefore, the TRBs are subjected to the same axial load.

- In the beginning, (phase 1) at very low speed, centrifugal forces are negligible and the shaft weight is mainly taken by the low contact angle bearing. The induced axial load pushes the shaft in positive direction.
- The larger the contact angle the larger the axial component of the centrifugal force on the rollers. Therefore, at increasing speed, and hence increasing centrifugal forces, the shaft moves axially in negative direction.
- During phase 2, the cage speed of the inboard bearing stabilizes because it is not loaded and the roller motion is damped by circulating oil, while the cage speed of the outboard continues to accelerate. Therefore, the shaft moves back in positive direction.
- During phase 3 the inboard bearing remains unloaded. The inboard rollers are mostly rolling on the outer-ring race. When they get in contact with the inner ring high slip levels are attained.

The considerations are valid for all the designs in Figure 10. Note that the measured axial shaft displacement shows a very similar trend in the acceleration phase (Figure 6).

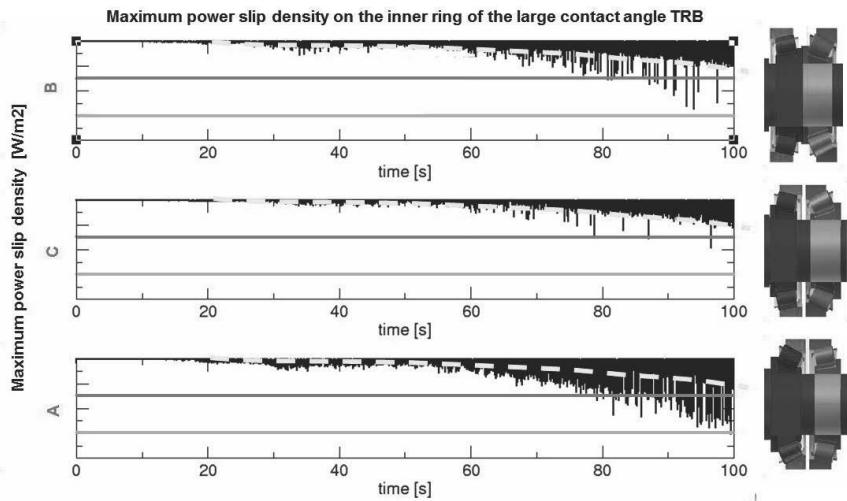


Figure 12: Maximum power slip density on the inner ring race of the large contact angle bearing during the speed sweep. By definition, the power slip density is negative because it refers to dissipated heat. The red and green line are the power slip density limits for mixed lubricated and fully separated regimes respectively. The limits were determined comparing simulation results to physical tests conducted to investigate smearing, see [9].

Despite the bearings in the three arrangements go through very similar load cycles, the maximum power density which is dissipated by the rollers on the inner ring race contact is much larger for the A design compared to the B or C design, as shown in Figure 12.

A similar base level of almost continuous power slip density can be distinguished and is indicated with the yellow dashed line. Additionally, large short time peaks, approximately twice as large occur. These peaks are almost not present for the B and C arrangements, however are happening frequently for the A arrangement.

The peaks in power slip density are generated at the 12 o'clock position (Figure 13 (left)). At this position, the rollers carry the cage weight and since there is no other load on the rollers, they are hereby squeezed between the cage bars and the inner ring. Although this effect is valid for all bearing arrangements, the power slip density is significantly higher in the A-arrangement. A detailed analysis showed that this is due to the fact that the steep contact angle bearing, located between the CRB and the low contact angle TRB, has a higher roller clearance at the 12 o'clock position. This allows a larger roller tilting, and consequently higher local contact stresses and power slip density.

This contact situation is critical because high power slip values are attained on the inner ring race with little or no lubricating film. That is because, after the contact occurs, there is always a delay before the film is built up, see section 4 in [10].

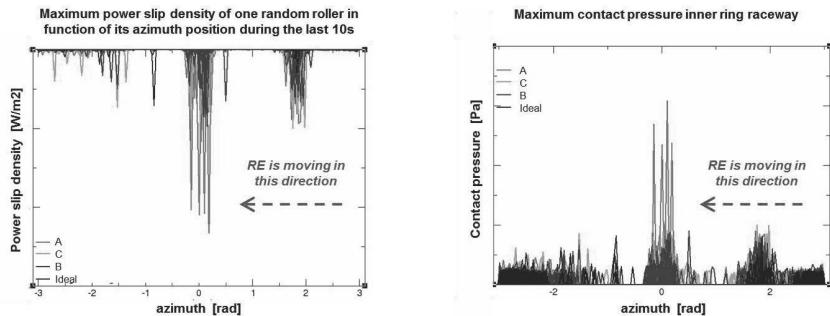


Figure 13: The maximum power slip density (left) and the maximum contact pressure (right) between a roller and inner ring race of the bearing with the large contact angle versus the azimuth position of the roller. The zero azimuth corresponds to the 12 o'clock position.

This analysis shows that the power slip density, which is considered as an important driver in premature bearing failures, is strongly depending on the actual bearing arrangement. This needs to be considered during the selection of a robust solution for wind turbine gearboxes.

5. Conclusions

The roller and cage speed has been analysed in TRB-set of a wind turbine high speed shaft bearing arrangement. Dedicated roller speed measurement equipment have been used to study the influence of load, oil flow and oil temperature on the roller speed and to validate the simulation model. Both the oil flow rate and temperature have a significant influence on the roller and cage speed.

A novel damping model to include the effect of the oil flow on the roller and cage speed has been developed and used to tune the model to the measurement result at different loading conditions.

Finally, the validated model is used to evaluate the roller slip losses in the TRB-set, comparing different arrangements of the same bearing types:

- The study showed that the selection of the actual bearing arrangement has a large impact on the power slip density during the start-up conditions. Power slip density is considered as one of the main drivers for premature failures.

- The oil flow has a major influence on the roller dynamics especially under light or no load. It is therefore critical to include the influence of the oil flow in the simulation models to evaluate roller slip losses in this application.
- The highest slip levels are attained when the bearing accelerates unloaded. Note that such no-load conditions are not critical to sub-surface fatigue damage. Therefore, designing the system using solely the bearing rating life does not guarantee a robust bearing selection. A robust solution shall be based on a good understanding of the operating conditions and the potential influence on the bearing operation, independent from discussions related to bearing steel and coating selections to avoid premature failures.

6. References

- [1] Sheng S.: Wind Turbine Gearbox Reliability Database, Condition Monitoring, and Operation & Maintenance Research Update. NREL DRC Meeting, Golden (CO), 2016
- [2] Volkmut M., Stadler K., Heemskerk R.: Slippage measurements in roller bearings. Antriebstechnisches Kolloquium (ATK), Aachen (Germany), 2009
- [3] Keller J., Vaes D., McNiff B.: The “GRC1.5”: Uptower gearbox testing to investigate bearing axial cracking. NREL Drivetrain Reliability Workshop, Golden (CO, US), 2016
- [4] Stadler K., Vaes D., Ersson M.: Premature bearing failures & white etching cracks. Antriebstechnisches Kolloquium (ATK), Aachen (Germany), 2015
- [5] Stadler K., Vegter E., Ersson M., Vaes D.: White Etching Cracks – A symptom of bearing failures. FVA Bearing World Conference, Hanover (Germany), 2016
- [6] Engelen K., Kakaroglu A., Aul V.: WEC reproduction on large size roller bearings. Conference for Wind Power Drives (CWD), Aachen (Germany), 2017
- [7] Gould B., Greco A., Keller J.: Investigation of Bearing Axial Cracking: Benchtop and Full-Scale Test Results. Conference for Wind Power Drives (CWD), Aachen (Germany), 2017
- [8] Fritzson D., Stacke L.-E., Anders J.: Dynamic simulation – Building knowledge in product development. Evolution, January 2014
- [9] Fowell M., Ioannides S., Kadiric A.: An experimental investigation into the Onset of Smearing Damage in Non-conformal Contacts with Application to Roller Bearings. Tribology Transactions, 57: 472-488, 2014.
- [10] Morales-Espejel G.E., Wemekamp A.W.: Ertel-Grubin methods in elastohydrodynamic lubrication – a review. Proc. ImechE Vol. 222 Part J: J. Engineering Tribology; 10/2007.

Untersuchung eines verlustarmen Low-Cost Lagerkonzepts für Schwungradspeicher – Eine Schlüsseltechnologie für die Speicherung erneuerbarer Energie

Enabling Flywheel Energy Storage for Renewable Energies – Testing of a low-cost, low-friction bearing configuration

Dipl.-Ing. Armin Buchroithner,

Institut für Elektrische Messtechnik und Messsignalverarbeitung,

Technische Universität Graz, Graz, Österreich;

Dipl.-Ing. Clemens Voglhuber, Eisenbeiss GmbH, Enns, Österreich

1 Kurzfassung

Energiespeicher für erneuerbare Energien spielen eine immer bedeutendere Rolle. Zwar sind die Preise für Batterien als dezentrale Speicher in den letzten Jahren signifikant gesunken, aber bis dato ungelöste Probleme wie begrenzte Zyklenzahlen, und schwieriges Recycling motivieren zu einer Suche nach Alternativen. Schwungradspeicher (englisch *Flywheel Energy Storage Systems*, kurz FESS) bieten eine Reihe von Vorteilen, wie überlegene Lebensdauer, Temperaturunabhängigkeit, exakte Bestimmung des Ladezustandes und die Möglichkeit, Energieinhalt und Leistung unabhängig voneinander zu dimensionieren. Bislang haben jedoch hohe Kosten aufgrund von Einzelfertigung, sowie die relativ hohe Selbstentladung einen durchschlagenden Markterfolg verhindert. Im Zuge eines Forschungsprojektes an der TU Graz wurde ein innovatives Lagerkonzept für ein FESS zu Speicherung von Solarenergie entwickelt. Konsequentes Low-Cost Design und das Ziel, die Selbstentladung auf ein Minimum zu reduzieren, führten zu einer neuartigen Lösung, welche drastisch verkleinerte Wälzlager einsetzt. Dieses „Down-Sizing“ wurde durch Verminderung der axialen und radialen Lagerlast ermöglicht, wobei hierfür eine passiv-magnetische Gewichtsentlastung sowie ein nachgiebiger Lagersitz aus Gusssilikon, welcher überkritischen Rotorbetrieb erlaubt, zum Einsatz kamen.

2 Einleitung - Energiespeicher für erneuerbare Energien

Die Erhöhung des Anteils an erneuerbaren Energien im Europäischen Strom-Mix ist unumgängliche Voraussetzung für die Reduktion der CO₂-Emissionen und das Erlangen einer Unabhängigkeit vom Importgut Öl. Eine zunehmende Integration von volatilen Quellen wie Wind- oder Sonnenenergie bedingt jedoch die Verfügbarkeit von effizienten Energiespeichern um Diskrepanzen zwischen Elektrizitätsbedarf und Erzeugung ausgleichen zu können. Aktuell

scheinen chemische Batterien die einzigen verfügbaren Lösungen für dezentrale Speicher in der Größenordnung bis etwa 10 kWh zu sein [1]. Massenproduktion von Li-Io-Zellen und Fortschritte im Bereich der Batterieforschung im Allgemeinen haben das Preisniveau auf rund 200 €/kWh reduziert, wodurch es für alternative Technologien schwierig ist, konkurrenzfähig zu werden. Dennoch belaufen sich die Preise für den Endkunden auf etwa 1000-1500 €/kWh [2], [3], wodurch keine finanzielle Amortisation innerhalb der ersten 15 Jahre zu erwarten ist [4]. Suboptimale Eigenschaften von chemischen Batterien wie limitierte Zyklenzahlen, Temperaturabhängigkeit sowie schwieriges Recycling und die Erforderlichkeit von nur begrenzt verfügbaren Ressourcen eröffnen neue Möglichkeiten für alternative Speicher, wie Druckluft, Hydraulik oder Schwungradspeicher. Bild 1 zeigt den möglichen Einsatz eines FESS in Verbindung mit einer dezentralen PV-Anlage.

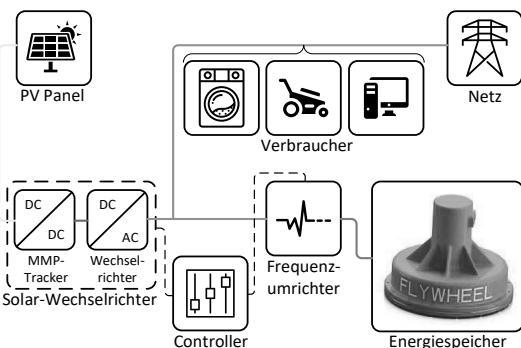


Bild 1: Systemüberblick eines FESS-Solarspeichers.

3 Grundlagen kinetischer Energiespeicher

Das physikalische Konzept, welches den Schwungradfahrzeugen zugrunde liegt, beruht auf der Energiespeicherung durch die Bewegung träger Masse und gehört zu den ältesten Energiespeicherprinzipien der Welt. Der Speicher ist durch zwei Eigenschaften, das Trägheitsmoment und die Winkelgeschwindigkeit ω charakterisiert. Die gespeicherte kinetische Energie E_{kin} lässt sich durch die Formel $E_{kin} = 1/2 I \omega^2$ exakt quantifizieren und kann sowohl mechanisch (über ein Übersetzungsgetriebe und Schaltkupplungen), als auch elektrisch (mittels Motor-Generator und Leistungselektronik) übertragen werden. Wird Energie zu- oder abgeführt, so erhöht bzw. verringert sich die Rotordrehzahl. Im Stand-By-Betrieb soll die Drehzahl so langsam wie möglich absinken, was durch eine verlustarme Lagerung sowie eine evakuierte Umgebung erreicht wird. Der typische Aufbau eines FESS inklusive Peripheriekomponenten ist in Bild 2 dargestellt.

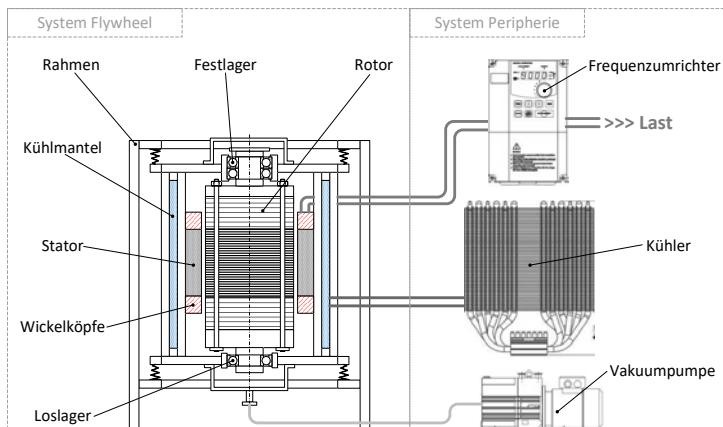


Bild 2: Typischer Aufbau eines Schwungradspeichers mit Peripheriekomponenten.

3.1 Lagerkonzepte für Schwungradspeicher

Gemeinsam mit dem Rotor zählt die Lagerung zu den wichtigsten Komponenten eines FESS und bestimmt folgende Eigenschaften des Speichers:

- Maximale Drehzahl
- Resonanz und Eigenfrequenzen
- Zulässige Betriebstemperatur
- Verlustmoment / Selbstentladung

Neben der essentiellen Rolle betreffend Performance und energetische Spezifikationen des Systems beeinflusst die Lagerung die Kosten des FESS während des gesamten Lebenszyklus, wie die folgenden Beispiele zeigen:

a) Fertigungs- und Assemblierungskosten

Aktive Magnetlager bieten eine besonders gute Eignung für hohe Drehzahlen und die Möglichkeit, Nachgiebigkeit und Dämpfung aktiv (während des Betriebs) zu verändern. Als schwerwiegender Nachteil müssen jedoch die hohen Kosten genannt werden [5].

Hochpräzise Wälzläger, welche für die relevanten Drehzahlbereiche von Schwungradspeichern geeignet sind, erfordern nicht nur enge Fertigungstoleranzen bei der Herstellung des Lagers per se, sondern setzen eine exakte Fertigung des Lagersitzes und in weiterer Folge gute Form-, Lage- und Lauftoleranzen der Peripherie voraus; ein Aspekt, der die Systemkosten des Speichers ebenfalls beeinflusst. (Vergleiche Bild 3.)

b) Servicekosten

Während bei aktiven Magnetlagern lediglich elektronische Komponenten thermischem Altern unterliegen, sind wälzgelagerte Schwungräder verschleißbehaftet. Die Erneuerung

des Schmiermittels oder in manchen Fällen des gesamten Wälzlagers stellt üblicherweise den einzigen Posten bei der Ermittlung der Servicekosten dar.

c) Betriebskosten

Bei *USV-Anlagen*, bei denen das Schwungrad permanent mitläuft, bis ein Stromausfall auftritt, sind die Lagerverluste den Betriebskosten gleichzusetzen. Wird das *FESS zur Speicherung von erneuerbaren Energien* eingesetzt, so wirkt sich die Lagerreibung auf die Selbstentladung sowie den Gesamtwirkungsgrad und in weiterer Folge die gesamte Systemrentabilität und Amortisationsdauer aus. Da die Strömungsverluste durch Evakuieren des Schwungradgehäuses minimiert werden können, zählt die Lagerreibung zu den Hauptursachen der Selbstentladung und der Betriebskosten.

3.2 Lagerlasten von stationären Schwungradspeichern

3.2.1 Axiale Lagerlasten

Anstelle der gyroskopischen Lasten bei mobilen FESS tritt im Falle von Stationärspeichern die statische Gewichtslast des Rotors in den Vordergrund. Der üblicherweise bei stationären FESS deutlich höhere geforderte Energieinhalt verlangt größere Rotormassen, wodurch das Fest- (oder Axial-) Lager eine deutlich höhere Belastung erfährt.

3.2.2 Radiale Lagerlasten

Der Grund für alle radialen Lagerlasten in Schwungradspeichern (mit vertikaler Drehachse) sind die Unwuchtkräfte. Diese sind ein unvermeidliches Produkt des realen Fertigungsprozesses des Rotors. Und hier liegt wiederum ein Zielkonflikt vor: Wälzlager werden anstelle von Magnetlagern eingesetzt um Kosten zu sparen. Wird jedoch ein konsequenter Low-Cost-Ansatz verfolgt, so dürfen auch die Fertigungstoleranzen nicht zu eng definiert werden. Bild 2 zeigt die relativen Metallbearbeitungskosten in Abhängigkeit der Toleranzklassen und verschiedenen Fertigungsverfahren.

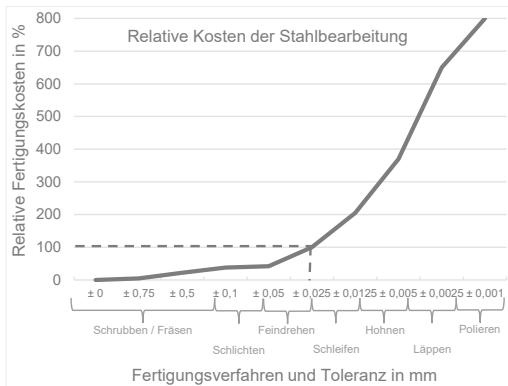


Bild 3: Relative mechanische Fertigungskosten über Toleranzklassen [14].

4 Reibungsverluste in Wälzlagern für FEES-Anwendungen

Das Verlustmoment von Wälzlagern ist proportional zu ihrer Drehzahl und Last, wobei der lastunabhängige Anteil wiederum von konstruktiven Aspekten des Lagers (wie Käfig- oder ggf. Dichtungsreibung, sowie Wälzkörperfliehkräften) und elasto-hydrodynamischen Schmiermitteleffekten abhängt. Der überwiegende Teil des Verlustmoments ist jedoch lastabhängig, das heißt, dass der Rollwiderstand proportional zur axialen und radialen Lagerlast zunimmt.

4.1 Analytische Bestimmung des Verlustmoments

Zur Abschätzung des Verlustmoments der Wälzlagierung wurden drei in der Literatur als Industriestandard festgelegte Methoden angewendet und verglichen. Tabelle 1 gibt eine Übersicht.

Tabelle 1: Berechnungsmethode zur Ermittlung des Lagerverlustmoments

Methode	Formel	Beschreibung
FAG nach Palmgren [6]	$M_r = M_0 + M_1$ ➤ M_0 ... drehzahlabhängiges Moment ➤ M_1 ... lastabhängiges Moment	Bei dieser Berechnung wird davon ausgegangen, dass sich das Reibungsmoment aus einem lastabhängigen und einem drehzahlabhängigen Moment zusammensetzt.
SKF vereinfacht [7]	$M_r = 0,5 \mu P d$ ➤ μ ... konstanter Reibbeiwert ➤ P ... Lagerbelastung ➤ d ... Lagerdurchmesser	Diese Berechnung gilt für: <ul style="list-style-type: none"> • Lagerbelastung $P \approx 0,1 C$ • gute Schmierung • normale Betriebsverhältnisse Das Reibmoment lässt sich über eine konstante Reibungszahl, die äquivalente Lagerbelastung und dem Bohrungsdurchmesser berechnen.
SKF erweitert [7]	$M_r = \Phi_{ish} \cdot \Phi_{rs} \cdot M_{rr} + M_{sl} + M_{seal} + M_{drag}$ ➤ Φ_{ish} ... Faktor Schmierfilmdicke ➤ Φ_{rs} ... Einfluss Schmiermittelverdrängung ➤ M_{rr} ... Rollreibmoment ➤ M_{sl} ... Gleitreibmoment ➤ M_{seal} ... Dichtungsmoment ➤ M_{drag} ... Planschverlust bei Ölschmierung	Es handelt sich um eine ursachen-abhängige, physikalisch-analytische Berechnungsmethode. Gleitreibung (auch Käfigreibung) sowie Hydrodynamik der Schmierung werden ebenfalls berücksichtigt.

Die Anwendung egal welcher der drei Methoden setzt in jedem Fall eine gute Kenntnis der Belastungssituation voraus. Im konkreten Fall des betrachteten Schwungradspeichers bedeutet dies, dass neben dem Rotorgewicht auch die Exzentrizität bzw. Unwucht bekannt sein muss. Das Verlustmoment in Abhängigkeit zur Drehzahl wurde für die in Tabelle 2 gelisteten Eingangswerte ermittelt und ist in Bild 4 dargestellt.

Tabelle 2: Eingangsdaten für die Verlustmomentrechnung, Rillenkugellager Baureihe 626.

Bezeichnung	Kürzel	Wert	Einheit
Masse des Rotors	$m_{Schwungrad}$	27	kg
Radius des Rotors	$r_{Schwungrad}$	0,125	m
Exzentrizität des Rotors	$e_{Schwungrad}^a$	10^{-6}	m
Drehzahl des Rotors	$n_{Schwungrad}$	20.000	min^{-1}
Axialer Entlastungsgrad	f_E	0,9	-
Resonanzdrehzahl	n_{krit}	4.500	min^{-1}
Radiallast im überkritischen Betrieb ^b	$F_{rad \text{ überkritisch}}$	390	N

^a... basierend auf einer angenommenen Wuchtgüte von G=6,3.

^b... bestimmt durch Exzentrizität des Rotors und Nachgiebigkeit des Lagersitzes.

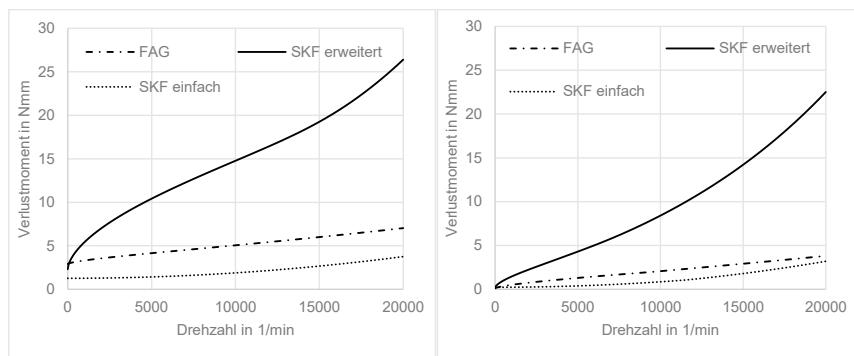


Bild 4: Berechnetes Verlustmoment des 30-kg-Schwungrades mit 2 Stück Rillenkugellager Baureihe 626 bei 0% (links) und 90% Gewichtsentlastung (rechts)

Abgesehen von einer starken Divergenz der Methoden lassen die Diagramme in Bild 4 erkennen, dass eine Reduktion des Entlastungsgrades von 0% auf 90% keine signifikante Reduktion des berechneten Verlustmoments mit sich bringt, was – so viel sei vorweg genommen – in starkem Widerspruch zu den Prüfstandsergebnissen steht.

5 Methoden zur Lagerlastreduktion bei Schwungradspeichern mit Wälzlagern

5.1 Reduktion der Axiallasten

Als Methode zur Reduktion der axialen Lagerlast wurde eine *magnetische Gewichtsentlastung* in Betracht gezogen. In erster Instanz wurde der einfachste Aufbau eines Schwungradspeichers betrachtet, nämlich eine rotierende, zylindrische Scheibe aus Stahl ohne Motor-Generator zur Energiewandlung. Hubmagnete wurden bereits mehrfach bei FESS eingesetzt, aber dennoch belieben sich die Verlustleistungen auf mehrere hundert Watt, was im Falle aktiver Hubmagnete auf die elektrischen Verluste zurückzuführen ist.

Permanentmagnete hingegen (wie folgend in 5.1.1 beschrieben) wurden vorwiegend in segmentierter Bauweise eingesetzt, was zu einer Inhomogenität des Magnetfeldes führt und in weiterer Folge Wirbelstromverluste erzeugt. Diese Verluste treten zwangsläufig bei einer Veränderung des Magnetfeldes auf, wobei gilt, dass, je größer die zeitbezogene Änderung des Feldes und je größer die Leitfähigkeit des sich im Feld befindlichen (Rotor-) Materials ist, umso größer sind die Wirbelströme. Diese sorgen einerseits über den Ohmschen Widerstand für Verluste und andererseits erzeugen die Wirbelströme ihrerseits ein der Bewegung entgegen gerichtetes (und damit bremsendes) magnetisches Feld. Damit kann unter gewissen Umständen der positive Effekt der Gewichtsentlastung zunichthe gemacht werden. Mögliche Ursachen für ein sich änderndes Magnetfeld sind:

- Anisotropie des (ferromagnetischen) Rotormaterials
- Inhomogenität von Material / Magnetisierung des Magneten
- Unstetigkeit der Rotoroberfläche innerhalb des Magnetfeldes

5.1.1 Option 1 – Anziehende Anordnung mit Hartferritring

Diese Option bietet aus konstruktiver Sicht die einfachste Lösung einer Gewichtsentlastung. Ein Ringmagnet wird über dem Stahlrotor angeordnet und verringert durch seine anziehende (hebende) Kraft die Axiallast, wie in Bild 6 dargestellt.

Vorteile:

- Aufgrund der beinahe bis zum äußeren Rotor-durchmesser möglichen Ausdehnung des Magneten spielt die magnetische Flussdichte eine untergeordnete Rolle und es können kostengünstige Hartferritmagnete eingesetzt werden.
- Gute Verfügbarkeit von Ringmagneten mit einem für die Schwungradwelle adäquaten Bohrungsdurchmesser (>50 mm).
- Stahlrotoren benötigen aufgrund ihrer ferromagnetischen Eigenschaften keinen zweiten mitdrehenden Magneten.

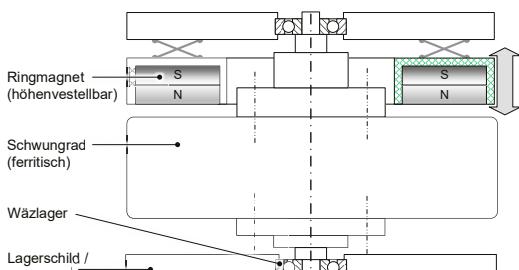


Bild 6: Option 1 – Anziehende Anordnung mit Hartferritring.

Nachteile:

Sämtliche Nachteile dieser Anordnung haben mit den bereits erwähnten Wirbelstromverlusten zu tun. Da das Ziel aber in der Entwicklung eines möglichst verlustarmen Lagerkonzeptes liegt, muss ihnen besondere Beachtung geschenkt werden.

- Die gute elektrische Leitfähigkeit des Rotors begünstigt die Ausbreitung von Wirbelströmen.
- Unzureichende Lauftoleranzen des Rotors (Planlauf) verändern den Abstand zwischen Rotor und Magnet und bewirken somit eine Veränderung der Flussdichte.
- Die dem Magneten zugewandte Fläche des Rotors darf keinerlei Inhomogenität (Bohrungen etc.) aufweisen.

Die Homogenität des Magnetfeldes eines Hartferrits mit 220 mm Außendurchmesser und 80 mm Bohrung wurde, wie in Bild skizziert, mit einem *Teslameter 904T* gemessen. Die Ergebnisse sind in Bild 8 dargestellt und lassen Schwankungen um ~20% erkennen.

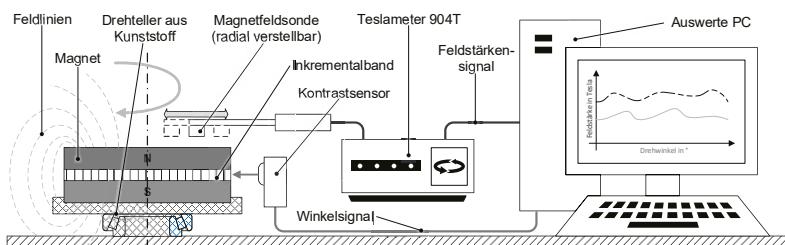


Bild 7: Messaufbau zur Messung der Homogenität des Feldes des Hubmagnets.

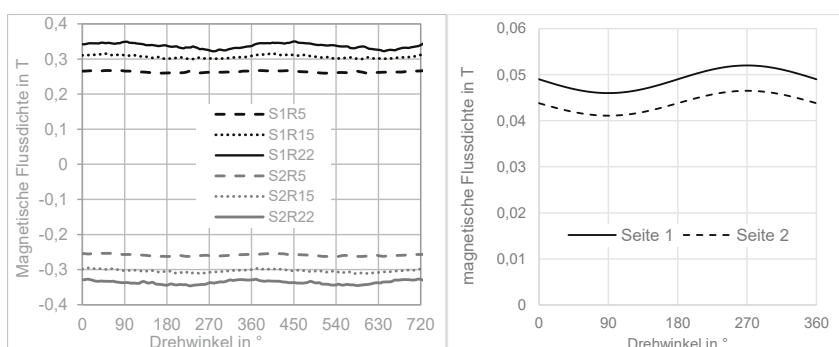


Bild 8: Magnetische Flussdichte zweier Magnetyphen. Links: SmCo-Scheibenmagnet mit 40 mm Durchmesser. Rechts: Hartferritmagnet mit 220 mm Durchmesser und 80 mm Bohrung.

5.1.2 Option 2 - Zwei Magnete in abstoßender Anordnung

Die starken Schwankungen der magnetischen Flussdichte des Hubmagneten von Option 1 würden – um das Verlustmoment aufgrund von Wirbelströmen gering zu halten - ein ferromagnetisches, jedoch elektrisch schlecht leitendes Rotormaterial erfordern. Da kostengünstige Rotoren aber meist aus Bau- oder Vergütungsstahl gefertigt sind, besteht eine Möglichkeit zur Verlustreduktion im Anbringen eines zweiten, abstoßenden Magneten, da dieser eine schlechte elektrische Leitfähigkeit aufweist. Folgende Lösung wurde entworfen:

- Die Fliehkräftespannungen der rotierenden Magneten wurden durch Reduktion des Durchmessers gering gehalten.
- Magnete mit höherer Flussdichte (Neodym-Eisen oder Samarium-Kobalt statt Hartferrit) mussten gewählt werden.
- Der Magnet wurde ohne Bohrung ausgeführt um die maximalen Fliehkräftepannungen weiter herabzusetzen.

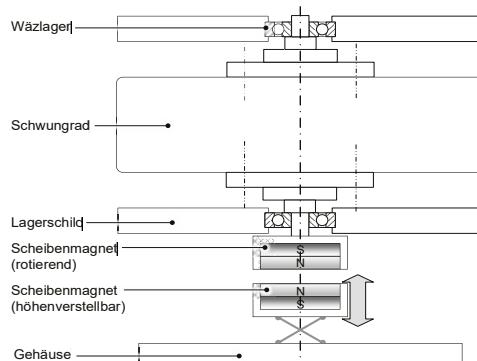


Bild 9: Option 2 – Abstoßende Anordnung zweier SmCo-Magnete.

Da Schwungradspeicher meist im Vakuum laufen und keine konvektive Kühlung vorliegt, war es notwendig, bezogen auf die magnetischen Eigenschaften, temperaturbeständige Magnete – in diesem Fall Samarium-Kobalt – zu wählen. Dennoch verlangt die Temperaturabhängigkeit der Magnetkraft eine Einstellbarkeit des Luftspalts. Bild 10 zeigt die Entmagnetisierungskennlinien des gewählten SmCo-Magneten (XGS24) sowie eine Simulation des Magnetfeldes in COMSOL.

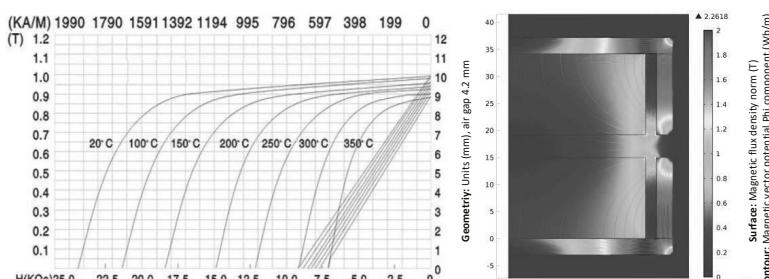


Bild 10: Entmagnetisierungskennlinien [8] und Magnetfeldsimulation des $\text{Sm}_2\text{CO}_{17}$ -Magnet.

5.2 Reduktion der Radiallasten

Um die Lebensdauer von Wälzlagern Schwungradspeichern zur steigern, wurden aktive und passive Maßnahmen zur Schwingungsisolierung und –dämpfung untersucht [9]. Hierbei wurden Piezoaktuatoren zur aktiven Lagernachführung mit kostengünstigen, nachgiebigen Strukturen verglichen, wobei letztere zufriedenstellende Ergebnisse erzielten [10]. Eine Lagerung, welche rein auf Permanentmagneten basiert, ist aufgrund von *Earnshaw's Theorem* nicht stabil durchführbar [11], weshalb zusätzlich Wälzläger zur radialen Führung notwendig sind. Eine nachgiebige Anbindung dieser Wälzläger erlaubt überkritischen Rotorbetrieb.

5.2.1 Lagersitz aus Guss Silikon

Der in Bild 11 dargestellte Lagersitz ist wie folgt aufgebaut: Das Wälzlagerring wird in eine Lagerhülse aus Aluminium eingepresst, welche Strukturrillen am äußeren Umfang besitzt. Der Zwischenraum zum äußeren Lagerschild wird mit Guss Silikon (SHa 30) ausgegossen. Die gut erkennbare Degravität der Federkennlinie des Lagersitzes (vergleiche Bild 13) ist typisch für die Hyper-Elastizität von Elastomeren, welche ein fluidähnliches Verhalten aufweisen.

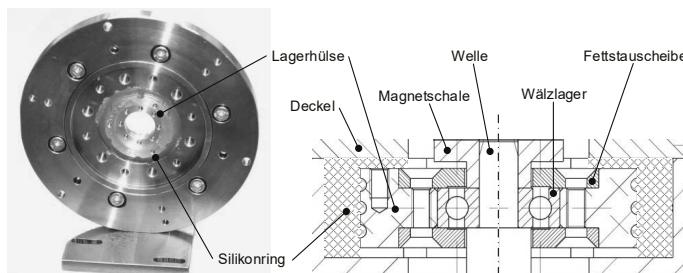


Bild 11: Silikonlagerschild des Test-Schwungradspeichers.

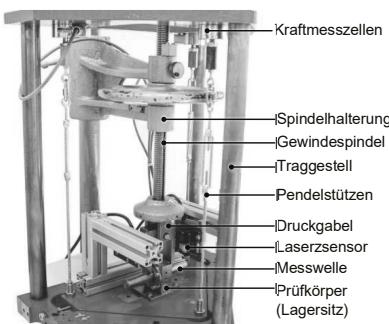
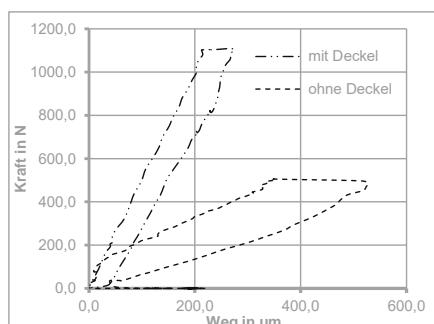


Bild 12: Kraft-Weg-Diagramm des Silikonlagersitzes und dazugehörige Messeinrichtung.

Wie aus Bild 12 hervorgeht, wird die Nachgiebigkeit des Lagersitzes durch Anbringen der Deckel deutlich herabgesetzt, da diese die Verdrängung des elastischen Materials unterbinden.

Die Kombination der Maßnahmen zur Reduktion der Axial- und Radiallasten erlaubt ein signifikantes Wälzlagertyp-Down-Sizing, was wiederum den Wirkdurchmesser der Reibkraft und somit das Verlustmoment weiter reduziert.

6 Prüfstand zur Ermittlung des Verlustmoments

Um das Verlustmoment der Lageranordnung quantifizieren zu können, wurde ein sogenannter *Spin-Down-Prüfstand*, wie in Bild 14 skizziert, gebaut und in Betrieb genommen.

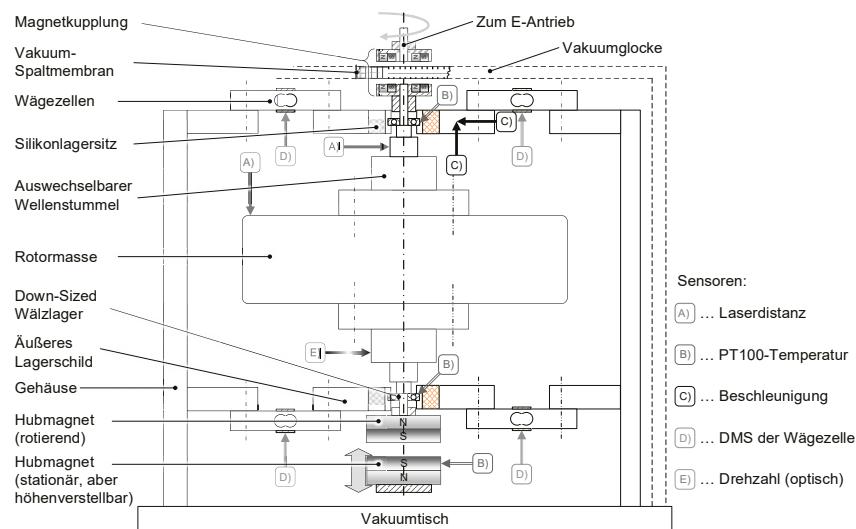


Bild 14: Aufbau des Auslaufprüfstandes mit Kennzeichnung der Messstellen.

Der Gradient der Auslaufkurve (Drehzahl über Zeit) ist ein Maß für die Reibungsverluste des Systems, welche mit Hilfe des Drehimpulserhaltungssatzes berechnet werden können (1).

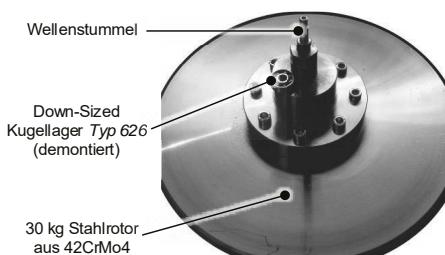


Bild 13: Schwungrad-Wellen-Assembly und Kugellager Baureihe 626 im Größenvergleich.

$$M_{verlust} = J_{Rotor} \cdot \frac{\partial \omega}{\partial t} \quad (1)$$

Die Einstellung des Entlastungsgrades durch Zustellung des SmCo-Magneten erfolgt mittels elektromechanischer Lineareinheit.

Die tatsächliche axiale Lagerlast wird mittels des in Bild 15 dargestellten Aufbaus gemessen.

Um den Anteil des aerodynamischen Verlustmoments zu eliminieren wurde der Aufbau wie in Bild 16 gezeigt in eine Vakuumkammer integriert. Das Drehmoment zum Beschleunigen des Schwungrades wird mittels Asynchronmotor und Magnetkupplung durch eine Spaltmembran aus Grasfaserkunststoff eingebracht. Die Maximaldrehzahl beträgt 24.000 UpM.

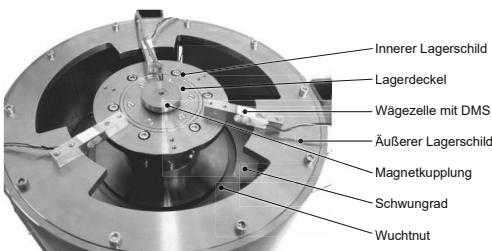


Bild 15: Lagerschildaufbau mit „Speichenrad“ aus Wägezellen zur Bestimmung der axialen Lagerlast.

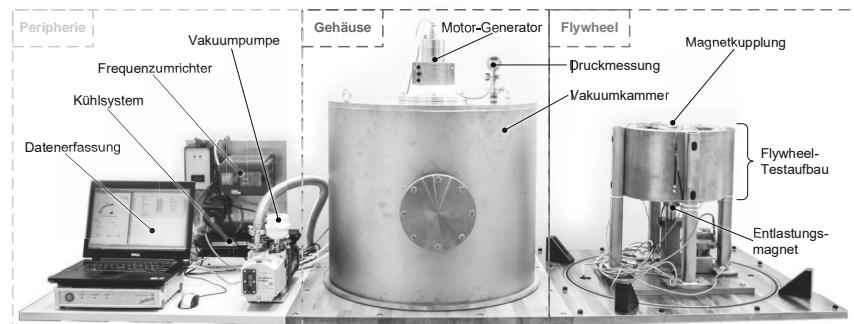


Bild 16: Gesamter Prüfstandsaufbau für die Verlustmomentmessung.

6.1 Ergebnisse

Ziel der empirischen Untersuchungen liegt im Nachweis der Funktionalität und Performance des Low-Cost-Lagerkonzeptes. Die Effektivität der magnetischen Gewichtsentlastung muss entgegen der unter 4.1 durchgeföhrten Berechnungen als erstaunlich hoch bezeichnet werden, da eine prinzipielle Reduktion des Verlustmoments von rund 80% erreicht werden konnte. Bild 18 zeigt das absolute Verlustmoment des Schwungrades bei 1000 UpM und Umgebungsdruck, wobei der Anteil der Luftreibungsverluste blau gekennzeichnet wurde. Für den Wirkungsgrad und die Selbstentladung des Schwungradspeichers sind jedoch niedrige

Verlustmomente über den gesamten Drehzahlbereich entscheidend, wodurch die Maschinendynamik an Bedeutung gewinnt. Bild 19 zeigt eine Auslaufkurve des Schwunggrades von 5000 UpM, wobei ein Knick bei etwa 2500 UpM in das Auge sticht. Die Ursache hierfür kann im Durchfahren der Resonanzfrequenz des Systems gefunden werden, was eine Messung der Schwingungsamplitude der Schwunggradwelle (vergleiche Abbildung 20) bestätigt.

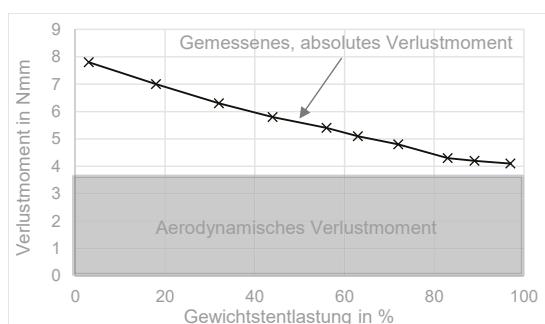


Bild 1: Ermitteltes Verlustmoment der Lagerung über Entlastungsgrad bei 1000 UpM.

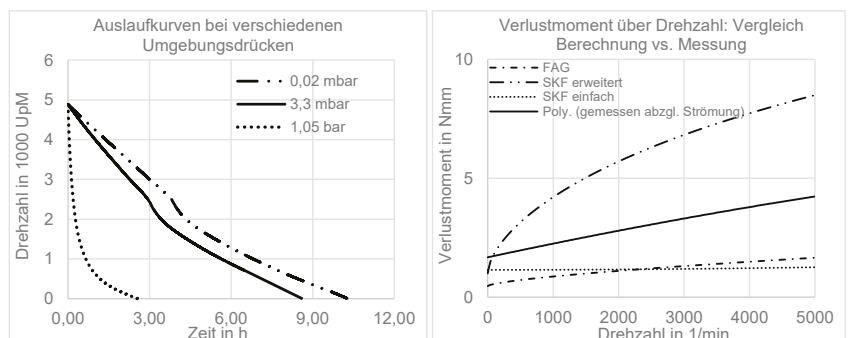


Bild 19: Links: Spin-Down-Tests des Schwunggrades bei verschiedenen Umgebungsdrücken. Rechts: Vergleich des gemessenen Verlustmoments der Schwunggradlagerung (durchgezogene schwarze Linie) mit den analytischen Berechnungsmethoden.

Ein Vergleich von Verlustmomentmessung und Berechnung in Bild 19 rechts zeigt, dass die einfachen Methoden von SKF und FAG die Reibverluste um etwa einen Faktor 2 - 4 unterschätzen, während die erweiterte SKF-Methode den Strömungsanteilen höherer Potenz zu große Bedeutung einräumt. Die Asymmetrie des Diagramms in Bild 20 - links kann durch gyrokopische Effekte sowie eine Anisotropie des Gusssilikons (Luft einschlüsse) erklärt werden. Bild 20 – rechts zeigt den Einfluss einer am Schwunggrad angebrachten Unwucht von 25 g bei einem Radius von 100 mm. (Entspricht $U = 4 \text{ g} \cdot \text{mm}$.)

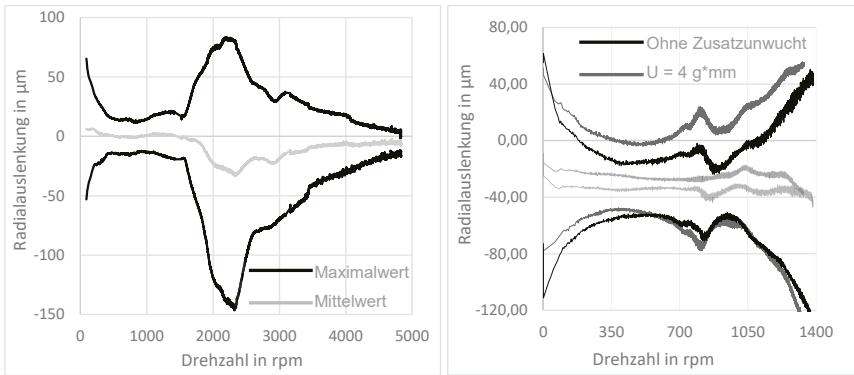


Bild 20: Amplituden der Schwungradwelle (gemessen nahe den Lagerstellen) über Drehzahl.

Der Unwuchteinfluss ist durch deutliche höhere Wellenauslenkung in Bild 20 rechts erkennbar. Aufgrund der großen Auslenkungen des Schwungrades bzw. der Welle waren bei diesem Versuch keine höheren Drehzahlen als 1500 UpM möglich.

7 Zusammenfassung

Die vorliegende Publikation beschreibt die Entwicklung eines kostengünstigen Wälzlagerkonzeptes für Schwungradspeicher als Alternative zu aktiven Magnetlagern. Um für diese Anwendung geeignet zu werden, wurden Methoden zur Verringerung des Verlustmoments entwickelt und am Prüfstand verifiziert. Die radialen Lagerlasten wurden durch einen nachgiebigen Lagersitz aus Gusssilikon, welcher überkritischen Rotorbetrieb erlaubt, reduziert. In Kombination mit einer permanentmagnetischen Gewichtsentlastung konnte das Verlustmoment um rund 80% reduziert werden, wodurch geringe Leerlaufverluste des Schwungrades und Spin-Down Zeiten von beinahe 2 Tagen erreicht werden können.

8 Ausblick

Um die Grenzdrehzahl des Schwungrades (und somit die maximale spezifische Energie des Rotors) vollends ausnutzen zu können, sind Tests bis 20.000 UpM geplant. Um eine plastische Verformung des Wellenstummels/Lagersitzes zu vermeiden, müssen Resonanzerscheinungen im gesamten Drehzahlspektrum vermieden werden, was eine systematisch-empirische Variation der Steifigkeit und Dämpfung des Lagersitzes sowie eine hohe Wuchtgüte des Rotors bedingt. In weiterer Folge soll der Einfluss von Lagertyp und –durchmesser sowie Schmiermittelmenge auf das Verlustmoment untersucht werden.

9 Danksagung

Dieses Projekt wurde aus Mitteln des *Klima- und Energiefonds* gefördert und im Rahmen des Energieforschungsprogramms 2016 durchgeführt. Die Autoren bedanken sich bei *Michael Bader, Alexander Haan, Peter Haidl, Alexander Ott, Markus Perwein* und *Emanuel Watschinger* für die Mitarbeit beim Aufbau und Betrieb der Prüfstände. Des Weiteren gilt der Dank *Bernhard Schweighofer* und *Hannes Wegleiter* für die Magnetfeldsimulation.

10 Literaturverzeichnis

- [1] Patrick T. Moseley, "Electrochemical energy storage for renewable sources and grid balancing", Elsevier, 2014.
- [2] MG Solar Shop, „LG CHEM RESU 6.4 LI-IO 6.4 kWh storage batterie for SMA Sunny Island“, 2016. [Online]. Available: <http://www.mg-solar-shop.de/pv-battery-offgrid-systems/LG-CHEM-RESU-6-4--LI-IO-6-4-kWh-storage-batterie-for-SMA-Sunny-Island.html>. [Zugriff am 21 07 2016].
- [3] Photovoltaik4All, „Photovoltaik Solarstrom-Speichersysteme“, SEC SolarEnergyConsult Energiesysteme GmbH, [Online]. Available: <http://www.photovoltaik4all.de/speicher/?p=1>. [Zugriff am 21 07 2016].
- [4] Buchroithner et al., „Decentralized Low-Cost Flywheel Energy Storage for Photovoltaic Systems“, in *4th International Conference on Sustainable Energy Engineering and Application (ICSEEA 2016)*, Jakarta, Indonesien, 2016.
- [5] P. Bühler, „Hochintegrierte Magnetlager-Systeme“, ETH Zürich, 1995.
- [6] A. Palmgren, „Neue Untersuchungen über Energieverluste in Wälzlagern. VDI-Berichte, Band 20“, 1957.
- [7] SKF Gruppe, Hauptkatalog, 2008.
- [8] BVI Magnet GmbH, „BVI Magnete“, 18 April 2016. [Online]. Available: <http://www.bvi-magnete.de/index.php>.
- [9] M. Zisser, P. Haidl, B. Schweighofer, H. Wegleiter und M. Bader, „Test Rig for Active Vibration Control with Piezo-Actuators“, The 22nd International Conference on Sound and Vibration ICSV22, Florenz, Italien, 2015.
- [10] P. Haidl, A. Buchroithner, M. Zisser, M. Bader, B. Schweighofer und H. Wegleiter, „Improved test rig for vibration control of a rotor bearing system“, in *23rd International Congress on Sound & Vibration*, Athen, Griechenland, 2016.
- [11] M. Lang, "Berechnung und Optimierung von passiven permanentmagnetischen Lagern für rotierende Maschinen", Berlin, 2003.
- [12] Thomas Anderup et al., „Batteriespeicher in der Nieder- und Mittelspannungsebene - Anwendungen und Wirtschaftlichkeit sowie Auswirkungen auf die elektrischen Netze“, VDE Verband der Elektrotechnik, Elektronik Informationstechnik e.V., 2015.
- [13] Johannes Weninger, „Dezentrale Stromspeicher für die Energiewende“, BWV - Berliner Wissenschaftsverlag, 2015.
- [14] G. Halevi, Process and Operation Planning, Springer Verlag, 2003.

Neuentwicklungen bei magnetoresistiven Sensoren für intelligente Lager

Dr. Rolf Slatter, Dipl.-Ing. (FH) René Buß, Sensitec GmbH, Lahnau

Kurzfassung

Getrieben durch Trends wie Industrie 4.0, nimmt das Angebot an „intelligenten Lagern“ bzw. „Sensorlagern“ stetig zu. Durch die Integration von Sensoren in ein Wälzlager und in eine Linearführung erspart sich der Anwender ein separates Messsystem. Dadurch werden Konstruktions- und Montageaufwand reduziert und es gibt oft weitere Vorteile in Bezug auf Genauigkeit, Dynamik, Bauraum und Funktionalität. Nicht nur Weg- und Winkelmessung, sondern auch weitere Funktionen können mit magnetoresistiven (MR) Sensoren realisiert werden, so z. B. eine Zustandsüberwachung.

1. Einleitung

Durch die Integration eines Messsystems in ein Lager oder in eine Linearführung erspart sich der Anwender eine separate Messvorrichtung. Dadurch wird der Konstruktions- und Montageaufwand reduziert und es gibt oft funktionelle Vorteile in Bezug auf Genauigkeit, Dynamik und Bauvolumen. Das Angebot an solchen Sensorlagern nimmt stetig zu, wie vor kurzem auf der Hannover Messe 2017 deutlich zu sehen war. Es werden unterschiedliche Messprinzipien angewandt für Winkel- und Längenmessaufgaben, u. a. optische, kapazitive und induktive Verfahren. In diesem Anwendungsbereich setzen sich jedoch zunehmend Sensorlager auf magnetischer Basis durch. Die Kombination von höherer Präzision, höherer Dynamik, größerem zulässigen Luftspalt und extremer Robustheit führen zum Einsatz von magnetoresistiven (MR) Sensoren sowohl in Wälz- als auch Gleitlagern als Teil eines Winkel- oder Längenmesssystems. Der Integration mehrerer Funktionalitäten und Messparameter in einem Sensorlager nimmt mit der Realisierung von weiteren Funktionen wie z. B. Zustandsüberwachung weiter zu.

2. Neue Anforderungen an Sensoren für intelligente Lager

Ein Trend, der die industrielle Automatisierung und den Maschinenbau immer stärker prägen wird, ist die Integration verschiedener Funktionen in einem Bauteil. Das Thema Funktionsintegration wird die Konstruktionsaufgabe zunehmend bestimmen. Das gilt auch für die Sensor-

technik, deren Weiterentwicklung und Miniaturisierung integrierte Bauteile, wie z. B. Sensorlager oder Sensordichtungen, erst möglich macht. Sensorlager, d. h. Wälz- oder Gleitlager mit integriertem Messsystem, sind eine beispielhafte Umsetzung des mechatronischen Grundgedankens, wonach mechanische Systeme durch Sensoren und Mikrorechner zur Realisierung teilintelligenter Produkte und Systeme ergänzt und erweitert werden. Aktuell zeichnen sich verschiedene Entwicklungstrends ab, die nur durch Neuentwicklungen im Bereich der Sensorik zu erfüllen sind.

- Höhere Genauigkeit und Absolutmessung – Es entstehen neue Anwendungen, wo hochintegrierte Sensoren erforderlich sind, um diesen Anforderungen gerecht zu werden.
- Sensorfusion – Zunehmend sollen neben einer Winkel- oder Weg-Messung auch zusätzliche Informationen erfasst werden, u. a. Temperatur und Betriebsstunden.
- Drahtlose Kommunikation – In vielen Endanwendungen möchte man auf Kabel verzichten und die Kommunikation drahtlos durchführen. Dies erfordert wiederum extrem energieeffiziente Sensortechnologien.
- Miniaturisierung – Es entstehen weiterhin neue Anforderungen für sehr kleine intelligente Lager mit integriertem Messsystem. Komplett neue Technologien ermöglichen die Erstellung von miniaturisierten Maßverkörperungen.

Diese komplexen Anforderungen können am besten durch magnetoresistive (MR) Sensoren erfüllt werden. Die Kombination von hoher Präzision, hoher Dynamik, großem zulässigen Luftspalt, extremer Robustheit und niedrigem Energiebedarf bietet deutliche Vorteile gegenüber anderen Sensortechnologien, wie z.B. optische, kapazitive und induktive Sensoren.

3. Grundlagen magnetoresistiver Sensortechnologie

Der magnetoresistive (MR-) Effekt ist seit über 150 Jahren bekannt. In 1857 entdeckte der britische Physiker William Thomson, später Lord Kelvin, dass sich der elektrische Widerstand eines stromdurchflossenen Leiters unter dem Einfluss eines Magnetfeldes verändert. Die sensorische Nutzung dieses Effekts konnte jedoch erst vor ca. 30 Jahren mit der Weiterentwicklung der Dünnschichttechnik industriell umgesetzt werden. Durch eine geschickte Anordnung der Strukturen innerhalb des Sensors können die unterschiedlichsten Sensoren konstruiert werden, um Magnetfeldwinkel, -stärke oder -gradienten zu erfassen. Der von Thomson entdeckte Effekt wurde als „anisotroper magnetoresistiver Effekt“ (AMR) benannt und wies eine Widerstandsänderung von nur wenigen Prozent auf. Trotzdem konnte dieser Effekt erfolgreich in Schreib-Leseköpfen für Festplatten millionenfach umgesetzt werden. Ende der 80er Jahre wurde der Giant magnetoresistive Effekt (GMR) von Prof. Grünberg am Forschungszentrum

Jülich und Prof. Fert an der Universität Paris entdeckt. Hier werden Widerstandsänderungen von über 50 Prozent gemessen, wodurch sich noch weitere Anwendungsbereiche für MR-Sensoren ergeben. Diese Entdeckung wurde in 2007 mit dem Nobelpreis für Physik ausgezeichnet. Der magnetische Tunnelwiderstand ist ein magnetoresistiver Effekt (TMR), der in magnetischen Tunnelkontakte auftritt. In seiner einfachsten Form handelt es sich um ein Bauelement bestehend aus zwei Ferromagneten (Free Layer und Pinned Layer dargestellt in Bild 2), die durch einen dünnen Isolator getrennt sind. Ist die isolierende Schicht oder Tunnelbarriere (Barrier Layer dargestellt in Bild 2) extrem dünn (einige wenige Nanometer, ähnlich groß wie der Durchmesser der menschlichen DNA), so können Elektronen zwischen den beiden Ferromagneten „tunneln“. Dieser Vorgang ist mit Hilfe der klassischen Physik nicht erklärbar und ist daher ein rein quantenmechanisches Phänomen [1].

Unter dem Einfluss eines äußeren Magnetfeldes kann die Richtung der Magnetisierung der beiden magnetischen Schichten unabhängig voneinander gesteuert werden. Wenn die Magnetisierungen gleich ausgerichtet sind, ist die Wahrscheinlichkeit, dass Elektronen durch die Isolatorschicht hindurch tunneln größer als bei gegensätzlicher Ausrichtung. Damit kann der elektrische Widerstand zwischen unterschiedlichen Widerstandszuständen ($\Delta R/R$) variieren. Obwohl der TMR-Effekt seit den 1970er Jahren bekannt war, war es erst durch verbesserte Prozesstechnik ab Mitte der 1990er Jahre möglich, reproduzierbare Ergebnisse zu erzielen. Seit wenigen Jahren hat die Entwicklung nun auch in die Industrie Einzug gehalten, so dass inzwischen Festplatten mit TMR- statt GMR (Giant MR-Effekt)-Schreib-Leseköpfen angeboten werden. Trotzdem ist auf dem Gebiet der Sensorik bisher vornehmlich mit AMR (Anisotroper MR-Effekt) und GMR gearbeitet worden (siehe Bild 1).

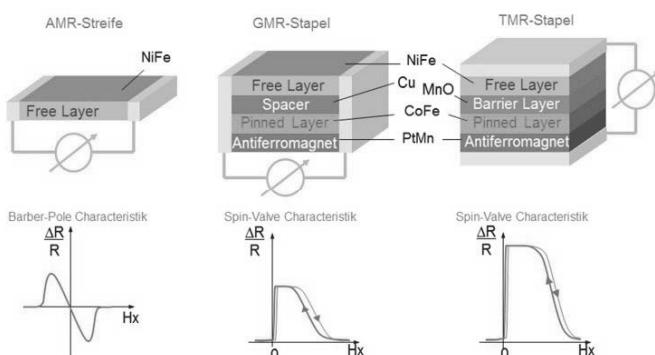


Bild 1: Vergleich der XMR Technologien (Quelle: Sensitec)

Der Widerstand des TMR Sensors ist definiert durch die Fläche der Tunnelverbindung und die Schichtdicke bzw. der Flächenwiderstand der Barriere. Ein typischer Flächenwiderstand einer Al_2O_3 Barriere liegt bei $10 \text{ MOhm}/\mu\text{m}^2$. Gestaltet man eine Tunnelbarriere von $100 \mu\text{m}^2$ Fläche, so ergibt sich ein Widerstand von 100 kOhm von einem einzigen Tunnelement. Im Gegensatz zu AMR und GMR Sensoren gilt: je kleiner das Sensorelement, desto größer der Widerstand. Kleinere Tunnelemente führen zu einem höheren Widerstand. Dies ist ein elementarer Unterschied zu herkömmlichen AMR und GMR Sensoren. Er ermöglicht, auf gleichem Platz wesentlich hochohmigere Sensoren zu platzieren als es mit AMR oder GMR Sensoren möglich ist. Dadurch kann mit TMR der Leistungsverbrauch um einen Faktor 100 bis 1000 reduziert werden [2,3]. MR-Sensoren erobern in den letzten Jahren ständig neue Applikationsfelder in der Magnetfeldmessung, sei es als elektronischer Kompass, als Weg- und Winkelmesssystem oder als kleine, potenzialfreie Stromsensoren. Bild 2 zeigt das Funktionsprinzip eines AMR-Sensors [4]. In einem häufigen Einsatzfall wird ein diametral magnetisierter Magnet auf einem drehenden Wellenende angebracht. Der Winkelsensor wird auf der Rotationsachse in einem Abstand von einigen Millimetern vom Magnet befestigt. Im Winkelsensor erzeugen zwei um 45° zueinander gedrehte Wheatstone'sche Brücken jeweils ein Sinus- und ein Kosinussignal. Jede besteht aus meanderförmigen Widerstandsstreifen, die auf das äußere Magnetfeld mit einer resistiven Änderung reagieren. Das rotierende Magnetfeld erzeugt in der gleichen Ebene wie die Wheatstone-Brücke zwei Ausgangssignale, die die doppelte Frequenz des Winkels α zwischen Sensor und Magnetfeldrichtung aufweisen. Ein Ausgangssignal repräsentiert die $\sin(2\alpha)$ Funktion, während das andere Signal die $\cos(2\alpha)$ Funktion darstellt. Diese Signalform erlaubt die Absolutmessung der Winkel bis 180° und ermöglicht zudem eine Selbstdiagnose in sicherheitskritischen Anwendungen mittels der Gleichung $\sqrt{(\sin^2 \alpha + \cos^2 \alpha)} = 1$.

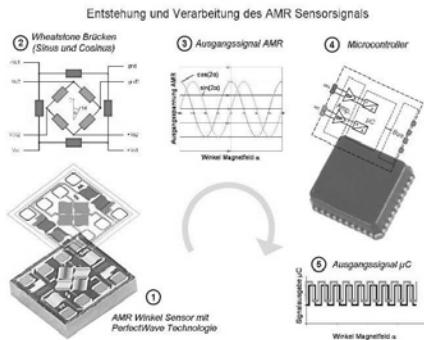


Bild 2: Entstehung und Verarbeitung des Sensorsignals

Eine Verstärkerschaltung wird häufig zur Verstärkung der rohen Sensorsignale eingesetzt. Diese wird entweder als komplette integrierte Schaltung oder über eine Kombination aus einzelnen Komponenten und integrierten Schaltkreisen, wie z. B. Operationsverstärker, implementiert.



Bild 3: Messanordnungen

Diese Signale können dann mittels Interpolations-ASIC, anwendungsspezifische Signalprozessoren oder Mikrocontroller digitalisiert werden, um das digitale Ausgangssignal bereitzustellen. In Bild 3 sind verschiedene Messanordnungen aufgezeigt, die sich verwirklichen lassen. Dabei erkennt man, dass es sich nicht nur um die Erfassung von rotatorischen Bewegungen, sondern auch um lineare Bewegungen handeln kann. Des Weiteren sind sowohl inkrementelle als auch absolute Winkel- und Längenmessaufgaben lösbar.

4. Vorteile und Nutzen von MR Sensoren

Die verschiedenen MR-Effekte verfügen gemeinsam über eine Reihe von Vorteilen, die alle dazu beigetragen haben, dass sich MR Sensorik als richtige Wahl in den anschließend beschriebenen Anwendungen erwiesen hat [5,6]:

- Hohe Auflösung und hohe Genauigkeit
- Hohe Dynamik mit einer Bandbreite bis über 10 MHz
- Sehr robust mit hoher Unempfindlichkeit gegenüber Öl, Schmutz und sehr hohen oder sehr niedrigen Umgebungstemperaturen
- Hohe Zuverlässigkeit
- Extrem kleine Abmessungen

- Niedrige Leistungsaufnahme
- Wartungsfreier und verschleißfreier Betrieb aufgrund von berührungslosem Messen

Diese Merkmale bieten dem Anwender folgenden Nutzen:

- Großer Arbeitsabstand zwischen Sensor und zu messendem Objekt, wodurch sich der Konstruktions- und Montageaufwand reduziert.
- Die hohe Empfindlichkeit bietet die Möglichkeit durch eine Gehäusewand zu messen.
- Höchst präzise Winkel- und Linearmessung mit hoher Auflösung für eine exakte Messleistung bei hoher Positioniergenauigkeit.
- Hohe Bandbreite, um sehr dynamische Prozesse zu überwachen.
- Zuverlässigkeit und Sicherheit unter schwierigen Betriebsbedingungen.
- Kompaktes, leichtes Messsystem, welches Messungen an schwer zugänglichen Stellen ermöglicht.
- Lange Lebensdauer durch verschleißfreien Betrieb.

MR Sensoren weisen viele Vorteile gegenüber potentiometrischen, induktiven und optischen Sensoren auf. Diese Vor- und Nachteile gegenüber anderen Sensorprinzipien sind in Tabelle 1 zusammengefasst.

Prinzip	Genauigkeit	Empfindlichkeit	Robustheit	Temperaturstabilität	Integrationsfähigkeit	Kosten
Potentiometrisch	+	+	-	+	o	++
Induktiv	+	+	+	++	+	+
Magnetisch						
Hall	o...+	+	o...+	o	++	+
AMR	++	++	++	+	+	+
GMR	+	++	+	++	+	o
TMR	+	++	+	++	+	+
Optisch	-...o	++	o	+	o	-...o

Tabelle 1: Vergleich der verbreiteten Sensortechnologien für Sensorlager

5. Anwendungsbeispiele

Die Vorteile und Nutzen der magnetoresistiven Sensortechnologie lassen sich anhand verschiedener neuartiger Anwendungsbeispiele verdeutlichen. Auf weitere konventionelle Anwendungen in Sensorlager wird in der Literatur verwiesen [7].

5.1 Integriertes Längenmesssystem für kabellose Linearführung

Innerhalb des BMBF-geförderten Forschungsprojekts KaLiPso - Kabellose Linearführungssysteme mit integrierter Positionsmeßung - ist es dem Lagerhersteller NTN-SNR gelungen, in Zusammenarbeit mit dem Institut für Fertigungstechnik und Werkzeugmaschinen an der Universität Hannover und Sensitec ein kabelloses Absolut-Längenmesssystem auf TMR-Basis in einer Linearführung zu integrieren. Es wird kein Kabelschlepp mehr benötigt, was eine erhebliche Reduzierung des Montage- und Wartungsaufwands bewirkt. Die Positionsmeßung wird nie ausgeschaltet, so dass jede Bewegung des Schlittens kontinuierlich verfolgt und die aktuelle Absolut-Position immer gespeichert wird, selbst bei ausgeschalteter Motorsteuerungseinheit [8].

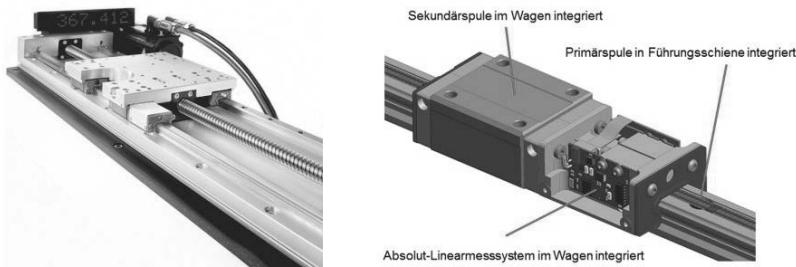


Bild 4: Integriertes Längenmesssystem auf TMR-Basis (links) mit Funktionsprinzip (rechts)
(Quelle: NTN-SNR Bearings)

5.2 Kompakter Winkel- und Drehzahlsensor auf TMR-Basis

NTN-SNR hat auch für rotatorische Bewegungen einen Winkel- und Drehzahlsensor auf TMR-Basis entwickelt [5]. Der Sensor kann über 360° absolut messen und verfügt über optional integrierte Temperatursensoren sowie Betriebsstundenzähler.



Bild 5: TMR Winkel- und Drehzahlsensor für radiale Abtastung (Quelle: NTN-SNR Bearings)

In diesem Sensor (sowie beim vorherigen Anwendungsbeispiel) wird das Nonius-Prinzip (Bild 5 rechts) angewandt, d. h. es werden zwei oder drei Spuren mit unterschiedlichen Polteilungen benutzt und der Winkel wird durch die unterschiedlichen Phasenlagen der Signale der jeweiligen Sensoren (ein Sensor pro Spur) berechnet. Die neue Lösung verfügt über eine Auflösung bis 17 Bit/Umdrehung (131.072 Puls/Umdrehung) sowie eine sehr hohe absolute Winkelgenauigkeit von $\pm 0,1^\circ$ (Bild 5). Der Sensorkopf ist für Schutzklasse IP67 ausgelegt und ermöglicht die Nutzung in Anwendungen mit Beaufschlagung von Öl oder Fett. Der Elastomer gebundene Polring kann direkt am Lagerinnenring montiert werden.

5.3 Absolute Winkelmesssystem für große Durchmesser

Für Großwälzläger (Durchmesser > 1 m) werden AMR- und GMR-Sensoren in einem robusten absoluten Winkelmesssystem eingesetzt (Bild 6). Die 360° absolute Positionserfassung wird durch eine Maßverkörperung mit sowie inkrementellen als auch pseudo-random kodierter Spur ermöglicht. Der hochpräzise AMR Sensor tastet die Inkrementalspur ab für eine hochauflösende inkrementelle Winkelinformation und ein Array von GMR-Sensoren tastet die pseudorandom kodierte Spur ab zwecks absoluter Positionerkennung.

Die Maßverkörperung besteht aus einem flexiblen magnetischen Band und wird direkt im Innenring des Wälzlers integriert. Die erreichbare Auflösung beträgt 5 μrad und die absolute Winkelgenauigkeit ist besser als 100 μrad . Die Lösung kann in einem Arbeitstemperaturbereich von -46°C bis +75°C eingesetzt werden und ist bestens geeignet für Anwendungen unter sehr schwierigen Einsatzbedingungen.

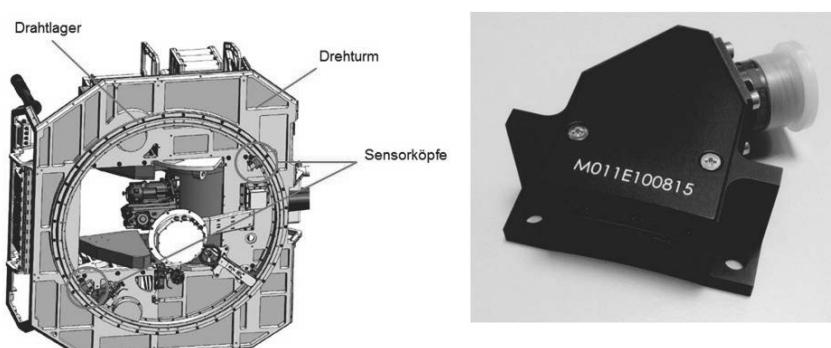


Bild 6: Hochgenaues absolutes Winkelmesssystem für große Durchmesser (links) und Sensorkopf (rechts)

5.4 Miniaturisierte Längenmesssystem

Es gibt aber gleichzeitig einen Bedarf an Längenmesssystemen für kurze Hübe mit sehr kompakten Abmessungen für die Integration in z. B. Miniatur-Linearführungen oder sehr kleine Wälzlager. Im noch laufenden BMBF-geförderten Projekt „Aquila“ werden lithographisch hergestellte Maßverkörperungen entwickelt, um absolute Positioniergenauigkeiten von < 1 µm zu erreichen [9]. Die Maßverkörperung besteht aus zwei hartmagnetischen Polstreifen (inkremental und absolut) auf einem Silizium-Substrat (Bild 7 links). Ein speziell entwickelter TMR-Sensor tastet beide Spuren gleichzeitig ab. Bis Ende des Projektes in 2018 soll ein miniaturisierter Sensorkopf mit Abmessungen 10 x 8 x 5 mm entwickelt werden (Bild 7 rechts). Die extrem kleinen Abmessungen erlauben eine Integration an Stellen, an denen bisher kein Messsystem untergebracht werden konnte.

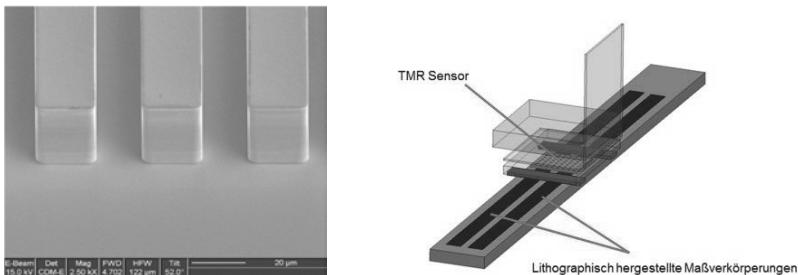


Bild 7: Lithographisch hergestellte Maßverkörperung (links) und Systemaufbau (rechts)

6. Zusammenfassung und Ausblick

Die magnetoresistive Sensortechnologie hat sich in den letzten Jahren als das bevorzugte Messprinzip für integrierte Messsysteme in Sensorlagern etabliert. Diese vielseitige Technologie erfüllt die komplexe Kombination an Anforderungen hinsichtlich Genauigkeit, Dynamik, Robustheit und Kompaktheit. AMR-, GMR- und TMR-basierte Sensoren sind im Industrie- und Automobileinsatz. Die extrem geringe Leistungsaufnahme der neuesten TMR Sensoren macht drahtlose Lösungen bzw. autarke Sensoren mit Energy Harvesting möglich. Damit öffnen MR Sensoren immer mehr Möglichkeiten und Funktionalitäten für die Entwickler und Hersteller von Wälz- und Gleitlagern. Sensitec forscht zudem an erweiterten Funktionalitäten insbesondere im Bereich der Zustandsüberwachung [10, 11].

Literatur

- [1] Duret, C.; „TMR – a new frontier for magnetic sensing“, Proc. of 11th MR-Symposium, Wetzlar, 2011
- [2] Paul, J. et al; „Energieeffiziente, miniaturisierte magnetoresistive Sensoren auf TMR-Basis für Anwendungen im Automobil“, 3. GMM Workshop Mikro-Nano-Integration, Stuttgart, 2011
- [3] Slatter, R. & Buß, R.; „Energieeffiziente, miniaturisierte magnetische Sensoren für energieautarke Anwendungen“, 8. GMM-Workshop Energieautarke Sensorik - EAS 2016, Renningen, 2016
- [4] Slatter, R. & Buß, R.; „Neuartige magnetoresistive Sensorlösungen für rotatorische und lineare Antriebe“, 8. ETG/GMM-Fachtagung Innovative Klein- & Mikroantriebstechnik, Würzburg, 2010
- [5] Duret, C. et al; „TMR: Going to Applications“, Proc. of 12th Symposium Magnetoresistive Sensors and Magnetic Systems, Wetzlar, 2013
- [6] Slatter, R., von Manteuffel, G.; „Neue Entwicklungen bei magnetoresistiven Sensoren für Weg-, Winkel-, Strom- und Feldmessung in und um das Automobil“ in Automobil-Sensorik, Tille, T. (Hrsg.), Springer Vieweg, Wiesbaden, 2016
- [7] Slatter, R. & Buß, R.; „Magnetoresistive Sensoren für Winkel- und Längenmessaufgaben in Sensorlagern“, 9. VDI-Tagung Gleit- und Wälzlagерungen, Würzburg, 2011
- [8] Lindemann, R.; „KaLiPso - Wireless position measuring in linear guides using integrated TMR Sensors“, Proc. of 14th Symposium Magnetoresistive Sensors and Magnetic Systems, Wetzlar, 2017
- [9] Slatter, R. & Paul, J.; „A new approach to miniaturize high resolution linear position measurement systems“, Proc. of 14th Symposium Magnetoresistive Sensors and Magnetic Systems, Wetzlar, 2017
- [10] Helwig, N.; „Modular Sensor Systems for real time Process Control and Smart Condition Monitoring using XMR sensor technology“, Proc. of 14th Symposium Magnetoresistive Sensors and Magnetic Systems, Wetzlar, 2017
- [11] Slatter, R., Holland, L. & Abele, E.; „Magnetoresistive sensors for the condition monitoring of high-frequency spindles“, Proc. of 7th HPC – CIRP Conference on High Performance Cutting, Chemnitz, 2016

Condition Monitoring an Wälzlagern im Kontext von Industrie 4.0

Dr.-Ing. Rainer Wirth,
GfM Gesellschaft für Maschinendiagnose mbH, Berlin

Kurzfassung

Condition Monitoring ist die Beurteilung des Schädigungszustands von rotierenden Maschinen auf der Basis von schwingungsdiagnostischen Verfahren. Kenngrößen bildende Verfahren erlauben eine schnelle Interpretation der Messwerte bei überschaubarer Diagnosetiefe. Kennfunktionen bildende Verfahren dagegen ermöglichen sehr detaillierte, tiefendiagnostische Einblicke in die mechanischen Phänomene rotierender Maschinen. Dabei werden charakteristische Frequenzmuster überprüft, die für Unregelmäßigkeiten an Antriebselementen typisch sind. Mittels Ordnungsanalyse ist die Diagnose an drehzahlvariabel betriebenen Antrieben durchführbar.

Zur Automatisierung der Maschinendiagnose gibt es verschiedene Ansätze. Die GfM ist mit der konsequenten Anwendung der DVS-Analyse sehr erfolgreich. Industrie 4.0 gibt der Automatisierung eine zusätzliche Motivation, da Diagnoseergebnisse zwingend vollautomatisch in digitaler Form vorliegen müssen. Auch steigen die Anforderungen an die Diagnosezuverlässigkeit, während gleichzeitig hohe Gesamtübersetzungen in kompakten Getrieben zu vielen kinematische Frequenzen mit Harmonischen und Seitenbändern führen, die schwer trennbar sind.

Abstract

Condition monitoring is the determination of the state of damage of rotating machines by vibration diagnostic methods. Methods based on parameters allow a rapid interpretation of the measured values at a low diagnostic depth. Characteristic functions, on the other hand, enable a very detailed, in-depth analysis of the mechanical phenomena of rotating machines. Characteristic frequency patterns which are typical for irregularities in drive elements, are examined. By means of an order analysis, the diagnosis can be carried out on variable speed drives.

There are various approaches for automating machine diagnosis. The GfM is very successful with the consistent use of the DVS analysis. Industry 4.0 gives the automation an additional motivation because diagnostic results must be available fully automatic in digital form. The requirements for diagnostic reliability are also increasing. At the same time high overall

conversions in compact transmissions lead to many kinematic frequencies with harmonics and side bands, which are difficult to separate.

1 Warum überwacht man ausgerechnet Schwingungen?

Der Begriff Condition Monitoring suggeriert grundsätzlich sehr viele verschiedene Mess- und Analysemethoden. Tatsächlich beschränkt sich die Maschinendiagnostik an mechanischen Antrieben zum Zweck der Frühfehlerdiagnose häufig auf die Analyse der mechanischen Schwingungen. Das resultiert daraus, dass Schwingungen sehr viele Informationen, insbesondere über mechanische Phänomene, enthalten. Schwingungen breiten sich außerdem sehr gut aus, sind leicht zu messen und gut zu interpretieren.

Die Messung erfolgt überwiegend mit piezoelektrischen Beschleunigungssensoren, die primär eine der Kraft äquivalente Ladung erzeugen. Diese wird meist mit Hilfe eines im Sensor integrierten Ladungsverstärkers in ein Spannungssignal gewandelt. Die Stromversorgung dieses Verstärkers erfolgt über die Messleitung. Piezoelektrische Beschleunigungssensoren sind hinreichend genau und decken einen sehr großen Messbereich ab. Außerdem sind die robust, leicht zu installieren und preiswert. Kabellängen bis etwa 100 Meter sind absolut unproblematisch.

Doch auch Sensoren, die auf alternativen Mess- und Signalübertragungsprinzipien basieren, finden durchaus Verwendung.

2 Kenngrößenüberwachung

Die Beschreibung des Maschinenzustands anhand von Kenngrößen ist seit Mitte des vergangenen Jahrhunderts gebräuchlich und partiell erfolgreich. Zu den bekanntesten Anwendungen dürfte die inzwischen zurückgezogenen VDI-Richtlinie 2056 gehören. Dort wurde ursprünglich der Effektivwert der Schwinggeschwindigkeit genutzt, um den Einfluss rotierender Maschinen auf die Fundamentierung von Elektromaschinen zu beschreiben. Doch auch auf andere Messobjekte wurden diese Vorschrift angewandt. Die Inhalte der VDI-Richtlinie 2056 sind in die DIN ISO 10816 eingeflossen. Ergänzend ist die Überwachung des Effektivwerts der Schwingbeschleunigung interessant. Hier werden höherfrequente Erscheinungen deutlicher visualisiert.

Während im Effektivwert sinusförmige Schwingungen sehr gut abgebildet werden, werden stoßimpulsförmige Schwingungen eher im Spitzenwert der Schwingbeschleunigung repräsentiert. Das trifft auf Effekte durch beginnende Wälzlagerunregelmäßigkeiten zu. Diese Kenngröße ist dadurch für die Wälzlagerdiagnose interessant, unterliegt aber wie alle Kenngrößen sehr stark dem Einfluss von Schwingungen anderer Erreger, was eine

Differenzierung von Schwingungsursachen und damit die Zuordnung von Schwingungen zu bestimmten mechanischen Ursachen erschwert oder verhindert.

Darüber hinaus gibt es noch eine Reihe spezieller Diagnosekenngrößen, meist für die Wälzlagendiagnose, z.B. Crestfaktor, K(t) bzw. D_K(t), Kurtosis, SPM, Spike Energy, BCU oder auch SEE, eine Kenngröße, die extrem hochfrequente Schwingungen nutzt.

Die Überwachung von Kenngrößen lässt eine schnelle Reaktion zu und erfordert keine Kenntnis der kinematischen Zusammenhänge des Antriebs. Die Diagnose ist allerdings unscharf. Schadensart und -ort sind in der Regel, abhängig von der Komplexität des Antriebs, nicht eindeutig bestimmbar.

3 Frequenzselektive Überwachung

Wesentlich aussagefähiger als die Kenngrößenüberwachung ist die frequenzselektive Überwachung von Schwingungen. Hier ist der Rückschluss auf den jeweiligen Verursacher anhand der kinematischen Frequenz möglich. Schadensart und -ort sind exakt bestimmbar. Die Analysewerkzeuge sind Kennfunktionen, nämlich das Spektrum zur Analyse energiereicher sinusförmiger Schwingungen sowie das Hüllkurvenspektrum zur Analyse stoßimpulsförmiger Schwingungssereignisse.

Im Spektrum sind demnach Unwucht, Ausrichtfehler sowie lokale und umlaufende Flankenformabweichungen an Zahnrädern von Getriebestufen zuverlässig nachweisbar.

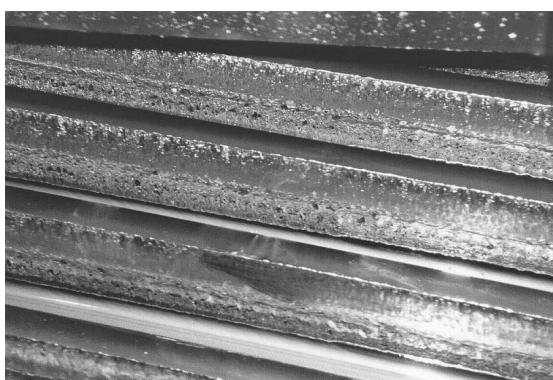


Bild 1: umlaufender Verzahnungsschaden – Pitting, Fressen [Wirth1998]

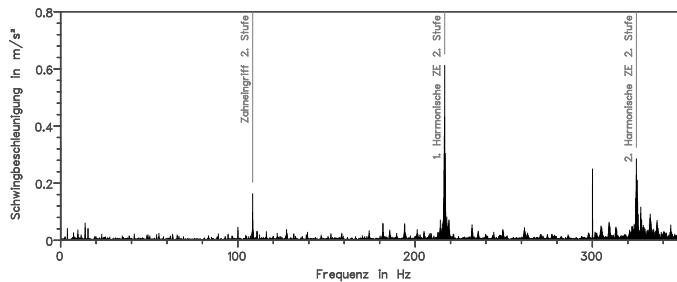


Bild 2: Spektrum bei umlaufendem Zahnflankenschaden. Die Harmonischen zur Zahneingriffsschwingungen sind dominant nachweisbar



Bild 3: Zahnflankenschaden am Rad der schnellen Stufe [Stöckl2008]

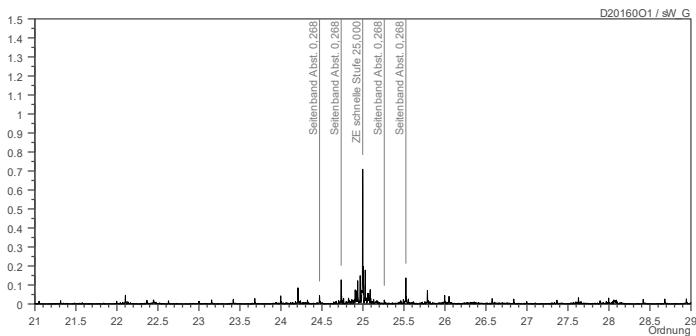


Bild 4: Ordnungsspektrum bei lokalem Zahnflankenschaden. Deutlich erkennbar sind die Seitenbänder zur Zahneingriffsfrequenz im Abstand der Drehfrequenz des geschädigten Zahnrades.

Dagegen findet man im Hüllkurvenspektrum neben Hinweisen auf alle beginnenden Wälzlagenschäden auch Hinweise zu Lagersitzproblemen und Wellenanriß.



Bild 5: Ausbruch im Bereich der Passfeder an einer Welle [Wirth1998]

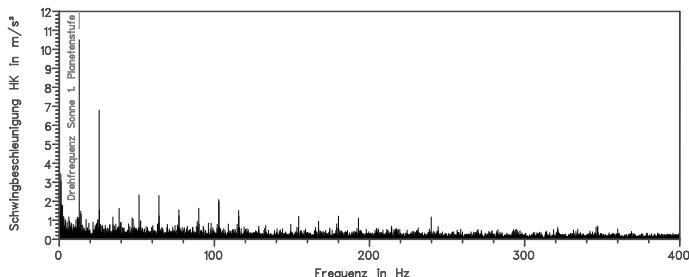


Bild 6: Hüllkurvenspektrum bei Wellenschaden [Wirth1998]



Bild 7: Ermüdungsschaden am Außenring eines Wälzlers

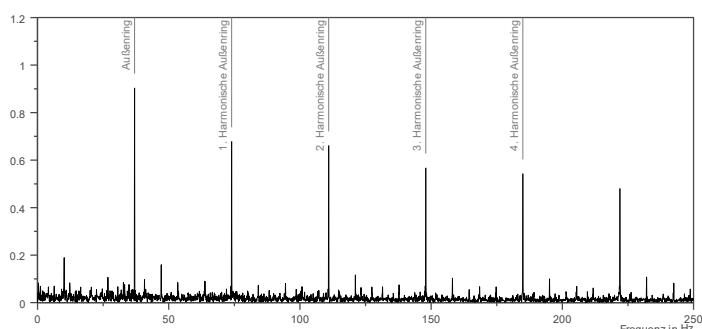


Bild 8: Hüllkurvenspektrum bei einem Wälzlageraußenringschaden

Die frequenzselektive Überwachung erfordert eine gewisse Datenmenge und erfolgt damit zwangsläufig etwas zeitverzögert. Zwingend erforderlich sind die Kenntnis der kinematischen Zusammenhänge des Antriebs sowie – abhängig von der Automatisierungstiefe des jeweiligen Systems – ein gewisses Maß an Diagnosewissen.

4 Ordnungsanalyse

Die Frequenzanalyse basiert auf zeitsynchron erfassten Daten. Für drehzahlkonstant betriebene Antriebe ist das ausreichend. Da kinematisch bedingte Schwingungen jedoch nicht zeitsynchron, sondern Drehzahl synchron erzeugt werden, führt die Frequenzanalyse schon bei minimaler Drehzahlwelligkeit zur Verteilung von Spektralanteilen über einen mehr oder weniger großen Bereich von Spektrallinien. Für die Interpretation von Spektren ist das hinderlich.

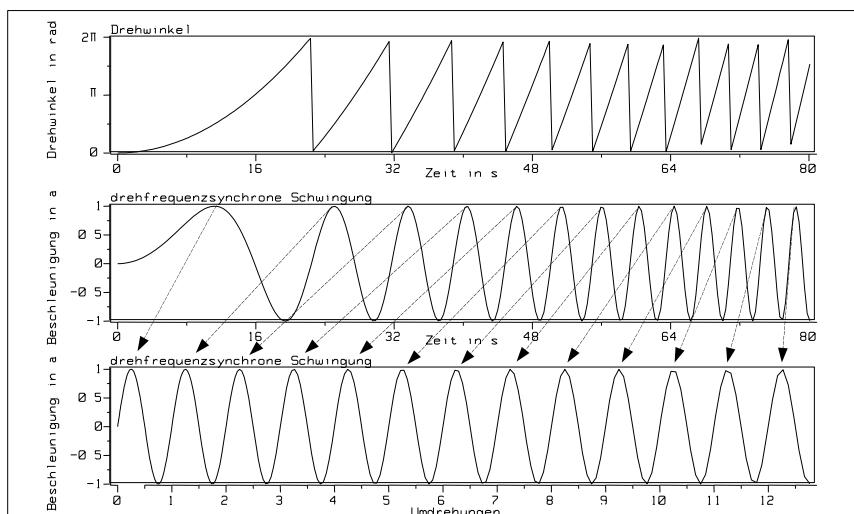


Bild 9: drehfrequenzsynchrone Schwingung zeit- und drehwinkelbasiert

Eine Lösung liefert die Ordnungsanalyse. Schwingungen werden nicht zeitsynchron, sondern drehwinkelsynchron erfasst. Die von diesem Signal gebildeten Spektren nennt man Ordnungsspektren bzw. Hüllkurvenordnungsspektren. Es muss der Bezug zu einer Referenzwelle hergestellt werden, welche dann die Ordnung Eins hat.

Tatsächlich ist der praktizierte Weg, Schwingungen zeitsynchron zu erfassen und gleichzeitig den Verlauf der Drehzahl über der Zeit zu speichern. Auf der Basis des aufgezeichneten Drehzahlverlaufs wird das Schwingungssignal einer Neuabtastung unterzogen.

Das folgende Beispiel stammt aus einer Schwingungsdiagnose an einer drehzahlkonstanten Windenergieanlage.

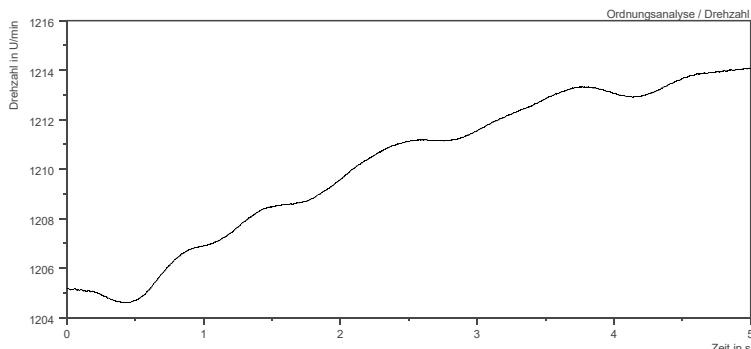


Bild 10: Drehzahl als Funktion der Zeit von einer drehzahlkonstanten Windenergieanlage

Während der Datenerfassung, hier über fünf Sekunden, variierte die Drehzahl zwischen 1205 und 1214 Umdrehungen pro Minute, lag also im Mittel bei 1209 Umdrehungen pro Minute. Die Drehzahlwelligkeit lag also hier bei lediglich 0,7 Prozent. Die Drehzahländerung verläuft nicht monoton.

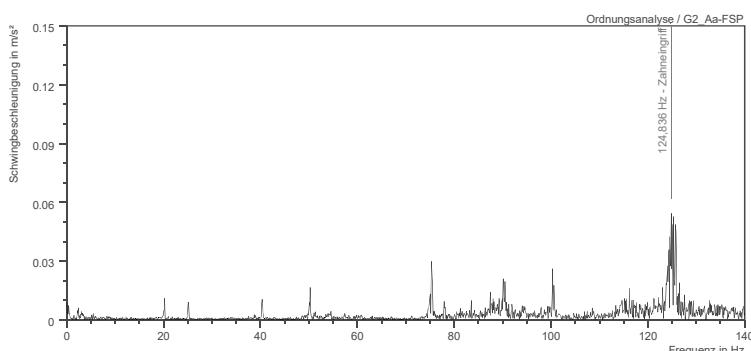


Bild 11: Frequenzspektrum von einer drehzahlkonstanten Windenergieanlage

Im Frequenzspektrum ist der Zahneingriffspeak bei einer Frequenz von 124,836 Hz zwar ungefähr zu erahnen, jedoch verteilt er sich durch die Drehzahlwelligkeit auf einen Frequenzbereich, der bei 123,912 Hz beginnt und bei 125,760 Hz endet. Alle Spektren werden mit moderner Signalanalysetechnik sehr hochauflösend dargestellt, also mindestens in 0,1 Hz-Schritten oder noch besser aufgelöst. Das bedeutet, dass sich der Zahneingriffspeak hier auf 18 Stützstellen bzw. Spektrallinien verteilt. Diese Verteilung ist nicht gleichmäßig, da ja der Drehzahlbereich auch nicht gleichmäßig durchfahren wird. Doch die Möglichkeit der genauen Zuordnung gefundener Spektralanteile wird drastisch eingeschränkt. Ein genaues Ausmessen des Zahneingriffspeaks wird also nicht gelingen. Es ist auch nicht auszumachen, ob zum Zahneingriff Seitenbänder existieren.

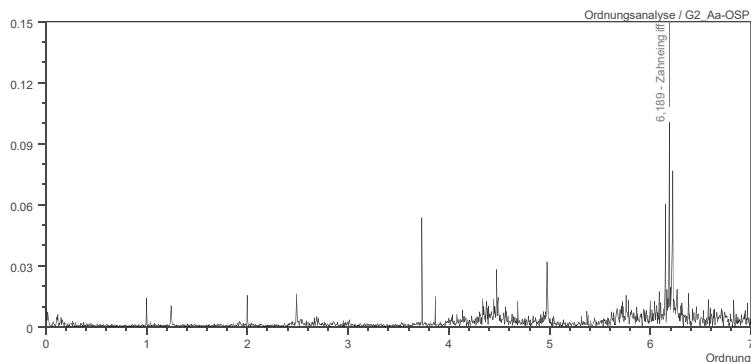


Bild 12: Ordnungsspektrum von einer drehzahlkonstanten Windenergieanlage

Im Ordnungsspektrum desselben Signals dagegen ist der Zahneingriff eindeutig zu erkennen, er wird mit nur einer Linie abgebildet. Man erkennt auch eindeutig Seitenbänder links und rechts zum Zahneingriffspeak, die hier die Flügelpassierfrequenz der Windenergieanlage repräsentieren.

Darüber hinaus führt die Verwendung des Frequenzspektrums zur Verfälschung der Amplitude, da die Energie der betreffenden Schwingung hier auf mehrere Stützstellen aufgeteilt wird. Die Verwendung des Frequenzspektrums in Verbindung mit der Überwachung der Amplituden auf voreingestellte Grenzwerte oder gar die Ableitung von Alarmschwellen scheint in diesem Zusammenhang äußerst fragwürdig. Im Ordnungsspektrum gibt es dagegen keine derartigen Verfälschungen.

An Antrieben, die planmäßig drehzahlvariabel betrieben werden, ist die Anwendung der Ordnungsanalyse obligatorisch – eine Frequenzanalyse würde nicht zum Ziel führen.

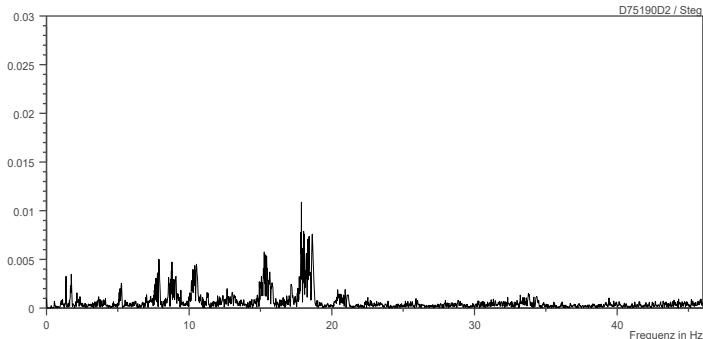


Bild 13: Frequenzspektrum bei Drehzahlvarianz, Schaden am Rotorlager

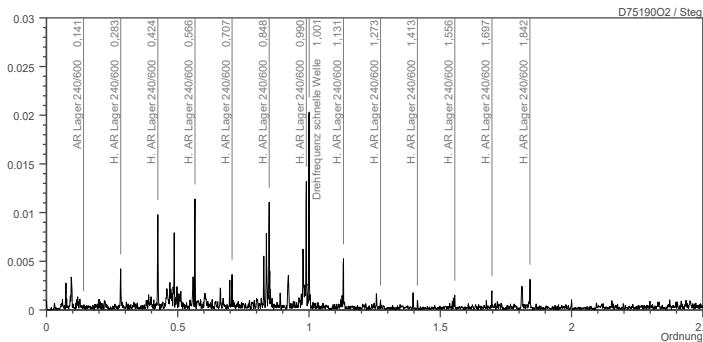


Bild 14: Ordnungsspektrum bei Drehzahlvarianz, Schaden am Rotorlager. Markiert sind die Außenringüberrollfrequenz und Harmonische des Rotorlagers einer WEA.

Die Bilder zeigen das Frequenzspektrum sowie das Ordnungsspektrum desselben Zeitsignals. Im Ordnungsspektrum sind die kinematischen Frequenzen für eine Unregelmäßigkeit am Außenring des Rotorlagers einer WEA markiert. Die Peaks zeigen sich scharf abgegrenzt und sind gut von breitbandigen Schwingungsanteilen zu unterscheiden. Im Frequenzspektrum wäre die Zuordnung praktisch unmöglich.

Dass für die Darstellung eines Wälzlerschadens hier das Spektrum und nicht das Hüllkurvenspektrum genutzt wurde, hängt damit zusammen, dass sich weit fortgeschrittene Schäden oft deutlicher im Spektrum als im Hüllkurvenspektrum äußern.

5 Automatisierung

Der breite Einsatz von Condition Monitoring ist nur bei automatischer Analyse vorstellbar. Doch während bei der Überwachung von Temperaturen, Drücken und Füllständen Warn- und Alarmschwellen in aller Regel aus dem Prozess resultieren, führen Versuche, die Höhe eines Peaks im Spektrum direkt mit der Schadensgröße zu korrelieren, aus folgenden Gründen eher nicht zum Ziel:

Erstens erfasst ein Diagnosegerät grundsätzlich nur das Abbild der erzeugten Schwingungen. Zweitens werden Einflüsse auf den Schalltransport nicht betrachtet. Dazu gehören die Schwingfreudigkeit der Gehäusestruktur, Dämpfung, der Einfluss der Fundamentierung, Resonanzen und Grenzübergänge. Bei Wälzlagern kommt hinzu, dass die Amplitude des originalen Stoßimpulses abhängig ist von der Lage zum Lastzonenmaximum und der Relativbewegung zu dieser. Darüber hinaus werden Stoßimpulse durch Faltung übertragen. Die Qualität der angeregten Eigenfrequenzen hat Einfluss auf die Amplituden im Hüllkurvenspektrum.

Die im Jahr 2007 als Weißdruck erschienene und 2013 überarbeitete VDI-Richtlinie 3832 nennt Kennwerte und Kennfunktionen zur Beurteilung des Wälzlagerzustands und beschreibt fünf Bewertungsstufen des Schadensausmaßes.

Für die Automatisierung tatsächlich zielführend ist die Nutzung bezogener Größen für die Bewertung der Intensität von Peaks.

Eine oft anzutreffende Methode besteht darin, einen klar abgrenzbaren Frequenzbereich, der kinematisch interessant ist, mit einer Amplitudenschwelle zu belegen. Während der Überwachung wird dann lediglich überwacht, ob die so definierte Schwelle im betrachteten Frequenzbereich durch die gemessenen Amplituden überschritten wird. Tritt dieses Ereignis ein, wird ein Alarm generiert. Derartige Schwellen können bei vielen Systemen auch für mehrere Frequenzbänder verschieden definiert werden. So können unterschiedliche Frequenzbereiche individuell behandelt werden. Probleme bereitet jedoch oft das Festlegen der Schwellwerte. Diese haben zwangsläufig subjektiven Charakter. Hier sind hohe Kompetenz und Erfahrung des Bedienpersonals gefragt.

Andere Systeme arbeiten mit Lernmustern. Dazu wird eine Lernphase durchlaufen. In dieser Zeit wird dem Antrieb unterstellt, er sei fehlerfrei und laufe unter repräsentativen Bedingungen. Unter diesen Bedingungen werden zulässige Amplituden für die einzelnen relevanten Schadensfrequenzen erlernt. Die Definition der Alarmschelle kann dann durch Multiplikation der messtechnisch ermittelten und statistisch abgesicherten Amplitudenwerte mit einem Faktor erfolgen. Werden dann später im realen Betrieb Abweichungen von diesen Lernmustern registriert, wird ein Schadensereignis vermutet. Bei dieser Methode wird

Objektivität durch statistische Masse geschaffen. Folglich liegt der Erfolg in der Qualität der Referenzen.

Bei der GfM wurde ein alternativer Weg zur Nutzung bezogener Größen für die Bewertung der Intensität von Peaks basierend auf einer modifizierten Signifikanzanalyse entwickelt, welches in etwa das Herangehen eines Diagnostikers nachbildet. Dieses Verfahren kommt ohne Lernmuster und folglich ohne eine Lernphase aus. Es wird in den Online-Condition-Monitoring-Systemen der GfM unter dem Namen DVS-Analyse eingesetzt. DVS steht für Drive Vibration Significance.

Dabei ist es nicht von Bedeutung, ob eine bestimmte Amplitude erreicht wird, sondern mittels eines allgemeingültigen mathematischen Verfahrens werden Peaks gefunden, die sich deutlich von den anderen Spektralanteilen abheben. Alle Spektren, Hüllkurvenspektren, Ordnungsspektren und Hüllkurvenordnungsspektren werden so auf besonders auffällige Peaks untersucht.

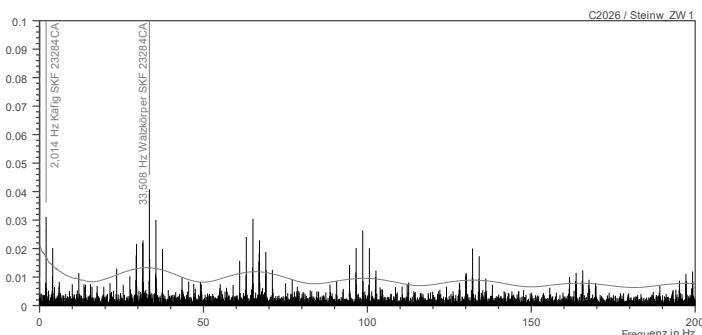


Bild 15: Hüllkurvenspektrum mit Wälzkörperschaden und eingezeichneter Signifikanzschwelle

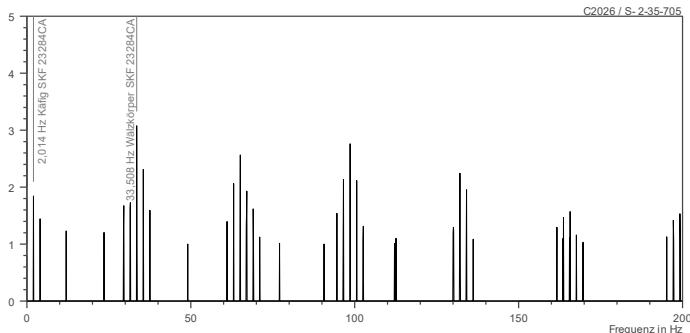


Bild 16: DVS-Hüllkurvenspektrum mit Wälzkörperschaden

Zunächst wird die gleitende Signifikanzschwelle gebildet, die ein Maß für den spektralen Energiegehalt darstellt. Aus dem Quotienten zwischen Spektrum oder Hüllkurvenspektrum und der Signifikanzschwelle wird dann das DVS-Spektrum gebildet. Frequenzen, deren Signifikanz kleiner als 1 ist, werden als „nicht signifikant“ eingeschätzt, sofort ausgeblendet und nicht weiter betrachtet.

Die im DVS-Spektrum oder DVS-Hüllkurvenspektrum auffälligen Peaks werden anschließend anhand der Kinematik des Antriebs auf für Schäden typische Muster untersucht. Dem liegt die jeweilige kinematische Frequenz zugrunde, die über einen einstellbaren Toleranzbereich auf ein Frequenzband erweitert werden kann. Dies ist erforderlich um

- einerseits Rechenungenauigkeiten auszugleichen sowie
- andererseits gerade bei Wälzlagern Schlupf zu kompensieren.

Dieses Verfahren arbeitet also unabhängig von der konkreten Signalintensität, und ist damit bei Teillastbetrieb eines Antriebes genauso erfolgreich wie unter Volllast.

6 Condition Monitoring und Instandhaltung 4.0

Trotz moderner Rechentechnik und leistungsfähigen Datendiensten wird sich der Mensch in der Entscheidungskette mittelfristig nicht ersetzen lassen. Sehr wohl aber können Informationen zielgerichtet und wohldosiert an die jeweiligen Verantwortlichen übermittelt werden. Das soll mit folgendem Bild skizziert werden:

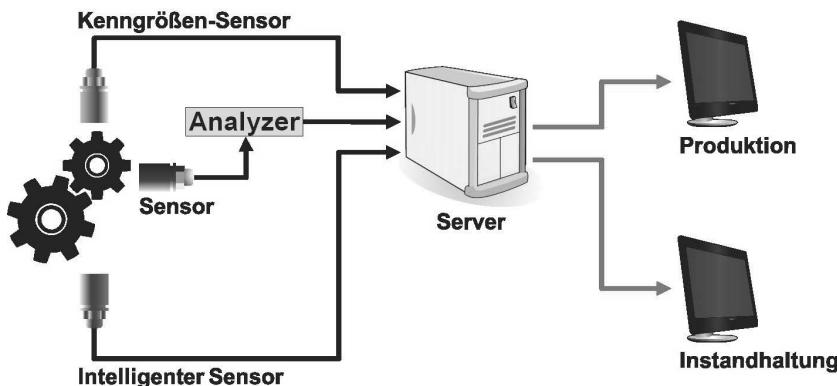


Bild 17: DVS-Hüllkurvenspektrum mit Wälzkörperschaden.

Grafiken: www.publicdomainvectors.org

Kenngrößen können direkt im Sensor gebildet und unter Zuhilfenahme von Werkzeugen der mathematischen Statistik bewertet werden. Über die begrenzte Diagnosetiefe wurde bereits gesprochen. Für die frequenzselektive Diagnose wird überwiegend das originale Zeitsignal einem Analysator zugeführt, welcher aus dem Schwingungssignal eine Diagnoseaussage generiert. Das ist heute Stand der Technik. In den letzten Jahren gibt es verstärkt Bemühungen, bestimmte Analysefunktionen direkt im Sensor zu applizieren. Das ist ganz sicher der Weg der nächsten Jahre und Jahrzehnte.

Umfangreiche Diagnoseinformationen sollten zweckmäßigerweise der Instandhaltung zugeführt werden. Unter Umständen kann es sinnvoll sein, ausgewählte Informationen direkt der Produktion zuzuführen.

Ein Beispiel für einen intelligenten Sensor wurde durch das Forschungsvorhaben ECoMoS geliefert. Dort wurde das Funktionsmuster für einen kabellosen Sensor entwickelt, der keinen Batteriewechsel benötigt und trotzdem die frequenzselektive Diagnose mit hoher Frequenzauflösung beherrscht. Energie wurden letztlich durch ein Peltier-Element erzeugt, was jedoch nur durch eine extrem energieoptimierte Arbeitsweise ausreichend sein kann.

7 Resümee

Sowohl Online-Condition-Monitoring als auch Offline-Maschinendiagnose haben sich in den letzten 50 Jahren zum festen Bestandteil der zustandsorientierten Instandhaltung entwickelt. Die Kosten dafür werden in der Regel bereits durch einen einzigen vermiedenen Stillstand mehrfach amortisiert.

In den nächsten Jahren wird die Fähigkeit, Condition-Monitoring-Informationen Industrie-4.0-konform in übergeordnete Systeme einzubinden, ein entscheidender Gradmesser für die Akzeptanz sein. Das wiederum erfordert die Automatisierung der Diagnose. Der von der GfM skizzierte Weg ist ein Anfang. Zu erwarten ist, dass weitere Verfahren vorgestellt werden. Nicht vergessen werden darf aber, dass nicht das Finden einer Unregelmäßigkeit sondern der Nachweis Schadensfreiheit der eigentliche Gewinn ist, der unmittelbar aus Condition Monitoring resultiert.

Literatur

- Stöckl2008 Stöckl, M: Verzahnungs- und Lagerschäden an Industriegetrieben.
Vortrag im Rahmen des Seminars Maschinendiagnose, Berlin, 2008
- Wirth1998 Wirth, R.: Maschinendiagnose an Industriegetrieben. Teil II:
Signalidentifikation in der Praxis. Antriebstechnik 37(1998), Nr. 11,
S.77-81

Methodik zur Analyse der Schmierstofftransfervorgänge in feststoffgeschmierten Wälzlagern

Dipl.-Ing. **S. Pörsch**, Prof. Dr.-Ing. **B. Sauer**, Lehrstuhl für
Maschinenelemente und Getriebetechnik, TU Kaiserslautern;
Dipl.-Ing. **B. C. Jim**, Institut für Verbundwerkstoffe, TU Kaiserslautern

Kurzfassung

Überall wo Öle oder Fette nicht als Schmierstoffe für Wälzläger einsetzbar sind, wie bspw. bei besonders hohen Temperaturen oder im Vakuum, müssen andere Möglichkeiten zur Schmierung gefunden werden. Dabei kommen Festschmierstoffe wie z.B. Molybdändisulfid (MoS_2) oder Wolframdisulfid (WS_2) zum Einsatz, die durch ihren lamellenartigen Aufbau sehr gute Schmiereigenschaften gewährleisten und auch bei extremen Bedingungen einsetzbar sind. Neben der Initialbeschichtung der Laufbahnen mit Festschmierstoffen lässt sich durch Verwendung des Käfigs als Schmierstoffdepot die Lebensdauer enorm steigern. Die Schmierstoffschicht auf den Laufbahnen wird durch den im Käfig eingelagerten Schmierstoff länger aufrechterhalten und der Durchbruch der Schmierstoffschicht hinausgezögert. Aktuell besteht allerdings noch kein Modell welches den Schmierstofftransfer aus dem Depot zu den Laufbahnen beschreibt und somit eine genaue Lebensdauerprognose ermöglicht. Im Rahmen dieses Beitrags, wird die Methodik zur Schließung der o.g. Lücke erläutert.

1. Einleitung

In den meisten Anwendungen werden Wälzläger mit Öl oder Fett geschmiert. Jedoch gibt es auch besondere Anwendungen, in denen diese Schmierstoffe aus unterschiedlichen Gründen versagen. So können diese z.B. durch ihr Viskositätsverhalten nicht bei besonders hohen oder niedrigen Temperaturen und aufgrund des hohen Dampfdrucks nicht im Vakuum eingesetzt werden [1]. In diesen Anwendungsgebieten kommen häufig Festschmierstoffe zum Einsatz, die auch in den o.g. Umgebungsbedingungen zuverlässig arbeiten. Jedoch haben Festschmierstoffe gegenüber flüssigen Schmierstoffen den wesentlichen Nachteil, dass sich der trennende Schmierfilm nicht selbstständig durch z.B. Nachfließen regeneriert. In Wälzlagern lässt sich durch die Verwendung eines Festschmierstoffdepots, aus welchem der Schmierstoff nach und nach abgebaut wird, dennoch eine Regeneration der Schmierstoffschicht realisieren [2]. Wie genau dieser Transfer des Schmierstoffs aus dem Depot abläuft ist bisher allerdings ungeklärt. Diese Lücke soll im Rahmen des von der Deutschen Forschungsgemeinschaft (DFG) geförderten Projektes „Grundlagenanalyse zur Transferschmie-

rung in trockengeschmierten Wälzlagern“ von den Forschungsstellen, Lehrstuhl für Maschinenelemente und Getriebetechnik (MEGT), Institut für Verbundwerkstoffe (IVW) sowie dem Institut für Oberflächen- und Schichtanalytik (IFOS) der TU Kaiserslautern geschlossen werden. Hierzu werden experimentelle sowie simulative Methoden angewandt mit denen die einzelnen Teilprozesse des Schmierstofftransfers, der Abbau des Schmierstoffs aus dem Depot, der Transport des Schmierstoffs in die Kontaktstelle sowie der Einbau des Schmierstoffs im Kontakt zunächst getrennt untersucht werden, bevor die so gewonnenen Erkenntnisse am Ende zu einem Gesamtmodell des Schmierstofftransfers zusammengesetzt werden.

2. Feststoffschrührung in Wälzlagern

In feststoffgeschmierten Wälzlagern werden häufig Festschmierstoffe mit Schichtgitterstruktur wie z.B. MoS₂ oder WS₂ verwendet. Deren Schmierwirkung basiert darauf, dass innerhalb des Materials ausgeprägte Gleitebenen vorliegen, welche sich leicht zueinander verschieben lassen. Bei MoS₂/ WS₂ basieren diese Gleitebenen auf den schwachen Van-der-Waals Bindungen zwischen den Schwefel-Ebenen, während zwischen den Molybdän-/ Wolfram- und den Schwefelatomen starke kovalente Bindungen herrschen [1]. Durch diesen Aufbau ergeben sich sehr niedrige Reibwerte und es können senkrecht zum Schichtaufbau sehr hohe Drücke aufgenommen werden. Außerdem eignen sich diese Festschmierstoffe ebenfalls hervorragend für Vakuumanwendungen und einen weiten Temperaturbereich [3].

Neben der Beschichtung der Laufbahnen kann der Schmierstoff ebenfalls in den Wälzlagerkäfig eingebracht werden, der damit als Schmierstoffdepot dient. Verschiedene Käfigbauarten wurden von RÜBLINGER [4] vorgestellt und von WOHLGEMUTH [5] und MARQUART [6] optimiert. MEEKS et. al [2] liefern den Nachweis, dass der in den Wälzlagerkäfig eingebrachte Festschmierstoff über die Wälzkörper zu den Laufbahnen transferiert wird und beschreibt weitere Ausfallmechanismen feststoffgeschmierter Wälzläger wie eine Verschleißgrenze des Käfigs. Zur Beschreibung der Lebensdauer greift BOZKURT [7] das von HOLLAND [8] entwickelte und von HEINZ-SCHWARZMEIER [9] erweiterte Lebensdauermodell auf Basis der Reibenergieberechnung auf und erweitert es um einen experimentell ermittelten Transferfaktor. Dazu vergleicht er experimentell ermittelte Lebensdauern von Wälzlagern mit und ohne schmierwirksame Käfige unter gleichen Betriebsbedingungen. Was fehlt ist eine theoretische Beschreibung des Schmierstofftransfers, die eine Vorhersage der Schmierstoffversorgung und damit der Lagerlebensdauer ermöglicht.

3. Untersuchung des Schmierstofftransfers

Wie bereits erwähnt, konnte der Transfer des Festschmierstoffs vom Käfig über die Wälzkörper zu den Laufbahnen sowie dessen lebensdauerverlängernde Wirkung erfolgreich nach-

gewiesen werden. Unklar ist hingegen wie genau die Transfermechanismen im Lager ablaufen. Um die sich ergebenden Fragestellungen umfassend klären zu können, werden neben experimentellen und analytischen Methoden auch simulative Werkzeuge angewandt. Dazu wurde der in Bild 1 dargestellte Arbeitsplan erarbeitet. Hier wird auch verdeutlicht, wie die einzelnen Arbeitspakete interagieren.

Am IVW werden zunächst die Composites für die Lagerkäfige hergestellt. Als Trägermatrix wird Polyamidimid (PAI) der Firma Solvay verwendet, da dieser Werkstoff hervorragende mechanische Eigenschaften sowie einen hohen Verschleißwiderstand besitzt [10]. WS₂ wird als Festschmierstoff für die Käfigmaterialien gewählt, da davon ausgegangen wird, dass er auf der Initialschmierschicht aus MoS₂ auf den Lagerringen durch die Elementanalyse im Elektronenmikroskop nachgewiesen werden kann. Zunächst werden unterschiedliche Werkstoffrezepturen untersucht und compoundiert, da gezeigt werden konnte, dass z.B. unterschiedliche Partikelgrößen die Transferschichtdicke beeinflussen [11]. Es wird zudem davon ausgegangen, dass auch die Schmierstoffkonzentration die Transferschichtbildung beeinflusst. Aus den Compounds werden Prüfkörper und Käfigbauteile im Spritzgussverfahren mit mechanischer Nachbearbeitung hergestellt. Im Anschluss folgt die Charakterisierung um z.B.

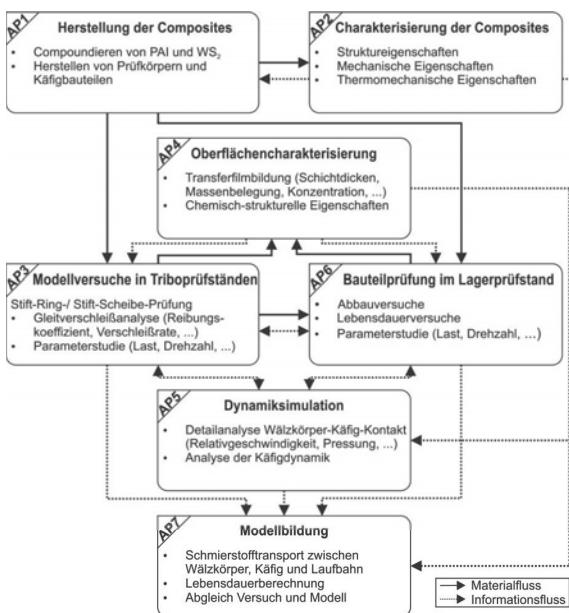


Bild 1: Arbeitsplan des Projektes zur Analyse der Schmierstofftransfervorgänge in feststoffgeschmierten Wälzlagern

Struktureigenschaften wie die Partikelverteilung oder mechanische Eigenschaften wie Elastizitäts- und Schubmodul zu bestimmen. Diese Materialdaten werden im weiteren Projektverlauf benötigt und dienen z.B. für die Dynamiksimulationen des Lagers als Eingangsgrößen. Weitere Eingangsgrößen für die Simulation aber auch Probekörper für Lagerversuche und zur Analyse der Transferschichtbildung liefern Modellversuche in Triboprüfständen. Dabei wird der Gleitkontakt zwischen

Wälzkörper und Käfig in abstrahierter Form in Stift-Scheibe- und Stift-Ring-Prüfungen untersucht. Der Stift wird dabei aus dem Prototyp-Käfigmaterial gefertigt und gegen einen Lagerinnenring oder eine Scheibe aus 100Cr6 gedrückt. Die Versuche werden sowohl bei Umgebungsbedingungen als auch im Vakuum (10^{-4} mbar) und bei Temperaturen bis 300°C gefahren. Somit soll für unterschiedliche Betriebsbedingungen der Reibkoeffizient sowie der Verschleiß des Käfigmaterials analysiert werden. Die Kontaktdrücke und Relativgeschwindigkeiten, die hier eingestellt werden, liefert die Dynamiksimulation.

Bild 2 zeigt beispielhaft die ersten Ergebnisse der Stift-Scheibe-Prüfungen. Dargestellt sind der Reibungskoeffizient sowie die spez. Verschleißrate für Compounds mit unterschiedlichen Schmierstoffkonzentrationen, welche wiederum in die Dynamiksimulation als Eingangsparameter einfließen, um so auch den Verschleißvorgang simulativ zu untersuchen. Die in den Versuchen beschichteten Scheiben und Ringe werden anschließend einer Oberflächenanalyse unterzogen. Dies ermöglicht die Bestimmung der chemisch-strukturellen Zusammensetzung der Transferschichten und ihrer Verteilung. So können Schichtdicken sowie Massenbeladungen oder Konzentrationen und die Formierung einer Transferschicht quantitativ bestimmt werden.

Die Mehrkörper-Dynamiksimulation der Wälzlager ist essentiell für die Beschreibung des Schmierstofftransfers, da mit ihr die Kenntnis über die Kontaktverhältnisse sowohl zwischen Wälzkörper und Laufbahn als auch zwischen Wälzkörper und Käfig einhergeht. Die am MEGT entwickelten Modelle ermöglichen die Untersuchung der Wälzlager für ein weites Parameterfeld [12]. MARQUART [6] hat gezeigt, dass mit zunehmendem Verschleiß der Käfigtaschen ein zunehmend instabiles Käfigverhalten hervorgerufen wird, was stark erhöhte Kontaktkräfte zwischen Wälzkörper und Käfig mit sich bringt. Mit den Modellen ist es möglich die Kontaktverhältnisse auch für unterschiedliche Verschleißzustände zu analysieren.

Als weitere Eingangsgröße zur Beschreibung des Schmierstofftransfers dienen Bauteilprüfungen an feststoffgeschmierten Wälzlagern in realen Betriebsbedingungen. Dazu steht ein Prüfstand zur Verfügung, der es er-

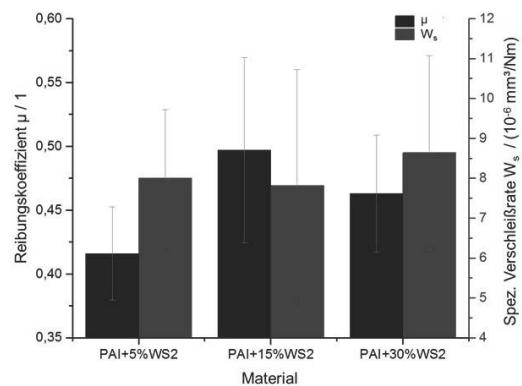


Bild 2: Reibungskoeffizient und spez. Verschleißrate für Compounds mit unterschiedlichem WS₂ Anteil, gemessen im Stift-Scheibe-Versuch bei Umgebungsbedingungen mit $p = 1$ MPa und $v = 1$ m/s.

möglich vier Prüflager unter kombinierten Lasten bei unterschiedlichen Umgebungsbedingungen (Atmosphäre oder Vakuum) und Temperaturen bis 300°C zu untersuchen. Die Prüflager werden dabei hinsichtlich ihrer Lebensdauer geprüft. Als Ausfallkriterium wird der Anstieg des Drehmoments gewählt, welcher durch den metallischen Kontakt zwischen Wälzkörper und Laufbahn infolge des Schmierstoffschichtdurchbruchs stattfindet. Für die Versuche kommen Hochgenauigkeits-Spindellager vom Typ 7205 in zwei Konfigurationen zum Einsatz. Bei beiden Varianten sind die Außenringe mit MoS₂ beschichtet. In der ersten Konfiguration werden die Lagerinnenringe mit der in den Stift-Ring-Prüfungen aufgebrachten WS₂-Transferschicht und einem nicht mit Festschmierstoff dotiertem Käfig gefahren. Diese Versuche dienen unter Zuhilfenahme der Oberflächenanalytik der Untersuchung des Schichtabbaus. So kann mit Kenntnis der zu Beginn vorhandenen Schmierschichten die Abbaurate bestimmt werden. Unter Verwendung eines mit MoS₂ beschichteten Innenrings und eines mit WS₂ dotierten Käfigs (Bild 3) wird wiederum mittels Oberflächenanalytik der Schmierstofftransfer vom Käfig zu den Laufbahnen analysiert. So können ebenfalls die Abbaurate der Initialschmierschichten, sowie die Erhaltung der Schmierschicht durch den Nachweis der Partikel auf den Laufbahnen bestimmt werden. Mit Analyse des Käfigverschleißes kann auch ermittelt werden, wieviel Käfigschmierstoff aus dem Lager verdrängt wird ohne auf die Laufbahnen übertragen zu werden.

Schließlich sollen alle Erkenntnisse gebündelt in ein Modell zur Beschreibung der Schmierstofftransfervorgänge in feststoffgeschmierten Wälzlagern übergehen. Darin soll beschrieben werden, wie der Schmierstoff aus dem Käfig abgebaut und zum Wälzkörper-Laufbahnkontakt transportiert wird. Schlussendlich soll auch der Einbau des Schmierstoffs in die Kontaktzonen beschrieben werden. Dabei wird die initial vorhandene Schmierschicht auf den Laufbahnen sowie ein eventuelles Verlorengehen des Käfigschmierstoffs berücksichtigt. Das Fernziel besteht darin eine Lebensdauerprognose für feststoffgeschmierte Wälzlager unter Berücksichtigung der Transferschichtbildung zu erarbeiten.

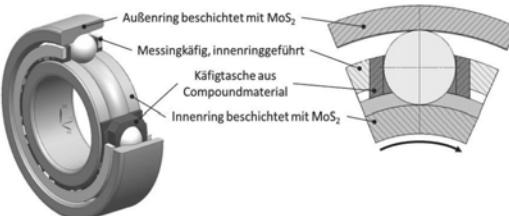


Bild 3: Aufbau Versuchslager: Durch die unterschiedlichen Festschmierstoffe MoS₂ und WS₂ lässt sich der Schmierstofftransfer analysieren.

4. Zusammenfassung

In dem vorgestellten Artikel wurde zunächst ein kurzer Überblick über den aktuellen Stand der Technik feststoffgeschmierter Wälzlager gegeben und dargelegt, dass in der Vergangenheit bereits Modelle zur Beschreibung der Lebensdauervorhersage feststoffgeschmierter

Wälzlagern aufgestellt wurden. Diese beruhen jedoch auf der Berechnung der Reibenergie im Wälzkörper-Laufbahnnkontakt und berücksichtigen den Schmierstofftransfer bei Wälzlagern mit einem Käfig als Schmierstoffdepot lediglich durch einen experimentell ermittelten „Transferfaktor“. Eine detaillierte Beschreibung der Schmierstofftransfervorgänge, welche essenziell für eine universelle Lebensdauerprognose ist, fehlt bisweilen. Im vorliegenden Artikel wurde dargestellt, wie diese Lücke zukünftig geschlossen werden soll.

5. Danksagung

Die beteiligten Institute danken der Deutschen Forschungsgemeinschaft (DFG) für die Förderung im Rahmen des Projektes „Grundlagenanalyse zur Transferschmierung in trockengeschmierten Wälzlagern“ (DFG-KO 1220/24-1, DFG-SA 898/17-1, DFG-WE 5318/6-1).

6. Literaturverzeichnis

- [1] Wang, H., Xu, B., Liu, J.: *Micro and Nano Sulfide Solid Lubrication*. Berlin, Heidelberg : Springer, 2012. ISBN: 978-3-642-23101-8
- [2] Meeks, C. R., Bohner, J.: *Predicting Life of Solid-Lubricated Ball Bearings*. In: ASLE Transactions, 29 (1986) 2, S. 203-213
- [3] Birkhofer, H.; Kümmerle, T.: *Feststoffgeschmierte Wälzlager – Einsatz, Grundlagen und Auslegung*. Berlin. Springer, 2012. ISBN: 978-3-642-16796-6
- [4] Rüblinger, W.: *Optimierung feststoffgeschmierter, hochbelasteter Kugellager bei Temperaturen bis 300°C*. Dissertation, TH Darmstadt, 1984.
- [5] Wohlgemuth, M.: *Ein Beitrag zur Lebensdauerverlängerung von feststoffgeschmierten Rillenkugellagern*. Dissertation, TU Kaiserslautern, 2010. ISBN: 978-3-941438-64-4
- [6] Marquart, M.: *Ein Beitrag zur Nutzung feststoffgeschmierter Wälzlager*. Dissertation, TU Kaiserslautern, 2014. ISBN: 978-3-943995-52-7
- [7] Bozkurt, H.: *Lebensdauertheorie zur Transferschmierung von feststoffgeschmierten Wälzlagern*. Dissertation, TU Darmstadt, Düsseldorf, VDI Verlag, 2010. VDI Reihe 1 Nr. 407. ISBN 978-3-18-340701-9
- [8] Holland, H.-J.: *Einflussgrößen auf die Gebrauchsduauer feststoffgeschmierter Wälzläger*. Dissertation, TH Darmstadt, 1978
- [9] Heinz-Schwarzmaier, T.: *Bestimmung der Lebensdauer feststoffgeschmierter Kugellager auf der Grundlage von Reibenergieberechnung und Kurzzeitversuchen*. Dissertation, TU Darmstadt, Düsseldorf, VDI Verlag, 2003. VDI Reihe 1 Nr. 363. ISBN: 3-18-336301-1
- [10] Solvay: *Torlon®-Polyamidimid - Technisches Handbuch*, Version 3, 2011
- [11] Zhang, G.; Sebastian, R.; Burkhardt, T.; Friedrich, K.: *Role of monodispersed nanoparticles on the tribological behavior of conventional epoxy composites filled with carbon fibers and graphite lubricants*. Wear 292-293 (2012); S. 176-187
- [12] Kiekbusch, T.: *Strategien zur dynamischen Simulation von Wälzlagern*. Dissertation, TU Kaiserslautern, 2017. ISBN: 978-3-95974-043-2

Untersuchung des Reibungsverhaltens von Wälzlagern unter dem Einfluss von Zentripetalbeschleunigungen zur energieeffizienten Gestaltung von Lagerungen

Dipl.-Ing. (FH) **D. Hochrein**, Dr.-Ing. **S. Tremmel**,
Prof. Dr.-Ing. **S. Wartzack**, Lehrstuhl für Konstruktionstechnik
Friedrich-Alexander Universität Erlangen-Nürnberg, Erlangen;
Dipl.-Ing. (FH) **O. Graf-Goller**, Schaeffler Technologies AG & Co. KG,
Herzogenaurach

Kurzfassung

Wälzlagungen unter Zentripetalbeschleunigung haben wesentlichen Anteil an der Reibungsentstehung in Verbrennungsmotoren und Planetenradlagerungen. Aufgrund der komplexen Lastsituation sind Analysen bezüglich der Ursachen für die Reibungsentwicklung allerdings schwierig. Aus diesem Grund wurde ein Prüfstand entwickelt, mit dem einzelne Wälzläger unter dem Einfluss von bis zu 3000 g hinsichtlich Reibung anwendungsabhängig untersucht werden können. Die Auswertung des dynamischen Ergebnissignals im Zeitbereich ist ohne Kenntnis der einzelnen Signalelemente nicht möglich. Daher ist es sinnvoll vom Zeitbereich in den Frequenzbereich zu wechseln. Dies geschieht durch Anwendung der Fast Fourier Transformation. Im Frequenzbereich werden die Signalkomponenten, sowie deren Einflussintensität sichtbar. Anhand dieses neuen Analyseansatzes lassen sich Einflussparameter auf die Wälzlägerreibung besser beurteilen.

1. Motivation

Forschungsaktivitäten zur Optimierung von Verbrennungsmotoren und konventionellen Antriebssträngen im Jahr 2017 – ein Vorhaben zwischen Idealismus und Sinnhaftigkeit? Aufgrund der dringend notwendigen Reduzierung der CO₂-Emissionen und weiterer schädlicher Abgase wie Stickoxide rückt die Elektromobilität als potentielle Lösung immer stärker in den Fokus von Gesellschaft, Politik und Industrie.

Trotz vieler Vorteile, allen voran die lokale Emissionsfreiheit, scheint die Elektromobilität alleine nicht die Lösung für das vorliegende Problem zu sein, sondern nur ein einzelner Baustein, der sich in das Gesamtgebilde möglicher Maßnahmen einfügt. Dies gilt in besonderem Maße, da Elektrofahrzeuge global betrachtet aktuell mit Verbrennungsmotoren vergleichbare Emissionen aufweisen [3].

Diese Situation stellt für klassische Antriebskonzepte gleichermaßen eine Chance als auch eine Herausforderung dar. Großes Energieeinsparpotential wird zum Beispiel wälzgelagerten Planetenradlagerungen und Pleuellagerungen zugeschrieben. Aufgrund ihrer Zwangsbewegung auf Kreisbahnen sind sie sowohl hohen Zentripetalbeschleunigungen als auch Relativdrehzahlen ausgesetzt, die sich bedingt durch ständig variierende Betriebspunkte und geometrische Abhängigkeiten hochdynamisch ändern. Diese komplexe Belastungssituation bietet einerseits viele Optimierungsmöglichkeiten, macht aber andererseits die systematische Untersuchung solcher Lagerungen sehr schwierig.

2. Wissenschaftliche Vorarbeiten und Herausforderungen

In bisherigen Forschungsarbeiten konnten M. SCHWADERLAPP [5] und C. TIEMANN [6] zeigen, dass Wälzlagerungen gegenüber den bei Kurbelwellenlagerungen etablierten Gleitlagerungen nicht unerhebliche Energieeinsparpotentiale aufweisen. Im Bereich der Getriebetechnik hat A. PABST [2] den Einfluss der Wälzkörpergeometrie auf die Entwicklung der Reibung bei fliehkraftbelasteten Wälzlagern untersucht und ist zu dem Ergebnis gekommen, dass mit größerem Wälzkörperdurchmesser die Käfigreibung maßgeblich steigt.

Eine Prüfvorrichtung, um am einzelnen Prüfobjekt (Wälzlagern) selbst – ohne den Einfluss von Sekundärreibungsmomenten – zu messen, fehlte bislang allerdings. Hierzu wurde ein neuer Wälzlagerschleuderprüfstand entwickelt, dessen Konzeption es ermöglicht, die Reibung eines einzelnen Wälzlagers im Fliehkräftfeld zu messen.

3. Kurzbeschreibung Wälzlagerschleuderprüfstand

Der Prüfstand ist als offenes Planetengetriebe ausgeführt, siehe Bild 1. Durch Antrieben der Sonnen erfahren die Planeten sowie die Prüflinge eine Relativdrehzahl um die eigene Achse. Bei Rotation des Steges werden die Prüflager zusätzlich auf einer Kreisbahn geführt, wodurch auf sie eine Zentripetalbeschleunigung einwirkt. [1]

Relativdrehzahl und Zentripetalbeschleunigung sind unabhängig voneinander variierbar.

Die Prüflager können zudem mit einem Ölvolumentstrom von 0,05 bis 4 l/min in einem

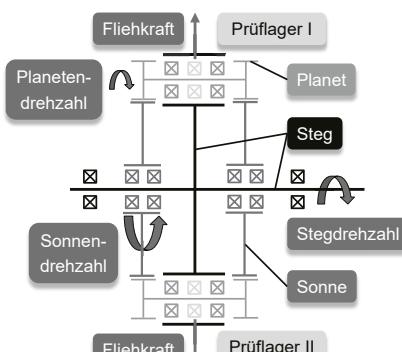


Bild 1: Funktionsprinzip Wälzlagerschleuder-
prüfstand nach [1]

Temperaturbereich von 30° C bis 120° C beaufschlagt werden. [1]

4. Erste Untersuchungsergebnisse

Einen charakteristischen Messschrieb für eine direkte Reibungsmessung an den Prüflagern unter dem Einfluss von Zentripetalbeschleunigung zeigt Bild 2. Der bei moderater Zentripetalbeschleunigung von 156 g aufgenommene Messverlauf zeigt das Ergebnis von zwei gleichzeitig getesteten Prüflagern, deren Messwerte mit einer definierten Schwingbreite in einem Bereich oberhalb beziehungsweise unterhalb der Abszisse schwingen.

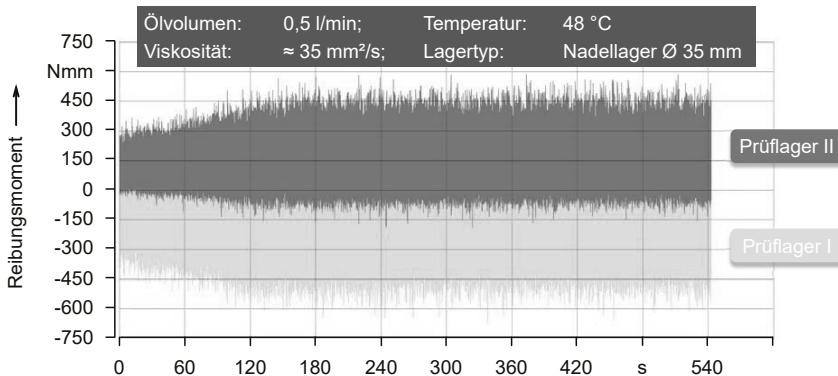


Bild 2: Reibungsmomentmessung bei 156 g und einer Prüflagerdrehzahl von $2\,000\text{ min}^{-1}$

Hierbei werden die Messwerte von Prüflager I durch die von Prüflager II in der Darstellung teilweise überlagert. Der Vorzeichenwechsel zwischen I und II beruht auf konstruktiven Gegebenheiten. Im Zeitbereich von 0 bis 120 s sieht man die Beschleunigungsphase von 1 000 auf $2\,000\text{ min}^{-1}$. Es wird deutlich, dass die Schwingungsamplitude mit steigender Lagerdrehzahl zunimmt.

Die Messung wird solange fortgesetzt bis die gemessenen Lagertemperaturen (in der Lastzone und 180° versetzt dazu) Beharrungszustand erreicht haben. Ergänzend werden auch die folgenden 2 Minuten aufgenommen und zur Auswertung für das mittlere Reibungsmoment herangezogen. In Bild 2 beginnt somit bei 420 s der Beharrungszustand.

Die Auswertung des Messsignals gestaltet sich anspruchsvoll, da das Signal hochdynamisch ist. Mögliche Effekte die auf einzelnen Lagerumdrehungen, Wälzkörperüberrollungen, etc. beruhen, sind in der dargestellten Form nur schwer zu erkennen, da sie durch viele Sekundäreffekte überlagert werden. Eine mögliche Abhilfemaßnahme stellt der Wechsel von der

Betrachtung im Zeitbereich hin zur Betrachtung im Frequenzbereich dar. Die Messwerte werden durch eine Fast Fourier Transformation (FFT) in den Frequenzbereich überführt.

Diese Transformation ist möglich, weil das Messprinzip auch als schwingendes System betrachtet werden kann (Bild 3). Der frei bewegliche Außenring, an dem über eine Biegefeder das Reibungsmoment direkt abgegriffen wird [1], ist aufgrund der dynamischen Vorgänge im Lager Drehschwingungen ausgesetzt. Diese werden auch auf die Biegefeder übertragen und finden sich schließlich im Messsignal wieder. Die Biegefeder kann somit auch als schwingender Biegebalken betrachtet werden, dessen Signale sich mittels FFT auswerten lassen. Ein wesentlicher Vorteil der Auswertung im Frequenzbereich liegt darin, dass alle periodischen Einzelsignale aus denen sich das Gesamt signal zusammensetzt separat dargestellt werden, siehe Bild 4. Jeder einzelne Summand des periodischen Gesamt signals führt zu einem konkreten DIRAC-Impuls, sodass sich ein Linienspektrum ergibt. [4]

Bei der in Bild 2 vorgestellten Messung zeigen sich im Frequenzspektrum deutlich die Frequenzen mit denen das Prüflager beziehungsweise der Käfig rotiert und die Wälzkörper den Außenring überrollen. Weiterhin tritt bei der Frequenz 0 Hz eine ausgeprägte Amplitude auf. Hat ein periodisches Einzelsignal die Frequenz 0 Hz, so ist es ein konstantes Signal. Auf die durchgeführte Messung bezogen stellt der DIRAC-Impuls bei 0 Hz somit den Mittelwert des Reibungsmoments dar. Anhand der Amplituden der anderen Linien des betrachteten Spektrums kann zwar nicht zwangsläufig auf deren realen Anteil am Gesamtreibungsmoment geschlossen werden, allerdings lassen sie eine erste Einschätzung der Relevanz von Prüflagerdrehzahl, Käfigdrehzahl und Wälzkörperüberrollung zu. Außerdem wird ersichtlich, welche Effekte überhaupt einen Einfluss haben. Neben den dargestellten Frequenzen treten auch noch Sekundärfrequenzen auf, die aus der Konstruktion der Prüfanlage resultieren.

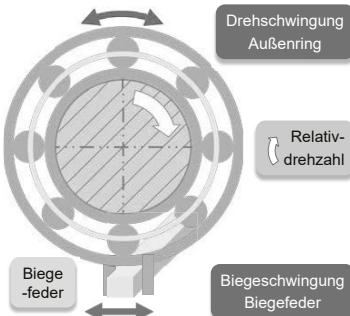


Bild 3: Messprinzip Prüfstand

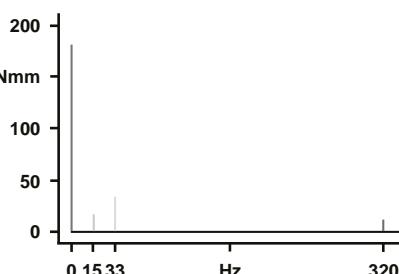


Bild 4: Frequenzspektrum Reibungsmessung

5. Zusammenfassung und Ausblick

Die vorgestellte Prüfanlage erlaubt erstmals die direkte und anwendungsunabhängige Messung des Reibungsmoments von Wälzlagern unter dem Einfluss von Zentripetalbeschleunigungen. Die mit der Prüfanlage durchgeführten Untersuchungen führen zu hochdynamischen Messergebnissen, die hinsichtlich ihrer einzelnen Bestandteile und deren Einfluss auf die Reibungsentstehung zu untersuchen sind. Hierfür wurde eine adäquate Auswertemethode auf Basis der Fast-Fourier-Transformation vorgestellt. Mit ihr lassen sich auch die Bestandteile hochdynamischer Reibungssignale klar herausarbeiten und deren Einfluss gegeneinander abwägen. An der Reibungsentstehung beteiligte Einzeleffekte kommen bei dieser Analyse somit deutlicher als bei anderen Auswertemethoden zum Vorschein. Für weitere Untersuchungen ist noch zu klären, welche zusätzlichen Informationen aus den entstehenden Linienspektren entnommen werden können. Grundsätzlich bietet dieses Untersuchungsverfahren eine sehr gute Basis für die künftig angestrebten Messungen im Bereich hoher Zentripetalbeschleunigungen.

- [1] HOCHREIN, D.; GRAF-GOLLER, O.; TREMMEL, S.; WARTZACK, S.: Vorstellung einer neuen Prüfstandsgruppe zur Untersuchung des Fliehkrafteinflusses auf das Reibungsmoment von Wälzlagern. In: GfT – Gesellschaft für Tribologie e. V. (Hrsg.): 57. Tribologie-Fachtagung 2016. Reibung, Schmierung und Verschleiß Forschung und praktische Anwendung. Bd. 2. 26.09.–28.09.2016, Göttingen. Aachen: GfT, 2016, S. 50/1–50/10
- [2] PABST, A.; BEECK, F.: Increasing the performance of planetary bearings for modern automatic trans-missions. In: VDI-Verlag. GmbH (Hrsg.): Getriebe in Fahrzeugen 2012. Leicht – kompakt – effizient. Bd. 2158. VDI-Berichte 2158. 19.06.–20.06.2012, Friedrichshafen. Düsseldorf: VDI, 2012, S. 357–372.
- [3] PROFF, H.; PASCHA, W.; SCHÖNHARTING J.; SCHRAMM, D.: Schritte in die künftige Mobilität. Technische und betriebswirtschaftliche Aspekte. Wiesbaden: Springer Gabler, 2013.
- [4] RAUSCHER, C.; JANSEN, V.; MINIHOLD, R.: Grundlagen der Spektrumanalyse. 1. Auflage. München: Rohde & Schwarz GmbH & Co. KG, 2000.
- [5] SCHWADERLAPP, M.; DOHMEN, J.; HAUBNER, F.: Reibungsminderung – Konstruktive Beiträge zur Kraftstoffeinsparung. In: VKA; ika; RWTH; VDI (Hrsg.): 11. Aachener Kolloquium. Fahrzeug- und Motorentechnik. Bd. 2. 07.10.–09.10.2002, Aachen. Aachen: fka Forschungsgesellschaft Kraftfahrwesen mbH Aachen, 2002, S. 909–920.
- [6] TIEMANN, C.; KALENBORN, M.; ORLOWSKY, K.; STEFFENS, C.; BICK, W.: Ein effektiver Weg zur Verbrauchsreduktion. Wälzlager im Verbrennungsmotor. MTZ Bd. 68 (2007) Nr. 4, S. 286–293.

Ultraschallprüfung zur fertigungsbegleitenden Qualitäts-sicherung von Wälzlagern und zur wiederkehrenden Bauteilprüfung von im Betrieb befindlichen Wälzlagern

Ultrasonic testing for production accompanying quality assurance of rolling bearings and for the recurring part inspection of used rolling bearings

Dipl.-Ing. **Göran Vogt**, VOGT Ultrasonics GmbH, Burgwedel

Kurzfassung

Durch steigende Anforderungen an die Zuverlässigkeit von Wälzlagern nimmt die Ultraschallprüfung als zerstörungsfreies Prüfverfahren einen steigenden Stellenwert in der Qualitätssicherung ein. In der Fertigung werden hochbelastete Lagerbauteile wie Lagerringe und Wälzkörper hinsichtlich ihrer Fehlerfreiheit produktionsbegleitend ultraschallgeprüft. Dabei kommen auch innovative Ultraschallprüfverfahren, wie z.B. die Phased Array Technologie zum Einsatz. Im Prüflabor werden begleitend zu Langzeitbelastungsuntersuchungen frequenziell Ultraschallprüfungen an Bauteilen durchgeführt und mit den Ergebnissen der Belastungen korreliert. Wiederkehrende Ultraschallprüfungen an im Einsatz befindlichen, zwischenzeitlich ausgebauten Lagern von Windkraftanlagen und Wälzkörpern geben Aufschluss über WEC-Schädigungen. Bildgebenden Abwicklungen und Anzeigenlisten zeigen und bewerten gegebenenfalls vorhandene Fehler bezüglich ihrer Größe und Tiefenlage.

Abstract

Ultrasonic testing becomes an increasingly important factor in quality assurance as NDT method due to growing demands on the reliability of rolling bearings. During the production process, highly stressed bearing components such as bearing rings and rolling elements are ultrasonically tested regarding their flawlessness. Besides conventional inspection methods, also innovative ultrasonic testing methods, e.g. phased array technology, are used. In addition to long-term stress tests components are frequently ultrasonic-tested in the test laboratory. The results of the ultrasonic tests will be correlated with the component load tests. Recurring ultrasonic tests on temporarily removed bearings of wind power plants and rolling elements give information on WEC damage. Imaging processing and flaw lists show information and evaluation of existing material defects regarding size and depth.

1. Sicherheit vor, während und nach der Bauteilfertigung

Die hohen Anforderungen an die Zuverlässigkeit und Qualität von Wälzlagern gibt der Ultraschallprüfung einen immer größeren Stellenwert in der Qualitätssicherung. Es werden das Vormaterial, Zylinderlagerringe, Kegellager, Pendelrollenlager, Kugellagerringe, Wälzkörper, Zylinderrollen, Kegelrollen, Tonnen, Rollen und Kugeln geprüft.

2. Vormaterialprüfung in Form einer Reinheitsgradprüfung nach SEP 1927

Vor der Bauteilfertigung wird das Vormaterial (Flach- oder Stangenmaterial) einer makroskopischen Reinheitsgradmessung unterzogen. Sie erfolgt nach SEP 1927. Typische Fehlerklassen für den verwendeten Stahl liegen bei KSR 0,3 – 0,5 mm.

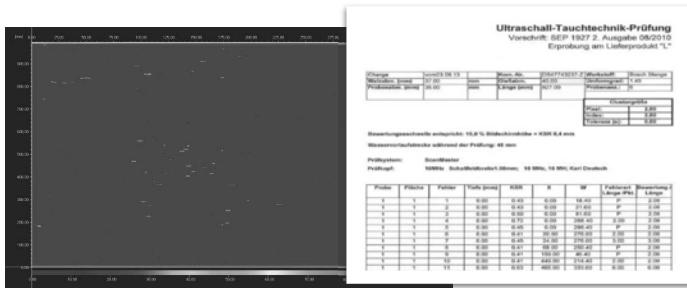


Bild 01: Prüfergebnisanzeige und Auswertung einer Reinheitsgradvermessung nach SEP
1927 mit einer ScanMaster Ultraschallprüf-anlage

3. Warenausgangskontrolle durch Ultraschallprüfung des Funktions- und Kernbereiches der Wälzlager

In der Fertigung werden hochbelastete Lagerbauteile, wie zum Beispiel Eisenbahn- oder Windkraftanlagen-Lagerringe und -Wälzkörper hinsichtlich Fehlerfreiheit produktionsbegleitend ultraschallgeprüft. Dabei kommen konventionelle und innovative Ultraschallprüfverfahren, wie z.B. die Phased Array Technologie, zum Einsatz. Ebenfalls werden im Prüflabor begleitend zu Langzeitbelastungsuntersuchungen frequenziell Ultraschallprüfungen an Bauteilen durchgeführt und mit den Ergebnissen der Belastungen zur Bauteiloptimierung korreliert.

Die Ultraschallprüfung erfolgt quasi berührungslos in Tauchtechnik. Das Bauteil wird mit Hilfe eines Drehtellers an einem/mehreren Prüfköpfen über 360° vorbeigeführt. Dabei verfolgt der Prüfkopf die Geometrie des Bauteils sodass der Einschallwinkel in das Material oder der Auftreffwinkel auf den Funktionsbereich über die Höhe des Lagerringes gleich

bleibt. So können Scanpläne für nahezu beliebige Geometrien automatisiert abgefahrene werden. Die Ergebnisse kann der Bediener/Auswerter in Form von bildgebenden Abwicklungen und Anzeigenlisten auswerten. Gegebenenfalls vorhandene Fehler werden bezüglich ihrer Größe und Tiefenlage bewertbar. Die Bauteile werden üblicherweise mit einer senkrechten Einschallung auf die Oberfläche oder alternativ einer senkrechten Einschallung auf die rückwandige Oberfläche geprüft.

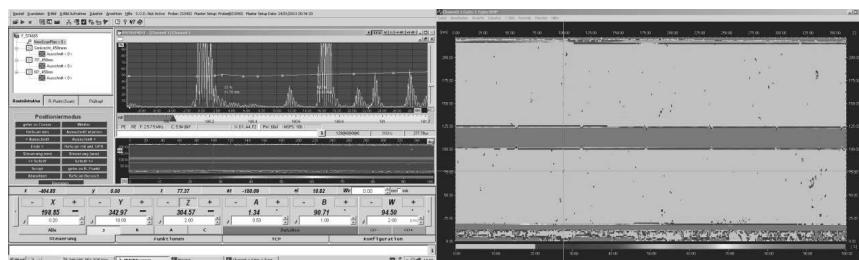


Bild 02: Prüfergebnisanzeige und Auswertung einer Ultraschallprüfung des Funktionsbereiches eines Pendelrollen-Lagerrings im VOGT Prüfzentrum

Um auch schräg liegende Anzeigen, die den Ultraschall nicht reflektieren detektieren zu können, arbeitet man parallel mit der Rückwandabschattung. Hierbei wird die Konstanz des reflektierten Echos der Lauffläche überwacht. Im Fall, dass dieses Echo kleiner wird, liegt eine Schattenwirkung durch einen vor der Lauffläche liegenden schrägen Fehler vor.

In der Fertigung wird überwiegend senkrecht zur Einschallfläche oder senkrecht zur Funktionsfläche geprüft und zusätzlich die Rückwandabschattung überwacht. So sind hohe Prüfempfindlichkeiten von KSR 0,3 - 0,5 mm realisierbar. Die Fehlerauflösung ist durch die Gefügeanzeigen des Materials (Grundrauschen) begrenzt. Durch intelligente Online-Auswertungen können Fehler im Funktionsbereich bis 0,5 mm zur Oberfläche bei beliebigen Einschallwinkeln detektiert werden.

4. Überwachung von Wälzlagern während des Lebenszyklus durch eine wiederkehrende Ultraschallprüfung

Hersteller hochbelasteter Bauteile unterstehen hohen Qualitätsanforderungen. Stillstände, bedingt durch vorzeitige Bauteilmängel, führen zu erheblichen Kosten auf Kunden- sowie gegebenenfalls Herstellerseite. Insbesondere bei Windkraftturbinen besteht das Problem der vorzeitigen Ermüdung der verbauten Lagerringe. Schuld daran ist das Phänomen der sog.

White Etching Cracks (WEC). Durch diese Gefügeveränderungen entwickeln sich Risse und Abplatzungen unterhalb sowie an der Oberfläche der Lauffläche der Lager, welche zu einem vorzeitigen Ausfall führen. Wiederkehrende Ultraschallprüfungen an im Einsatz befindlichen, zwischenzeitlich ausgebauten, Windkraftanlagenlagern und Wälzkörpern lassen WEC-Schädigungen frühzeitig erkennen und kostenintensive Stillstände reduzieren.

Individuell einstellbare Prüfprogramme bieten die Möglichkeit der Fehlerprüfung unter verschiedenen Winkeln, wie zum Beispiel 0°, 45°, 60° und 70° zur Lauffläche. Je nach zu erwartenden Fehlern erfolgt eine optimierte Einschallung mit 5-10 MHz oder auch Hochfrequenz von 25 – 50 MHz, sodass die zu erwartenden Materialschädigungen möglichst unter 90° zu ihrer Ausdehnung beschallt werden.

Abbildung 3 zeigt das C-Bild einer präventiven Ultraschallprüfung eines Lagerrings. Es sind erste kleinere White Etching Cracks unterhalb der Lauffläche zu erkennen. Von außen sind in diesem Stadium noch keine Beschädigungen festzustellen.

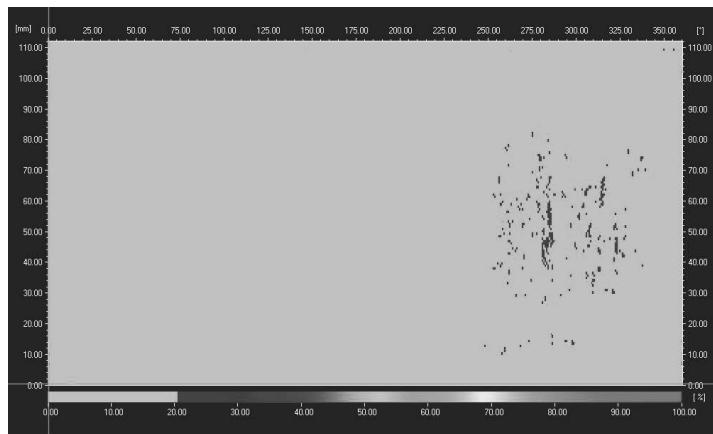


Bild 03: C-Bild der WEC Schädigung eines Lagerrings mit Schädigung unter der Laufbahn.

Alternativ zur konventionellen Prüftechnik ist in einigen Fällen auch der Einsatz von Phased Array Ultraschallprüfsystemen sinnvoll. Hierbei werden Prüfköpfe mit einer hohen Anzahl an Schwingerelementen (z.B. 32, 64 oder 128) eingesetzt und elektronisch parallel sowie mit Multiplexer angesteuert. Dadurch sind unterschiedliche Schallfelder ohne Hardwareänderung sowie die Prüfung größerer Flächen zur gleichen Zeit und/oder auch Fokussierungen in unterschiedliche Tiefenlagen als auch veränderliche Einschallwinkel während der Prüfung möglich. Das eröffnet neue Möglichkeiten der Prüftechnik, erhöht jedoch auch die Kosten.

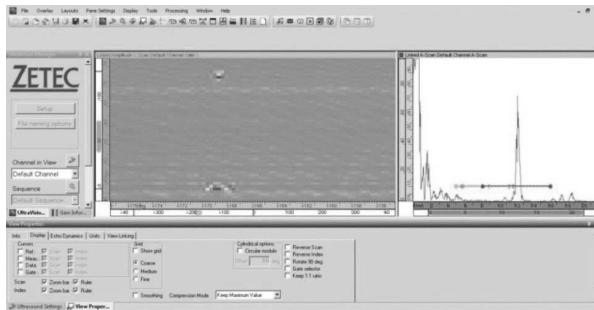


Bild 04: PAUT Tauchtechnikprüfung eines Lagerringes mit einem synthetisch fokussierten 128-elementigen Prüfkopf, gezoomte Darstellung von zwei gemessenen Kreisscheibenreflektoren mit 0,5 mm Durchmesser, 0,5 mm zur Lagerlauffläche

5. Prüfsysteme für die Qualitätssicherung von Wälzlagern

VOGT Ultrasonics in Burgwedel liefert Prüfsysteme für die Prüfung des Vormaterials, der fertigen Bauteile sowie für die wiederkehrende Ultraschallprüfung von im Betrieb befindlichen Bauteilen. Sie wurden sowohl für das Labor als auch die vernetzte Produktion entwickelt.



Bild 04: Ultraschallprüfsysteme für die fertigungsbegleitende und wiederkehrende Wälzlagerprüfung. links: VOGT PROline^{CUSTOM} für die autom. Inlineprüfung kleiner Lagerringe; rechts: LS 200 ScanMaster universal Prüfsystem für große Lagerringe

Auch bietet das Unternehmen die Möglichkeit, Bauteile in Dienstleistung als verlängerte Werkbank oder als mit der Produktion vernetzte Produktionsstätte in Serie zu prüfen. Die industrielle Vernetzung mit SPS, Hostsystemen, Datamatrix und Barcode Code Reader sowie Datenmanagement- und Statistikkontrollsoftware der Fertigungsüberwachungssysteme ist durch vielfältige Standardmodule realisierbar.

Effiziente Herstellung von hochpräzisen Kreuzrollenlagern in kleinen Stückzahlen

Rapid production of high-precision cross roller bearings in small quantities

M.Sc. **Richard Hurst**, Harmonic Drive AG, Limburg/Lahn

Kurzfassung

Auch bei der Vielfalt der Wälzlager, die heute erhältlich sind, sind noch Sonderausführungen für viele Anwendungen erforderlich. Viele solcher Lager werden entwickelt, um optimale Lösungen für kompakte und präzise Antriebssysteme zu liefern. Mit den Lean-Production-Technologien für die Lagerfertigung ist es nun möglich, kundenspezifische Kreuzrollenlager in Wochen, statt vorher Monaten zu produzieren – dadurch ist die Vorlaufzeit für Prototypen und Produktentwicklung erheblich reduziert.

Abstract

Even with the wide variety of rolling element bearings available today, special designs are still required in many applications. Many such bearings are developed to supply optimal solutions for compact and precise drive systems. Using Lean Production technologies for bearing manufacture it is now possible to produce customer specific cross roller bearings on weeks instead of the previous months – vastly reducing the lead time for prototypes and product development.

1. Ausgangssituation

Moderne Wälzlagertechnik unterstützt Innovationen in der Antriebstechnik in vielerlei Hinsicht. Wälzlager sind Kernkomponenten und in nahezu unendlich vielen möglichen Ausführungen erhältlich. Aber es werden dennoch spezielle Lösungen gefordert. Kompakte, leichte und präzise Lagerlösungen für Sondermaschinen sind nach wie vor erforderlich, um Leistungssteigerungen und Kosteneffizienz zu erzielen.

Wenn spezielle Lagerlösungen erforderlich sind, ist der erste Schritt die Betriebsbedingungen zu definieren. Mechanische Belastungen müssen spezifiziert werden, Umgebungsbedingungen definiert, die erforderliche Schutz- und Korrosionsbeständigkeit

festgelegt, sowie die technische Spezifikation und die geforderte Präzision. Dann wird ein Lagerhersteller damit beauftragt ein System zu liefern, das die Anforderungen erfüllt - zuerst als Prototyp, dann in der Serie. Tests beim Lagerhersteller sowie beim Kunden werden durchgeführt und wenn alles gut läuft, kann das Endprodukt auf den Markt gebracht werden.

Das Verfahren für kundenspezifische Wälzlagersysteme, wie oben beschrieben, dauert oft bis zu 18 Monate um das Lagersystem zu qualifizieren und unsere Erfahrung ist, dass selten weniger als 12 Monate für diese Lösungen erforderlich sind. Alleine die Produktion von Prototypen kann bis zu neun Monaten dieser Entwicklungszeit in Anspruch nehmen!

Die von Harmonic Drive® neu eingeführten Produktionsprozesse reduzieren diese Zeiten von Monaten auf Wochen. Basierend auf unseren aktuellen Kreuzrollenlagergeometrien, können wir kundenspezifische Lösungen in Rekordzeit herstellen und so den Entwicklungsprozess des Kunden beschleunigen. Wir nennen dieses System unser SolutionKit®. In diesem Beitrag werden die notwendigen Schritte zur Erreichung einer so raschen Entwicklung für kundenspezifische Lösungen erläutert.

2. Einleitung

Im Laufe der Jahre hat Harmonic Drive® viel über Flexibilität in der Produktion gelernt. Heute sind rund 80% aller für unsere Kunden hergestellten Produkte in gewisser Weise individualisiert und individuell gestaltet. Diese Flexibilität wird im gesamten Produktionsprozess eingeführt und praktiziert. Harmonic Drive® nutzt die Konzepte der Lean-Production (auch als TPS - Toyota Production System bekannt). Mit der Unterstützung unserer japanischen Kollegen, die über eine langjährige Erfahrung mit TPS verfügen, haben wir TPS in unseren Produktionsstätten in Limburg / Lahn eingeführt. Die Auswirkungen von TPS auf die konsequente Minimierung von Ausschuss und die Etablierung vom "Flow" in unserer Produktion, erhöhen auch die Flexibilität und garantieren Qualität für unsere Kunden. Die Wirkung der zunehmenden Flexibilität gekoppelt mit einer Reduzierung der Rüstkosten zwischen den Produktionslosen, reduziert so die Losgröße als Kostenfaktor. So können kleine Mengen kundenspezifischer Produkte zu vernünftigen Preisen hergestellt werden.

3. Hintergrund

Harmonic Drive® ist bekannt für seine kompakten und präzisen Antriebslösungen in einem breiten Anwendungsspektrum. Ob im All oder 4500m unter dem Meeresspiegel, Harmonic

Drive® liefert zuverlässige und präzise Lösungen für anspruchsvolle Anwendungen. Die sehr präzisen Bewegungen, die durch die Antriebe von Harmonic Drive® ermöglicht werden, werden auch in der Robotik, der Automatisierung und für Werkzeugmaschinen aller Art hoch geschätzt.

Viele unserer Lösungen basieren auf dem Wellgetriebe-Prinzip. Diese Technologie ermöglicht extrem kompakte und präzise Antriebslösungen. Und um kompakte Lösungen zu liefern, sind kompakte Lager erforderlich. Was bisher noch nicht so bekannt ist, diese Kernkomponente wird hauptsächlich intern gefertigt. Der Schlüssel zu den Harmonic Drive® Kompaktantrieben sind selbstgefertigte Kreuzrollenlager. Damit ist die Harmonic Drive Group der weltweit größte Hersteller von Kreuzrollenlagern für diese Anwendungen, ohne als solcher in der Branche bisher anerkannt zu werden.

Kreuzrollenlager bestehen aus einem Außenring, einem Innenring und mehreren Rollen. Die Innen- und Außenringe haben eine 90 ° V-förmige Laufbahn. Die Rollen liegen zwischen den Innen- und Außenringen und sind kreuzförmig angeordnet. Durch diese kreuzförmige Anordnung wird ein sehr steifes Lager aufgebaut, das gleichzeitig radiale, axiale und auch Momentbelastungen aufnehmen kann. Es ist daher möglich, die erforderliche Last (Axiale-, Radiale- und Momentlast) in einem einzigen Lager zu tragen, wo üblicherweise zwei Lager erforderlich sind. Das Ergebnis ist eine sehr kompakte Lagerlösung für die geforderte Bewegung.

4. Fertigungsverfahren

Das Hauptziel von TPS ist, die höchste Qualität und pünktliche Lieferung mit geringem Ausschuss und hoher Produktivität zu kombinieren. Ein weiteres Ziel ist es, mit einer Kombination aus Ausschussvermeidung und intelligenter Stopps die Effizienz und Flexibilität der Produktion zu erhöhen.

Zum Beispiel ist die Qualitätssicherung direkt mit dem Produktionsprozess verbunden (Japanisch: *jidoka*). Jedes Problem kann schnell mit einem minimalen Produktionsverlust direkt auf der Produktionslinie korrigiert werden. Das ist, was mit intelligentem Stoppen gemeint ist. Weiterhin zielt der Prozess darauf ab, alle möglichen Verschwendungen zu reduzieren (Japanisch: *Muri, Mura und Muda*). Wenn alle Prozesse mit der geforderten Qualität und ohne Ausschuss stabil laufen, ist die Just-in-Time-Produktion die logische

Konsequenz. Obwohl die einzelnen Produktionsschritte komplizierter sind, wird der Gesamtprozess effizienter und effektiver.

Ein Beispiel bei Harmonic Drive® ist die Standardbeschichtung für unsere Kreuzrollenlager. Wir bieten verschiedene Ausführungen für unsere Lager, vom blanken Metall bis hin zum vollständigen galvanischen Korrosionsschutz. Das Standard-Finish ist Brünieren [1]. Dies ist ein nützlicher Schutz für normale industrielle Situationen (Produktionsanlagen etc.) und verhindert Korrosion unter normalen Bedingungen. Brünierung kann die Lebensdauer der Rollenelementlager steigern [2]. Bisher wurden die Lagerkomponenten einmal pro Woche an unseren externen Partner für die Brünierung geschickt. Diese Komponenten wurden dann während der Woche beschichtet und als Komplettversand zurückgesandt. Die Kosten dieses Systems beruhten auf der Verringerung der Frachtkosten und der Optimierung des Ausnutzungsgrades der Beschichtungsanlage. Flexibilität war von untergeordneter Bedeutung da es schwer ist, die Preiseinsparungen abzuschätzen.

Wir haben unser Produktionssystem auf Basis von täglichen Lieferungen geändert. Der Wechsel von wöchentlicher zur täglichen Lieferung hat Flexibilität in unsere Produktionslinie gebracht. Es ist einfacher die Produktionsmenge an den tatsächlichen Verkauf anzupassen, da es nicht mehr notwendig ist, für zwei Wochen Materialbestand als Puffer für die Produktion zu halten (zwei Wochen, da die unbeschichteten, sowie die beschichteten Teile auf Lager gehalten werden müssen, um so die erwarteten Produktionsschwankungen aufzufangen). Weiterhin werden Verluste, die mit einer Lagerung verbunden sind, mit der Suche nach gelagerten Teilen, Beschädigungen während des Transports hin- und von der Lagerung, sowie Beschädigung während der Lagerung, stark reduziert. Ein anderer Effekt sind reduzierte Lagerkosten inklusive Personal und reduzierte Qualitätsaufwandskosten, da Probleme schnell behoben sind und es kleinere Losgrößen betrifft. Wenn alle diese Prozesse ineinander greifen, können wir von einem "Flow" sprechen. Hier fließen Bausteine der Produktionsprozesse nahtlos ineinander. Alle diese Kosten sind schwer zu quantifizieren auf einer Produktkostenbasis und in der Regel sind sie mit den allgemeinen Fertigungsgemeinkosten abgedeckt. Dies macht den Wechsel zu einem „Flow“-basierten System schwer zu quantifizieren und erst sichtbar, wenn die kompletten Abteilungskosten analysiert worden sind.

Basierend auf unseren bisherigen Designs, hat Harmonic Drive® diese Grundsätze für eine moderne Fertigungsline zur Herstellung von Kreuzrollenlagern etabliert. Mit einer Kapazität

von derzeit 90.000 Lagern pro Jahr und Plänen zur Erhöhung der Produktion auf 130.000 Lager / Jahr, ermöglicht die Flexibilität, die mit dem TPS-Produktionssystem erreicht wird, kleine Losgrößen (ca. 20 Stück) in Kombination mit hohem Durchsatz. Dies ist nur möglich, wenn die oben beschriebenen Prozesse umgesetzt werden. Das Konzept der „intelligenten Stopps“ kommt in dieser Situation zur Geltung. Die Vorteile beinhalten geringe Produktionsverluste bei Problemen (max. 20 Stück), hohe Qualitätskontrolle (Probleme werden schnell behoben) in Kombination mit hoher Flexibilität (jedes Los kann theoretisch ein anderes Produkt sein). Selbstverständlich sind stabile Fertigungsabläufe nach wie vor wichtig, um Kosten zu kontrollieren und Losgrößen ähnlicher Produkte werden nacheinander zur Reduzierung der Rüstkosten gefertigt. Weiterhin werden Maschinen für verschiedene Größen aufgestellt, welche die Rüstkosten weiter reduzieren.

Mit diesem Produktionssystem kann Harmonic Drive® kundenspezifische Wälzlager in kleinen Losgrößen zu vertretbaren Kosten herstellen. Da alle Prozesse von Harmonic Drive® kontrolliert werden (nur Härtan und Beschichten wird außerhalb getätig) stehen Sonderkonstruktionen zur Verfügung, die Flansche, Wellendichtringe und / oder Gewindebohrungen etc. enthalten. Darüber hinaus wird die Lieferzeit für Prototypen von Monaten auf Wochen reduziert. (Aktuelle Prototypenlieferungen sind nach technischer Klärung in einigen Fällen in 12 Tagen möglich.)



Bild 1: Kreuzrollenlager

5. Produktbeschreibung

Kreuzrollenlager von Harmonic Drive® sind mit Vorspannung ausgelegt, um maximale Genauigkeit zu gewährleisten. Die technischen Kapazitäten der Harmonic Drive®-Kreuzrollenlager sind auf dem aktuellen Stand der Technik - die Harmonic Drive Group produziert diese Lager seit über 30 Jahren. Die Lager sind mit Standard-, Axial- und

Rundlaufwerten von 10 µm lieferbar. Sonderlager mit 5 µm und 1 µm sind ebenfalls möglich. Abmessungen von 50 mm Außendurchmesser bis über 250 mm Außendurchmesser sind derzeit lieferbar. Damit ist ein Innendurchmesser von bis zu 160 mm möglich. Aufgrund der möglichen Ausführungen kann dieser Innendurchmesser in den Entwürfen des Kunden voll ausgenutzt werden, wie unten gezeigt. Andere Größen sind in der Entwicklung. Die Tragfähigkeit (dynamische Tragzahl) reicht von 8,5 kN bis zu 103,6 kN.

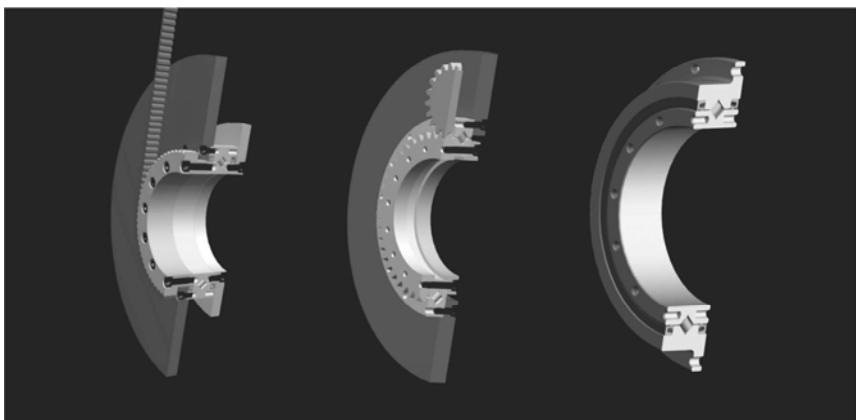


Bild 2: Querrollenlager von HarmonicDrive ® - Beispiel Standardlösungen und Sonderlager auf Basis des SolutionKit® Systems

Durch die Möglichkeit, das Design dem Kundenwunsch anzupassen, sind Kundenlösungen entstanden, die gleichzeitig mehrere Funktionen übernehmen können. Demnach wurden viele Teile durch eine integrierte Lösung ersetzt (Klemmringe, Flansche, Wellenmuttern, Sicherungsringe, Ausgleichsringe usw.). Dss spart Zeit,Geld und Platz.

6. Nächste Schritte

Es wird weiter geforscht. Derzeit werden eine Vielzahl von Lagerstählen und Werkstoffen mit Härtungsprozessen kombiniert, die im Haus entwickelt wurden. Diese Flexibilität ermöglicht die Herstellung von Lagern mit hohen Toleranzen, um die geforderten Kundenansprüche zu erfüllen. Bisher konnten wir alle Anforderungen unserer Kunden zur vollsten Zufriedenheit erfüllen.

Weiterhin haben wir ein Lager entwickelt, das durch eine ausgeklügelte Auswahl an Materialien direkt an die Anbindung zur Kundenschnittstelle geschweißt werden kann. Das

spart zusätzliche Komponenten (Schrauben, Stifte etc.) und verkürzt die Montagezeiten. Es ist uns keine andere Wälzlagertechnologie bekannt, die so viele innovative Fertigungsprozesse kombiniert.

Die intelligente Kombination von Technologien, Werkstoffen und Fertigungsprozessen ermöglicht es Harmonic Drive®, kundenspezifische Lösungen für unsere Kunden in Rekordzeit zu liefern.

Literatur:

- [1] DIN 50938, Black oxide treatment of ferrous material
- [2] Stadler, Benefits of using black oxidized bearings in wind applications, evolution.skf.com, 2015

Geometrische Gestaltung hydrodynamischer Gleitflächen für Geschwindigkeiten bis 100 m/min – Berechnung und Experiment



M.Sc. Yingying Zhang, M.Sc. Martin Gläser, Dr. Volker Wittstock,
Prof. Matthias Putz, Technische Universität Chemnitz

Kurzfassung

Für die bei hoher Produktivität erforderliche Gleitgeschwindigkeit bis 100 m/min, wie sie für Werkzeugmaschinen notwendig sind, fehlen robuste Berechnungs- und Auslegungsmethoden. Das Poster stellt mit der Finiten Differenzen-Methode und der CFD-Simulation zwei wesentliche Ansätze vor, mit denen sowohl gezielte Gestaltungselemente wie Schmiernuten als auch fertigungsbedingte Gestaltabweichungen berücksichtigt werden können. Außerdem wird das experimentelle Vorgehen zur Ermittlung der Stribeck-Kurve bis 100 m/min als Verifizierung von Simulationen an einer exemplarischen Tragführung einschließlich Aufschwimmverhalten beschrieben.

1. Einleitung

Auf Grund der guten Dämpfung, der hohen Genauigkeit und der günstigen Kosten der hydrodynamischen Linearführungen (HDF), wächst ihr Einsatzspektrum mit zunehmender Baugröße der Werkzeugmaschinen [1]. Bei hohen Geschwindigkeiten kann es beim Einsatz von Umgriffführungen zur Klemmung oder Verkantung des Schlittensystems kommen. Die resultierende Aufschwimbewegung des Schlittens, die sich aus der Druckverteilung im Schmierspalt ergibt, kann durch die konstruktive Gestaltung der Führungsflächen gezielt beeinflusst werden [2]. Es stellt sich aber auch die Frage, wie sichergestellt wird, dass bei der angestrebten Gleitgeschwindigkeit bis 100 m/min genügend Schmieröl in den Schmierspalt nachfließen kann und Mangelschmierung vermieden wird. Auf Grund dieser speziellen Einsatzbedingungen und multikriteriellen Einflüsse der Gestaltungselemente sind dafür angepasste Auslegungs- und Versuchsmethoden notwendig. Erste Ansätze werden nachfolgend thematisiert.

2. Berechnungsmethoden

Grundlagen

Bei der reinen Berücksichtigung der laminaren Strömung und einfachen geometrische Formen der Führungsfläche kann der theoretische Druck mit der Differentialgleichung genauer

$$\frac{\partial}{\partial z} \left[\frac{y^3(x, z) \partial p}{\eta} \right] - \frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{y^3(x, z) \partial p}{\eta} \right] = \frac{\partial}{\partial x} [6uy(x, z)] \quad (1)$$

berechnet werden [3]. Hierbei ist η die dynamische Viskosität, u die Gleitgeschwindigkeit und l die Länge des Schmierkeils. Für die Gestaltabweichungen 1. Ordnung und die Vernachlässigung der Seitleckströme – ist eine analytische Ableitung möglich.

$$p(x) = \frac{6 \cdot \eta \cdot u \cdot l}{y_0^2} \cdot K_p(x, \alpha) \quad (2)$$

Hierbei ist y_0 die Höhe des Öles an der Auslasskante und K_p steht als Formzahl für die konkreten Randbedingungen. Die konkrete Größe des Schmierkeils α und die Lage der Tragfläche h_0 sind notwendige Eingangsgrößen, die meistens angenommen werden.

Finite-Differenzen-Modellierung (FDM)

Mit Hilfe einer Finiten-Differenzen-Modellierung für den Schmierspalt der Tragfläche ergibt sich die Näherungslösung des Drucks p an diskreten Gitterpunkten. Wird dieser sich ergebende Druckverlauf im Schmierspalt in einen übergeordneten Berechnungsalgorithmus des Kräfte- und Momentengleichgewichts am Schlitten iterativ eingebunden, kann auch das Aufschwimmen (Lage und Schmierkeil) berechnet werden. Das Bild 1 zeigt den entsprechenden allgemeinen Programmablaufplan, der in [4] genauer dargestellt ist, und in den weitere Verbesserungen integrierbar sind. Es wird ein bestimmtes Aufschwimmverhalten als initiale Randbedingung angenommen. Als Abbruchbedingung gilt hier, dass der Betrag dieser Differenz der resultierenden Momente aus Eigengewicht und hydrodynamischen Druck einen vorher festgelegten Grenzwert unterschreitet. Mit der FDM lassen sich Gestaltabweichungen unterschiedlicher Ordnungen abbilden, sofern die Gültigkeit der Reynolds-Gleichung gegeben ist. Dagegen erfüllen Schmiertaschen zur Ölversorgung in der Gleitfläche die Bedingungen nicht.

Computational fluid dynamics (CFD) Strömungsberechnung

Die CFD bietet dem Entwickler die Möglichkeit einzelne Details einer Führung genauer zu untersuchen und Variantenvergleiche durchzuführen, wie z. B. die Kombination von Schmierspalt und Schmiernuten. Insbesondere bei dem gewählten Fokus auf hohe Gleitgeschwindigkeiten bis 100 m/min ist die Auslegung bzgl. einer ausreichenden und gleichmäßi-

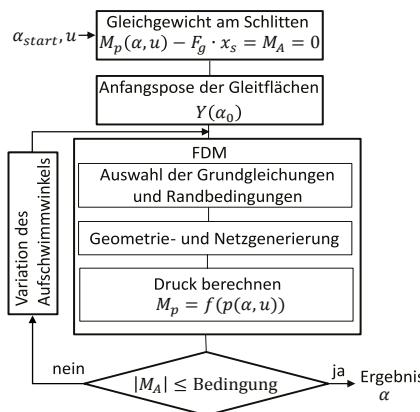


Bild 1: Berechnung des Aufschwimmwinkels α

gen Versorgung mit Flüssigkeit im Schmierspalt und damit die Vermeidung von Mangelschmierung wichtig. Die CFD wird vor allem für Berechnungen des Verlaufs des Tragdrucks und der Strömungsgeschwindigkeit im Schmierspalt verwendet werden. Zwar können sehr starke Größenunterschiede von Schmierspalt und Schmiernuten in einem Modell berechnet werden, jedoch begrenzt die Knotanzahl bzw. die Rechenzeit ein Gesamtmodell für typischen Schlittengrößen an Werkzeugmaschinen. Die erste Ergebnisse der CFD-Berechnung für Vergleiche von Teilmodellen oder einzelner geometrischer Elemente wurde in [6] beschrieben. Für die angestrebten Gleitgeschwindigkeiten ist zukünftig die Berücksichtigung von Zweiphasenströmung (Öl und Luftblasen) in der Schmierflüssigkeiten notwendig, um die oft kurzhubigen reversierenden Bewegung detaillierter zu beschreiben.

3. Versuchsstand für die experimentelle Verifizierung

Für die Versuche mit Gleitgeschwindigkeiten bis 100 m/min steht ein Versuchsstand zur Verfügung. Die Gleitleisten bestehen aus einem Grundkörper aus Stahl, auf dem ein Kunststoff als Gleitbelag im Einbauzustand vergossen wird. Je nach Genauigkeitsanforderung kann die entstehende Gleitfläche geschabt werden. Nach einer Vermessung

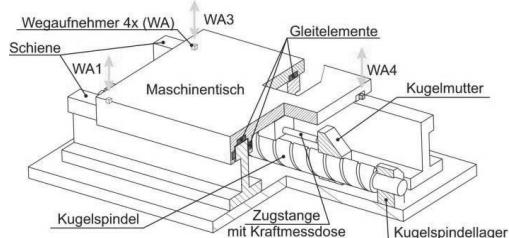


Bild 2: Versuchstand bis 100m/min

der endgültigen Gleitflächen, kann die realen Gestaltabweichungen in den Berechnungen berücksichtigt werden. Die Hublänge von 1860 mm ermöglicht diese Höchstgeschwindigkeit über eine Länge von 600 mm. Die momentfreie Kopplung von Schlitten und Vorschubantrieb ermöglicht nach bewährtem Prinzip [5] die Messung der Vorschubkraft und damit die Reibwertbestimmung. An den Enden der beiden parallelen Tragführung (50 x 500 mm²) befinden sich jeweils Wirbelstromwegaufnehmer, welche die Höhendifferenz an den Ein- und Auslasskanten messen.

4. Anwendungsbeispiele für die Berechnungsmethoden

Die nachfolgenden Beispiele demonstrieren, warum unterschiedliche Modellierungsansätze zur Beschreibung des Verhaltens bzw. zur Auslegung von hydrodynamischen Führungen notwendig sind, die auch nicht direkt vergleichbar sind.

Beispiel 1: Einfluss der Schrumpfung des Kunststoffgleitbelags auf das Aufschwimmen

Nach dem Ausgießen und Aushärten der Kunststoffmasse wird aus Kostengründen oft auf eine Nachbearbeitung der Gleitflächen verzichtet. Die stochastische auftretende Schrumpf-

fung des Materials verändert jedoch die Druckverteilung im Schmierspalt und folglich auch den Aufschwimmwinkel. Mit der FDM wurde die vermessene Gestaltabweichung der beiden Führungsleisten des Versuchsstandes (links) berücksichtigt.

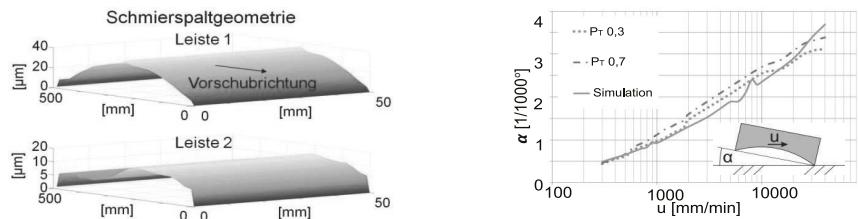


Bild 3: Gemessene Gleitleistenprofile (links) und simulierter Aufschwimmwinkel (rechts)

Die Aufschwimmwinkel aus Experiment und Simulation sind jeweils als Funktion der Vorschubgeschwindigkeit in einer Richtung im [4] (rechts) zusammengefasst. Allerdings berücksichtigt die Berechnung nicht den Öltaschendruck, sodass im Geschwindigkeitsbereich bis 10000 mm/min ein schwächeres Aufschwimmverhalten berechnet wird. Auf diese Weise dient die Methode dazu, die fertigungstechnisch bedingte Schrumpfung zu bewerten und ggf. Nacharbeiten zu veranlassen.

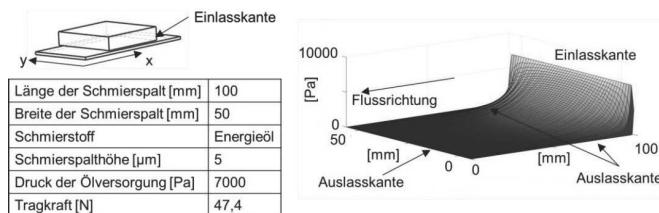


Bild 4: Bedingungen der Simulation und hydrostatischer Druck im ebenen Schmierspalt

Beispiel 2: Gestaltung der Gleitflächen und Schmiernuten

In [6] wurde bereits mittels CFD demonstriert, wie sich die Schmiernutform auf den Druck im Schmierspalt auswirken kann. Besonders interessant ist der Zielkonflikt bei der Bestimmung der Anzahl und Form der Schmiernuten. Sie reduzieren einerseits den hydrodynamischen Druck bzw. die resultierende Kraft auf die Tragoberfläche bei reiner Flüssigkeitsreibung. Folglich werden möglichst wenige und schmale Schmiernuten eingesetzt. Mit Hilfe der CFD wird der Ansatz verfolgt, in die Gleitflächen unterschiedliche Formen zu integrieren bzw. zu kombinieren. Die Ergebnisse können dann in der kommenden Projektarbeit für Gesamtfläche verbunden werden. Das Bild 4 zeigt einem ebenen „festen“ Schmierkeil, d. h. die Ausgangs-

situation, wobei die Schiene und der Schlitten feststehen. Der Wert des Drucks ist vom Gradienten der Geschwindigkeit der Strömung abhängig.

Ein Beispiel der Optimierung der Gestaltung der Kontaktobерfläche wird im Bild 5 vorgestellt. Die Randbedingungen der Simulation werden beim Vergleich zwischen ebenem und gewölbtem Schmierspalt nicht verändert. Die größere resultierende Kraft der gewölbten Gleitfläche im verdeutlicht, dass durch Optimierung der geometrischen Gestaltung das Öl einfacher durch den Schmierspalt fließen kann. Auf Grund der starken Abhängigkeit zwischen Aufschwimmverhalten und Schmierungsart, bietet bereits das hydrostatische Modell eine erste Bewertung, ob bei der angestrebten Gleitgeschwindigkeit bis 100 m/min mit dieser Methode genügend Schmieröl in den Schmierspalt nachfließen kann.

5. Zusammenfassung und Ausblick

Für die experimentelle Verifizierung können die Gleitflächen im vorgestellten Versuchsstand mit einem hydrodynamischen Modell einfach angepasst und ergänzt werden. In aktuellen Arbeiten wird angestrebt, durch die Kombination aus verschiedenen Formelementen und auch dem Einsatz smarter, piezogetriebener Aktoren die hydrodynamische Linearführung und deren Formelemente beim Fahren optimal einzustellen. Gleichzeitig könnten Schmiernuten und Schmierungsweise ‚richtig‘ sein und der Reibungsbeiwert sowie das Kippmoment durch den passenden Schmierkeile reduziert werden.

6. Literaturverzeichnis

- [1] Hirsch, A.; Zhu, B.: Hydrodynamische Gleitführungen in Werkzeugmaschinen – ein Auslaufmodell?. In: Konstruktion, 63 (2011), 11-12, S. 67-72
- [2] Kolouch, M.; Zhu, B.; Hirsch, A.; Muster, J.: Führungselement und Vorrichtung für eine Gleitführung, DE 10 2013 019 389.2, 18.11.2013
- [3] Fuller, D. D.: Theorie und Praxis der Schmierung. New York: John Wiley & Sons, 1956.
- [4] Gläser, M.; Wittstock, V.; Hirsch, A.; Putz, M.: Simulation method for the floating of hydrodynamic guides. In: 10th CIRP Conference on Intelligent Computation in Manufacturing Engineering - CIRP ICME '16, 20- 22 July 2016, Ischia, Italy, Proceedings in press
- [5] Hirsch, A.; Wittstock, V.; Kolouch, M.; Zhu, B.: Einrichtungen zur Untersuchung hydrodynamischer Gleitführungen mit erweiterten Einsatzgrenzen. In: Konstruktion, 66 (2014), 10, S. 85-90. Fachaufsatz
- [6] Hirsch, A.; Kolouch, M.; Neugebauer, R.; Zhu, B.: Optimierung der Schmiernutform in hydrodynamischen Gleitführungen. In: Konstruktion 64 (2012) 11-12, S. 71-74

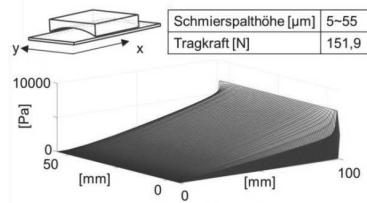


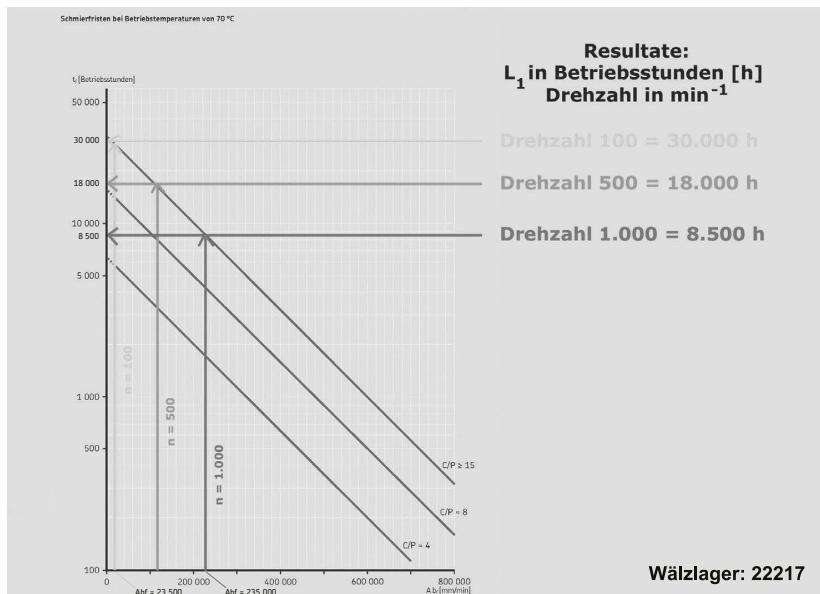
Bild 5: Hydrostatischer Druck im gewölbten Schmierspalt

„SKF Active Lubrication“ – aktive Anpassung des Schmierstoffbedarfes gesteuert durch das Wälzlager im Betrieb

Jens Beck, SKF GmbH, Schweinfurt

SKF Active Lubrication

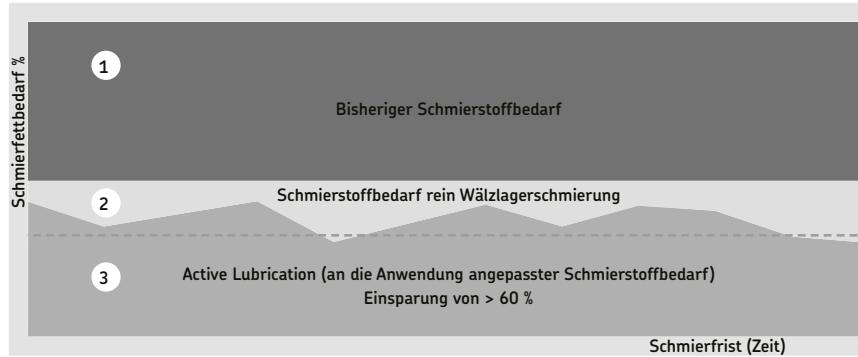
Die intelligente Art der anwendungsbezogenen, voll automatisierten Nachschmierung. SKF Active Lubrication ist ein anwendungsspezifisch konstruiertes System, das sowohl in Sachen Planung als auch praktischer Anwendung darauf abzielt, dass sich Komponenten und Kalkulationen wechselseitig unterstützen. Die aktive Wartung soll sich am realen Bedarf der Wälzlagerverschmierung orientieren. Die wechselnden Betriebsbedingungen (wie z. B. Drehzahl- und Temperaturänderung) wirken sich auf den Zustand des Schmierstoffs und somit auf die tatsächlich erforderliche Nachschmierung aus.



Beispiel:
Veränderter Schmiermittelbedarf bei veränderten Betriebsbedingungen.

Einfluss der Drehzahländerung

Gewöhnlich wird die rechnerisch höchste Schmierdosierung als Nachschmierintervall fest eingestellt. Wird aber zudem die Nachschmierung als Abdichtung eingesetzt, dann werden erhebliche Mengen an qualitativ hochwertigem und kostspieligem Wälzlagerschmierstoff verbraucht. Mit einer individuellen Dichtungslösung, sowie einem optimierten Lagerkonzept von SKF kann das Schmiersystem auf die Aufgabe der reinen Wälzlagerschmierung reduziert werden. Durch das Active Lubrication System werden die Betriebsbedingungen, welche auf die Anwendung einwirken, involviert und mit den entwickelten Resultaten der SKF Forschung und Entwicklung aktiv in die Nachschmierung eingerechnet. Die Schmiermengen werden somit automatisch angepasst.



Erläuterung

Bereich 1:

bislang praxisüblicher Schmierstoffbedarf.

Einsparungspotenzial

Bereich 2:

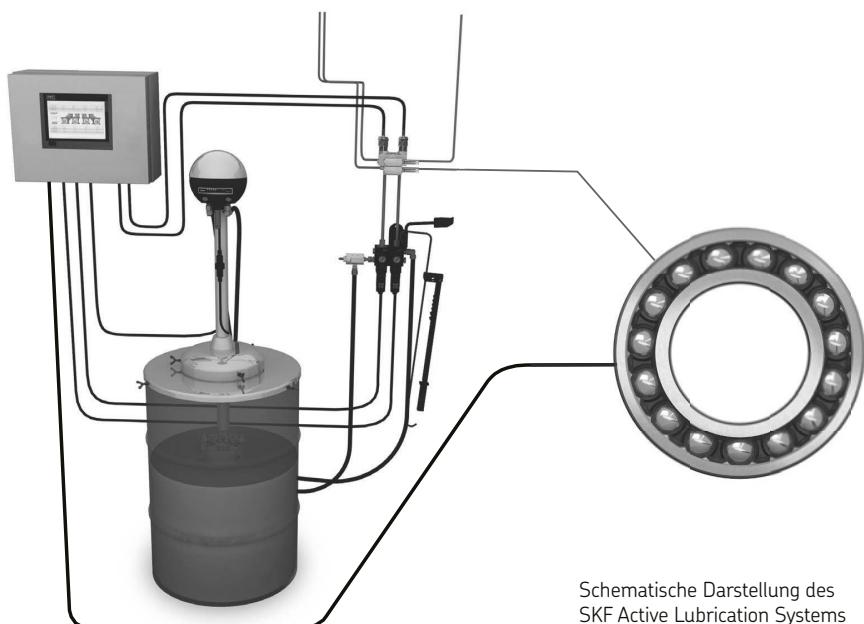
gesenkter Schmierstoffbedarf, u.a. durch maßgeschneiderte SKF Dichtungen und Schmiersysteme.

Bereich 3:

weiter minimierter Schmierstoffbedarf dank zusätzlichen Einsatzes von SKF Active Lubrication.

Das revolutionäre Konzept des SKF Active Lubrication bietet nicht zuletzt erhebliche Potenziale in Blick Richtung „Industrie 4.0“. Schließlich können die in der Anwendung von SKF Condition Monitoring-Sensoren erfassten Daten in die SKF Cloud hochgeladen werden. Die Daten stehen somit rund um die Uhr und an jedem Ort zur Verfügung.

Das Ergebnis des SKF Active Lubrication Konzepts sind nicht nur eine auf den Bedarf reduzierte Schmierstoffmenge, welche eine sichere Lagerschmierung gewährleistet, sondern auch verminderte Umweltbelastungen und Unfallgefahren, minimierte Betriebskosten und eine erhöhte Nutzungsdauer.



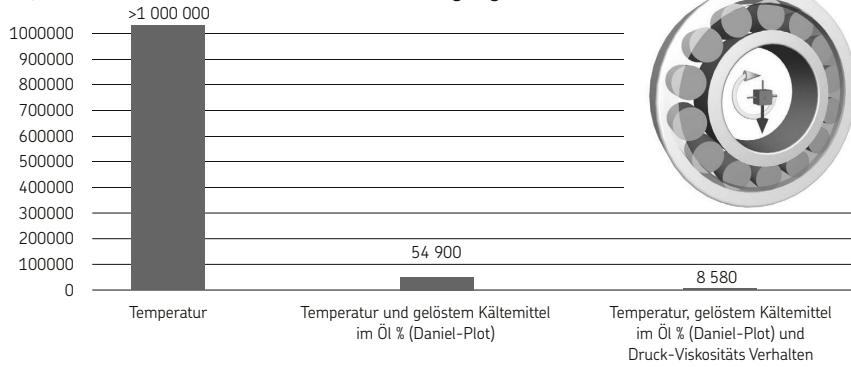
Berücksichtigung der „Gemischviskosität“ in der erweiterten Lebensdauerberechnung

Dipl.-Ing. (FH) **Jens Bettenhausen**,
SKF GmbH, Schweinfurt

Kurzfassung

In der erweiterten Wälzlagerebensdauerberechnung gem. DIN ISO 281 bzw. DIN 26281 wurde in den letzten Jahren der Einfluss der Schmierung, Verunreinigung und Ermüdungsgrenzbelastung mit aufgenommen und qualifiziert. Dabei werden aber nur feste Partikel berücksichtigt. Wasser, andere Flüssigkeiten oder auch Gase und deren Einfluss bleiben dabei unberücksichtigt. Im vorliegenden Fall wird aufgezeigt wie sich die Viskosität des Schmieröls verändert, wenn sich unter Druck Kältemittel in diesem gelöst hat und wie sich dies auf die rechnerische Lebensdauer auswirkt. Anhand eines Betriebspunktes in einem Kältemittelkompressor wird die Viskosität des Öl-Kältemittel Gemisches aus einem Druck-Viskositäts-Temperatur Diagramm ermittelt und in einer vergleichenden Betrachtung die Lagerlebensdauer mit und ohne Viskositätsveränderung berechnet.

$L_{10\text{mh}}$ Lebensdauer-Werte unter Berücksichtigung von:



Betriebspunkt eines Kältemittelkompressors

Lager:	NU 207 ECPH
Drehzahl:	2750 rpm
Radiale Belastung:	4 kN (C/P = 14)
Filter:	$B_{12} = 200$
Ölreinigkeitsklasse:	-/15/12, ISO 4406
Öltemperatur:	50 °C
Öl:	Fuchs RENISO TRITON SE55
Kinematische Viskosität: (gem. DIN EN ISO 3104)	40 °C 55 mm²/s 100 °C 8 mm²/s
Viskositäts-Index:	137 (gem. DIN ISO 2909)
Kältemittel:	R134a
Dampfdruck:	8 bar

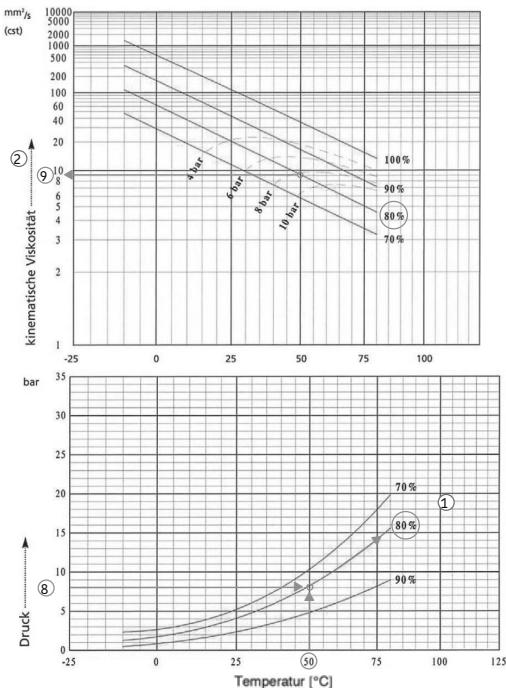
Lebensdauer-Werte, Konventionelle Berechnung

Unter Einfluss der Temperatur

Result	
v	35,9 mm²/s
Lubricant viscosity at operating temperature	
$L_{10\text{nh}}$	>1 000 000 hour
SKF rating life	
a_{SKF}	50
SKF life modification factor a_{SKF}	
K	3,63
Viscosity ratio	
P	4 kN
Equivalent dynamic bearing load	
η_c	0,68
Factor for contamination level	

Berechnung unter Berücksichtigung der Gemischviskosität

Kinematische Viskosität und Dampfdruck: RENISO TRITON SE 55 und R134a



① Über Druck und Temperatur kann der Massenanteil des Öls im Kältemittel/Öl-Gemisch ermittelt werden.

② Aus dem Massenanteil des Öls und der Temperatur lässt sich nun die kinematische Viskosität des Betriebspunktes ermitteln.

Mit der so ermittelten kinematischen Viskosität kann nun ein noch zu korrigierender Kappa-Wert zur Lebensdauerberechnung ermittelt werden.

Sämtliche Prozentangaben stellen Massenanteile Öl im Kältemittel/Öl-Gemisch dar.

Quelle: Fuchs Schmierstoffe GmbH

Lebensdauer-Werte unter Berücksichtigung der Gemischviskosität

Unter Einfluss von Temperatur und gelöstem Kältemittel im Öl % (Daniel-Plot)

Result

v Lubricant viscosity at operating temperature $9 \text{ mm}^2/\text{s}$

L_{10nh} SKF rating life $54\,900 \text{ hour}$

SKF life modification factor a_{SKF}

$1,37$

SKF life modification factor a_{SKF}

K Viscosity ratio $0,91$

P Equivalent dynamic bearing load 4 kN

η_c Factor for contamination level $0,27$

Berücksichtigung des Druck-Viskositäts-Verhaltens

Aus SKF internen Untersuchungen ist bekannt, dass sich durch das im Öl gelöste Kältemittel das Druck-Viskositäts-Verhalten des Öls ungünstig verändert. Zur Kompensation wird der Kappa-Wert in diesem Fall mit dem Faktor 0,38 multipliziert. Es ergibt sich ein Lebensdauer relevanter Kappa-Wert von $\kappa = 0,35$!

Lebensdauer-Werte unter Berücksichtigung der Gemischviskosität und des Druck-Viskositäts-Verhalten

Unter Einfluss von Temperatur, gelöstem Kältemittel im Öl % (Daniel-Plot) und α

Warning

Viscosity ratio $K = 0.35$ is less than 0.4 - a lubricant with EP additives should be considered.

Result

$L_{10\text{m}}$	8 580 hour
SKF rating life	
a_{SKF}	0,21
SKF life modification factor a_{SKF}	
K	0,35
Viscosity ratio	
P	4 kN
Equivalent dynamic bearing load	
η_c	0,14
Factor for contamination level	

PTFE-beschichtete Gewebe zur Minimierung der Gleitreibung – Die flexible Alternative für Reibungsmanagement

Low Friction Linings – The Flexible Alternative for Friction Management

B.Sc. Michael Katzer, Saint-Gobain PPL Coated Fabrics, Kilrush

Kurzfassung

Das typische Bild eines linearen Gleitlagers ist ein festes Metall – oder Kunststoffbauteil mit Abrieb reduzierenden Füllstoffen. Deren Herstellung beinhaltet üblicherweise kostenintensive Prozesse wie Drehen, Umformen, Bohren oder Fräsen - ganz zu schweigen das Beschichten. Die resultierenden Bauteile sind sicherlich für den Anwendungszweck geeignet, aber zumeist relativ groß und schwer, sowie nur für die eine Anwendung konstruiert und hergestellt. Hier verursacht jede weitere Änderung hohe Kosten.

Saint-Gobain hat mit Hilfe der PTFE-beschichteten Gewebe eine alternative Lösung erarbeitet. Diese dünnen, leichten und flexiblen Gewebe ermöglichen eine erhöhte Designflexibilität, verbesserte Performance, höhere Verlässlichkeit und geringere Gesamtkosten.

CHEMFAB® Low Friction Linings (LFL's) sind eine stetig wachsende Alternative zu den traditionellen Lagerlösungen und liefern, in einem immer größer werdenden Bereich von Anwendungen, beispielsweise Automobil, Elektronik, Industriemaschinen, Medizintechnik und Luftfahrt, eine erhöhte Wertschöpfung.

Die hier folgenden Anwendungsbeispiele zeigen wie CHEMFAB® Low Friction Linings (LFL's) eine zumeist kostengünstigere Performance im Vergleich zu traditionellen Lagerlösungen erzielen. Des Weiteren bieten sie Ingenieuren und Konstrukteuren, die vor ungewöhnlichen Reibungs- bzw. Abriebproblemen stehen, neue Lösungsmöglichkeiten.

Abstract

The typical image of linear slide or glide bearings are metal or rigid plastic parts with wear-enhancing fillers. These usually require cost-intensive processes like metal turning, shaping, boring and milling - not to mention coating. The resulting parts may be fit for the job but are often relatively large and heavy and are designed and manufactured for that single purpose only, so that every change results in additional cost.

Saint-Gobain has developed an alternative solution which utilizes their PTFE-fabrics technology. These thin, light-weight and flexible fabrics provide increased design flexibility and enable improved performance, increased reliability and lower overall cost. CHEMFAB® Low Friction Linings (LFL's) are a growing alternative to the traditional rigid bearing solutions and have delivered enhanced value in an increasing range of applications including Automotive, Electronics, Industrial Machinery, Medical Equipment and Aerospace.

The following application zooms will show how CHEMFAB® Low Friction Linings (LFL's) enable improved performance properties often much more economically than it can be achieved by traditional bearings and hence provide new solution possibilities to engineers and designers facing unique friction and wear problems.

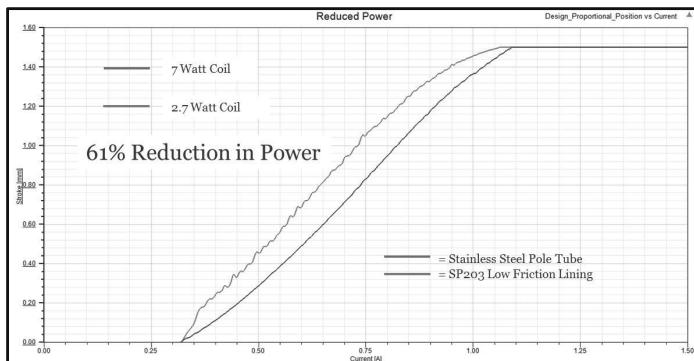
1. Elektromagnetische Ventile

In der Vergangenheit wurden CHEMFAB LFL's bereits in begrenzter Stückzahl in verschiedenen Magnetventilen eingesetzt. Zu nennen sind hier hauptsächlich Hydrauliksysteme für Baumaschinen und Bremssysteme für LKW's. Hierbei wurden traditionelle Metallbuchsen oder Messingbeschichtungen durch flexible PTFE-beschichtete Gewebe ersetzt, die einfach gegen die Innenwand des Polrohres gelegt werden.

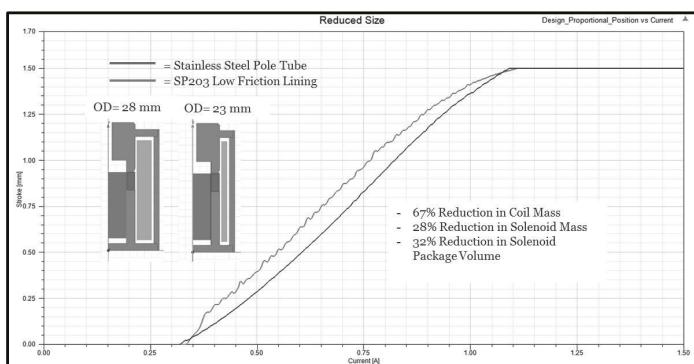
Diese Gewebe agieren als nicht-magnetische, Gleitreibung minimierende Schicht auf der die Armatur (Anker), während der elektromagnetische Strom induziert bzw. wieder reduziert wird, gleiten kann. Die Nutzung in PKW's hat sich in den letzten Jahren, aufgrund der Verwendung in Steuermodulen für Automatikgetriebe, vervielfacht. Hierbei ermöglichen es die LFL's den Designingenieuren die Größe, das Gewicht und den Energieverbrauch der Ventile zu reduzieren, gleichzeitig verringert sich die Hysterese und der „Stick-Slip“ Effekt wird vermieden. Die ultimativen Vorteile sind der höhere Komfort und das verbesserte Ansprechverhalten des Fahrzeugs auf Gangwechsel, was einen gewichtigen Teil der Fahrerfahrung ausmacht.

Die hier folgenden Grafiken zeigen wie der Energieverbrauch, die Größe und das Kraftlevel mit LFL's im Vergleich zu Edelstahl Polrohren, die signifikant dicker und schwerer sind, optimiert werden können.

Grafik 1: Verringelter Energiekonsum aufgrund geringerer Interferenz und Materialstärke



Grafik 2: Reduzierung des Package-Volumens aufgrund reduzierter Abschirmung



Das Hysterese Niveau von LFL's ist sehr gering und über den typischen Lebenszyklus von Magnetventilen stabil. Dauerlauftests wurden, auch in verschmutzten Öl oder Hydraulikflüssigkeiten, für bis zu 10 Millionen Zyklen durchgeführt und problemlos bestanden.

Da Sie komplett metallfrei sind, ist ein weiterer Vorteil der LFL's, sie eliminieren damit praktisch die Möglichkeit eines „Ventil Lock-up“, da sie keinen festen metallischen Abrieb produzieren können.

2. Hochleistungs Drucker und Kopierer

Hier werden PTFE-beschichtete Gewebe als lineare Gleitlager in Hochleistungsdruckern eingesetzt und als Transportband für bedrucktes Papier genutzt. Ihre Hauptfunktion ist es, über Tausende von Zyklen, eine gleichmäßige Bewegung des Papiers zu ermöglichen. Der gewichtige Vorteil einer Nutzung von CHEMFAB LFL's ist hierbei die Reduktion des Energiekonsums. Energieverbrauch und dessen gesamtheitliche Reduzierung wird für Elektrogeräte immer wichtiger und besonders Designingenieure legen hierauf ein Hauptaugenmerk. In dieser Anwendung stellen die LFL's eine Minimierung der Gleitreibung des Papiers über die Tintenfixierzone sicher. Reibungseigenschaften wurden durch die Modifizierung der Oberflächeneigenschaften, hin zu einer möglichst geringen Reibung und eines guten Gleitens, optimiert. Zusätzlich zu der guten Kompatibilität mit sämtlichen Schmierstoffen des Gerätes sind die Temperaturstabilität und mechanische Festigkeit der PTFE-Auskleidung wichtige Parameter, da die Oberfläche mit einer Heizquelle (180°C) in Kontakt steht. Das erhöht den Schwierigkeitsgrad dahingehend, dass die Gleit- und Reibeigenschaften auch bei hohen Temperaturen stabil bleiben müssen. Aufgrund der industriellen Nutzung der Geräte sind die verlässlichen Gleit- und Reibeigenschaften, über Millionen von Zyklen, die Gründe für eine Entscheidung zu Gunsten von LFL's.

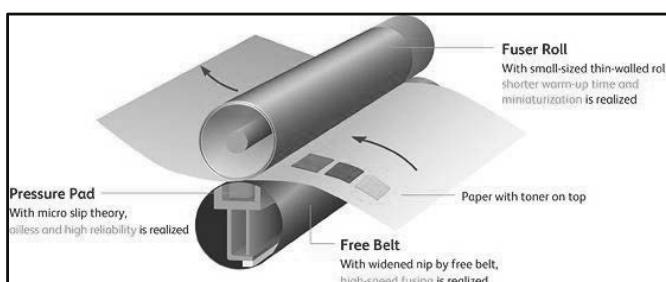


Bild 1: Schematische Darstellung der Nutzung eines LFL in Hochleistungsdruckern [1]

3. Lagerkäfige für Pumpen in Raketenantrieben und Baumaschinen

Die Verwendung von lastfähigen Composite Lageroberflächen ist schon viele Jahre bekannt. Ihre Verwendung, speziell in kryogenen Pumpen für Raketen (z.B. Ariane) ist in den letzten Jahren deutlich gewachsen - das betrifft auch die Nutzung von PTFE-beschichtetem Gewebe. Basierend auf Glas- oder Kohlenstoffgewebe, welches zu Rohren gewickelt und mit weiteren PTFE-Filmen zu kreisrunden Lagerkäfigen geformt und spanabhebend final bearbeitet wird, stellt man diese Produkte her. Neben der Eigenschmierung ist die Fähigkeit

den hohen mechanischen Anforderungen, in einer Umgebung mit großer Temperaturbreite (-150° bis +260°C) und hohen Rotationsgeschwindigkeiten (bis zu 100.000 U/min), zu widerstehen ein weiterer Vorteil von CHEMFAB LFL's. Während Laufzeiterwartungen für diese Bauteile variieren können, müssen Sie, als kritische Komponenten beim Raketenstart, zu 100% erfüllt werden. Zudem ist ihre Nicht-Entflammbarkeit, in einer Umgebung mit einem hohen Gehalt an Sauerstoff, Wasserstoff und Hydrazin-Brennstoff, ebenfalls eine wichtige Eigenschaft. In dieser Anwendung ist ein unerwartetes Versagen nicht akzeptabel und Wiederholbarkeit hat absolute Priorität.



Bild 2: Lagerkäfige

Ähnlich gelagerte Anwendungen finden sich im Bereich von Niedrig-Temperatur MRI-Scannern, im Bereich Verschattungssysteme für Fahrzeugdächer als auch im Bereich Schleifringe. Unsere Aktivitäten in diesem Bereich haben dazu geführt, dass eine weitreichende Material-Expertise als auch breite Prozess-Fähigkeiten erreicht wurden, die es uns erlauben, als innovativer Partner im Bereich Reibungs-Management aufzutreten.

CHEMFAB is a brand of the Coated Fabrics business unit which belongs to the Saint-Gobain Group, a top 100 industrial innovator, with a global presence and manufacturing sites in over 46 countries. For more information, please contact Ian Hutcheson, Business Development Director or our website www.chemfab.com.

4. Literaturangaben

- [1] <https://www.fujixerox.com/>

