

# 19<sup>th</sup> ISC

Stuttgart, Germany  
Oct. 12 – 13, 2016



## International Sealing Conference *Internationale Dichtungstagung*

Eine Kooperation von



Fluidtechnik

19<sup>th</sup> ISC

**International Sealing Conference**  
***Internationale Dichtungstagung***

**Stuttgart, Germany**  
**Oct. 12 – 13, 2016**

Sealing Technology –  
Indispensable

*Dichtungstechnik –*  
*Unverzichtbar*

© 2016 VDMA Fluidtechnik

All rights reserved. No part of this publication may be reproduced, stored in retrieval systems or transmitted in any form by any means without the prior permission of the publisher.

*Alle Rechte, insbesondere das Recht der Vervielfältigung und Verbreitung sowie der Übersetzung sind vorbehalten. Kein Teil des Werkes darf in irgendeiner Form (Druck, Fotokopie, Mikrofilm oder anderes Verfahren) ohne schriftliche Genehmigung des Verlages reproduziert oder unter Verwendung elektronischer Systeme gespeichert, verarbeitet, vervielfältigt oder verbreitet werden.*

ISBN 978-3-8163-0684-9

Fachverband Fluidtechnik im VDMA e. V.

Lyoner Str. 18

50628 Frankfurt am Main

Germany

Phone +49 69 6603-1318

Fax +49 69 6603-2318

E-Mail [christian.geis@vdma.org](mailto:christian.geis@vdma.org)

Internet [www.vdma.org/fluid](http://www.vdma.org/fluid)

## **Wellendichtungen aus PTFE-Compound mittels elastohydrodynamischer Simulation besser verstehen**

Nino Dakov M.Sc., Dr.-Ing. Frank Bauer, Prof. Dr.-Ing. habil. Werner Haas, Universität Stuttgart, Institut für Maschinenelemente (IMA)

### **1 Einleitung**

Durch die stets steigenden Anforderungen nach Energieeffizienz und Ausweitung der Betriebsgrenzen von technischen Anlagen und Systemen kommen in der Dichtungstechnik verstärkt innovative Werkstoffe zum Einsatz. Ein Beispiel dafür sind Manschettendichtungen aus PTFE-Compound, auch PTFE-Manschetten genannt. PTFE-Manschetten verfügen über deutlich bessere chemische und thermische Eigenschaften im Vergleich zu Radial-Wellendichtringen aus Elastomer, sind jedoch nur mittels zusätzlicher Dichthilfen zuverlässig dynamisch dicht. Die Auslegung dieser Dichthilfen erfordert dabei ein vertieftes Verständnis der tribologischen Zusammenhänge im Dichtsystem. Der folgende Beitrag beschreibt die numerische Analyse von messtechnisch schwer zu erfassenden dichtungstechnischen Größen wie der Spalthöherverlauf von PTFE-Manschetten im dynamischen Zustand. Hierzu werden Simulationen zur Elastohydrodynamik (EHD) im Dichtspalt durchgeführt.

#### **1.1 Manschettendichtungen aus PTFE-Compound**

Manschettendichtungen aus PTFE-Compound (Polytetrafluorethylen) werden zur Abdichtung von drucklos überfluteten oder bespritzten Wellendurchtrittsstellen an Gehäusen eingesetzt. Im Gegensatz zu Radial-Wellendichtringen besteht bei PTFE-Manschetten bislang kein aktiver Rückfördermechanismus. Das Austreten von Fluid wird bei der klassischen glatten PTFE-Manschettenform stark gedrosselt, jedoch nicht vollständig verhindert. Um das Rückfördern ausgetretenen Fluides bei Anwendungen mit einer Wellendrehrichtung zu gewährleisten, werden PTFE-Manschetten mit Spirarille eingesetzt. Hierbei wird auf der Wellenseite des Dichtrings eine Spirarille eingeschnitten bzw. eingeprägt. Eine umfassende Analyse der Funktionsweise mit Erweiterung der Einsatzgrenzen von PTFE-Manschetten mit Spirarille wurde von BAUER durchgeführt [1]. Eine Weiterentwicklung für den Einsatz in beide Drehrichtungen der Welle stellen die PTFE-Manschetten mit bidirektionalen Rückförderstrukturen dar, entstanden am Institut für Maschinenelemente an der Universität Stuttgart [2], [3]. Der prinzipielle Aufbau einer solchen Manschette ist im Bild 1 dargestellt. Eine 3D-Detailansicht der realen PTFE-Manschette ist im Bild 2 zu sehen.

Die Funktionsweise von PTFE-Manschetten mit bidirektionalen Rückförderstrukturen wurde von GÖLZ umfassend beschrieben [4]. Zwei geschlossene Ringe hindern im Stillstand das Fluid am Austreten. Tritt im dynamischen Zustand Fluid von der

Ölseite aus, gelangt es zwischen die beiden geschlossenen Ringe und wird von der Welle mitgeschleppt. Das Fluid wird an den schräg angeordneten Rückförderstrukturen umgelenkt und in einen doppelt konvergenten Spalt befördert. Durch den entstehenden Staudruck am Ende der Rückförderstruktur kann Fluid über den ölseitigen Ring zurück in den Ölraum gefördert werden [4]. Für die bessere Anlage der Rückförderstrukturen an die Welle im montierten Zustand wird auf die Ölseite der Manschette eine Rillierung angebracht.

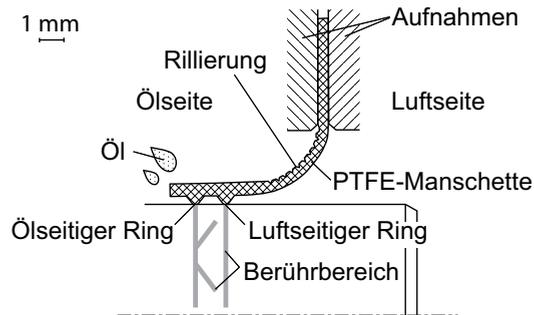


Bild 1: Manschettendichtung mit Rückförderstrukturen

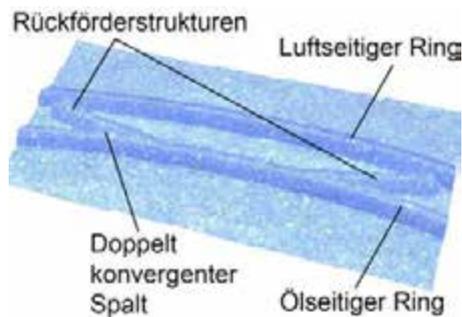


Bild 2: Realer Detailausschnitt der PTFE-Manschette in 3D-Darstellung

Trotz des substantiellen Erkenntnisfortschrittes bei der Untersuchung der Funktionsweise von PTFE-Manschetten mit bidirektionalen Rückförderstrukturen, sind die Vorgänge im Dichtspalt noch nicht vollständig bekannt. Ein wichtiger Aspekt der Funktionsweise stellt der Spalthöhenverlauf unter dem ölseitigen Ring im dynamischen Betrieb dar, welcher Rückschlüsse auf das Rückfördervermögen der PTFE-Manschette gibt.

## 1.2 Elastohydrodynamik

Die EHD beschreibt Schmierfilme, welche sich infolge einer Schlepplströmung in sich verengende Spalten ausbilden. Der Druckaufbau in Spaltströmungen kann mit Hilfe der REYNOLDS-Gleichung beschrieben werden [5]. Bei einer vollständig ausgebildeten Spaltströmung stellt sich ein Gleichgewicht zwischen äußerer auf die Spaltwände wirkender Last und dem hydrodynamischen Fluidruck ein. Ist der Flüssigkeitsdruck lokal niedriger als die äußere Last kommt es zur Berührung der Spaltwände und damit zu einem Misch- bzw. Grenzreibungszustand im tribologischen System. Die Gesamtpressung  $p$  im Dichtkontakt setzt sich im allgemeinen Fall mit Mischreibung aus dem hydrodynamischen Druck  $p_h$  und der Pressung im Festkörperkontakt  $p_k$  zusammen

$$p = p_h + p_k. \quad (1)$$

Dem Funktionsmechanismus von PTFE-Manschetten liegen elastohydrodynamische Effekte zwischen den bidirektionalen Rückförderstrukturen und der Strömung im Dichtspalt zugrunde. Mit Hilfe von EHD-Simulationen kann der Spaltverlauf des Dichtsystems analysiert werden. Für die EHD-Simulation ist eine geeignete Modellierung der Strömung im Dichtspalt, der Nachgiebigkeit der Spaltwände sowie des Festkörperkontaktes erforderlich.

Für die Lösung der REYNOLDS-Gleichung kann die Methode der Finite-Differenzen (FDM), der Finite-Elemente (FEM), oder der Finite-Volumen (FVM) herangezogen werden [6]. Die FDM ist die älteste Methode und nutzt die Differentialform bzw. starke Formulierung des zu lösenden Problems. Die FDM verwendet reguläre Netze und stellt hohe Stetigkeitsanforderungen an der Lösung des Problems [7]. Die FEM hingegen geht von der Integralform bzw. der schwachen Formulierung des Differentialgleichungsproblems aus und ist in Bezug auf mögliche Netztopologie deutlich flexibler als die FDM. Anders als bei der FDM ist die Implementierung der FEM komplizierter. Die FVM ist die jüngste von allen drei numerischen Methoden und behandelt ebenso die Integralform des Problems. Ein großer Vorteil der FVM ist die automatische Erfüllung der Kontinuitätsgleichung durch das Kontrollvolumen. Aus dem Grund und wegen der vergleichsweise einfachen numerischen Implementierung, wird in diesem Beitrag ein FVM-Ansatz nach PATANKAR für die Diskretisierung der REYNOLDS-Gleichung verwendet [8].

Die Nachgiebigkeit der Spaltwände wird in EHD-Berechnungen üblicherweise durch eine sogenannte Nachgiebigkeits- bzw. Einflussmatrix  $C$  definiert. Diese stellt den Zusammenhang zwischen den einzelnen diskreten Druckänderungen  $\Delta p$  und Verschiebungen  $\Delta h$  im Berechnungsgebiet her

$$\Delta h = C \Delta p. \quad (2)$$

Die Nachgiebigkeitsmatrix kann mit Hilfe von einzelnen FE-Struktursimulationen anhand eines 3D-Geometriemodells der PTFE-Manschette bestimmt werden [9]. Diese Methode ist jedoch mit einem erheblichen numerischen Aufwand verbunden. Die Einflussmatrix kann alternativ mit Hilfe einer direkten Randelementmethode (REM) bestimmt werden, welche nur die nachgiebige Oberfläche diskretisiert. Die Oberfläche wird dabei als elastischer Halbraum modelliert [10], [11]. Nach BARTEL gilt, dass die Halbraummethode anstelle der FEM eingesetzt werden kann, wenn die lokalen

Verformungen deutlich geringer als die Bauteilabmessungen sind [5]. Dies ist bei der PTFE-Manschette erfüllt.

Für die Berechnung des Druckes beim elastischen Kontakt rauer Oberflächen wird häufig das GREENWOOD-WILLIAMSON-Modell eingesetzt [12]. Das Modell beruht auf der Annahme eines gleichen Radius der Rauheitsspitzen bei einer stochastischen Höhenverteilung. Ein alternatives Modell, welches imstande ist, die Rauheit deterministisch zu berücksichtigen, basiert auf der Beziehung aus Gl. (2) in der inversen Form [13]. Ausgehend von einer Überdeckung beider Oberflächen kann mit Hilfe von Gl. (2) die Druckverteilung berechnet werden. Unter Bedingung positiver Kontaktdrücke, kann die reale Kontaktfläche durch einen *Active-Set*-Algorithmus iterativ bestimmt werden. Bereiche negativer Kontaktdrücke werden dabei sukzessiv aus dem Berechnungsgebiet herausgenommen.

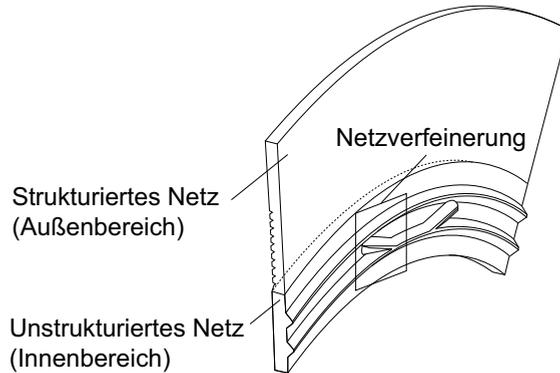
Ein wesentlicher Bestandteil der EHD-Simulation ist die systematische Kopplung zwischen Strömungs-, Spalthöhen- und Kontaktberechnung. Beispielschemata hierfür können in [14] und [15] gefunden werden. Ausgehend von einer Anfangsspalthöhe wird das Berechnungsgebiet in einen fluid- und einen kontaktmechanischen Bereich unterteilt. Der hydrodynamische Druck  $p_h$  sowie der Kontaktdruck  $p_k$  werden berechnet und mit dem Gesamtdruck  $p$  aus einer vorgeschalteten FE-Montagesimulation nach Gl. (1) verglichen. Aus der Druckdifferenz  $p$  entlang des Berührungsbereichs der Rückförderstrukturen mit der Welle wird nach Gl. (2) die Spalthöhenanpassung  $\Delta h$  ermittelt. Die Simulation konvergiert für eine Druckdifferenz unterhalb eines vorgegebenen Konvergenzkriteriums.

## 2 Modellbildung

Die wesentlichen Bestandteile der EHD-Simulation sind die Berechnung der statischen Pressung, der hydrodynamischen Druckverteilung sowie des Kontaktdruckes für gegebene Strömungs- und Kontaktbereiche sowie die Spalthöhenanpassung als Kopplung von Fluid- und Struktursimulation.

### 2.1 Montagesimulation

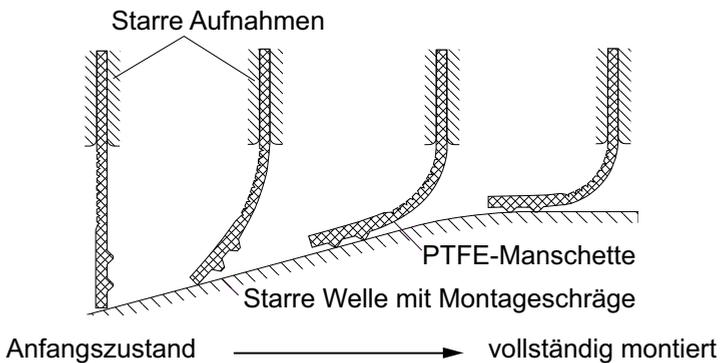
Bei der FE-Montagesimulation wird die PTFE-Manschette quasistatisch über eine  $15^\circ$ -Einfuhrschräge auf die Welle aufgestülpt. Das Geometriemodell basiert auf der von GÖLZ untersuchten PTFE-Manschette mit acht bidirektionalen Rückförderstrukturen auf dem Umfang und einem Nenndurchmesser der Welle von  $d = 80$  mm [4]. Aufgrund der Symmetrie der Rückförderstrukturen ist für das Geometriemodell ein Achtelschnitt der PTFE-Manschette ausreichend, Bild 3.



**Bild 3: FE-Geometriemodell der PTFE-Manschette [16]**

Der äußere Bereich wird zwecks einer besseren Netzqualität mit einem strukturierten Tetraedernetz diskretisiert, während der Bereich nahe dem Innendurchmesser aufgrund der komplexen Gestalt unstrukturiert vernetzt wird. Die Dichtringaufnahmen und die Welle mit Einfuhrschräge werden als starre Körper modelliert, Bild 4.

Das PTFE-Compound wird durch ein elastisch-plastisches isotropes Materialgesetz mit Fließkriterium nach VON MISES und unter Einbeziehung der Fließkurve aus einem quasistatischen Zugversuch charakterisiert.



**Bild 4: Ablauf der Montagesimulation**

Die Netzgenerierung wird in HyperMesh v13.0 durchgeführt, während für das *Pre-processing*, *Solving* und *Postprocessing* MSC Marc Mentat 2014.2.0 zum Einsatz kommt. Als Gleichungslöser wird das NEWTON-RAPHSON-Verfahren eingesetzt. Geometrienichtlinearität wird berücksichtigt. Der Kontaktalgorithmus ist *node-to-segment*.

## 2.2 Strömung im Dichtspalt

Der hydrodynamische Fluiddruck wird anhand der REYNOLDS-Differentialgleichung in der klassischen Form für den stationären isothermen Fall

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( h^3 \frac{\partial p_h}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( h^3 \frac{\partial p_h}{\partial y} \right) = 6\eta u \frac{\partial h}{\partial x} \quad (3)$$

unter der Annahme eines NEWTON'schen Fluides, isotroper Viskosität und konstanter Dichte über die Spalthöhe berechnet. In Gl. (3) kennzeichnen die  $x$ - und  $y$ -Koordinaten jeweils die Umfangs- und Axialrichtung. Die dynamische Ölviskosität ist  $\eta = 2,48 \cdot 10^{-2}$  Pa·s. Die beiden Oberflächen bewegen sich mit der Geschwindigkeit  $u = \pi n d$  relativ zueinander. Der Durchmesser der Welle beträgt  $d = 80$  mm, die Drehzahl  $n$  wird variiert. Um numerische Probleme durch die zahlenmäßige Unterschiede einzelner Variablen zu vermeiden, wird Gl. (3) mit

$$\bar{x} = \frac{x}{L} \quad \bar{y} = \frac{y}{B} \quad \bar{p} = \frac{p}{p_r} \quad \bar{h} = \frac{h}{h_r} \quad \lambda = \frac{L}{B} \quad \gamma = \frac{6\eta u L}{h_r^2 p_r} \quad (4)$$

entdimensioniert. Die Skalierungsfaktoren hängen dabei allgemein von der Problemstellung ab. Es wird der Referenzdruck  $p_r = 1$  MPa sowie die Referenzspalthöhe  $h_r = 1$  m definiert. Die  $x$ - und  $y$ -Koordinate wird über der Länge  $L$  und Breite  $B$  des Berechnungsgebietes normiert.

Gl. (3) wird auf einem gleichmäßigen Netz aus Knoten und Elementen mit Hilfe eines Finite-Volumen-Verfahrens in einzelne Kontrollvolumen nach Bild 5 diskretisiert. Die Grenzen zwischen zwei Kontrollvolumen sind Integrationspunkte für die Flussbilanzierung durch das Kontrollvolumen. Nach Integration der einzelnen Terme aus Gl. (3) über das Kontrollvolumen ergibt sich mit den Koeffizienten

$$a_O = \frac{2 \bar{h}_O^3 \bar{h}_P^3 \lambda^2 \Delta \bar{x}}{\bar{h}_O^3 + \bar{h}_P^3} \frac{\Delta \bar{y}}{\Delta \bar{y}} \quad a_N = \frac{2 \bar{h}_N^3 \bar{h}_P^3 \Delta \bar{y}}{\bar{h}_N^3 + \bar{h}_P^3} \frac{\Delta \bar{x}}{\Delta \bar{x}} \quad (5)$$

$$a_W = \frac{2 \bar{h}_W^3 \bar{h}_P^3 \lambda^2 \Delta \bar{x}}{\bar{h}_W^3 + \bar{h}_P^3} \frac{\Delta \bar{y}}{\Delta \bar{y}} \quad a_S = \frac{2 \bar{h}_S^3 \bar{h}_P^3 \Delta \bar{y}}{\bar{h}_S^3 + \bar{h}_P^3} \frac{\Delta \bar{x}}{\Delta \bar{x}} \quad (6)$$

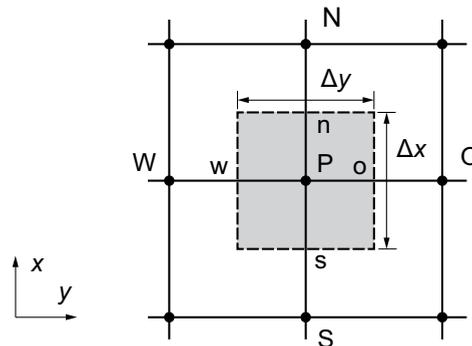
$$a_P = a_O + a_W + a_N + a_S \quad (7)$$

und dem Quellterm

$$s = \Delta \bar{y} \gamma \left( \frac{2 \bar{h}_N \bar{h}_P}{\bar{h}_N + \bar{h}_P} - \frac{2 \bar{h}_S \bar{h}_P}{\bar{h}_S + \bar{h}_P} \right) \quad (8)$$

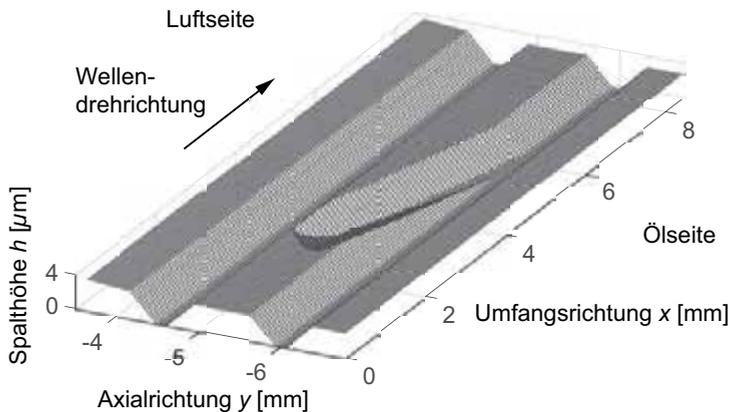
die diskretisierte REYNOLDS-Gleichung

$$a_P \bar{p}_P = a_O \bar{p}_O + a_W \bar{p}_W + a_N \bar{p}_N + a_S \bar{p}_S - s. \quad (9)$$



*Bild 5: Kontrollvolumen*

Das Berechnungsgebiet der EHD-Simulation ist ein abgewickelter Ausschnitt der PTFE-Manschette. Die Knotenkoordinaten des FE-Modells werden auf ein reguläres Netz mit  $n = 120$  Knoten in  $x$ - und  $y$ -Richtung interpoliert, Bild 6.



*Bild 6: Berechnungsgebiet der EHD-Simulation*

Die Oberfläche der PTFE-Manschette wird als ideal glatt angenommen. Somit wird in der Analyse lediglich die Makrohydrodynamik der Rückförderstrukturen ohne den mikrohydrodynamischen Einfluss der Oberflächenrauheit betrachtet. Das Berechnungsgebiet wird als komplett mit Öl gefüllt angenommen. In Umfangsrichtung wird eine zyklische Druckrandbedingung definiert, während auf der Öl- und Luftseite Umgebungsdruck anliegt. Für die Berücksichtigung von Kavitationseffekten wird die nicht masseerhaltende SWIFT-STEIBER-Randbedingung, auch REYNOLDS-Randbedingung genannt, aufgrund der vergleichsweise einfachen numerischen Implementierung verwendet [17]. Dabei werden bei der Berechnung des Fluidrucks in jeder Iteration die negativen Drücke zu Null gesetzt. Die SWIFT-STEIBER-Randbedingung stellt eine realitätsnähere Abbildung der Kavitation im Vergleich zur GÜMBEL-Randbedingung dar. Bei dieser wird der Bereich negativer Drücke nach der Berechnung abgeschnitten, wodurch der Übergang vom Fluid- zum Kavitationsgebiet unstetig ist.

Bei der iterativen Druckberechnung in der Strömungssimulation wird der Unterrelaxationsfaktor  $\alpha = 0,2$  eingesetzt.

### 2.3 Festkörperkontakt

Die BOUSSINESQ-Potentialgleichung für den Druck  $p$  an der Stelle  $r = (x', y')$  in Abhängigkeit der Verschiebung  $u$  bei  $q = (x, y)$  in einem elastischen Halbraum lautet

$$u(x, y) = \frac{1}{E'} \frac{p(x', y')}{((x' - x)^2 + (y' - y)^2)^{0,5}} \quad (10)$$

mit dem zusammengesetzten Elastizitätsmodul

$$\frac{1}{E'} = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \quad (11)$$

beider Oberflächen [10]. Der elastische Halbraum wird in  $m = 120^2$  regelmäßige Rechteckelemente diskretisiert und der Druckverlauf wird in stückweise konstante Bereiche unterteilt. Die Verschiebung an jedem Knoten ergibt sich durch Superposition der Deformationen aus jeder einzelnen Drucklast gewichtet mit dem Abstand zum Lastangriffspunkt. In diskreter Form lässt sich die Lösung durch den Zusammenhang zwischen Druck und Verschiebung nach LOVE ausdrücken

$$u_q = \sum_{q=1}^m C_{qr} p_r \quad (12)$$

mit der Einflussmatrix  $C_{qr}$  für den elastischen Halbraum [11].

Neben der Spalthöhenverschiebung  $\Delta h$  infolge der Druckbilanz nach Gl. (2) liefert Gl. (12) die Grundlage für die Berechnung des Kontaktdruckes  $p_k$  an den Berührstellen zwischen PTFE-Manschette und Welle. Hierfür wird ein Variationsprinzip nach TIAN und BHUSHAN verwendet, welches das Minimum der totalen potentiellen komplementären Energie berechnet [13]. Ausgehend von einer Anfangsüberdeckung  $u$  wird nach dem Zusammenhang

$$p_{i+1} = \begin{cases} -(L+D)^{-1} U p_i + (L+D)^{-1} u & \text{für } p \geq 0 \\ 0 & \text{für } p < 0 \end{cases} \quad (13)$$

die Druckverteilung iterativ berechnet. Die Verschiebung  $u$  entspricht der Überdeckung beider Oberflächen nach der Spalthöhenanpassung für  $h < 0$ . Die Variable  $i$  kennzeichnet die Iterationsnummer. Die Einflussmatrix  $C$  wird in eine untere und obere Dreiecksmatrix  $L$  und  $U$  sowie die Diagonalmatrix  $D$

$$C = L + D + U \quad (14)$$

zerlegt. Durch die elastischen Wechselwirkungen zwischen den einzelnen Kontaktbereichen ist die reale Kontaktfläche kleiner als die anfangs berechneten Fläche nach der Starrkörperverschiebung. Unter der Bedingung positiver Drücke im Kontaktbereich werden über einen *Active-Set*-Algorithmus die Stellen mit negativen Drücken sukzessiv aus der Berechnung herausgenommen. Die reale Kontaktfläche ist ermittelt, wenn nach Gl. (13) sich keine negativen Drücke mehr ergeben.

Es wird für die Oberflächen ein linear-elastisches Werkstoffmodell verwendet. Das E-Modul beträgt  $E = 265 \text{ MPa}$  und wird aus der Fließkurve für die Montagesimulation übernommen. Die Querkontraktionszahl ist  $\nu = 0,4$ .

## 2.4 Fluid-Struktur-Interaktion

Der Ablauf der EHD-Simulation ist schematisch in Bild 7 dargestellt. Ausgehend von einer Anfangsspalthöhe wird das Berechnungsgebiet in einen hydrodynamischen Bereich und einen Kontaktbereich unterteilt. Im hydrodynamischen Bereich wird der Fluiddruck anhand der stationären REYNOLDS-Gleichung und mit Hilfe des Finite-Volumen-Ansatzes iterativ berechnet. Im Kontaktgebiet wird der Kontaktdruck aus der negativen Spalthöhe mittels des Variationsprinzips für die Minimierung der totalen potentiellen komplementären Energie zweier kontaktierender Oberflächen ermittelt [13]. Der hydrodynamische Druck  $p_h$  und der Kontaktdruck  $p_k$  werden mit der Gesamtpressung  $p$  aus der FE-Montagesimulation für die Dichtzone nach Gl. (1) bilanziert. Aus der Druckdifferenz  $\Delta p$  und der Einflussmatrix  $C$  wird der Vektor  $\Delta h$  für die Spalthöhenanpassung bestimmt.

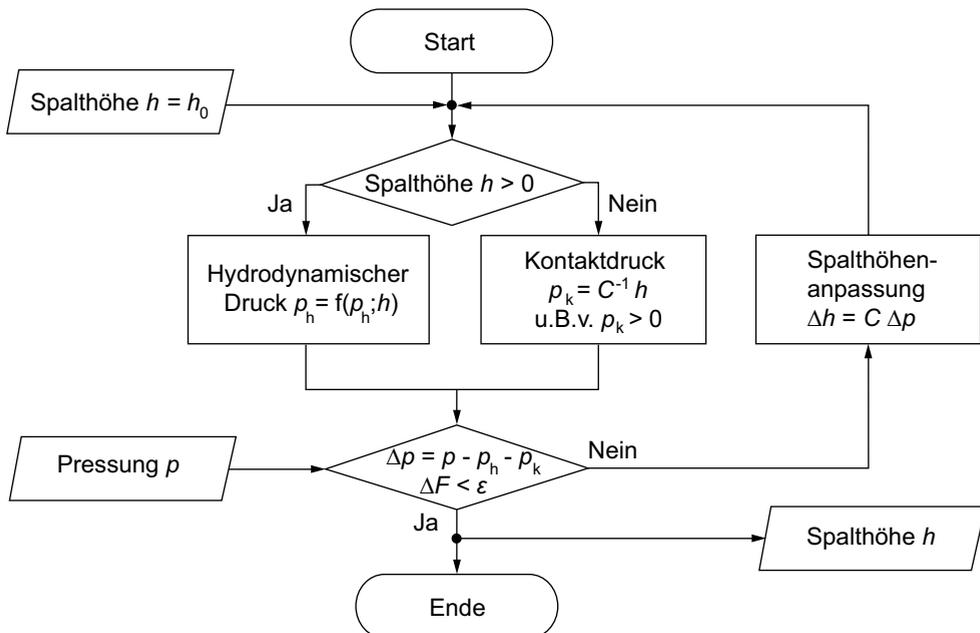


Bild 7: Ablauf der EHD-Simulation

Die Konvergenz wird erreicht, wenn die Residuumkraft  $\Delta F$ , d. h. die Differenz zwischen spaltöffnenden und spaltschließenden Drücken unter Berücksichtigung der jeweiligen Wirkfläche, kleiner als ein vorgegebenes Konvergenzkriterium  $\varepsilon$  wird

$$\Delta F = pA - p_h A_h - p_k A_k < \varepsilon. \quad (15)$$

Stellen mit einer Spalthöhen  $h < 1 \mu\text{m}$  werden aus dem Fluidgebiet herausgenommen und dem Kontaktgebiet zugefügt. Auf die Druckdifferenz  $\Delta p$  wird für die Spalthöhenanpassung  $\Delta h$  ein 5x5-Median-Filter angewendet. Als Anfangsbedingung wird eine konstante Spalthöhe von  $h_0 = 7 \mu\text{m}$  angenommen. Für die Spalthöhenanpassung wird ein Unterrelaxationsfaktor  $\xi = 1 \cdot 10^{-3} \dots 2 \cdot 10^{-2}$  abhängig von der Drehzahl  $n$  verwendet.

### 3 Ergebnisdiskussion

Die Druckverteilung sowie der prinzipielle Spalthöhenverlauf werden für eine ausgewählte Drehzahl näher betrachtet. Anschließend wird der engste Spaltquerschnitt zwischen dem ölseitigen Ring und der Welle für verschiedene Drehzahlen dargestellt und verglichen.

#### 3.1 Spalthöhenprofil

Das Simulationsergebnis für den hydrodynamischen und den Kontaktdruckanteil sowie für den Gesamtdruck bei einer Drehzahl von  $n = 100 \text{ min}^{-1}$  ist in Bild 8 dargestellt. Das obere Konturplot veranschaulicht die Pressung, die in der Montagesimulation ermittelt wird. Diese wird auf das EHD-Rechengebiet interpoliert und mit einem 5x5-Medianfilter geglättet. Aus Bild 8 ist deutlich erkennbar, dass in der FEM-Simulation lediglich die Pressung unmittelbar in dem Berührbereich der Rückförderstrukturen mit der Welle ermittelt werden kann. Aus diesem Grund kann in den Zwischenbereichen keine Druckbilanzierung stattfinden, obwohl an diesen Stellen in der Strömungsberechnung ein hydrodynamischer Druck ermittelt wird, Bild 8 unteres Konturplot. Es wird nur der lokale Anteil vom hydrodynamischen Druck in der Spalthöhenanpassung berücksichtigt, welcher in der Dichtzone zwischen Welle und Rückförderstrukturen wirkt. Das mittlere Konturplot veranschaulicht die reale Kontaktfläche entlang des ölseitigen geschlossenen Ringes mit dem zugehörigen Kontaktdruck. Der Vergleich der drei Konturplots zeigt eine gute quantitative Übereinstimmung zwischen dem vorgegebenen Gesamtdruck und der Summe aus dem hydrodynamischen und dem kontaktmechanischen Druckanteil. Als Konvergenzkriterium wird an dieser Stelle die Differenz zwischen der spaltöffnenden und der spaltschließenden Kraft bei der Druckbilanzierung verwendet. Die Obergrenze für das Kraftresiduum  $\varepsilon$  liegt bei 5 % der in der Montagesimulation berechneten Radialkraft für den untersuchten Ausschnitt der Manschette.

Um die Konvergenz bei der Spalthöhenanpassung zu stabilisieren, wird ein niedriger Relaxationsfaktor bzw. eine höhere Dämpfung der Konvergenzrate eingesetzt.

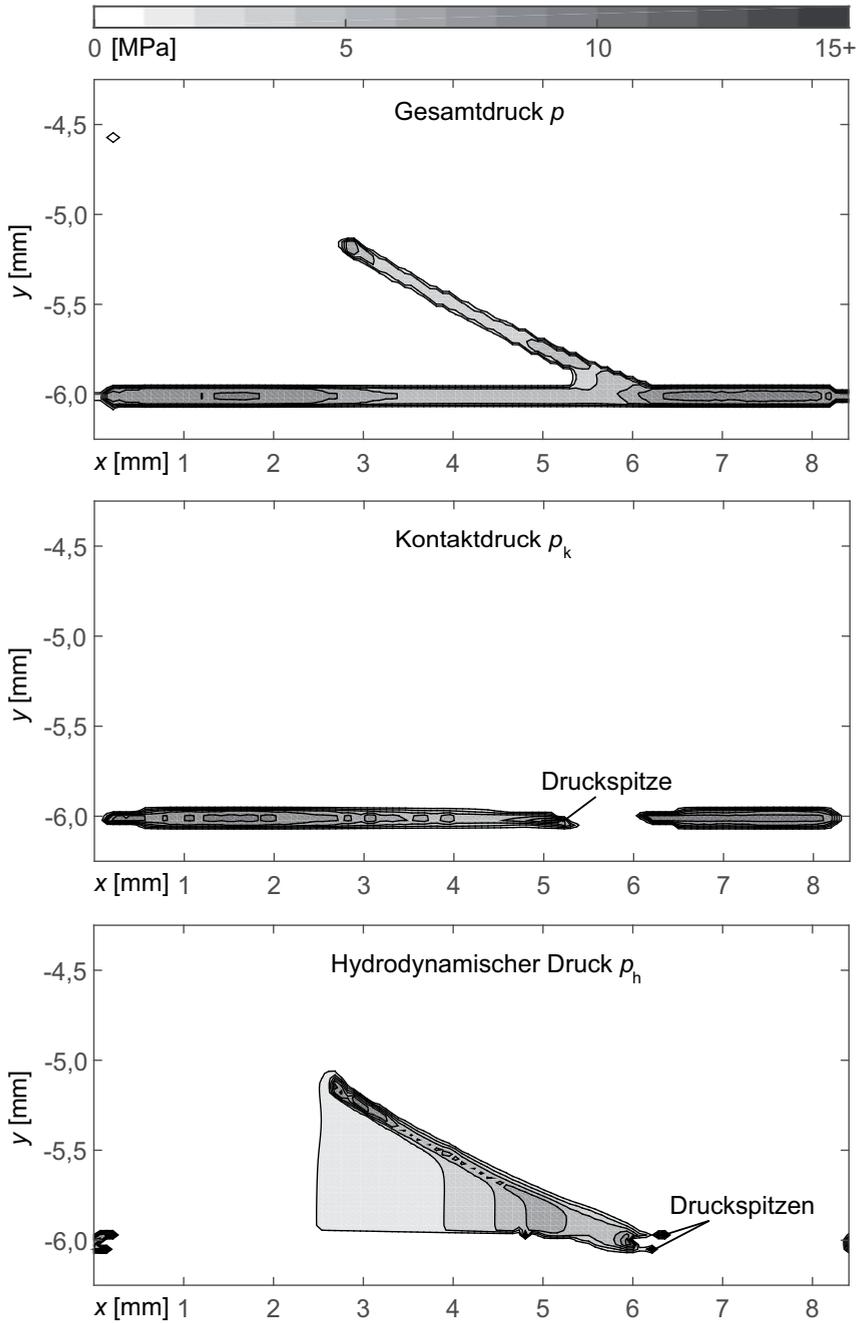


Bild 8: Druckverläufe für  $n = 100 \text{ min}^{-1}$

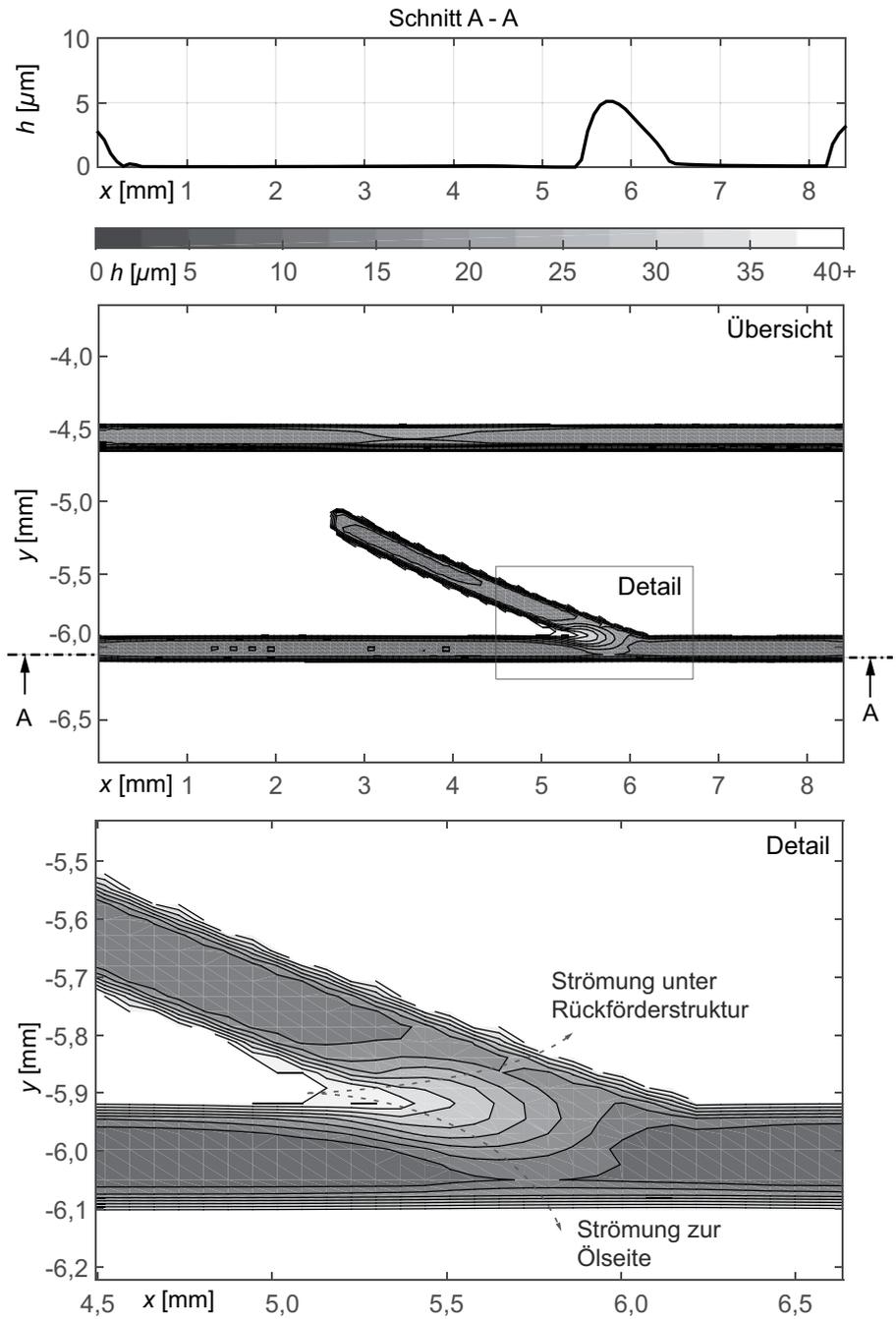


Bild 9: Spalthöhenprofil für  $n = 100 \text{ min}^{-1}$

Eine wesentliche Schwierigkeit bei der Implementierung der EHD-Simulation mit Mischreibungseffekten ist das Fehlen einer geschlossenen physikalischen Beschreibung für den Übergang zwischen Flüssigkeits- und Mischreibung [18]. Aufgrund der getrennten Behandlung von fluid- und kontaktmechanischen Effekten bilden sich an der Grenze zwischen den beiden Gebieten am Ende des doppelt konvergenten Spaltes lokal hohe Druckspitzen mit entgegengesetzter Wirkrichtung, welche nicht vollständig ausgeglichen werden, Bild 8.

Bild 9 stellt das Spalthöhenprofil für die Drehzahl  $n = 100 \text{ min}^{-1}$  dar. Aus der Übersichtsdarstellung ist erkennbar, dass durch den Schleppdruck in dem doppelt konvergenten Spalt die Rückförderstruktur lokal entlastet wird. Ein Teil des Fluides kann unterhalb der Struktur durchströmen. Aufgrund des Druckbergs am Ende des konvergenten Spaltes wird ebenso der ölseitige geschlossene Ring angehoben, Bild 9, Detailansicht. Somit kann ein weiterer Teil des Fluides zur Ölseite hin strömen.

Aufgrund der geringen statischen Anpressung des luftseitigen geschlossenen Ringes an der Welle in der Montagesimulation tritt am luftseitigen Ring in der EHD-Simulation kein Festkörperkontakt auf. Die unterbrochene Pressung ist bedingt durch die lokal erhöhte Steifigkeit der PTFE-Manschette im Bereich der Rückförderstruktur und die somit schlechtere Anpassung an die Wellenoberfläche [16].

Das obere Diagramm in Bild 9 veranschaulicht den förderrelevanten engsten Querschnitt A-A des Spalthöhenprofils in Umfangsrichtung zwischen dem ölseitigen Ring und der Welle. Die Spaltform in  $x$ -Richtung wird durch einen steilen Anstieg und einen flachen Auslauf charakterisiert. Die maximale Spalthöhe für die Drehzahl  $n = 100 \text{ min}^{-1}$  beträgt  $h_{\max} = 5 \mu\text{m}$ .

### 3.2 Spaltquerschnitt in Abhängigkeit der Drehzahl

Bild 10 veranschaulicht die Spalthöhenverläufe im engsten Querschnitt zwischen dem ölseitigen Ring und der Welle für drei verschiedene Drehzahlen. Die Stelle der maximalen Spalthöhe verschiebt sich dabei mit steigender Drehzahl von der Spitze des doppelt konvergenten Spaltes weg. Des Weiteren nimmt der Spalt zunehmend einen welligen Verlauf an. Die absolute Spalthöhe wird dabei tendenziell überschätzt, da das Halbraummodell für verteilte Lasten vergleichsweise hohe Verschiebungen im Vergleich zu Nachgiebigkeitsmatrizen basierend auf der FEM liefert [9]. Bild 11 zeigt einen linearen Anstieg des minimalen Spaltquerschnitts für kleine Drehzahlen, welcher ab  $n = 700 \text{ min}^{-1}$  abflacht.

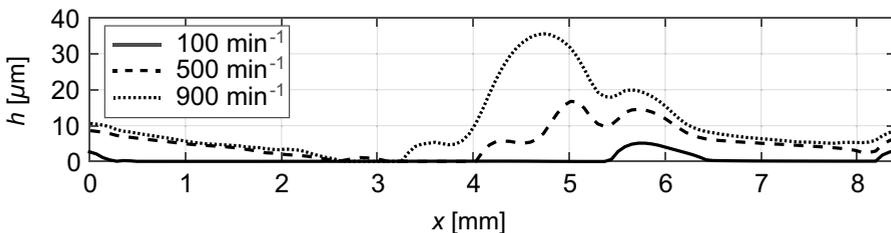


Bild 10: Spalthöhenprofil im engsten Querschnitt in Abhängigkeit der Drehzahl

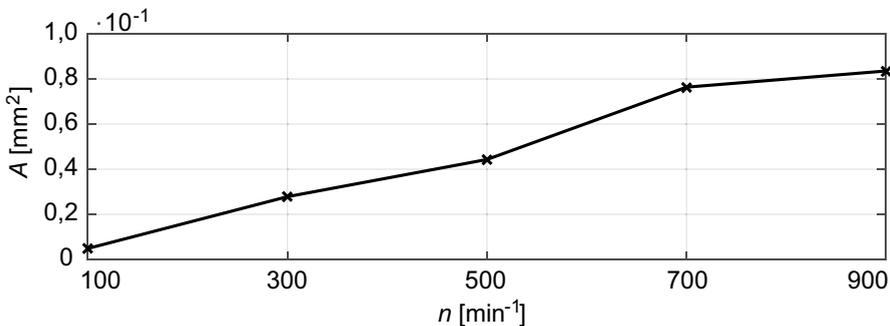


Bild 11: Engster Spaltquerschnitt in Abhängigkeit der Drehzahl

#### 4 Zusammenfassung und Ausblick

In diesem Beitrag wird ein EHD-Modell mit Mischreibungseffekten für die Analyse der Fluid-Struktur-Interaktion im Dichtkontakt zwischen PTFE-Manschette und Welle vorgestellt. Anhand einer PTFE-Manschette mit bidirektionalen Rückförderstrukturen wird exemplarisch die charakteristische Spalthöhenform im dynamischen Zustand für eine Drehzahl beschrieben. Das Ergebnis bekräftigt den von GÖLZ beschriebenen Funktionsmechanismus [4]: durch den Schleppdruck an der Rückförderstruktur wird der ölseitige Ring am Ende des doppelt konvergenten Spaltes lokal angehoben, wodurch Fluid aus dem doppelt konvergenten Spalt unter den geschlossenen Ring hindurch zur Ölseite strömen kann. Der minimale Spaltquerschnitt unterhalb des ölseitigen Ringes, welcher für das Rückfördervermögen relevant ist, wird für verschiedene Drehzahlen ermittelt und verglichen. Der engste Querschnitt steigt mit zunehmender Drehzahl degressiv an.

In weiterführenden Arbeiten gilt es, das vorgestellte Modell im Vergleich mit experimentellen Ergebnissen zum Fördervermögen zu validieren. Abhängig von der Genauigkeit der berechneten Werte, kann das Simulationsmodell erweitert werden. Ein Aspekt ist die Simulation von Mikrohydrodynamik-Effekten durch die Berücksichtigung der Oberflächenrauheit von der PTFE-Manschette und der Welle. Ein weiterer Aspekt ist die Einführung eines elastisch-plastischen Materialmodells. Ebenso kann die Temperaturabhängigkeit von Fluideigenschaften wie die Dichte und die Viskosität berücksichtigt werden.

Das vorgestellte Simulationsmodell bietet die Grundlage für die effiziente Optimierung der Gestalt der Rückförderstrukturen, um eine bessere dynamische Dichtwirkung von PTFE-Manschetten zu gewährleisten.

#### 5 Danksagung

Diese Arbeit wird von der Deutschen Forschungsgemeinschaft (DFG) im Rahmen des Forschungsprojekts HA 2251/28-1 „Untersuchung der Funktionsmechanismen von Manschettendichtungen aus PTFE-Compounds“ gefördert.

## 6 Literaturverzeichnis

- [1] Bauer, F.: „PTFE-Manschettendichtungen mit Spiralrille – Analyse, Funktionsweise und Erweiterung der Einsatzgrenzen“, Dissertation, Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart, 2008.
- [2] Gölz, J.; Bauer, F.; Haas, W.: „PTFE Lip-Seals with Bi-directional Sealing Aids“, 18th International Colloquium Tribology, Ostfildern-Nellingen, 10.-12. Januar 2012, Book of Synopses 2012, W. J. Bartz (Hrsg.) - TAE Esslingen.
- [3] Gölz, J.; Bauer, F.; Haas, W.: "The problem is solved – bidirectional PTFE lip seals“, 68th STLE Annual Meeting & Exhibition, Detroit, USA, 5.-9. Mai, 2013; Tagungs-CD.
- [4] Gölz, J.; Bauer, F.; Haas, W.: „Experimental Study on the Sealing Mechanism of Bidirectional PTFE Lip Seals“, Tribology Transactions, Taylor & Francis, Volume 57, Issue 5, 2014; S. 867-870.
- [5] Bartel, D.: „Simulation von Tribosystemen. Grundlagen und Anwendungen“, Vieweg Teubner Verlag Wiesbaden, 2010, S. 128.
- [6] Fillon, M. and Dobrica, M. B. „Solving thermohydrodynamic problems in sliding bearings: finite difference and finite volume methods. In Tribology research advances, Ed. J. P. Davim, Nova Publishers, New York, 2009, S. 1-31.
- [7] Peiró, J.; Sherwin, S.: „Finite Difference, Finite Element and Finite Volume Methods for Partial Differential Equations“, Sidney Yip (Hg.): Handbook of Materials Modeling. Dordrecht: Springer Netherlands, 2005, S. 2415–2446.
- [8] Patankar, Suhas V.: „Numerical heat transfer and fluid flow“, Washington, New York: Hemisphere Pub. Corp.; McGraw-Hill, 1980.
- [9] Dobrica, M. B.; Fillon, M.; Maspeyrot, P.: „Influence of Mixed-Lubrication and Rough Elastic-Plastic Contact on the Performance of Small Fluid Film Bearings, Tribology Transactions 51 (6), 2008, S. 699–717.
- [10] Boussinesq, J.: „Application des potentiels a l'étude de l'équilibre et du mouvement des solides élastiques“, Gauthier-Villars, Paris, 1885
- [11] Love, A. E. H.: „The Stress Produced in a Semi-Infinite Solid by Pressure on Part of the Boundary“, Philosophical Transactions of the Royal Society of London A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences 228 (659-669), 1929, S. 377-420.
- [12] Greenwood, J. A.; Williamson, J. B. P.: „Contact of Nominally Flat Surfaces“, Proceedings of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences 295 (1442), 1966, S. 300–319.
- [13] Tian, X.; Bhushan, B.: „A Numerical Three-Dimensional Model for the Contact of Rough Surfaces by Variational Principle“, Journal of Tribology 118, 1996, S. 33-42.
- [14] Shen, D.: „Deterministic Modeling of a Rotary Lip Seal with Microasperities on the Shaft Surface“: Georgia Institute of Technology, Dissertation, 2005.

- [15] Lagemann, V.: „Numerische Verfahren zur tribologischen Charakterisierung bearbeitungsbedingter rauher Oberflächen bei Mikrohydrodynamik und Mischreibung“, Fortschrittsberichte Strukturanalyse und Tribologie, Bericht 13, 2000.
- [16] Dakov, N; Bauer, F.; Haas, W.: „Submodellansatz für die effiziente Analyse des Anlageverhaltens von Manschettendichtungen aus PTFE-Compound mit Rückförderstrukturen“; NAFEMS DACH Regionalkonferenz 2016, Bamberg, 25.-27. April 2016, S. 202-205.
- [17] Hamrock, B. J.: „Fundamentals of fluid film lubrication“, New York: McGraw-Hill, 1994, S. 86.
- [18] Morales-Espejel, G. E.: „Surface roughness effects in elastohydrodynamic lubrication: A review with contributions. “, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology 228 (11), 2014, S. 1217–1242.