

Verschleißmodellierung mischreibungsbehafteter Maschinenelemente am Beispiel eines Axial-Zylinderrollenlagers

Andreas Winkler M.Sc., Dr.-Ing. **Marcel Bartz**,
Prof. Dr.-Ing. **Sandro Wartzack**,
Lehrstuhl für Konstruktionstechnik (KTmfk),
Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg

Kurzfassung

Im Rahmen dieses Beitrags wird ein allgemeingültiges Vorgehensmodell zur Verschleißsimulation mischreibungsbehafteter Maschinenelemente vorgestellt. Das Simulationsmodell basiert auf einer um das Mischreibungsgebiet erweiterten EHD-Simulation sowie einem statistischen Kontaktmodell, einem Modell zur Berücksichtigung der zeitlichen Änderung der Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion der Oberflächentopographie sowie einem klassischen Verschleißmodell.

Die Ergebnisse werden exemplarisch anhand der Simulation des Axial-Zylinderrollenlagers 81212 vorgestellt. Insbesondere wird hierbei der Einfluss der Oberflächentopographie auf den resultierenden Festkörperkontaktdruck veranschaulicht: Ausgehend von Oberflächenaufnahmen der Lagerscheiben und Wälzkörper mittels eines Laser-Scanning-Mikroskops, werden Parameter zur statistischen Beschreibung der Oberflächentopographie abgeleitet. Diese dienen als Eingangsgröße für das Kontaktmodell, welches den zur Verschleißberechnung erforderlichen Festkörperkontaktdruck berechnet. Darüber hinaus erfolgt nach jedem Zeitschritt eine Berechnung der verschleißbedingten Änderung des Oberflächenprofils sowie eine Berücksichtigung der zeitlichen Änderung der Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion der Oberflächenrauheiten. Die Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion dient hierbei als Eingangsgröße für das Kontaktmodell im darauffolgenden Zeitschritt.

Insgesamt bietet das vorgestellte Vorgehensmodell eine umfassende und zudem detaillierte Möglichkeit zur Berechnung des Verschleißes in Wälzlagern ebenso wie anderen im Mischreibungsgebiet betriebenen Maschinenelementen. Die Ergebnisse der Verschleißsimulation können dazu beitragen, tribologisch hoch beanspruchte Systeme hinsichtlich des auftretenden Verschleißes zu optimieren und dadurch ihre Lebensdauer zu erhöhen.

1. Einleitung

Der zunehmende Einsatz niedrigviskoser Schmierstoffe zur Reduzierung der Reibung in Maschinenelementen wie Wälzlagern führt zu einer Verschiebung der Betriebspunkte hin zu Mischreibungsgebieten. Der damit einhergehende Verschleiß kann zu einem verfrühten Ausfall solcher tribologisch hoch beanspruchten Systeme führen.

In diesem Zusammenhang bietet die detaillierte Verschleißsimulation ein großes Potenzial für die Auslegung von Maschinenelementen: Zum einen lassen sich mithilfe der Verschleißsimulation Betriebsbedingungen mit einer unerwünscht hohen Verschleißrate gezielt vermeiden. Zum anderen ermöglicht sie eine Optimierung des Einlaufprozesses, welcher beispielsweise einen entscheidenden Einfluss auf die Lebensdauer mischreibungsbehalteter Wälzlager besitzt.

2. Numerische Modellierung

Die numerische Verschleißmodellierung basiert auf einer um das Mischreibungsgebiet erweiterten FEM-basierten EHD-Simulation sowie einem klassischen Verschleißmodell und einem Oberflächentopographiemodell zur Beschreibung der zeitlichen Änderung der Dichtefunktion des Oberflächenprofils.

Allgemeiner Simulationsablauf

Bild 1 zeigt schematisch den grundlegenden Ablauf einer Verschleißsimulation von im Mischreibungsgebiet betriebenen Maschinenelementen.

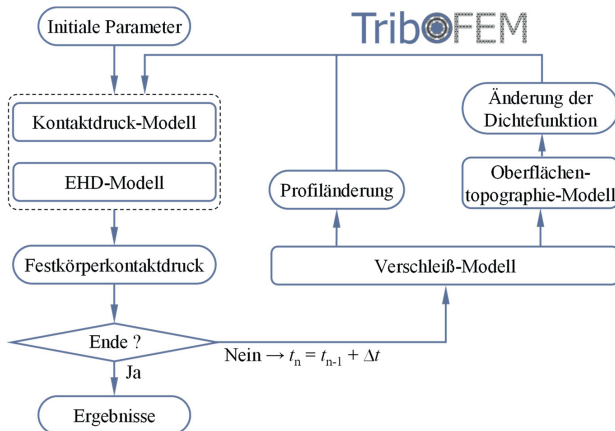


Bild 1: Flussdiagramm des Simulationsablaufs

Basierend auf den Ausgangsparametern wie den Werkstoffeigenschaften, der Oberflächen-topographie und der Schmierstoffrheologie wird der Festkörperkontaktndruck in Abhängigkeit der Schmierfilmhöhe nach dem GREENWOOD/WILLIAMSON-Modell [1] berechnet. Anschließend wird das System der hochgradig nichtlinearen EHD-Gleichungen vollständig gekoppelt und basierend auf einem Ansatz von HABCHI [2] FEM-basiert gelöst. Nach erreichter Konvergenz wird die lokale Verschleißtiefe auf Grundlage des resultierenden Festkörperkontaktndrucks und unter Anwendung des Verschleißmodells nach ARCHARD [3] berechnet und das Oberflächenprofil entsprechend angepasst. Darüber hinaus wird die Änderung der Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion der Oberflächenrauheiten mit Hilfe des SUGIMURA-Modells [4] bestimmt. Diese Schritte werden unter einem definierten Zeitschritt wiederholt, bis ein vorgegebener Wert für die Betriebsdauer erreicht ist.

EHD-Modell

Die klassische EHD-Simulation wird im vorliegenden Fall durch die Kopplung mit einem Kontaktmodell um das Mischreibungsgebiet erweitert, sodass der Anteil des Festkörperkontakts am gesamten Kontaktndruck ermittelt und für die Verschleißberechnung herangezogen werden kann. Dies ermöglicht es, einen von der Schmierfilmhöhe unabhängigen Verschleißkoeffizienten zu verwenden.

Die EHD-Simulation wurde, basierend auf einem Ansatz von Habchi [2], mittels kommerzieller FEM-Software umgesetzt. Hierbei wird die stationäre REYNOLDS-Gleichung

$$\underbrace{\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho(p_h) \cdot h(x, y)^3}{12 \cdot \eta(p_h)} \frac{\partial p_h}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\rho(p_h) \cdot h(x, y)^3}{12 \cdot \eta(p_h)} \frac{\partial p_h}{\partial y} \right)}_{\text{Druckterm}} = \underbrace{\frac{\partial}{\partial x} \left(\rho(p_h) \cdot h(x, y) \cdot \frac{u_1 + u_2}{2} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\rho(p_h) \cdot h(x, y) \cdot \frac{v_1 + v_2}{2} \right)}_{\text{Geschwindigkeitsterm}} \quad (1)$$

in ihrer schwachen Formulierung und erweitert um einen Kavitations-Algorithmus sowie Stabilisierungsterme zur Berechnung der Schmierfilmhöhe und des hydrodynamischen Drucks verwendet.

Die Druckabhängigkeit der Schmierstoff-Dichte und -Viskosität wird gemäß den Gleichungen von DOWSON/HIGGINSON [5] und ROELANDS [6] berücksichtigt:

$$\rho(p_h) = \rho_0 \cdot \frac{0.59 \cdot 10^9 \text{ Pa} + 1.35 \cdot p_h}{0.59 \cdot 10^9 \text{ Pa} + p_h} \quad (2)$$

$$\eta(p_h) = \eta_0 \cdot \exp \left(\left[\ln(\eta_0) + 9.67 \right] \cdot \left[-1 + \left(1 + \frac{P_h}{1.96 \cdot 10^8 \text{ Pa}} \right)^{\frac{\alpha_p - 1.96 \cdot 10^8 \text{ Pa}}{\ln(\eta_0) + 9.67}} \right] \right) \quad (3)$$

Die Schmierfilmhöhengleichung lautet:

$$h(x, t) = h_0(t) + s_0(x, y, t) + h_{\text{wear}}(x, y, t) + \delta_{\text{elastic}}(x, y, t) \quad (4)$$

Sie umfasst den Ausdruck s_0 zur Beschreibung der Geometrie beider Kontaktpartner. Im Falle eines Axial-Zylinderrollenlagers wird eine Profilierung der Wälzkörper nach DIN 26281 angenommen. Der Ausdruck h_{wear} beschreibt die verschleißbedingte Änderung des Oberflächen-Profils und δ_{elastic} die elastische Verformung der Oberflächen infolge des Kontaktdrucks.

Bei der Aufstellung des Kräftegleichgewichts ist, aufgrund der Erweiterung um das Mischreibungsgebiet, neben dem hydrodynamischen Druck zusätzlich auch der Festkörperkontaktdruck p_a zu berücksichtigen:

$$F = \int_{\Omega_c} p_{\text{total}}(x, y) d\Omega_c = \int_{\Omega_c} [p_h(x, y) + p_a(x, y)] d\Omega_c \quad (5)$$

Kontaktdruck-Modell

Im Rahmen des hier vorgestellten Simulationsmodells wird das GREENWOOD/WILLIAMSON-Kontaktmodell [1] verwendet, um den Festkörperkontaktdruck p_a in Abhängigkeit der Schmierfilmhöhe zu bestimmen:

$$p_a = \frac{4}{3} \cdot \eta \cdot E' \cdot \beta^{0.5} \cdot \int_d^{\infty} (z_s - d)^{1.5} \phi_s(z_s) dz_s \quad (6)$$

Darin bezeichnen η die Asperitendichte, β den Krümmungsradius der Asperiten und ϕ_s die Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion (PDF) der Rauheitsspitzen. Eine Umrechnung zwischen der PDF der Rauheitsspitzen ϕ_s und der PDF des Oberflächenprofils ϕ ist über folgende Abschätzung möglich:

$$\phi_s(z_s) \approx \frac{\sigma}{\sigma_s} \cdot \phi \left(\frac{\sigma}{\sigma_s} \cdot z_s \right), \quad (7)$$

wobei σ_s die Standardabweichung der Höhen der Rauheitsspitzen und σ die Standardabweichung der Höhen des gesamten Oberflächenprofils darstellen. Da technische Oberflächen im Allgemeinen eine nicht-GAUßsche Verteilung aufweisen, wird die Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion ϕ basierend auf dem JOHNSON-Verteilungssystem [7] nach einem Algorithmus von HILL [8] bestimmt.

Verschleiß-Modell

Die lokale Verschleißtiefe wird anhand des Verschleißmodells nach ARCHARD bestimmt:

$$h_{\text{wear}}(x, y) = k \cdot s \cdot p_a(x, y) \quad (8)$$

Da zur Verschleißberechnung lediglich der Festkörperkontaktdruck herangezogen wird, ist der Verschleißkoeffizient k somit unabhängig von der tatsächlich vorhandenen Schmierfilmhöhe zu wählen und im Grenzreibungsgebiete zu bestimmen.

Oberflächentopographie-Modell

Als Oberflächentopographie-Modell wird das SUGIMURA-Modell [4] eingesetzt, welches es erlaubt die zeitliche Änderung der Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion des Oberflächenprofils in Abhängigkeit der Verschleißtiefe zu berechnen, siehe Bild 2.

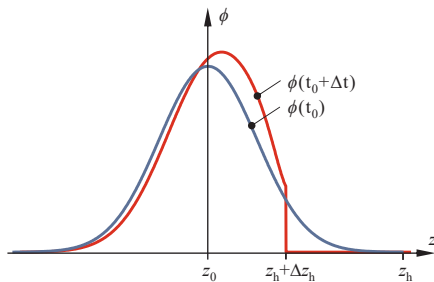


Bild 2: Änderung der Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion nach dem SUGIMURA-Modell

Die angepasste Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion des Oberflächenprofils ϕ wird anschließend in die Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion der Rauheitsspitzen ϕ_s nach Gl. (7) umgerechnet und als Eingangsgröße für das GREENWOOD/WILLIAMSON-Kontaktmodell im folgenden Berechnungsschritt verwendet.

Für weiterführende Informationen zur Implementierung des SUGIMURA-Modells sei auf [9] verwiesen.

3. Ergebnisse

In diesem Abschnitt werden exemplarische Simulationsergebnisse für zwei unterschiedliche Betriebsbedingungen des Axial-Zylinderrollenlagers 81212 mit 15 Wälzkörpern diskutiert.

Simulationsparameter

Eine Übersicht der Betriebsbedingungen kann Tabelle 1 entnommen werden:

Tabelle 1: Untersuchte Lastfälle

	Lastfall 1	Lastfall 2
<i>Axiallast</i>	50 kN	25 kN
<i>Drehzahl</i>	250 min ⁻¹	500 min ⁻¹
<i>Betriebsdauer</i>	10 h	5 h
<i>Schmierstoff</i>	FVA 1 (40 °C)	FVA 2 (40 °C)

Damit resultieren für beide Lastfälle jeweils 1.125.000 Überrollungen pro Lagerscheibe.

Bestimmung von Oberflächenkenngrößen als Input-Parameter für das Kontaktmodell

Zur Bestimmung der Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion der technischen Oberflächen wurden Aufnahmen von Lagerscheiben und Rollen an einem Laserscanning-Mikroskop KEYENCE VK-X200 an jeweils drei Lagern des gleichen Typs erstellt. Anschließend wurden die Rohdaten in Anlehnung an DIN EN ISO 25178 mittels Tiefpass-Filter (S-Filter) zum Entfernen hochfrequenter Störgrößen und der Trennung von Nennform und „Primäroberfläche“ (F-Filter) sowie einem Hochpass-Filter (L-Filter) zur Trennung von Rauheit und Welligkeit weiterverarbeitet. Anhand der resultierenden S-L-Oberfläche wurden die benötigten Rauheitskenngrößen ermittelt.

In einem nächsten Schritt sind die statistischen Oberflächenparameter (Standardabweichung, Schiefe, Kurtosis) sowie die Asperitendichte η und der Krümmungsradius der Asperiten β der Oberflächen von Lagerscheibe und Rolle auf eine äquivalente Oberfläche umzurechnen, da das GREENWOOD/WILLIAMSON-Kontaktmodell von der Modellvorstellung des Kontakts einer elastischen rauhen Oberfläche mit einer starren glatten Ebene ausgeht. Die resultierenden äquivalenten Parameter sind Tabelle 2 zu entnehmen und können nach [10] berechnet werden:

$$\begin{aligned}
 \sigma_{\text{eq}} &= \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2} \\
 \frac{1}{\beta_{\text{eq}}} &= \sqrt{\frac{1}{\beta_1^2} + \frac{1}{\beta_2^2}} \\
 \frac{1}{\eta_{\text{eq}}} &= \frac{1}{\eta_1} \left(\frac{\beta_{\text{eq}}}{\beta_1} \right)^2 + \frac{1}{\eta_2} \left(\frac{\beta_{\text{eq}}}{\beta_2} \right)^2
 \end{aligned} \tag{9}$$

Schiefe und Kurtosis der äquivalenten Oberfläche können hingegen nicht ohne weiteres auf Grundlage analytischer Formeln bestimmt werden und werden stattdessen nach [11] numerisch anhand der Summe zweier statistischer Stichproben entsprechend der Dichtefunktion von Lagerscheibe und Rolle berechnet.

Tabelle 2: Kenngrößen der äquivalenten Oberfläche

σ	Schiefe	Kurtosis	η	β
0,184 μm	-0,369	3,902	0,0114 μm^{-2}	13,500 μm

Simulationsergebnisse

Bild 3 veranschaulicht den anfänglichen Verlauf von hydrodynamischem Druck und Festkörperkontaktndruck in der Wälzkörpermitte.

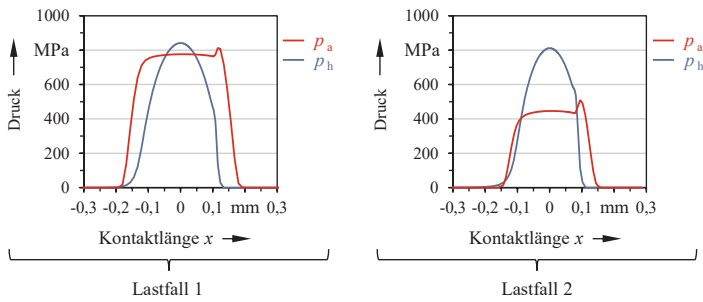


Bild 3: Druckverlauf in Rollrichtung

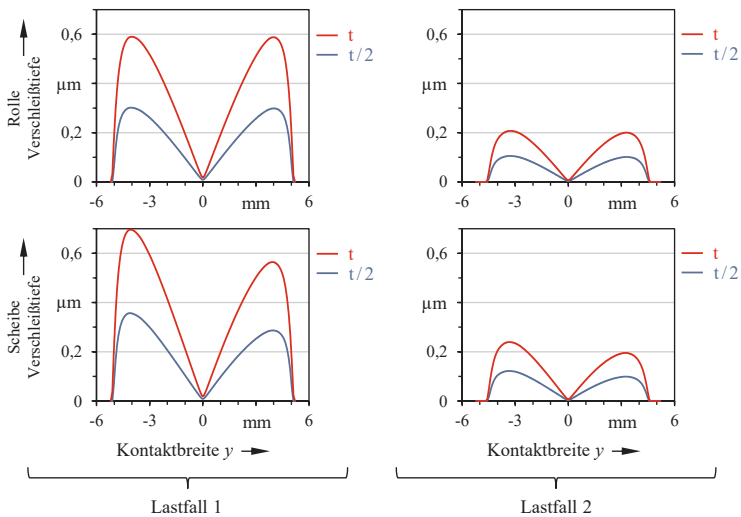


Bild 4: Verschleißtiefe von Lagerscheibe und Rolle

Es wird deutlich, dass der auftretende Festkörperkontaktstress bei Lastfall 1 erheblich größer ist als bei Lastfall 2. Grund hierfür ist die – gegenüber Lastfall 2 – höhere Axialkraft sowie die geringe Drehzahl und das niedrig viskosere Öl, was insgesamt zu einer geringeren Schmierfilmhöhe und damit einhergehend zu einem höheren Festkörperkontaktstress führt.

Dies spiegelt sich auch in den berechneten Verschleißtiefen wieder. Sowohl die Verschleißtiefen an den Wälzkörpern, als auch an den Rollen entsprechen bei Lastfall 1 in etwa dem Dreifachen der Werte von Lastfall 2. Der charakteristische Verlauf der Verschleißtiefen resultiert aus der Überlagerung von Festkörperkontaktstress und Schlupfverlauf im Axial-Zylinderrollenlager. Während in der Wälzkörpermitte reines Rollen auftritt, nimmt der Schlupfanteil nach außen hin in beiden Richtungen linear zu, siehe Bild 5.

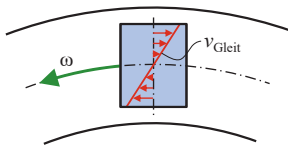


Bild 5: Schlupf-Verlauf entlang der Wälzkörper-Achse

Der in Bild 6 dargestellte Anfangs- und Endzustand der normierten Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion der Rauheitsspitzen ϕ_s zeigt zunächst eine große Übereinstimmung zwischen Lastfall 1 und Lastfall 2. Unter Beachtung der zeitlichen Entwicklung der quadratischen Mittelrauwerte aus Bild 7 wird jedoch deutlich, dass sich bei Lastfall 1 bereits nach etwa 5 Stunden eine konstante Oberflächenrauheit einstellt, wohingegen bei Lastfall 2 noch Änderungen an der Oberflächenrauheit und damit einhergehend auch an der Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion des Oberflächenprofils sowie der Rauheitsspitzen zu erwarten sind.

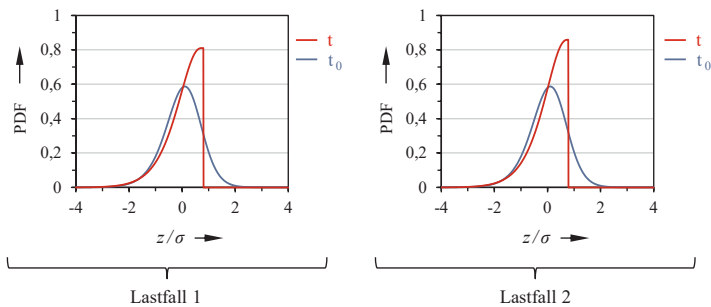


Bild 6: Normierte Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion der Rauheitsspitzen

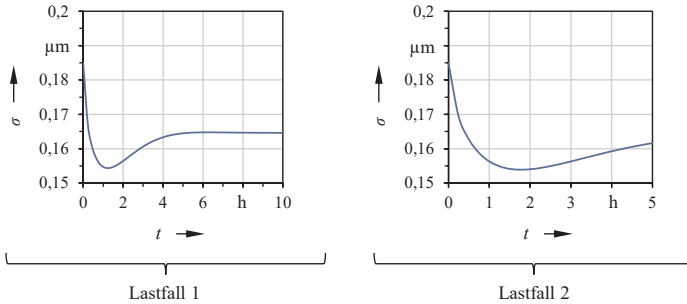


Bild 7: Entwicklung des quadratischen Mittenrauwerths R_q der äquivalenten Oberfläche

Sobald die Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion keine Nennenswerte zeitliche Änderung mehr aufweist und die Oberflächenrauheit damit annähernd konstant bleibt, ist davon auszugehen, dass der Einlaufvorgang abgeschlossen ist. Nichtsdestotrotz kommt es weiterhin – bei einem Betrieb im Mischreibungsbereich – durch das Unterschreiten einer kritischen Schmierfilmhöhe zu Festkörperkontakt und damit Verschleiß.

Tabelle 3: Verschleißmassen (Lagerscheiben + Wälzkörper) am Ende der Betriebsdauer

	Lastfall 1	Lastfall 2
<i>Verschleißmasse</i>	30,7 mg	9,7 mg

Tabelle 3 fasst die nach Ende der Betriebsdauer zu erwartende Masse an Verschleißpartikeln in Milligramm zusammen. Analog zu den vorangegangenen Überlegungen zeigt sich auch hier ein bei Lastfall 1 etwa um den Faktor 3 höherer Verschleiß als beim weniger verschleißkritischen Lastfall 2.

4. Zusammenfassung und Bewertung

Das in diesem Beitrag vorgestellte Simulationsmodell zur Verschleißberechnung von im Mischreibungsbereich betriebenen Wälzlagern ist in der Lage sowohl die verschleißbedingte Änderung des Oberflächenprofils auf Makro-Ebene, als auch die Änderung der statistischen Dichtefunktion der Oberflächenrauheit auf Mikro-Ebene vorherzusagen. Es kann dazu eingesetzt werden tribologisch hoch beanspruchte Systeme hinsichtlich des auftretenden Verschleißes zu optimieren und dadurch ihre Lebensdauer zu erhöhen oder auch Einlaufprozesse gezielt zu steuern.

Um verlässliche quantitative Aussagen über den Verschleiß treffen zu können, ist allerdings die für das jeweilige betrachtete System adäquate Bestimmung des Verschleißkoeffizienten k unabdingbar. Dieser obliegt jedoch zahlreichen Einflussfaktoren. Insbesondere mit dem Einsatz von additivierten Schmierstoffen sind etwa durch Wechselwirkungen mehrerer Additive untereinander oder durch die Ausbildung von Grenzschichten starke nichtlineare funktionale Zusammenhänge zwischen Verschleißkoeffizient und Kontaktdruck, Gleit- und Rollgeschwindigkeit sowie weiteren Parametern zu erwarten. Aus diesem Grund erscheint es sinnvoll, diese komplexen chemischen Prozesse detailliert anhand geeigneter Methoden – wie beispielsweise der Molekulardynamik-Simulation – zu untersuchen, um damit die Genauigkeit der hier vorgestellten Verschleißberechnung zu erhöhen.

5. Literaturangaben

- [1] GREENWOOD, J. A. et al.: Contact of Nominally Flat Surfaces. Proceedings of the Royal Society of London. Series A. Mathematical, Physical and Engineering Sciences, 295 (1966) 1442, S. 300–319.
- [2] WASSIM, H.: Finite Element Modeling of Elastohydrodynamic Lubrication Problems. Hoboken/USA: Wiley 2018.
- [3] ARCHARD, J. F.: Contact and Rubbing of Flat Surfaces, Journal of Applied Physics, 24 (1953) 8, S. 981–988.
- [4] SUGIMURA, J. et al.: Analysis of the topographical changes due to wear, Journal of Japan Society of Lubrication Engineers, 31 (1986) 11, S. 813–820.
- [5] DOWSON, D. et al.: Elasto-Hydrodynamic Lubrication. Oxford: Pergamon 1977.
- [6] ROELANDS, C. J. A.: Correlational aspects of the viscosity-temperature-pressure relationship of lubricating Oils. Dissertation. Technische Hogeschool Delft 1966.
- [7] JOHNSON, N. L.: Systems of Frequency Curves Generated by Methods of Translation, Biometrika, 36 (1949) 1-2, S. 149–176.
- [8] HILL, I. D.: Algorithm AS 99: Fitting Johnson Curves by Moments, Applied Statistics, 25 (1976) 2, S. 180–189.
- [9] WINKLER, A. et al.: Numerical Modeling of Wear in a Thrust Roller Bearing under Mixed Elastohydrodynamic Lubrication, Lubricants, 8 (2020) 5, S. 58/1–58/21.
- [10] BEHESHTI, A. et al.: Asperity micro-contact models as applied to the deformation of rough line contact, Tribology International, 52 (2012), S. 61–74.
- [11] YU, N. et al.: Combining and Contacting of Two Rough Surfaces with Asymmetric Distribution of Asperity Heights, Journal of Tribology, 126 (2004) 2, S. 225–232.