



# Experimentelle Untersuchungen an feststoffgeschmierten Wälzlagern im Hochvakuum

M. Werner<sup>1</sup> · S. Emrich<sup>2</sup> · B. Sauer<sup>1</sup> · M. Kopnarski<sup>2</sup> · S. Thielen<sup>1</sup>

Eingegangen: 30. März 2021 / Angenommen: 28. September 2021 / Online publiziert: 20. Oktober 2021  
© Der/die Autor(en) 2021

## Zusammenfassung

Im Rahmen dieses Beitrags werden Ergebnisse einer Untersuchung an feststoffgeschmierten Wälzlagern vorgestellt. Betrachtet werden dabei Lager, welche einen speziellen, modifizierten Käfig verwenden. Die Käfigtaschen des Käfigs dienen dabei, zusätzlich zu ihrer ursprünglichen Funktion, der Führung der Wälzkörper, als Schmierstoffdepot. Es werden zunächst Prüfaufbau und die Versuchsbedingungen erläutert und in diesem Zusammenhang wird gezeigt, dass der in diesem Beitrag verwendete Aufbau, verglichen mit dem Aufbau vorangegangener Arbeiten, eine deutlich reduzierte Streuung aufweist. Als eine nicht zu vernachlässigende Fehlerquelle bei der gravimetrischen Bestimmung des Käfigtaschenverschleißes wurde das hygroskopische Verhalten des Polymercompounds identifiziert. Einer Verfälschung dieser Messergebnisse durch die unkontrollierte Feuchtigkeitsaufnahme aus der Umgebung, muss durch einen zeitlich vorgelagerten Trocknungsprozess unter definierten Bedingungen vorgebeugt werden. Zudem wird gezeigt, dass die Käfigtaschen sowohl durch den Innenring des Lagers, als auch durch die Wälzkörper verschlissen werden. Hierbei wird eine Messmethode zur Ermittlung der, durch den Innenring verschlissenen, Materialmenge vorgestellt. Durch Oberflächenanalysen der Messingstruktur des Käfigs wird eine Reduzierung des Zinks nachgewiesen, sowie eine Änderung der Oberflächenstruktur festgestellt. Als Ursache wird ein Sublimieren des Zinks aufgrund der Versuchsbedingungen vermutet. Weiterhin wird gezeigt, dass die Prüftemperatur von 300 °C zu einem Schrumpfen der Lagerringe führt. Eine Vorwegnahme dieser Maßverringerung ist durch Temperierung bei 300 °C für 48 h möglich.

---

✉ M. Werner  
michel.werner@mv.uni-kl.de

S. Emrich  
emrich@ifos.uni-kl.de

B. Sauer  
sauer@mv.uni-kl.de

M. Kopnarski  
kopnarski@ifos.uni-kl.de

S. Thielen  
stefan.thielen@mv.uni-kl.de

<sup>1</sup> Lehrstuhl für Maschinenelemente und Getriebetechnik,  
Technische Universität Kaiserslautern, Gottlieb-Daimler-Str.,  
Gebäude 42, 67663 Kaiserslautern, Deutschland

<sup>2</sup> Institut für Oberflächen- und Schichtanalytik GmbH,  
Trippstadter Straße 120, 67663 Kaiserslautern, Deutschland

## Experimental investigations on solid-lubricated rolling bearings in high vacuum

### Abstract

This paper presents the results of an investigation of solid-lubricated rolling bearings. Bearings using a special modified cage are investigated. In addition to their original function of guiding the rolling elements, the cage pockets of the cage serve as a lubricant depot. The test setup and test conditions are first explained, and in this context, it is shown that the setup used in this paper exhibits significantly reduced scatter compared with the setup used in previous work. The hygroscopic behavior of the polymer compound was identified as a non-negligible source of error in the gravimetric determination of cage pocket wear. A falsification of these measurement results due to uncontrolled moisture absorption from the environment must be prevented by a temporally upstream drying process under defined conditions. In addition, it will be shown that the cage plates are worn by both the inner ring of the bearing and the rolling elements. A measuring method for determining the amount of material worn by the inner ring is presented. Through surface analysis of the brass structure of the cage, a reduction of the zinc is detected, as well as a change in the surface structure. Sublimation of the zinc due to the test conditions is suspected as the cause. Furthermore, it is shown that the test temperature of 300 °C leads to shrinkage of the bearing rings. An anticipation of this dimensional reduction is possible by annealing at 300 °C for 48 h.

### 1 Einleitung

Feststoffgeschmierte Wälzlager werden überall dort eingesetzt, wo äußere Bedingungen oder besondere Anforderungen den Einsatz von konventionell geschmierten Lagern unmöglich machen. Wälzlager, wie sie beispielsweise in der Lebensmittelindustrie, Medizintechnik oder Raumfahrt verwendet werden, müssen dabei sehr hohen Temperaturen widerstehen. Erschwerend kommt dabei hinzu, dass im All ein Hochvakuum vorherrscht. Da konventionelle Schmierstoffe sowohl bei hohen Temperaturen eindicken oder sich zersetzen, als auch im Hochvakuum verdampfen, ist der Einsatz von feststoffgeschmierten Lagern an dieser Stelle unumgänglich [1]. Das Ende der Lebensdauer feststoffgeschmierter Wälzlager wird im Allgemeinen nicht, wie im Falle fluidgeschmierter Lager, durch ein Versagen der Lager in Folge von Materialermüdung, sondern bereits früher durch das Aufbrauchen des zur Verfügung stehenden Festschmierstoffes bestimmt [2]. Dabei führt vornehmlich der Verschleiß der Lagerlaufbahnen zu wachsenden Ausrichtungsfehlern, lange bevor eine kritische Materialermüdung erreicht wird [3]. Neben der initialen Beschichtung der im Reibkontakt befindlichen Lagerkomponenten besteht die Möglichkeit, den Käfig des Wälzlagers als Schmierstoffdepot zu nutzen. Hierbei werden der gesamte Käfig, oder Teile davon, aus einem schmierwirksamen Material gefertigt, welches durch Kontakt mit den Wälzkörpern abgetragen und somit von diesen auf die Laufbahnen transportiert wird. Durch diesen Stofftransport entsteht eine reibungsmindernde Triboschicht. Rüblinger hat in diesem Zusammenhang Käfige aus verschiedenen Materialien untersucht [4]. Aufbauend auf dieser Arbeit hat Reinwald einen sogenannten Federsegmentkäfig entwickelt, welcher eine Nachschmierung des Lagers mit definierter Kontaktkraft ermöglicht, sowie thermische Dehnungen ausgleicht und die Laufruhe des Lagers verbessert. Eine Ringfeder presst hierbei den,

in einzelne Segmente aufgeteilten, Käfig auf den Bord des Innenringes [5]. Bozkurt führte mit diesem Käfig Untersuchungen durch und wies nach, dass ein mit Molybdändisulfid ( $\text{MoS}_2$ ) dotierter Käfig zu einer Erhöhung der Lebensdauer führt, wodurch die Transferwirkung des Schmierstoffes vom Käfig in den Reibkontakt bestätigt wurde [6]. Die nächste Weiterentwicklung des Käfigs führte Wohlgemuth durch, welcher einen Käfig entwickelte, in welchem die Kontaktkraft von Käfigsegment und Wälzkörper durch eine im Käfigsegment vorhandene Feder aufgebracht wird [7]. Dieses Design wurde von Marquart weiter optimiert, dessen Käfig die bruchanfällige, nicht schmierwirksame Kunststoffstruktur durch eine Messingstruktur ersetzte. Jedoch wurde vereinfachend auf den Einsatz von Federn verzichtet [8]. Pörsch optimierte wiederum den von Marquart entwickelten Käfig hinsichtlich des Montage- und Fertigungsaufwandes durch Zusammenfassen der Messingkomponenten in einem Bauteil und untersuchte die Verschleißmechanismen innerhalb dieses Lagersystems [9]. Die anschließenden Untersuchungen von Dahiwal stellten den Verschleiß der Käfigtaschen an sich in den Fokus [10]. Marquart, Pörsch und Dahiwal führten dabei Versuche mit den jeweiligen Lagervarianten am gleichen Prüfaufbau durch [8–10]. Die Verschleißwerte dieses Prüfaufbaus wiesen eine hohe Streuung auf. In diesem Beitrag wird eine Weiterentwicklung dieses Aufbaus vorgestellt und erste Versuchsergebnisse des weiterentwickelten Aufbaus vorgestellt. Es wird gezeigt, inwieweit der neue Aufbau eine Reduzierung der Streuung des Verschleißes innerhalb der Lager erzielt. Es wird insbesondere der Verschleiß der Käfigtaschen hinsichtlich Ursache und Störeinflüssen untersucht. Zudem wird die Trocknung der Käfigtaschen, deren Wasseraufnahme, sowie die Differenzierung von Führungsverschleiß an den Käfigtaschen durch Wälzkörper und Innenring beschrieben. Weiterhin wird der Einfluss des Hochvakuums und der Betriebstemperatur von 300 °C auf die Messinggrundstruktur des Käfigs,

sowie die durch die hohe Temperatur auftretende Maßänderung der Lagerringe beschrieben. Aufbauend auf den Erkenntnissen von Marquart, Pörsch und Dahiwal, sind die hier beschriebenen Untersuchungen Teil einer Bemühung die Stoffströme sowohl zwischen den Lagerkomponenten selbst, als auch zwischen Lager und Umgebung zu identifizieren. Aus diesen abgeleitete Transferfaktoren sollen in ein verbessertes Modell zur Bestimmung der Lebensdauer feststoffgeschmierter Lager einfließen.

## 2 Materialien und Methoden

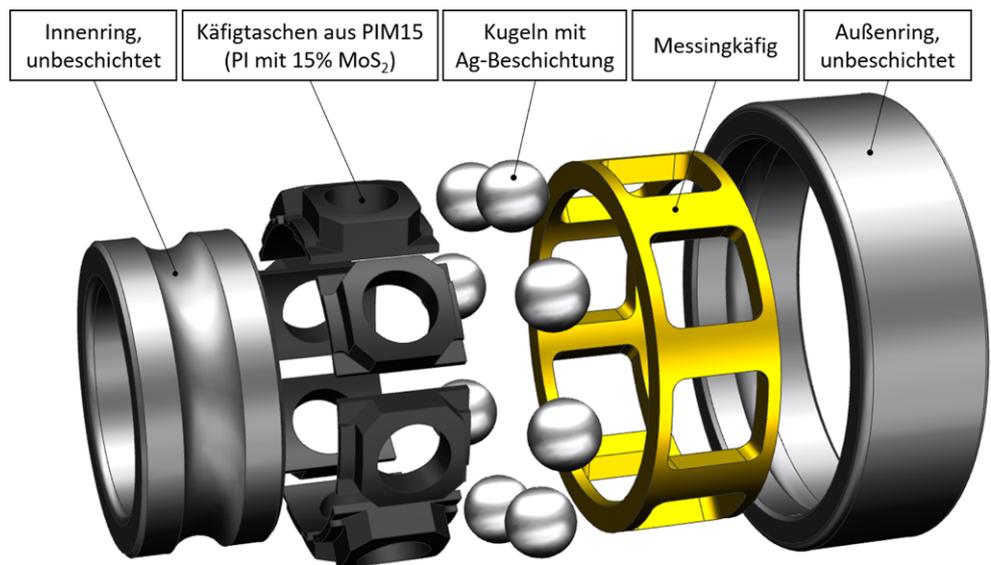
### 2.1 Aufbau des untersuchten Lagers

Der in diesem Beitrag verwendete Prüfstand stellt eine Weiterentwicklung des von Dahiwal verwendeten Prüfaufbaus dar [10]. Beide Prüfaufbauten verwenden modifizierte Lager des Typs 7205CDGA/P4A von SKF. Der Aufbau der Lager ist Abb. 1 dargestellt.

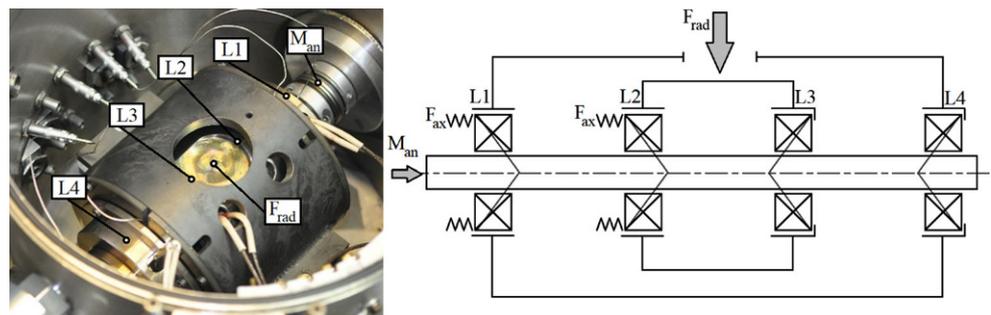
Es wurden der Außen- und Innenring des Herstellerlagers verwendet und die 13 ursprünglich montierten Ku-

geln durch acht silberbeschichtete Kugeln ersetzt. Die Dicke der Silberschicht beträgt hierbei 80nm. Der Originalkäfig wurde zudem durch einen Messingkäfig ersetzt, in welchen acht Käfigtaschen aus PIM15 eingesetzt wurden. Das Material PIM15 der Firma Ensinger Sintimid GmbH ist ein Verbundwerkstoff aus Polyimid, welches mit 15% Molybdändisulfid dotiert ist. Die von innen in die Messingstruktur eingesetzten Käfigtaschen führen zum einen den Käfig auf dem Innenring des Lagers, zum anderen übernehmen sie die Aufgabe der Nachschmierung der Laufflächen. Die Führung des Käfigs durch die Käfigtaschen erfolgt hierbei auf den zylindrischen Flächen des Innenringes, welche in axialer Richtung an die Laufbahn anschließen. Die Konfiguration mit Silber als Schmierstoff auf den Kugeln und MoS<sub>2</sub> als Schmierstoff in den Käfigtaschen soll die spätere Unterscheidung der beiden Schmierstoffquellen gewährleisten. Da hier insbesondere der Käfig als möglicher Schmierstofflieferant untersucht werden soll, hat die Silberbeschichtung der Kugeln lediglich die Aufgabe, die Initialschmierung des Lagers sicherzustellen. Im Laufe der Betriebsdauer des Lagers soll die Nachschmierung durch Verschleiß des Käfigtaschenmaterials erfolgen.

**Abb. 1** Feststoffgeschmiertes Lager mit Innen- und Außenring des Lagers 7205CDGA/P4A, silberbeschichteten Kugeln und Käfigtaschen aus PIM15 in einem Messingkäfig



**Abb. 2** Prüfaufbau mit Ver-spannung in X-Anordnung und zweiteiligem Gehäuse



## 2.2 Beschreibung des weiterentwickelten Prüfmoduls

Der Zweck des nachfolgend vorgestellten Prüfaufbaus ist die Durchführung von Lebensdauerversuchen mit feststoffgeschmierten Wälzlagern und das damit einhergehende Erzeugen von Tribofilmen auf Wälzkörpern und Lagerringen unter Hochvakuum- und Hochtemperatureinfluss. Eine Wägung der Lagerkomponenten vor und nach dem Prüflauf ermöglicht dabei Rückschlüsse auf den in diesem Zeitraum erfolgten Materialverschleiß. Konkret bedeutet hierbei eine Massereduzierung, dass ein Netto-Stofftransfer von der entsprechenden Komponente hin zu anderen Lagerkomponenten oder zur Umgebung stattgefunden hat. Ein Massezuwachs spricht hingegen für einen Netto-Stofftransfer hin zu der entsprechenden Komponente. Das optimierte Prüfmodul besteht aus einer äußeren- und einer inneren Lageranordnung, dargestellt in Abb. 2.

Dabei werden sowohl das äußere, als auch das innere Lagerpaar in einer X-Anordnung miteinander verspannt. Die Lager L1 und L4 sitzen dabei in einem äußeren Gehäuse, die Lager L2 und L3 in einem inneren Gehäuse. Die Radialkraft wird mit einem pneumatischen Kolben aufgebracht und im Betrieb überwacht. Die Axialkraft von 80 N wird für jedes Lagerpaar durch ein im jeweiligen Gehäuse sitzendes Tellerfederpaket aufgebracht. Das gesamte Prüfmodul befindet sich in einer Vakuumkammer, welche ein Vakuum von  $p_U < 10^{-4}$  mbar erzeugen kann. Zudem kann der Prüfstand durch Heizelemente auf bis zu 300 °C aufgeheizt werden. Lagertemperatur, Antriebsmoment und Drehzahl werden während des Versuches überwacht. Der Umstand, dass das Prüfgehäuse dabei aus nur zwei getrennten Teilen besteht, sorgt dabei für einen robusteren Aufbau, welcher weniger anfällig für Ausrichtungsfehler ist.

## 2.3 Gravimetrische Verschleißbestimmung der Lagerkomponenten

Der gravimetrische Verschleißbetrag beider Versuche wurde, nach GfT Arbeitsblatt 7 [11], durch Wägung aller Lagerkomponenten vor und nach dem Versuch ermittelt. Verwendet wurde dabei eine Feinwaage der Firma Ohaus®, Model Explorer® EX225D, mit einer Ablesegenauigkeit von 0,01 mg und einer Wiederholgenauigkeit von 0,02 mg. Es ist hierbei zu beachten, dass die Gesamtverschleißwerte die Summe aller Masseänderungen der Lagerkomponenten der jeweiligen Lager darstellen. Ein positiver Verschleißwert sagt also aus, dass das Lager im Gesamten an Masse verloren hat, gibt aber keine Auskunft über die Masseänderungen der Einzelkomponenten. Es ist also möglich, dass der Verschleiß einer Einzelkomponente höher als der Gesamtverschleiß des Lagers ist. Dies wäre beispielsweise der Fall, wenn die Käfigtaschen Material verloren hätten, wel-

ches teilweise auf die übrigen Lagerkomponenten übertragen worden wäre. Letztere hätten damit einen negativen Verschleiß (Massezunahme) erfahren.

## 2.4 Auswirkungen der Betriebsbedingungen auf die Lagerkomponenten

Um die Auswirkungen der Betriebsbedingungen bei 300 °C im Hochvakuum auf die Beschaffenheit der in diesem Beitrag untersuchten Lagerkomponenten abschätzen zu können, wurde deren Geometrie im Vorfeld messtechnisch erfasst, gewogen und anschließend der Versuchsumgebung ausgesetzt. Im Folgenden werden die getätigten Beobachtungen beschrieben und Lösungsansätze vorgestellt, welche eine Abgrenzung des Einflusses der Versuchsumgebung von dem der Belastung der Lagerkomponenten erlauben.

### 2.4.1 Untersuchung des Wasseraufnahmeverhaltens der Käfigtaschen

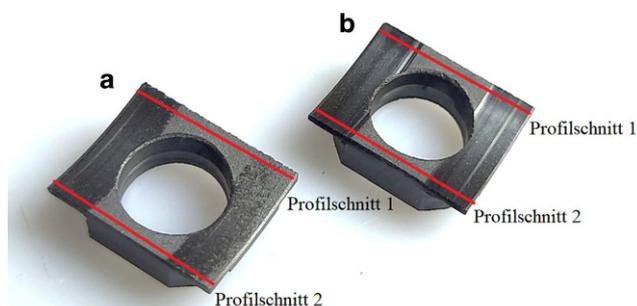
Bei der Untersuchung von feststoffgeschmierten Wälzlagern steht insbesondere die zur Verfügung stehende Schmierstoffmenge im Fokus der Untersuchungen. Der beschriebene Lageraufbau nutzt neben den mit Silber beschichteten Kugeln auch den Käfigaufbau, genauer gesagt die darin eingesetzten, mit 15 % MoS<sub>2</sub> dotierten Käfigtaschen, als Schmierstoffdepot. Durch kontinuierliches Abtragen derselben wird Käfigmaterial in den Laufbahn-Kugel-Kontakt transportiert, wodurch eine sich ständig erneuernde Schmierstoffschicht entsteht. Die Masse jeder Käfigtasche wird bei Raumtemperatur gravimetrisch vor und nach dem Versuch erfasst. Der Verschleiß jeder Käfigtasche ergibt sich somit aus der Differenz der gemessenen Werte. Ein Störfaktor für die gravimetrische Verschleißmessung ist die Wasseraufnahme der Käfigtaschen, da diese unter Raumbedingungen gelagert werden. Um das Ausmaß dieser Störung abschätzen zu können, wurden mehrere Käfigtaschen, ohne die übrigen Lagerkomponenten, über eine Zeit von 460 h und ohne Belastung dem Hochvakuum der Vakuumkammer des Prüfstands bei Raumtemperatur ausgesetzt und die Massenänderung in regelmäßigen Intervallen erfasst. Die Feuchtigkeitsaufnahme wird ebenfalls durch die Firma Ensinger, den Hersteller des Käfigmaterials TECASINT 2391, bestätigt. Im Datenblatt des Materials wird zu einer Trocknung des Materials bei 150 °C geraten, wobei eine Trocknungszeit von 2 h pro 3 mm Wandstärke empfohlen wird. Um festzustellen, welche Trocknungszeit im Falle der Käfigtaschen notwendig ist wurden diese in einem Ofen unter Normaldruck bei 150 °C für 48 und 72 h temperiert. Die Käfigtaschenmasse wurde während dieser Zeit in regelmäßigen Abständen erfasst. Die Abkühlung der Käfigtaschen auf Raumtemperatur ist hierbei wichtig, um ausschließen zu können, dass die Temperatur

der Käfigtaschen die Wägung beeinflusst. Um abschätzen zu können, innerhalb welcher Zeit die Käfigtaschen nach der Trocknung gewogen werden müssen, wurde außerdem die Wasseraufnahme der getrockneten Käfigtaschen untersucht. Diese wurden dazu unter Umgebungsbedingungen, über einen Zeitraum von 360h gelagert und deren Masse gravimetrisch bestimmt.

#### 2.4.2 Abgrenzung von Führungs- und Bohrungsverschleiß der Käfigtaschen

Die Käfigtaschen des Lagers haben, neben der Führung der Wälzkörper, zusätzlich die Aufgabe den Käfig selbst auf dem Innenring zu führen. Die Käfigtasche verschleißt damit zum einen in der Bohrung, also im tribologischen Kontakt mit dem Wälzkörper und zum anderen an der Unterseite, durch Reibkontakt mit den Borden des Innenrings. Der Gesamtverschleiß einer Käfigtasche kann gravimetrisch bestimmt werden, wohingegen eine Unterscheidung der genannten Verschleißquellen durch Wägung nicht möglich ist. Da der verschlissene Bereich im Inneren der Bohrung für die meisten Messverfahren nur schwer zugänglich ist, wurden zunächst die Führungsspuren auf den Käfigtaschen optisch ausgemessen. Verwendet wurde hierbei ein Konfokal-Mikroskop des Unternehmens NanoFocus AG, mit dem Objektiv Plan Fl Apo 10x/0,30 von der Firma Reichert Austria, die Auswertung der Ergebnisse wurde mit der Software MountainsMap© durchgeführt. Abb. 3 zeigt die Position zweier Profilschnitte auf der Unterseite zweier Käfigtaschen. Die Käfigtaschen stammen aus einem Versuch mit einer Lagerbelastung von  $F_{\text{rad}}=100\text{N}$  und  $F_{\text{ax}}=80\text{N}$ . Es wurden  $7,5 \times 10^6$  Umdrehungen bei einer Drehzahl von  $U=1500\text{U/min}$  und Lagertemperaturen von  $300^\circ\text{C}$  im Hochvakuum ( $p_U < 10^{-4}\text{mbar}$ ) durchlaufen.

Der Profilschnitt 1 liegt dabei entsprechend Abb. 3 am Einlauf der Käfigtasche, Profilschnitt 2 zeigt die Messung am Auslauf. Beide Schnitte liegen jeweils im Abstand von



**Abb. 3** Bild der Käfigtaschen mit dem geringsten (a) und dem höchsten Verschleiß (b), nach  $7,5 \times 10^6$  Umdrehungen bei einer Drehzahl von  $U=1500\text{U/min}$ , axialer Belastung von  $F_{\text{ax}}=80\text{N}$ , radialer Belastung von  $F_{\text{rad}}=100\text{N}$ , einer Betriebstemperatur von  $T=300^\circ\text{C}$  in Hochvakuumumgebung ( $p_U < 10^{-4}\text{mbar}$ )

0,8mm von der zum Schnitt parallel verlaufenden Kante der Käfigtasche. Abb. 4 zeigt exemplarisch die bestimmten Spurtiefen der Profilschnitte. Hierbei wurde in jedem Profilschnitt zunächst der nicht verschlissene Bereich der Käfigtasche markiert, dessen Mittelwert zur Tiefenbestimmung verwendet wurde. Durch Markierung der beiden verschlissenen Bereiche der Käfigtaschen wurde für die Stufen 1 und 2 eine Durchschnittstiefe ermittelt.

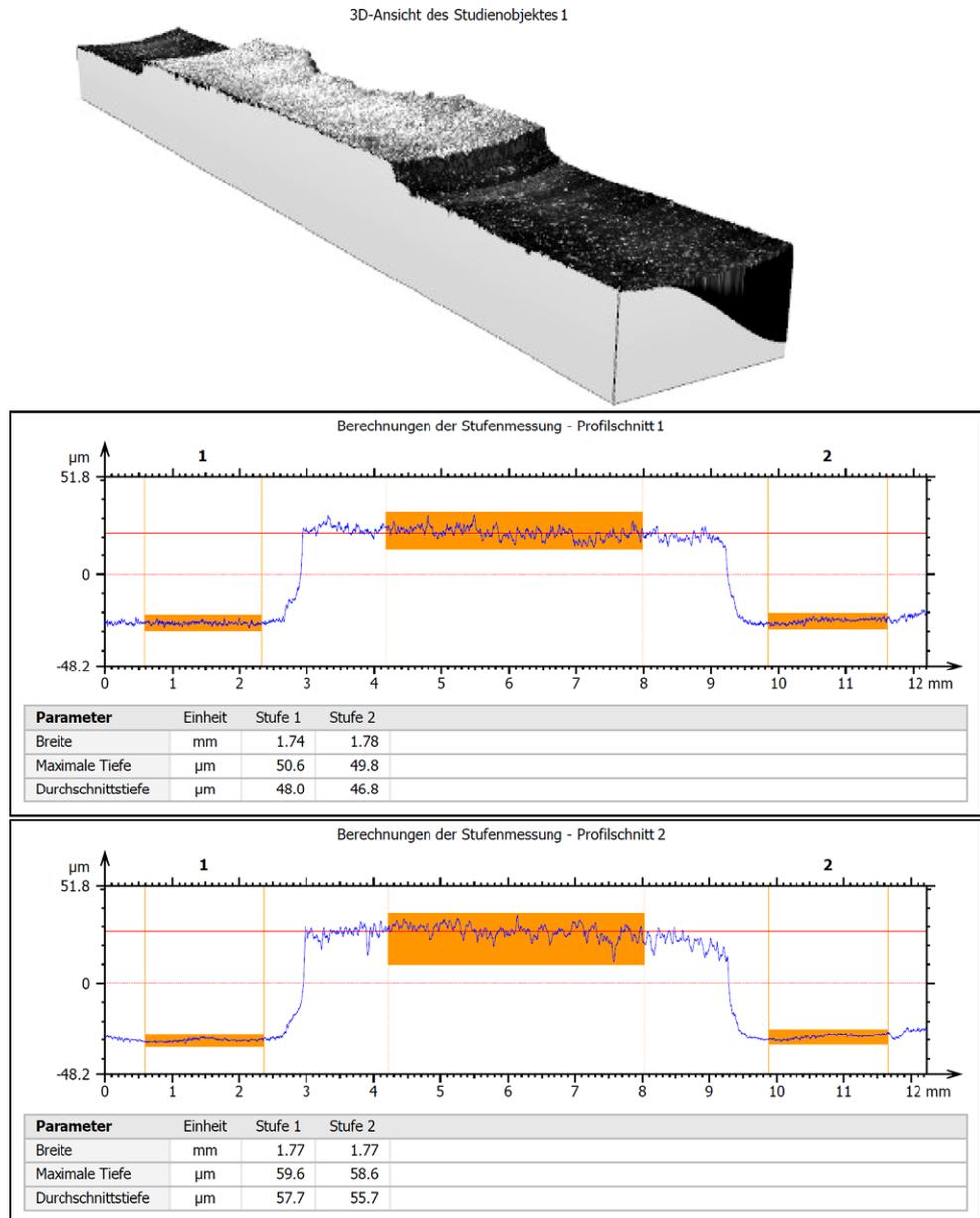
Mit Hilfe der Durchschnittstiefen der Rillen an beiden Seiten der Käfigtasche konnte die Verschleißmasse in einem einfachen CAD-Modell abgeschätzt werden, dargestellt in Abb. 5.

Bei der Ermittlung des Verschleißvolumens wird davon ausgegangen, dass der Krümmungsradius der Führungsspuren dem der Borde des Innenringes entspricht. Zusammen mit diesem und dem Krümmungsradius dieser Flächen im Ursprungszustand, welcher ebenfalls dem des Innenringbordes entspricht, kann das verschlissene Material als Volumenkörper dargestellt werden. Der Volumenkörper einer einzelnen Führungsspur entsteht dabei durch Verschieben der Berührfläche einer nicht verschlissenen Käfigtasche und dem Innenring. Der Betrag der Verschiebung dieser Fläche wird dabei von der gemessenen Tiefe der einsprechenden Stufe eines Profilschnittes bestimmt. Eine ungleiche Tiefe von Profilschnitt 1 und Schnitt 2 resultiert zudem in einer leichten Verkippung der verschobenen Fläche. Das zwischen diesen Flächen liegende Volumen entspricht dabei dem Verschleißvolumen der Tasche an dieser Stufe. Es kann nun direkt in der CAD-Datei das Volumen dieses Verschleißkörpers ausgegeben werden, dessen Produkt mit der Dichte des Käfigmaterials die Verschleißmasse ergibt, welche ausschließlich durch die Führungsaufgabe der Käfigtaschen entstanden ist. Die Differenz aus dem gravimetrisch bestimmten Gesamtverschleiß der Käfigtasche mit dem so abgeschätzten Führungsverschleiß entspricht dem Verschleiß, welcher durch die Kugel an dieser Käfigtasche verursacht wurde.

#### 2.4.3 Untersuchung der Messingkäfigstruktur

Der eingesetzte Käfig besteht wie in den Arbeiten von Pörsch und Dahiwal aus Messing ( $\text{CuZn}_{40}\text{Pb}_2$ ) und dient der Aufnahme der Polymer-Käfigtaschen, die wiederum die Wälzkörper und den Käfig selbst auf dem Innenring führen [9, 10]. Im Gegensatz zu den Käfigtaschen unterliegt der Messingkäfig keinem Reibungsverschleiß, da diese Wälzagerkomponente während des Betriebes keinen Kontakt mit sich bewegenden Bauteilen hat. Die Untersuchungen haben allerdings gezeigt, dass die Messingstrukturen aller vier Lager am Ende eines Prüflaufes an Masse verloren haben. Um diesen Masseverlust zu untersuchen, wurden jeweils ein Messingkäfig im Neuzustand und nach tribologischem Test im Prüfstand nach einer Laufleistung von  $15 \times 10^6$  Umdre-

**Abb. 4** 3D-Darstellung des Messbereiches und Ermittlung der Verschleißtiefe der Führungsspuren durch Stufenmessung an Einlauf (Profilschnitt 1) und Auslauf (Profilschnitt 2)

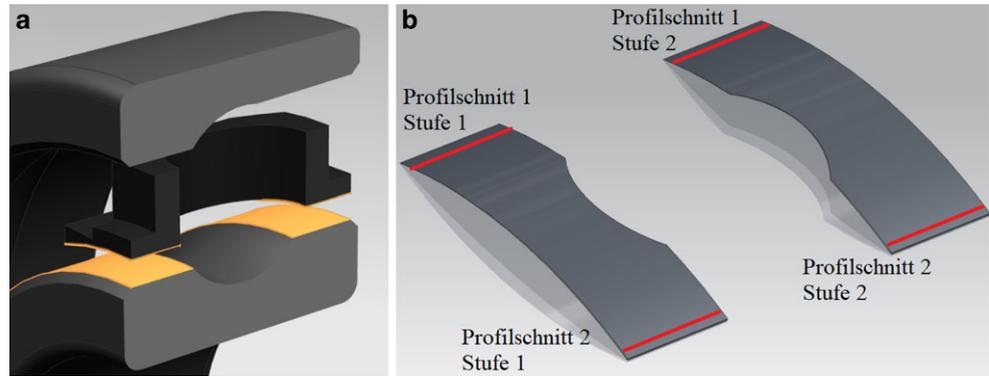


hungen im Rasterelektronenmikroskop (REM) untersucht. Die REM-Aufnahmen der hier analysierten Messingkäfige wurden mit einem Rasterelektronenmikroskop der Firma Jeol vom Typ JSM 6460 LV, ausgerüstet mit einer Wolfram Kathode aufgenommen. Zudem wurden orts aufgelöste Analysen des chemischen Zustands mittels energiedispersiver Röntgenanalytik EDX durchgeführt. Die Analyse des Elementinventars erfolgte anhand von EDX-Spektren, die mit einem energiedispersiven Röntgenspektroskopie-System vom Typ Genesis 7000 der Firma EDAX durchgeführt wurden. Die Beschleunigungsspannung betrug 20 kV.

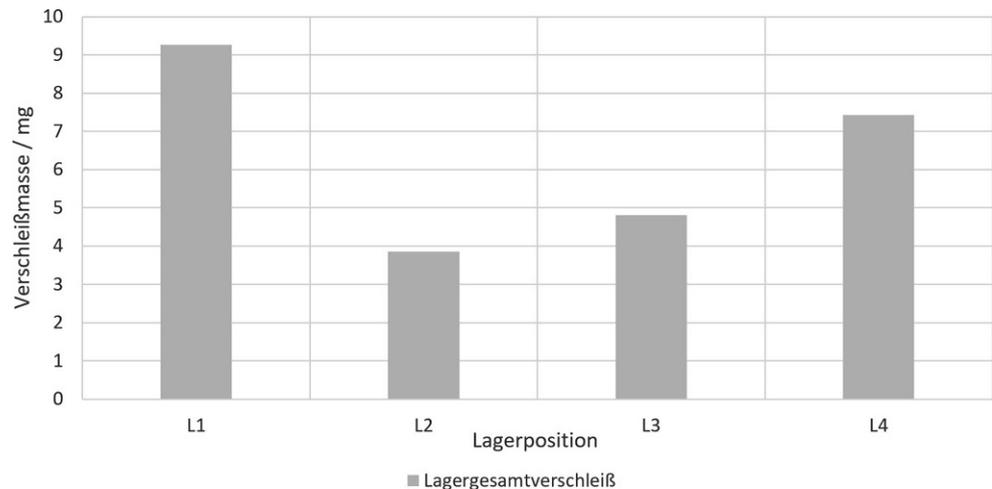
#### 2.4.4 Untersuchung der Maßänderung der Lagerringe

Wie bei Marquart bereits beobachtet, erfahren der Innen- und Außenring jedes Lagers, bedingt durch die Versuchstemperatur von 300 °C, eine Gefügeänderung [8]. Die Temperatur führt zu einem Anlassen des Lagerwerkstoffes 100Cr6, bei welchem der Anteil des Restaustenits stark abnimmt [12]. Diese Gefügeänderung resultiert sowohl in einer Verringerung der Härte, als auch in einer Maßänderung der Lagerringe. Letztere ist insbesondere relevant, da die Laufflächen der Ringe vor und nach den Versuchen mit dem 3D-Koordinatenmessgerät Tesa micro-hite 3D der Firma Tesa taktil gemessen werden, um einen Schmierschichtaufbau feststellen zu können. Die Verwen-

**Abb. 5** Schnittdarstellung der Lagerringe und einer Käfigtasche mit hervorgehobenen Verschleißflächen (a), verschlissenes Käfigtaschenvolumen (b), generiert aus den gemessenen Stufentiefen der Profilschnitte



**Abb. 6** Gesamtverschleißwerte der Prüflager an den Lagerpositionen L1 bis L4, nach  $5 \times 10^6$  Umdrehungen bei einer Drehzahl von  $U = 1500$  U/min, axialer Belastung von  $F_{ax} = 80$  N, radialer Belastung von  $F_{rad} = 1000$  N, einer Betriebstemperatur von  $T = 300$  °C in Hochvakuumumgebung ( $p_U < 10^{-4}$  mbar)



derung von Maßstabilierten Lagern ist hier nicht möglich, da für 300 °C stabilisierte Lager im Allgemeinen bereits mit einer Beschichtung versehen sind. Da in den hier beschriebenen Untersuchungen unter anderem der Transfer von Schmierstoff auf die Laufflächen untersucht werden soll, würde eine bereits bestehende Schmierschicht auf den Lagerringen diese Untersuchung erheblich erschweren. Eine Maßänderung aufgrund der reinen Gefügeänderung würde hier jedoch potenziell zu Fehlinterpretationen führen. Um das Ausmaß der Maßänderung abschätzen zu können wurde die Geometrie der Laufbahnen der Lagerringe erfasst und in einem Härteofen bei 300 °C für 24 und 48 h unter CO<sub>2</sub>-Atmosphäre ausgelagert, wobei die Laufflächen nach jedem Auslagerungsintervall erneut ausgemessen wurden.

### 3 Ergebnisse und Diskussion

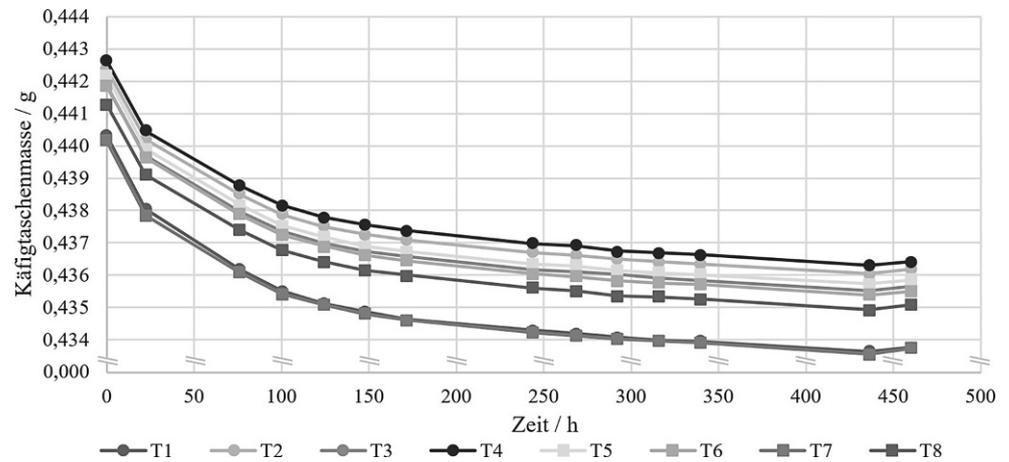
#### 3.1 Gesamtverschleißwerte der Lager des neuen Prüfmoduls

Das Ziel der Modernisierung des Prüfaufbaus war es, die Streuung der Verschleißwerte innerhalb eines Versuches zu reduzieren. Abb. 6 zeigt den Lagergesamtverschleiß

der vier Prüflager nach einem einzelnen Versuch mit einer Laufzeit von  $5 \times 10^6$  Umdrehungen, einer Drehzahl von  $U = 1500$  U/min, einer Radialkraft von  $F_{rad} = 1000$  N und einer Axialkraft von  $F_{ax} = 80$  N. Es wurden Lager mit ähnlichem Radialspiel verwendet. Der Versuch wurde im Hochvakuum bei einer Betriebstemperatur von  $T = 300$  °C durchgeführt. Die Lagerbezeichnung L1 bis L4 bezieht sich dabei auf die Lagerposition in Bezug auf den Antrieb, wobei L1 dem Antrieb am nächsten ist. Für das Diagramm wurden die Verschleißwerte der Lagerringe, Wälzkörper und Käfigtaschen berücksichtigt, da an diesen Komponenten mechanischer Verschleiß zu erwarten ist. Die Gewichtsänderung der Käfiggrundstruktur wurde in diese Betrachtung nicht mit einbezogen.

Zunächst fällt auf, dass die beiden äußeren Lager einen höheren Verschleiß erfahren haben. Die Verschleißwerte dieser Lager weisen eine Differenz von lediglich 1,83 mg auf. Die Verschleißwerte der Lager des inneren Lagerpaares unterscheiden sich um 0,96 mg, der mittlere Verschleiß liegt bei 6,21 mg. Damit liegt der niedrigste Verschleißwert um die 36 % unter, der höchste Wert hingegen 49 % über dem Verschleißmittel des Versuches. Im Kontext vorangegangener Untersuchungen von feststoffgeschmierten Wälzlagern, stellen diese prozentualen Abweichungen eine deut-

**Abb. 7** Erfassung der Käfigtaschenmasse über eine Versuchszeit von 460 h im Hochvakuum ( $p_U < 10^{-4}$  mbar)



liche Verbesserung des Streuverhaltens des Prüfaufbaus dar [8–10].

### 3.2 Ergebnisse zum Wasseraufnahmeverhalten der Käfigtaschen

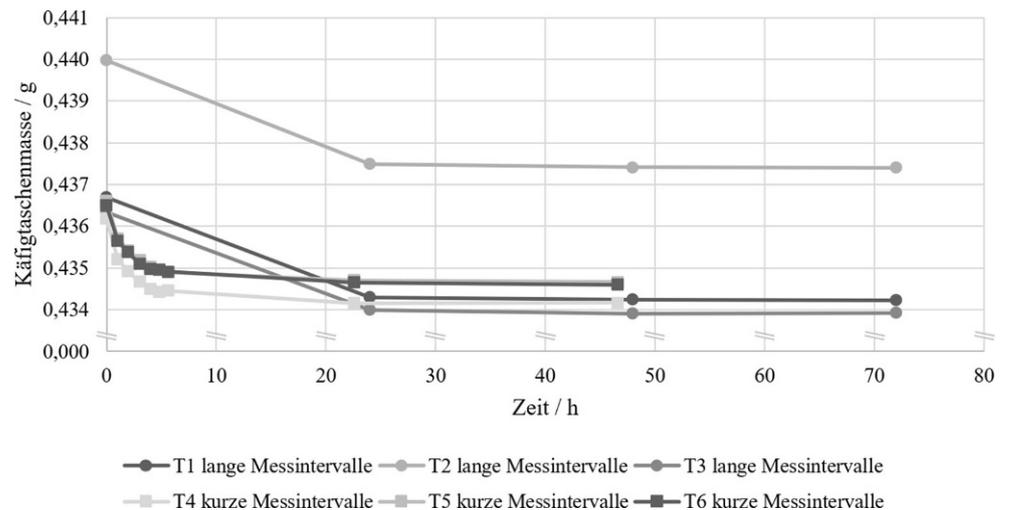
Bei den gravimetrischen Messungen zur Bestimmung des Käfigtaschenverschleißes wurde der Wassergehalt als Fehlerquelle identifiziert. Abb. 7 zeigt in diesem Zusammenhang die Auslagerung von acht Käfigtaschen, T1 bis T8, im Vakuum.

Es ist erkennbar, dass die Käfigtaschen alleine durch Lagerung im Hochvakuum einer nicht zu vernachlässigenden Masseabnahme unterliegen. Jede Käfigtasche hat über die Versuchszeit von 400 h etwas mehr als 6 mg verloren. Der Grund für die beobachtete Massenreduzierung ist das Entweichen des durch die Käfigtaschen aufgenommenen Wassers. Da die Käfigtaschen in normaler Umgebungsatmosphäre, bei Normaldruck gelagert werden, ist das Material ohne vorherige Behandlung mit einer, den Umgebungsbedingungen entsprechenden, Wassermenge gesättigt. Im

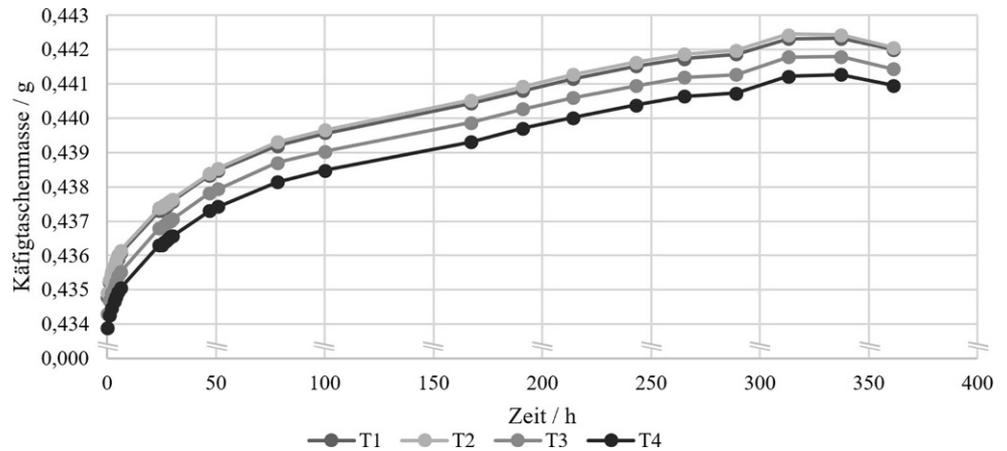
Laufe eines Versuches entweicht dieses Wasser aufgrund des niedrigen Druckes und der hohen Versuchstemperatur, aber auch durch Beanspruchung der Kontaktflächen durch Zufuhr von Reibenergie. Dies hat eine Massereduzierung zur Folge, welche nicht gänzlich vom Verschleiß der Käfigtaschen herrührt [13]. Um also sicherzustellen, dass die gravimetrische Messung nicht durch den Wassergehalt der Käfigtaschen beeinflusst wird, ist es notwendig die Käfigtaschen vor dem Wiegen vollständig zu trocknen. Da eine Trocknungszeit von mehr als 400 h jedoch nicht praktikabel ist, wurde die Trocknung in einem Ofen untersucht. Die nachfolgende Abb. 8 zeigt die Masseänderung weiterer gesättigter Käfigtaschen während des Trocknungsprozesses der Käfigtaschen in einem Ofen unter Normaldruck bei 150 °C für 48 h bzw. 72 h.

Der Abbildung ist zu entnehmen, dass in den ersten sechs Stunden der Trocknung der überwiegende Anteil des Wassers aus dem Material entwichen ist. Weiterhin ist ersichtlich, dass eine Trocknung, welche über 48 h hinausgeht, nicht notwendig ist, da sich nach diesem Zeitpunkt die Masse der Käfigtaschen nicht mehr nachweisbar än-

**Abb. 8** Trocknung der Käfigtaschen bei 150 °C für 48 h mit kurzen Messintervallen und 72 h mit langen Messintervallen



**Abb. 9** Wasseraufnahmekurve nach vollständiger Trocknung, Beobachtungszeit 360h unter Normalbedingung



dert. Die Trocknung der Käfigtaschen vor den gravimetrischen Messungen zu Versuchsbeginn stellt sicher, dass die Lagerung bei Raumbedingungen vor dem Versuch keinen Einfluss auf die Messergebnisse hat. Die erneute Trocknung der Käfigtaschen nach der Demontage der gelaufenen Lager am Ende des Versuches stellt wiederum sicher, dass die in der Zeit zwischen der Demontage des Lagers und der gravimetrischen Messung aufgenommene Feuchtigkeit die Messungen nicht verfälscht. Es muss jedoch sichergestellt werden, dass die gravimetrischen Messungen unmittelbar nach Abkühlung der getrockneten Käfigtaschen auf Raumtemperatur erfolgen. Um die zeitliche Abhängigkeit der Käfigtaschenmasse von der Wasseraufnahme zu verdeutlichen ist in Abb. 9 die Wasseraufnahmekurve der Käfigtaschen nach der Trocknung dargestellt.

Die Wasseraufnahmekurve zeigt, dass bereits nach einer Stunde mit einer Massezunahme von durchschnittlich 0,38 mg zu rechnen ist. Zudem verdeutlicht diese Wasseraufnahmekurve, dass der vollständig trockene Zustand, welcher bereits nach 48h Trocknung erreichbar ist in punkto Reproduzierbarkeit deutlich einfacher zu handhaben ist, als eine Messung ohne Trocknung oder im gesättigten Zustand, da sich letzterer erst nach mehreren Lagertagen unter Raumbedingungen einstellen würde. Die Untersuchungen zeigen jedoch, dass unmittelbar nach der Abkühlung der Käfigtaschen auf Raumtemperatur die Wägung erfolgen kann, ohne dass die Messergebnisse durch die Demontagezeit beeinflusst würden.

### 3.3 Untersuchung des Führungverschleißes an den Käfigtaschen

Um abschätzen zu können welchen Anteil der Käfigführungsverschleiß am Gesamtverschleiß hat, wurden Käfigtaschen aus Lagern eines Versuches analysiert. Ähnlich wie von Dahiwal und Pörsch beschrieben, haben die Käfigtaschen der Lager unterschiedlich starken Verschleiß erfahren [9, 14]. Exemplarisch zeigt Abb. 3 Käfigtasche a) mit der geringsten Verschleißmasse und Käfigtasche b) mit der höchsten Verschleißmasse. Beide Käfigtaschen weisen deutlich sichtbare, durch die Borde des Innenrings verursachte Führungsspuren auf, welche jedoch bei der Käfigtasche a) weniger stark ausgeprägt ist als bei der Käfigtasche b). Der Verschleiß, welcher durch die Wälzkörper hervorgerufen wurde, ist in der Bohrung der Käfigtasche b) sichtbar, in der Käfigtasche a) jedoch kaum vorhanden. Die optische Vermessung der Laufspuren aller Käfigtaschen zeigt, dass die Tiefe der Verschleißspur in den beiden Profilschnitten nicht gleich ist. Vielmehr findet durch die Drehung des Käfigs auf dem Innenring ein asymmetrischer Verschleiß statt, welcher bei der Abschätzung des Verschleißvolumens jedoch berücksichtigt wird. Tab. 1 zeigt die Verschleißanteile der Käfigtaschen des Lagers mit dem höchsten Gesamtverschleiß.

Bei Betrachtung der Tabelle fällt zunächst auf, dass die Käfigtasche T2 mit 8,793 mg den höchsten Gesamtverschleiß aufweist. Wird jedoch zwischen Kugel- und Führungverschleiß differenziert, so zeigt sich, dass der

**Tab. 1** Verschleißanteile der Käfigtaschen des Lagers mit dem höchsten Gesamtverschleiß innerhalb des Versuches mit prozentualen Anteil am Gesamtverschleiß

Käfigtaschenverschleiß Lager 4	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8
Gesamtverschleiß/mg	5,840	8,793	8,710	7,907	7,770	3,987	2,497	3,910
Verschleiß durch Führung/mg	3,835	6,268	7,520	5,837	2,221	1,394	1,261	3,309
Prozentualer Anteil	65,7	71,3	86,3	73,8	28,6	35,0	50,5	84,6
Verschleiß durch Kugel/mg	2,005	2,525	1,190	2,070	5,549	2,593	1,236	0,601
Prozentualer Anteil	34,3	28,7	13,7	26,2	71,4	65,0	49,5	15,4

höchste Führungsverschleiß mit 7,520 mg an der Käfigtasche T3 aufgetreten ist, wohingegen die Käfigtasche T5 mit 5,549 mg den höchsten Kugelverschleiß erfahren hat. Über das Lager verteilt variiert der Anteil des Führungsverschleißes am Gesamtverschleiß stark, wodurch zunächst keine allgemeine Annahme zur prozentualen Verteilung des Verschleißes innerhalb der Käfigtaschen getroffen werden kann. Im Mittel beträgt der Führungsverschleiß 3,956 mg und liegt damit in etwa 78 % über dem Verschleißmittel, welches durch die Wälzkörper hervorgerufen wird. Die Ergebnisse dieser Untersuchung zeigen, dass zur Abschätzung des auf die Laufbahn übertragenen Käfigtaschenmaterials die Differenzierung zwischen Kugel- und Führungsverschleiß notwendig ist, da andernfalls der angenommene Schmierstofftransfer in den Wälzkontakt überschätzt wird. Das heißt im Detail, dass der gravimetrisch gemessene Verschleiß nicht nur dem Verschleiß im Kugel-Käfigtaschenkontakt entspricht, sondern der Summe des Verschleißes dieses Kontaktes und des Käfigtaschen-Innenringkontaktes. Es ist davon auszugehen, dass das Material, welches die Käfigtaschen durch den Führungsverschleiß verloren haben hauptsächlich auf die Käfigführungsfläche des Innenringes transferiert wird und somit dem Wälzkörper-Laufbahnkontakt nicht zur Verfügung steht.

### 3.4 Untersuchung der Messingkäfigstruktur

Neben den erwarteten Masseverlusten der mechanisch belasteten Lagerkomponenten wurde auch bei der Messingstruktur des Käfigs ein Masseverlust festgestellt. Abb. 10 zeigt hierzu den Masseverlust an den entsprechenden Lagerstellen. Die Käfiggrundstruktur stammt aus dem Versuchsdurchlauf mit dem neuen Prüfmodul, dessen Gesamtverschleiß in Abb. 6 thematisiert wurde.

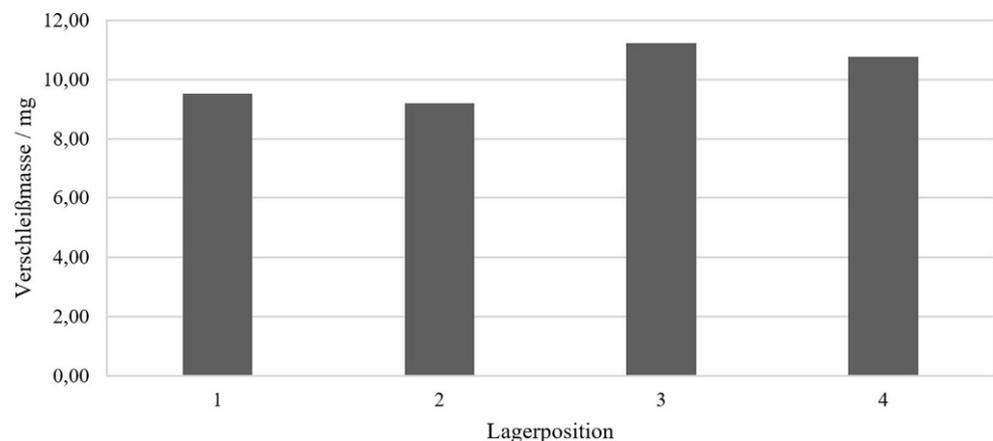
Es ist erkennbar, dass der Masseverlust der Käfigstruktur zwischen 9,2 mg an Lager 2 und 11,23 mg an Lager 3 und damit in derselben Größenordnung wie der Gesamtverschleiß aus Abb. 6 liegt. Da der Masseverlust ohne erkennbare Reibbeanspruchung aufgetreten ist, liegt es nahe,

dass die Umgebungsbedingungen selbst die Ursache der Masseabnahme sind. Insbesondere bei Betrachtung der Eigenschaften von Zink, welches ein Legierungsbestandteil von Messing ist, fällt auf, dass die Betriebsbedingungen im Sublimationsgebiet von reinem Zink liegen. Untersuchungen des Dampfdruckes von Zink für Temperaturen zwischen 150 und 350 °C von McKinley und Vance zeigen, dass nach Gl. 1 der Dampfdruck von Zink bei 300 °C bei  $1,22 \cdot 10^{-3}$  mmHg liegt, was  $1,62 \cdot 10^{-3}$  mbar entspricht und der Versuchsdruck damit klar unterhalb des Dampfdruckes liegt [15].

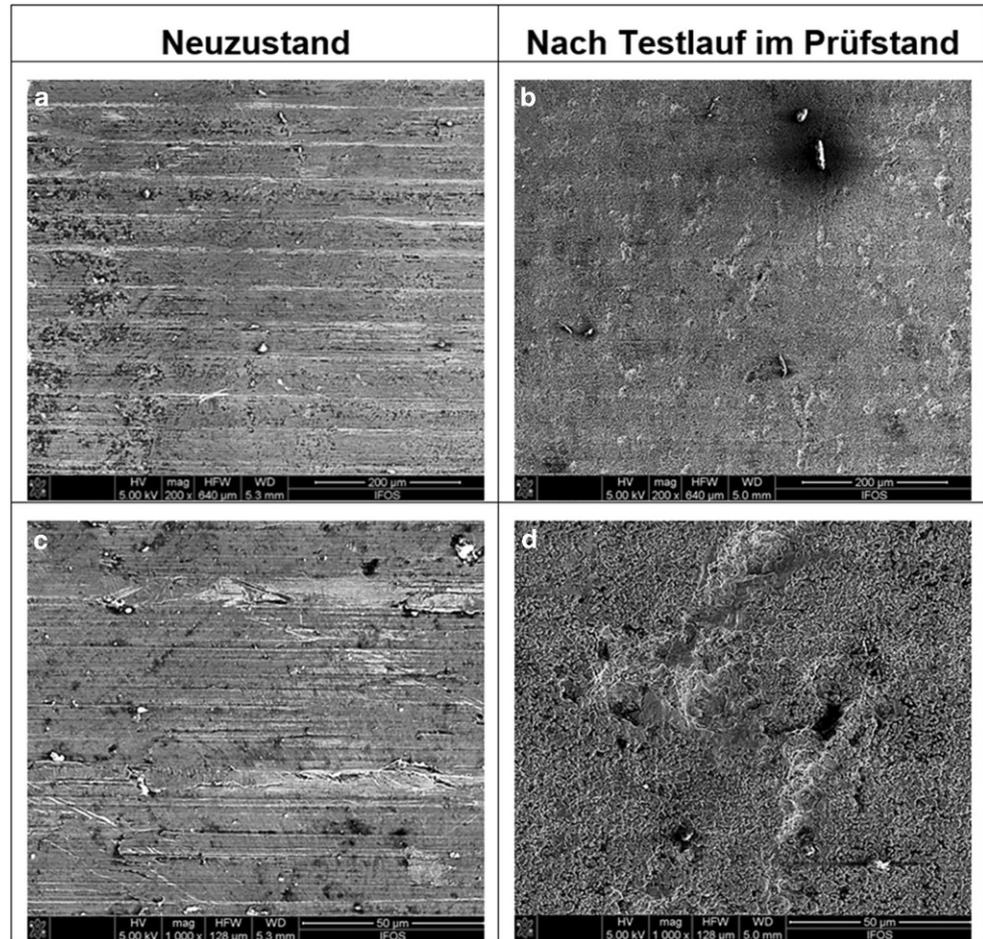
$$\log_{10}(P_{mmmmHg}) = \frac{-7198 K}{T} + 9,644 \quad (1)$$

Um zu überprüfen, ob tatsächlich die Verdampfung von Zink eine mögliche Ursache für die Masseabnahme der Messingstruktur ist, wurde jeweils ein Messingkäfig im Neuzustand und nach tribologischem Test im Prüfstand nach einer Laufleistung von  $15 \times 10^6$  Umdrehungen, bei einer Radialbelastung von 1000 N und einer Axialbelastung von 80 N, bei 300 °C im Hochvakuum, im Rasterelektronenmikroskop (REM) untersucht. Es wurden die Käfige dieses Versuches für eine Untersuchung ausgewählt, da bei längerer Laufzeit mehr Zink verdampfen müsste, als bei den bisherigen Versuchen mit  $5 \times 10^6$  Umdrehungen. Tatsächlich lag bei diesen Käfigen der Masseverlust in Bereichen von 20 bis 50 mg und damit deutlich höher als der in Abb. 10. Es müsste also bei diesen Käfigen noch klarer erkennbar sein, ob eine Reduktion des Zinkanteils stattgefunden hat. Die Aufnahmen zeigen zunächst deutliche Unterschiede in der Morphologie der Käfigoberflächen (Abb. 11). Während im Neuzustand die fertigungsbedingten Riefenstrukturen im Bild noch deutlich sichtbar sind, können diese nach dem Prüflauf nicht mehr auf der Oberfläche des Käfigs detektiert werden. Die Morphologie der Oberfläche weist nun poröse Strukturen mit lokal erhabenen, teilweise zerklüfteten Bereichen auf. Die ortsaufgelöste Analyse des chemischen Zustands mittels energiedispersiver Röntgenanalytik EDX zeigt, dass es sich bei diesen Inhomogenitäten um eine

**Abb. 10** Masseabnahme der Käfiggrundstruktur nach  $5 \times 10^6$  Umdrehungen bei einer Drehzahl von  $U = 1500$  U/min, axialer Belastung von  $F_{ax} = 80$  N, radialer Belastung von  $F_{rad} = 1000$  N, einer Betriebstemperatur von  $T = 300$  °C in Hochvakuumumgebung ( $p_U < 10^{-4}$  mbar)



**Abb. 11** Sekundärelektronenbilder der Käfigoberflächen im Ausgangszustand (*linke Spalte*) und nach Testlauf im Prüfstand; Versuchsdauer 15 Mio Umdrehungen (*rechte Spalte*)



Aggregation des Legierungselements Pb handelt, welches infolge der Umgebungsbedingungen (Temperatur, Druck) während des Tests offenbar aus dem Materialbulk entlang der Korngrenzen an die Werkstoffoberfläche migriert ist und sich dort lokal angereichert hat (Abb. 12 und 13 und Tab. 2).

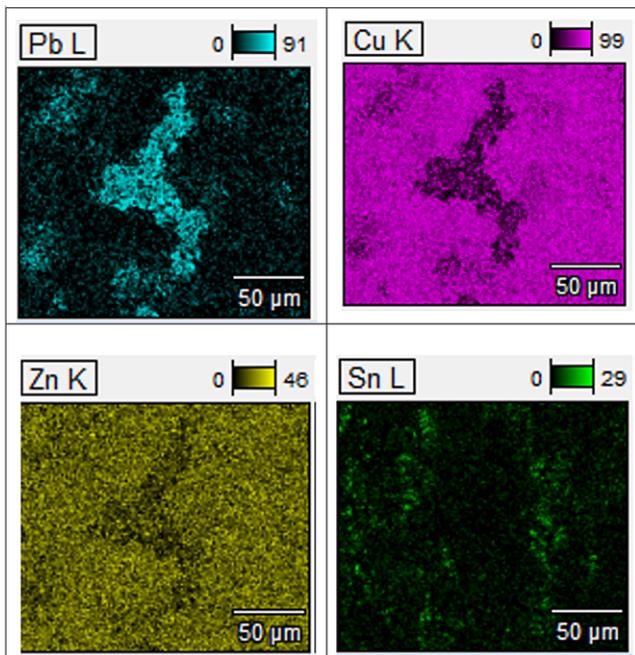
Sowohl die Käfigoberfläche, als auch der Probenbulk weisen vor dem Prüflauf eine für den Werkstoff  $\text{CuZn}_{40}\text{Pb}_2$  nach DIN 17660 weitgehend normgerechte chemische Zusammensetzung auf (Abb. 14 und Tab. 3). Auch zwischen den Bereichen der lokalen Pb-Agglomerationen kann oberflächennah eine Erhöhung der Bleikonzentration festgestellt werden. Ebenso reichert sich vor dem Prüflauf nicht nachgewiesenes Sn, im oberflächennahen Bereich an. Dieses Sn müsste sich also im Laufe des Versuches an die Oberfläche bewegt haben.

Deutliche Unterschiede zeigen sich beim Vergleich des chemischen Elementinventars von Käfigoberflächen vor und nach dem Prüflauf. Auffällig ist hier insbesondere der deutlich geringere Massenanteil des Legierungselementes Zn nach dem Prüflauf, der sich gegenüber dem Ausgangszustand nahezu auf die Hälfte des Ausgangswertes verringert. Die oberflächenanalytischen Ergebnisse

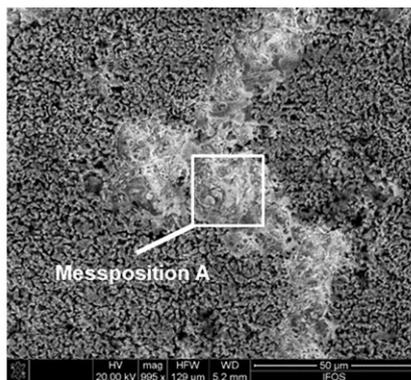
stützen demnach die Hypothese, dass der Masseverlust der Messingkäfige auch auf ein Ausgasen des Legierungsbestandteils Zn infolge des während des Prüflaufs herrschenden niedrigen Druckes bei gleichzeitig hoher Temperatur zurückzuführen ist. Ob das aus dem Messingkäfig ausgasende Zn das Tribosystem vollständig verlässt oder sich auf die Funktionsoberflächen des Wälzlagers niederschlägt und damit möglicherweise die tribologischen Eigenschaften des Gesamtsystems beeinflusst, ist Gegenstand weiterer Untersuchungen.

**Tab. 2** Chemische Zusammensetzung der Oberfläche im Bereich der Messposition A (Abb. 13)

Messposition A	
Element	Gew.-%
O	4,29
Fe	2,16
Cu	32,24
Zn	12,63
Sn	0,75
Pb	47,93



**Abb. 12** EDX-Elementkonzentrationsverteilungsbilder (Gew.-%) an Käfigoberfläche für die Legierungsbestandteile Blei, Kupfer, Zink und Zinn nach Testlauf im Prüfstand; Versuchsdauer 15 Mio Umdrehungen



**Abb. 13** Sekundärelektronenbild sowie Ergebnisse der EDX-Messung an einer nach dem Prüflauf zu beobachtenden Bleiagglomeration auf der Käfigoberfläche

### 3.5 Maßänderung der Lagerringe

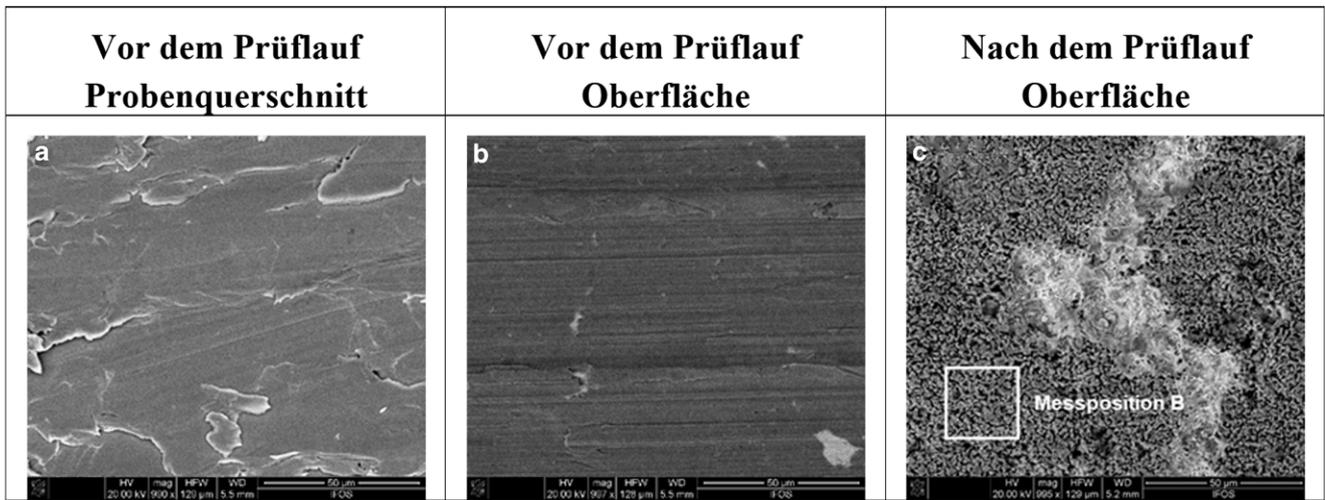
Um festzustellen, welche Maßänderung der Lagerringe von einer Gefügeänderung herrühren, wurden die Geometrie der Laufflächen der Lagerringe vor und nach einer Temperierung erfasst. Die gemessenen Werte für Innen- und Außenring sind in Tab. 4 dargestellt. Die Angabe der Messposition bezieht sich hierbei auf die Breite des entsprechenden Ringes. Beispielsweise würde sich beim Außenring, welcher 15 mm breit ist, die Messposition 7,5 mm auf den Laufbahndurchmesser genau in der Mitte des Ringes beziehen.

Die Werte in der Tabelle zeigen, dass sich im Vergleich zum Ausgangszustand die Laufbahndurchmesser der Rin-

ge mit zunehmender Auslagerungszeit reduzieren. Dabei liegt die durchschnittliche Durchmesserverkleinerung nach 24 h bei 18 µm am Außenring und bei 11 µm am Innenring. Nach weiteren 24 h verkleinert sich der Durchmesser am Außenring im Vergleich zum vorherigen Wert nur noch um durchschnittlich 3 µm und der Durchmesser des Innenrings um 2 µm, wobei beim Innenring einige Durchmesserwerte sogar um 1 µm größer geworden sind. Ähnliche Untersuchungen zur Maßänderung von Lagern aufgrund von hoher Temperatur wurden bereits von Reinwald durchgeführt [5]. Bei einer Haltetemperatur von 300 °C für 24 h wurde dort eine prozentuale Maßänderung von –0,03 % festgestellt. Die Untersuchungen dieses Beitrags stellen eine durchschnittliche prozentuale Maßänderung des Außenringes von –0,038 % fest, der Innenring erfährt eine Änderung von –0,036 %. Damit decken sich diese Ergebnisse in etwa mit denen von Reinwald. Der zeitliche Verlauf der Maßänderungen lässt vermuten, dass nach 48 h die temperaturbedingte Gefügeänderung und damit die Veränderung der Maße abgeschlossen ist. Die Änderungen der Durchmesser sind insofern problematisch, als dass sich im Falle des Außenringes der Aufbau einer Schmierschicht maßlich durch eine Verringerung des Laufbahndurchmessers zeigen würde. Es wäre somit nicht ohne weiteres festzustellen, welcher Anteil der Maßänderung auf die Schmierschicht und welcher Anteil auf die Gefügeänderung zurückzuführen ist. Die Schmierschichtdicke würde also überschätzt werden. Ebenso könnte im Falle des Innenringes der Aufbau einer Schmierschicht mit dem Schrumpfen des Laufbahndurchmessers überlagert werden, sodass im schlimmsten Fall kein Schmierschichtaufbau festgestellt würde, obwohl dieser stattgefunden hat. Hier würde die Schmierschichtdicke unterschätzt werden. Um also sicherzustellen, dass eine gemessene Durchmesseränderung zweifelsfrei auf einen Verschleiß oder Schmierschichtaufbau zurückzuführen ist, müssen die Lagerringe vor Montage der Lager für mindestens 48 h bei 300 °C temperiert werden. So findet während des Prüflaufs keine dauerhafte Maßänderung, bedingt durch die Temperatur, statt.

## 4 Fazit

In diesem Beitrag wird ein neuer Prüfaufbau zur Untersuchung von feststoffgeschmierten Wälzlagern vorgestellt. Ein Vergleich der erzielten Gesamtverschleißwerte zeigt eine deutliche Verbesserung des Verschleißverhaltens innerhalb eines Versuches. Der neue Aufbau reduziert die Streuung des Verschleißes innerhalb eines Versuches. Die Ergebnisse der Käfigtaschenuntersuchung zeigen, dass jede der acht Käfigtaschen eines Lagers vor dem Versuch etwa 6 mg Wasser enthält, welches im Laufe des Betriebes im Hochvakuum abgegeben wird. Die Wasseraufnahme rührt



**Abb. 14** Sekundärelektronenbilder am Probenquerschnitt (Bulk) und der Oberfläche vor dem Prüflauf (a, b), sowie der Oberfläche nach dem Prüflauf (c)

**Tab. 3** Mit EDX gemessene chemische Zusammensetzung am Probenquerschnitt (Bulk) sowie der Oberfläche eines Käfigs vor Prüflauf (Abb. 14a, b) im Vergleich mit einem nicht von Pb-Anreicherungen bedeckten Oberflächenbereich eines Käfigs nach Prüflauf – Messposition B (Abb. 14c)

	Vor dem Prüflauf Probenquerschnitt	Vor dem Prüflauf Oberfläche	Nach dem Prüflauf Oberfläche Messposition B
Element	Gew.-%	Gew.-%	Gew.-%
C	0	0	0
O	0	0	1,72
Fe	0,36	0,36	0,68
Cu	57,31	57,31	72,69
Zn	37,19	37,19	18,25
Sn	0	0	2,14
Pb	5	5	4,52
Al	0,15	0,15	0

hierbei von der Lagerung der Käfigtaschen in Normalatmosphäre her. Da die Wassermasse von 6 mg in der Größenordnung des gemessenen Lagerverschleißes liegt, ist eine Trocknung der Käfigtaschen notwendig. Eine Trocknung für 48 h bei 150 °C bei Normaldruck ist hierbei ausreichend, um den Käfigtaschen das Wasser vollständig zu entziehen. Eine erneute Sättigung der Käfigtaschen mit Wasser unter Normalbedingungen zeigt, dass eine Wägung der abgekühlten Käfigtaschen unmittelbar nach Entnahme aus dem Ofen erfolgen muss. Bei der Untersuchung der Käfigtaschen nach dem Prüflauf sind im Hinblick auf den Verschleiß, Führungsspuren auf der Berührfläche von Käfigtasche und Innenring zu erkennen. Diese sind auf verschiedenen Käfigtaschen unterschiedlich stark ausgeprägt. Weiterhin ist in der Bohrung der Käfigtasche der Verschleiß, welcher durch die Wälzkörper hervorgerufen wurde, erkennbar. Optische Messungen zeigen, dass der Verschleiß, welcher durch die

**Tab. 4** Gemessene Durchmesserwerte der Laufbahn entlang des Querschnitts vor und nach Auslagerung für 24 und 48 h bei 300 °C

Messposition x/mm	Ausgangszustand d/mm	Nach 24 h d/mm	Nach 48 h d/mm
<i>Außenring</i>			
7,15	46,837	46,821	46,817
7,2	46,846	46,830	46,826
7,25	46,852	46,835	46,832
7,3	46,856	46,838	46,835
7,35	46,857	46,838	46,835
7,4	46,853	46,834	46,832
7,45	46,848	46,827	46,826
<i>Innenring</i>			
7,35	30,965	30,955	30,948
7,4	30,954	30,942	30,938
7,45	30,946	30,935	30,932
7,5	30,944	30,932	30,931
7,55	30,944	30,933	30,934
7,6	30,949	30,938	30,939
7,65	30,958	30,947	30,949

Führungsaufgabe der Käfigtaschen entsteht, im Mittel in etwa 78 % über dem Verschleiß liegt, welcher durch die Kugeln an den Käfigtaschen verursacht wird. Eine direkte Korrelation der beiden Verschleißarten ist allerdings nicht zu erkennen da ein erhöhter Führungsverleiß nicht zwangsläufig mit einem erhöhten Verschleiß der Käfigtaschenbohrung einhergeht. Eine Unterscheidung der Verschleißstellen ist jedoch trotzdem notwendig, da davon auszugehen ist, dass das durch die Führung verschlissene Material dem Kugel-Laufbahnkontakt nicht mehr zur Verfügung steht. Ohne diese Unterscheidung würde die im Laufbahnkontakt zur Verfügung stehende Schmierstoffmenge signifikant überschätzt werden. Rasterelektronenmikroskopische Auf-

nahmen zeigen, dass sich die Morphologie der Käfigstrukturflächen vor und nach dem Testlauf im Prüfstand deutlich unterscheiden. Untersuchungen zum chemischen Elementinventar dieser Oberflächen mittels energiedispersiver Röntgenanalytik weisen nach Prüflauf Aggregationen des Legierungsbestandteils Pb nach, welches sich vermutlich infolge der beim Prüflauf vorherrschenden Temperatur- und Druckbedingungen über Korngrenzendiffusion aus dem Bulk an der Oberfläche lokal angereichert hat. Ein für die gravimetrischen Messungen der Wälzlagerkomponenten nicht zu vernachlässigender Einfluss zeigt sich in dem druck- bzw. temperaturinduzierten Zn-Verlust der Messingkäfige. Nach dem Prüflauf hatte sich der oberflächennahe Massenanteil gegenüber dem Ausgangszustand nahezu halbiert. Die Vermessung der Laufbahnen der Lageringe vor und nach dem Prüflauf zeigt, dass aufgrund der Versuchstemperatur von 300 °C eine Schrumpfung der Lagerringe stattfindet. Als Ursache dieser Maßänderungen wird eine Gefügewandlung des Lagerwerkstoffes vermutet. Die Vermessung des Innen- und Außenrings eines Lagers nach Temperierung bei 300 °C über einen Zeitraum von 24 und 48 h unter CO<sub>2</sub>-Athmosphäre zeigt, dass die größte Durchmesserreduktion innerhalb der ersten 24 h auftritt. Nach insgesamt 48 h beträgt die Durchmesserreduktion 21 µm im Mittel beim Außenring und 13 µm im Mittel beim Innenring. Um die Überlagerung dieser Maßänderung mit einem eventuellen Schichtaufbau oder -verschleiß ausschließen zu können, wird eine Temperierung für 48 h bei Versuchstemperatur empfohlen, um Maßänderungen aufgrund einer Gefügeänderung vorwegzunehmen. Die in diesem Beitrag beschriebenen Verfahren ermöglichen die Untersuchung feststoffgeschmierter Lager mit Nachschmierung aus dem Käfig. Die Vorgehensweisen reagieren damit auf die Besonderheiten, welche der Lageraufbau an sich, sowie die Versuchsbedingungen im Hochvakuum bei einer Temperatur von 300 °C mit sich bringen. In zukünftigen Untersuchungen soll eine Parametervariation der Belastung, sowie der Antriebsdrehzahl und der Laufzeit durchgeführt werden, um spezifische Transferfaktoren zu ermitteln, welche in ein verbessertes Gebrauchsdauermodell einfließen sollen. Mit diesem Modell soll die Gebrauchsdauer feststoffgeschmierter Lager genauer abgeschätzt werden können.

**Funding** Open Access funding enabled and organized by Projekt DEAL. Die Autoren bedanken sich bei der Deutschen Forschungsgemeinschaft (DFG) für die Förderung im Rahmen des Projektes „Einfluss von Transfer- und Transformationsprozessen auf die Gebrauchsdauer von feststoffgeschmierten Wälzlagern“ (DFG-KO 1220 30-1/DFG-SA898/29-1).

**Interessenkonflikt** M. Werner, S. Emrich, B. Sauer, M. Kopnarski und S. Thielen geben an, dass kein Interessenkonflikt besteht.

**Open Access** Dieser Artikel wird unter der Creative Commons Namensnennung 4.0 International Lizenz veröffentlicht, welche die Nut-

zung, Vervielfältigung, Bearbeitung, Verbreitung und Wiedergabe in jeglichem Medium und Format erlaubt, sofern Sie den/die ursprünglichen Autor(en) und die Quelle ordnungsgemäß nennen, einen Link zur Creative Commons Lizenz beifügen und angeben, ob Änderungen vorgenommen wurden.

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

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

## Literatur

1. Birkhofer H, Kümmerle T (2012) Feststoffgeschmierte Wälzlager, Einsatz, Grundlagen und Auslegung. VDI-Buch. Springer Vieweg, Berlin Heidelberg
2. Kümmerle T (2012) Theorie und Evaluierung eines universell anwendbaren Gebrauchsdauermodells für feststoffgeschmierte Wälzlager. Berichte aus dem Fachgebiet Produktentwicklung und Maschinenelemente der TU Darmstadt. VDI, Düsseldorf
3. Meeks CR, Bohner J (1986) Predicting life of solid-lubricated ball bearings. ASLE Trans 29(2):203–213
4. Rübinger W (1984) Optimierung feststoffgeschmierter, hochbelasteter Kugellager bei Temperaturen bis 300 °C. Dissertation, Technische Hochschule Darmstadt.
5. Reinwald E (1992) Optimierung von Käfigen aus Hochtemperaturthermoplasten für den Einsatz bei feststoffgeschmierten Wälzlagern. VDI, Düsseldorf
6. Bozkurt H (2010) Lebensdauertheorie zur Transferschmierung von feststoffgeschmierten Wälzlagern. Dissertation. VDI, Düsseldorf
7. Wohlgemuth M (2010) Ein Beitrag zur Lebensdauererweiterung von feststoffgeschmierten Rillenkugellagern. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern.
8. Marquart M (2014) Ein Beitrag zur Nutzung feststoffgeschmierter Wälzlager. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern
9. Pörsch S (2019) Ansätze zur erweiterten Lebensdauerberechnung feststoffgeschmierter Wälzlager. Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte, Bd. 33/2019 (Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern)
10. Dahiwal R (2021) Contribution to the influence of cage wear on the bearing life of solid-lubricated rolling bearings. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern
11. GFT (2002) Arbeitsblatt 7: Tribologie – Verschleiß, Reibung; Definitionen, Begriffe, Prüfung. [https://neu.gft-ev.de/wp-content/uploads/2002\\_AB\\_7\\_Tribologie.pdf](https://neu.gft-ev.de/wp-content/uploads/2002_AB_7_Tribologie.pdf). Zugegriffen: 29. März 2021
12. Bartels RJ (1989) Einfluß des Restaustenits auf das Verformungsverhalten gehärteter Stähle. VDI-Buch. VDI, Düsseldorf
13. Holland H-J (1978) Einflussgrößen auf die Gebrauchsdauer feststoffgeschmierter Wälzlager. Dissertation, Technische Hochschule Darmstadt
14. Dahiwal R, Pörsch S, Sauer B (2019) Effects of unevenly worn cage pockets on the service life of a solid lubricated rolling bearing. In: Proceedings of the 2019 STLE Annual Meeting and Exhibition Nashville
15. McKinley JD, Vance JE (1954) The vapor pressure of zinc between 150° and 350 °C. J Chem Phys 22(6):1120–1124. <https://doi.org/10.1063/1.1740276>