

Untersuchung der instationären Gleitlagerströmung

Investigation of the transient flow in journal bearings

**Matthias Nobis¹, Peter Reinke¹, Marcus Schmidt¹, Marcel Redlich¹
Christoph Egbers², Nicoleta Herzog², Paul Gorenz², Andreas Christl²**

¹ Westsächsische Hochschule Zwickau
Fakultät für Kraftfahrzeugtechnik
Postfach 20 10 37
D-08012 Zwickau

² Brandenburgische Technische Universität
Lehrstuhl für Aerodynamik und Strömungslehre
Siemens-Halske-Ring 16
D-03046 Cottbus

Hydrodynamisch geschmiertes Radialgleitlager, Gleitlagerströmung, LDA
Taylor, Couette, LDV, Journal Bearing

Zusammenfassung

In vielen bisherigen Gleitlageruntersuchungen wurde das Hauptaugenmerk auf die Druckverteilung im Schmierspalt gelegt. Aufgrund der räumlichen Enge im Spalt sind strömungstechnische Untersuchungen hinsichtlich der Geschwindigkeitsverteilung kaum realisierbar. In Anlehnung an ein reales Radialgleitlager wurde ein Gleitlagermodellprüfstand mit einer vergrößerten relativen Spaltweite entwickelt. Damit besteht die Möglichkeit, die Geschwindigkeitsverteilung der Strömung innerhalb des Schmierspalttes mittels laseroptischer Messtechnik zu erfassen. Hierbei wird die Vergleichbarkeit der Strömung durch die Einhaltung der Reynoldsähnlichkeit sichergestellt.

Bedingt durch eine gezielte Exzentrizität im System und durch eine über 180° umlaufende Nut ergibt sich mit der rotierenden Ölabbührbohrung eine ständige Änderung der Abströmbedingungen. Die Konsequenz ist ein sich periodisch ändernder Systemdruck mit Einfluss auf den Druck und Volumenstrom am Ein- bzw. Auslass. Die Geschwindigkeitsmessungen mithilfe eines getriggerten Laser-Doppler-Anemometers (LDA) erfolgen unter Berücksichtigung dieser instationären Randbedingungen an den Systemgrenzen. Im Rahmen des Beitrages werden der experimentelle Aufbau, die Durchführung der Untersuchungen und beispielhafte Ergebnisse vorgestellt. Begleitend zum Experiment wurden numerische Simulationen durchgeführt, deren Ergebnisse mit den experimentellen Daten verglichen werden.

Einleitung

Bei mehrzylindrigen Verbrennungsmotoren mit geschmiedeten oder gegossenen Kurbelwellen kommen an den Hauptlagerstellen der Kurbelwelle hydrodynamisch geschmierte Radialgleitlager zum Einsatz. Ein Kurbelwellenhauptlager ist gekennzeichnet durch eine Ölzuführbohrung, die in einer Nut in der Lagerschale mündet. Die Grundlage aller im Rahmen dieses Beitrages vorgestellten Untersuchungen ist die Geometrie der Lagerschale in Abb. 1. Zur Schmierung weiterer Lagerstellen befinden sich in der Kurbelwelle Ölabführbohrungen. Im engen Schmierspalt zwischen rotierender Welle und feststehender Lagerschale entstehen dreidimensionale, laminare Strömungsstrukturen. Die Ölabführung über die umlaufende Bohrung in der Kurbelwelle hat instationäre Strömungszustände zur Folge.

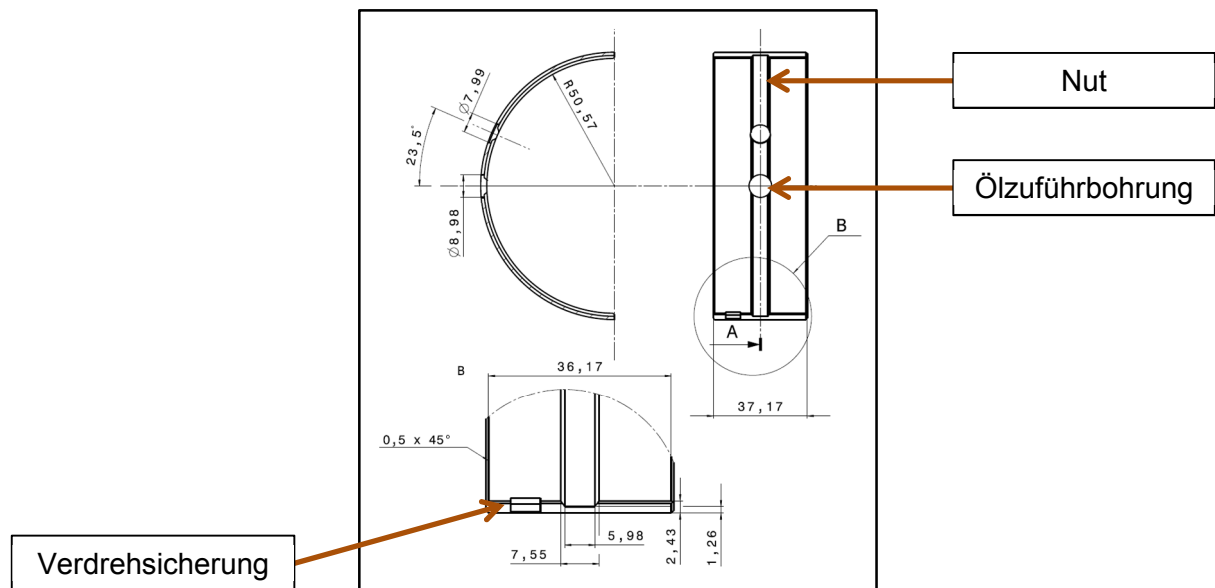


Abb. 1: Gleitlagerschale eines vierzylindrigen Verbrennungsmotors

Die experimentellen Untersuchungen sind ein Beitrag zur Entwicklung neuer numerischer Rechenalgorithmen. Das Ziel ist die Entwicklung eines Rechenprogrammes, welches in der Lage ist, die dreidimensionale Gleitlagerströmung im Schmierspalt korrekt abzubilden und Aussagen über das Vorhandensein lokaler Dampfdruckgebiete zulässt. Der Untersuchungsansatz sind Kavitationsschäden in Gleitlagern, deren Ursachen nicht hinreichend bekannt sind. Derzeitige kommerzielle Simulationsprogramme basieren auf einem zweidimensionalen Berechnungsansatz. Dabei bleibt die radiale Ausdehnung des Spaltes -die Spaltdicke- unberücksichtigt. Demnach kann beim Auftreten von lokalen Dampfblasen örtlich nicht zwischen Welle und Lagerschale unterschieden werden. Um konkrete Aussagen über die Ursachen von Dampfblasenbildung im Schmierspalt treffen zu können, muss das System folglich dreidimensional betrachtet werden.

Die Festlegung auf die in Abb. 1 gezeigte Lagerschalengeometrie basiert auf den experimentellen Versuchen von Wollfarth 1995. Unter Variation von Parametern wie z.B. Reynoldszahl, Lagerlast und zugeführter Ölmenge wurden unterschiedliche Paarungen aus Welle und Lagerschale hinsichtlich der Kavitationsneigung untersucht. Nur in wenigen Fällen war es möglich, reproduzierbar Kavitation in den Lagern zu erzeugen. Die Lagerschale in Abb. 1 weist eine Geometrieform auf, in der wiederholt Kavitation provoziert werden konnte.

Kenngrößen und Parameter des Modells

Abb. 2 zeigt einen schematischen Längs- und Querschnitt durch das Lagermodell. Der Winkel $\varphi = 0$ befindet sich definitionsgemäß im weitesten Spalt. Ausgehend vom weitesten Spalt besitzt die Ölzuführbohrung eine Winkellage φ_B . Ebenso wird die Messposition vom weitesten Spalt aus gehend durch eine Winkellage angegeben. Die Breite der Nut sowie die Durchmesser der Ölzuführ- und Ölauslassbohrung sind identisch. In den Gleichungen 1 bis 6 werden charakteristische Parameter definiert.

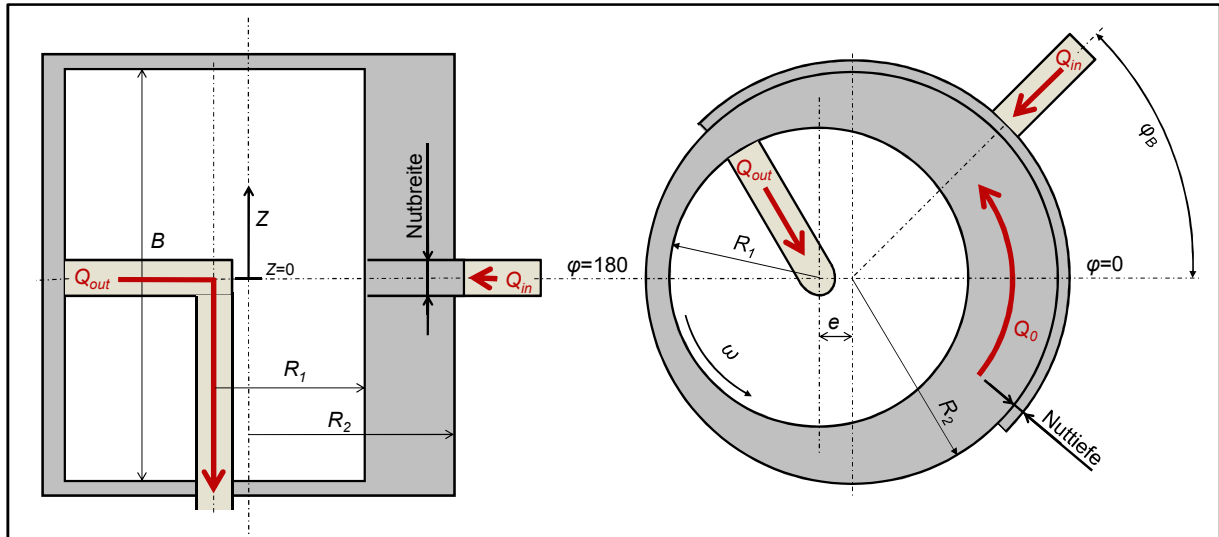


Abb. 2: Geometrische Kenngrößen

$$H_0 = R_2 - R_1 \quad (1) \quad U_1 = \omega \cdot R_1 \quad (4)$$

$$\psi = \frac{H_0}{R_1} \quad (2) \quad Re = \frac{H_0 \cdot R_1 \cdot \omega}{\nu} \quad (5)$$

$$\varepsilon = \frac{e}{H_0} \quad (3) \quad Q_0 = 0,5 \cdot B \cdot H_0 \cdot U_1 \quad (6)$$

Prüfstands Aufbau

Die geometrischen Eigenschaften der in Abb. 1 gezeigten Gleitlagerschale wurden im Maßstab 1:3 auf den Gleitlagermodellprüfstand übertragen. Dabei wurde vereinfachend die Ölversorgungsnut als rechteckiges Profil ohne Fasen ausgeführt. Zudem wurde auf die Nachbildung der Einkerbungen für die Sicherung gegen Verdrehen im Gehäuse verzichtet. Um einen optischen Zugang zum Schmier-spalt für das LDA zu schaffen, wurde die Spaltweite gegenüber dem originalen Gleitlager deutlich vergrößert. Am Prüfstand ist eine relative Spaltweite von $\psi \approx 2,5\%$ realisiert. Reale Gleitlager weisen hingegen eine relative Spaltweite von ca. $\psi \approx 0,1\%$ auf. Unter Einhaltung der Reynoldsähnlichkeit wird dennoch eine Analogie zur Strömung in einem realen Gleitlager sichergestellt. Die Ölversorgung des Gleitlagermodells wird über die Ölzuführbohrung im fest stehenden Außenzylinder realisiert. Die Ölabführung erfolgt über die Auslassbohrung im rotierenden Innenzylinder. Mithilfe einer hohlgebohrten Antriebswelle und einer Drehdurchführung erfolgt die Rückleitung des Öles zum Vorratsbehälter.

Im Kreislauf befinden sich zudem eine regelbare Pumpe, ein Regelventil und ein Ultraschall-Durchflussmesser zur genauen Bemessung der zugeführten Ölmenge (vgl. Abb. 3). Der Außenzylinder kann gegenüber dem Innenzylinder exzentrisch positioniert werden. Dabei wird dieser mittels Spannpratzen auf einem Drehtisch fixiert. Durch die Anordnung auf einem Drehtisch wird es möglich, Geschwindigkeitsmessung an unterschiedlichen Winkelpositionen durchzuführen, ohne das LDA auf einer Kreisbahn traversieren zu müssen. Die exakte radiale und axiale Positionierung des Messvolumens erfolgt mithilfe eines X-Y-Traversiersystems.

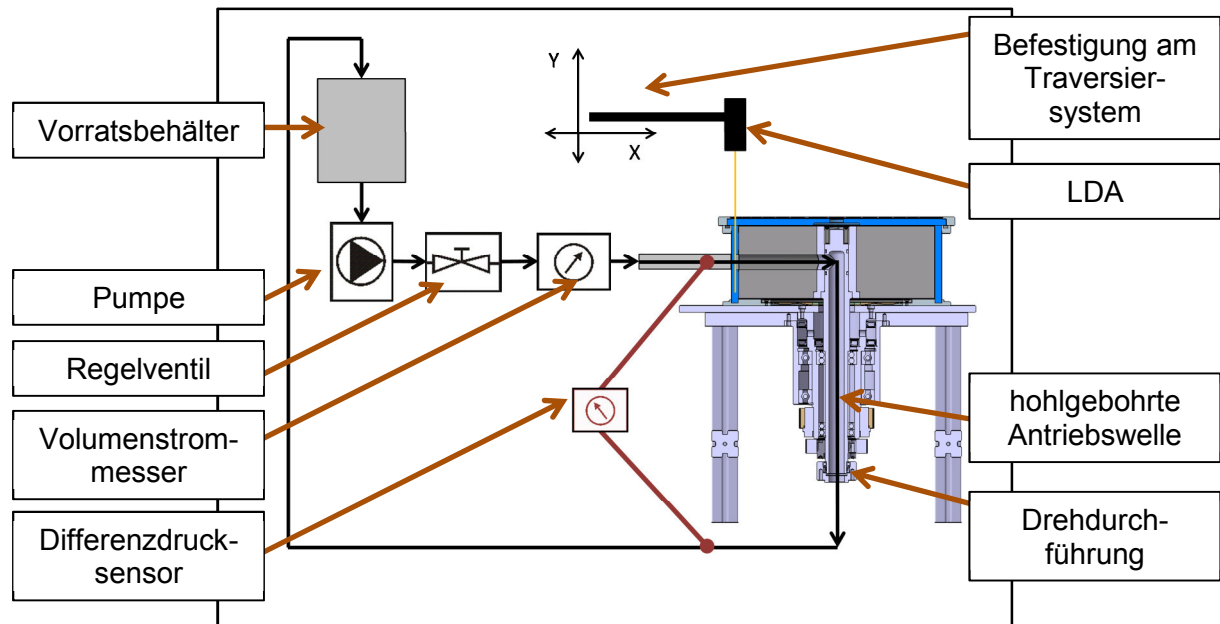


Abb. 3: Prüfstands Aufbau

Zur Aufnahme des Differenzdruckes zwischen Ein- und Auslass dient ein Differenzdrucksensor mit einem Messbereich von 0 mbar bis 250 mbar. Zur Bestimmung des eingestellten Volumenstromes kommt ein Ultraschall-Durchflussmesser mit einem Messbereich von 3 l/min bis 36 l/min zum Einsatz. Für die korrekte Zuordnung der aufgenommenen Messwerte zum Drehwinkel des Innenzylinders befindet sich an der Antriebseinheit des Prüfstandes eine Lichtschranke. Mit jeder Umdrehung generiert diese Lichtschranke bei einem Drehwinkel von 0° einen Impuls. Das Signal der Lichtschranke dient zum einen zur Herstellung des Winkelbezuges für Druckdifferenz und Volumenstrom und zum anderen als Resetimpuls für den Signalprozessor des LDA.

Wird das Messvolumen des LDA im Spalt positioniert, dann durchdringen die Strahlen ca. 10 mm Acrylglas und 57,5 mm Fluid. Bei Geschwindigkeitsmessungen in der Nut durchdringen die Strahlen 55,5 mm Acrylglas und 12 mm Fluid (vgl. Abb. 4). Die unterschiedlichen Brechungsindizes beider Medien verursachen eine Verschiebung des Messvolumens. Für die Geschwindigkeitsmessungen direkt in der Nut muss daher das LDA in axialer (vertikaler) Richtung traversiert werden, um dem geäderten Strahlengang Folge zu leisten. Alle Messungen werden im ersten Schritt in der Mittelebene des Systems $Z = 0$ (vgl. Abb. 2) durchgeführt.

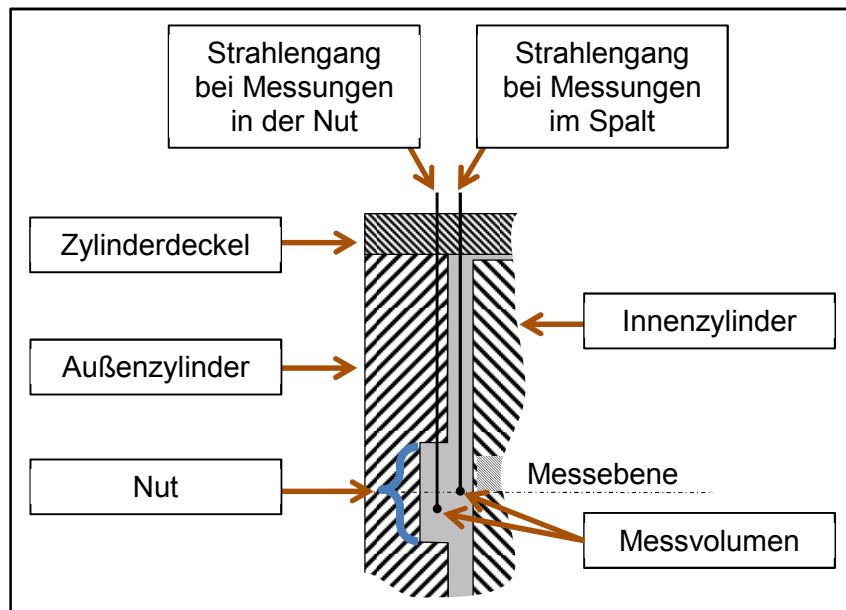


Abb. 4: Strahlengang bei Messungen in der Nut und Messungen im Spalt

Numerisches Modell

Die Strömungssimulationen wurden mit dem Programmpaket OpenFOAM durchgeführt. Der 3D-Code basiert auf der Finiten-Volumen-Methode und verwendet die dreidimensionalen, inkompressiblen Navier-Stokes-Gleichungen sowie die Massenbilanzgleichung. In Abb. 5 ist das numerische Rechengitter des Gleitlagermodells dargestellt. Durch den blockstrukturierten Aufbau wird ein nahezu orthogonales Netz im Zylinderspalt realisiert, welches mit eindeutigen Zellnachbarschaftsbeziehungen die Effizienz des numerischen Löser fördert. Für die Ölzuführ- sowie Ölabbührbohrung wird ein übliches Vernetzungsmuster (O-Netz) gewählt, welches eine optimale, wandadaptierte Netzstruktur aufweist.

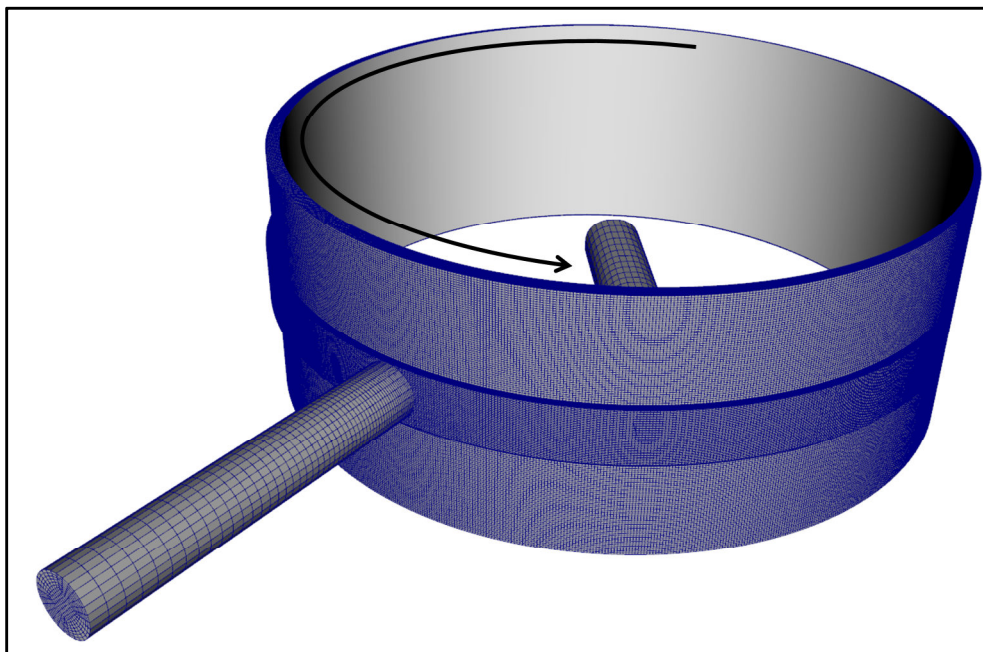


Abb. 5: Volumennetz des numerischen Modells

Ergebnisse der Untersuchungen

Bedingt durch das Abströmen des eingebrachten Fluides über die Bohrung im rotierenden Innenzylinder resultiert ein instationärer Betriebszustand. Dabei liegt nicht nur im eigentlichen Schmierpalt eine instationäre Strömung vor, sondern auch der Druck und Volumenstrom im peripheren Kreislauf unterliegen periodischen Schwankungen. Für einen Vergleich mit numerischen Simulationsrechnungen muss daher besonders auf die korrekte Definition der Randbedingungen geachtet werden. Ein Setzen fester Randbedingungen mit gemittelten Werten für den Volumenstrom am Einlass und Auslass ist nicht zielführend. Für die exakte Abbildung der realen Strömung mittels CFD-Berechnung müssen zeitlich veränderliche Randbedingungen definiert werden. Das numerische Modell, bzw. das generierte dreidimensionale Rechengebiet gibt dabei die Positionen der Messwertaufnahme am Prüfstand vor. In der Simulation werden die Ölversorgungsbohrung im Außenzylinder sowie die Ölabführbohrung im Innenzylinder nur bis zu einer definierten Länge modelliert (vgl. Abb. 5). Das jeweilige Ende dieser Bohrungen stellt die Grenzen des Systems dar, an denen die Randbedingungen für Druck bzw. Volumenstrom definiert werden. Die Eingangsdaten für diese Randbedingungen liefern experimentelle Druck- und Volumenstrommessungen am Gleitlagermodellprüfstand.

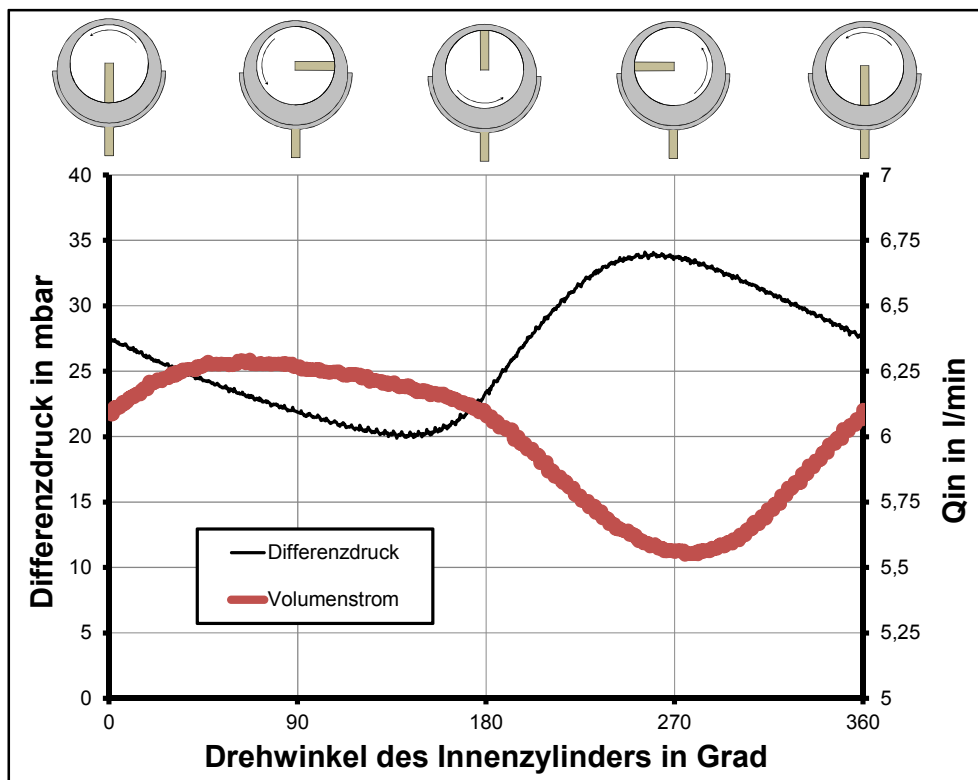


Abb. 6: Eingelegter Volumenstrom Q_{in} und resultierender Differenzdruck zwischen Ein- und Auslass bei $\psi = 2,5\%$, $Re = 35$, $\varepsilon = 80\%$, $\varphi_B = 0^\circ$

In Abb. 6 sind der Verlauf des Druckverlustes zwischen Ein- und Auslass sowie der Volumenstrom über einen Drehwinkel von 360° dargestellt. Bei einem Drehwinkel von 180° befindet sich die Auslassbohrung des Innenzylinders im engsten Spalt. Aufgrund der geringen lokalen Spaltweite ergibt sich ein stark reduzierter effektiver Auslassquerschnitt. In Folge sind bei einem Drehwinkel von 180° ein Maximum im Druckverlust und ein Minimum im Volumenstrom zu erwarten. Wie Abb. 6 verdeutlicht, gibt es offensichtlich eine Verschiebung der beiden Extrema in Richtung eines Drehwinkels von 270° .

Diese Phasenverschiebung entsteht durch die Trägheit des strömenden Fluides im angeschlossenen hydraulischen Kreislauf. Abb. 7 zeigt beispielhaft ein experimentell und ein numerisch ermitteltes Geschwindigkeitsprofil unter den gegebenen Einstellungsparametern in normierter Darstellungsform. Die dargestellten Geschwindigkeitsprofile sind als Momentaufnahme einer instationären Strömung bei einem Drehwinkel des Innenzylinders von 40° zu verstehen. Die dazugehörigen Werte für die Druckdifferenz zwischen Ein- und Auslass sowie der eingestellte Volumenstrom können entsprechend der Winkellage der Abb. 6 entnommen werden. Die Phasenmittelung der mit dem LDA gemessenen Geschwindigkeiten erfolgt über einen Drehwinkel von einem Grad. Um Umkehrschluss bedeutet dies eine Anzahl von 360 Messwerten für eine Umdrehung.

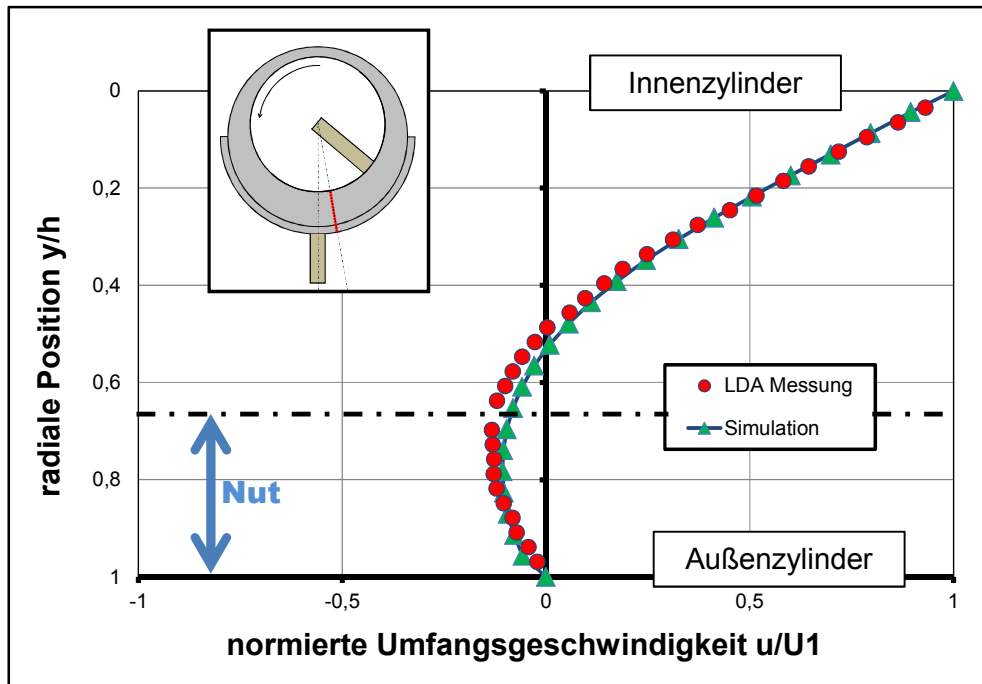


Abb. 7: Experimentell und numerisch ermitteltes Geschwindigkeitsprofil bei einem Drehwinkel des Innenzylinders von 40° , $\psi = 2,5\%$, $Re = 35$, $\varepsilon = 80\%$, $\varphi_B = 0^\circ$, $\varphi = 8,96^\circ$

Begründet mit der Haftbedingung des Fluides an den Wänden des Systems beträgt die normierte Geschwindigkeit u/U_1 direkt an der Oberfläche des Innenzylinders ($y/h = 0$) genau eins. Am feststehenden Außenzylinder ($y/h = 1$) ist die normierte Geschwindigkeit null. Genau am Übergang vom Schmierspalt zur Nut ist durch die undefinierte Brechung der Laserstrahlen an den Körperkanten des Nutrandes keine Messwertaufnahme möglich. In den gezeigten gemessenen Geschwindigkeitsprofilen fehlen somit bei der entsprechenden radialen Position zwei Messwerte. Dennoch lassen sich experimentell und numerisch ermittelte Geschwindigkeitsprofile gut miteinander vergleichen. Wie Abb. 7 verdeutlicht, wird eine gute Übereinstimmung zwischen den Ergebnissen erreicht.

Die dreidimensionale CFD Simulation kann einen globaleren Überblick über das Strömungsfeld im Schmierspalt geben. Die Abb. 8 zeigt einen Stromlinienverlauf unter den gegebenen Randbedingungen. Die Drehrichtung des Innenzylinders ist gegen den Uhrzeigersinn. Der Anfang aller Stromlinien liegt am Einlass der Ölzuführbohrung. Das einströmende Fluid verteilt sich gleichmäßig im Spalt. Ein maßgeblicher Anteil an Volumenfraktionen, die mit der Drehrichtung des Innenzylinders strömen, fließt direkt in die Auslassbohrung.

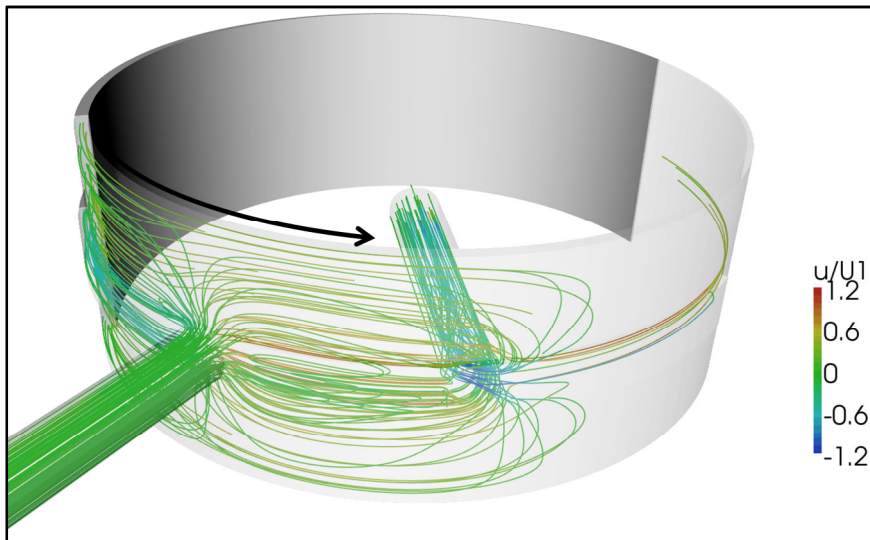


Abb. 8: Numerisch ermitteltes Stromlinienbild bei einem Drehwinkel des Innenzylinders von 40° ,
 $\psi = 2,5\%$, $Re = 35$, $\varepsilon = 80\%$, $\varphi_B = 0^\circ$

In einem Drehwinkelbereich von ca. 5° bis 14° befindet sich die Auslassbohrung des Innenzylinders bei einer eingestellten Messposition von $\varphi = 8,96^\circ$ direkt an der Position des Messvolumens (vgl. schematische Darstellung in Abb. 9). Demnach gilt für diesen Winkelbereich nicht die Haftbedingung an der Oberfläche des Innenzylinders. Folglich betragen die normierten Geschwindigkeiten in Umfangsrichtung am Innenzylinder ($y/h = 0$) nicht zwingend eins. Abb. 9 zeigt das Ergebnis einer Messung bei einem Drehwinkel des Innenzylinders von 7° unter den gegebenen Randbedingungen. Auffallend ist eine deutlich ausgeprägte Rückströmung über den größten Teil des Spaltes und in der gesamten Nut. Bei diesem Drehwinkel befindet sich die Mitte der Auslassbohrung noch vor dem eigentlichen Messort. In direkter Umgebung der Auslassbohrung stellt sich im Spalt prinzipiell eine Strömung in Richtung des Auslasses ein. Demzufolge gibt es eine Strömungsumkehr, wenn sich die Auslassbohrung kurz vor der Messposition befindet.

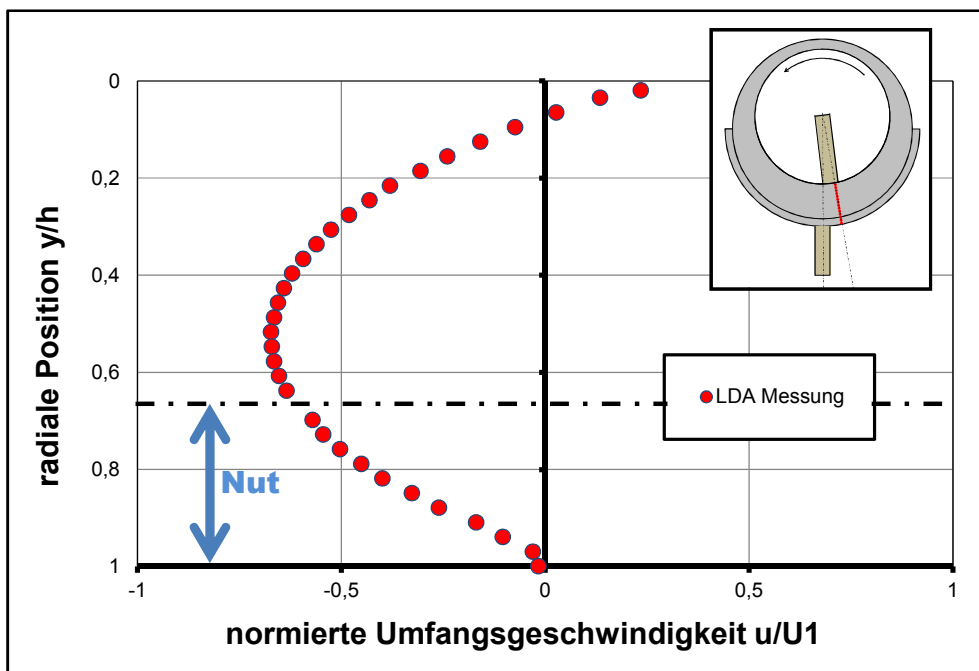


Abb. 9: Experimentell ermitteltes Geschwindigkeitsprofil bei einem Drehwinkel des Innenzylinders von 7° , $\psi = 2,5\%$, $Re = 35$, $\varepsilon = 80\%$, $\varphi_B = 0^\circ$, $\varphi = 8,96^\circ$

Zusammenfassung und Ausblick

Die dreidimensionale Strömungssimulation liefert aussagekräftige Ergebnisse über sämtliche Zustandsgrößen im Schmierpalt des Gleitlagermodells. Für die Optimierung des Rechengitters und zur Validierung der numerischen Löser ist es jedoch absolut notwendig, einen Vergleich mit experimentell ermittelten Messergebnissen durchzuführen. Die Geschwindigkeitsmessungen mithilfe des LDA bieten eine gute Möglichkeit, eine Basis für den Vergleich zwischen Experiment und Simulation zu schaffen.

Bei der Gleitlagerströmung handelt es sich um eine komplexe dreidimensionale Strömung, bei der nicht nur im Schmierpalt selbst, sondern auch an den Systemgrenzen bzw. bei den Randbedingungen ein instationärer Zustand vorliegt. Zur Erfassung der Schwankungen sämtlicher Zustandsgrößen wurden am Gleitlagermodellprüfstand zusätzlich zur laseroptischen Geschwindigkeitsmessung der Differenzdruck zwischen Ein- und Auslass sowie der zugeführte Volumenstrom winkelbezogen aufgenommen.

Bis dato wurden lediglich an einer ausgesuchten Winkellage bei konstant gehaltenen Einstellungsparametern Geschwindigkeitsmessungen durchgeführt. In weiterführenden Arbeiten gilt es, Einstellungsparameter wie Exzentrizität, zugeführter Volumenstrom und Reynoldszahl zu variieren. Darüber hinaus sind Geschwindigkeitsmessungen an weiteren Winkellagen notwendig, um auch auf experimenteller Seite einen globaleren Eindruck über die Strömung im Schmierpalt zu erhalten und die Numerik damit zu validieren.

Verwendete Formelzeichen

B	Lagerbreite
e	Exzentrizität
H_0	mittlere Spaltweite
h	lokale Spaltweite
Q_0	innerer Volumenstrom
Q_{in}	zugeführter Volumenstrom
Q_{out}	abfließender Volumenstrom
R_1	Radius Innenzylinder
R_2	Radius Außenzylinder
Re	Reynoldszahl
u	Umfangsgeschwindigkeit
U_1	Umfangsgeschwindigkeit des Innenzylinders
ψ	normierte Spaltweite
ε	relative Exzentrizität
ν	kinematische Viskosität
φ	Winkel
φ_B	Winkellage der Zuführbohrung
ω	Winkelgeschwindigkeit

Literatur

Wollfarth, M., 1995: „Experimentelle Untersuchungen der Kavitationserosion im Gleitlager“ Dissertation, Universität Karlsruhe

Nobis, M., Stücke, P., Schmidt, M., Egbers, C. Scurtu, N., 2011 „Untersuchung der Zylinderspaltströmung unter Berücksichtigung der Geometrieformen realer Gleitlager“, 19. GALA Fachtagung, Illmenau

Taylor, G.I., 1923: „Stability of a viscous liquid contained between two rotating cylinders“ Phil. Trans. Royal Soc. London.

R. C. DiPrima und H. I. Swinney 1985, „Instabilities and Transition in Flow Between Two Rotating Cylinders, in Hydrodynamic Instabilities and Transition to Turbulence“ (Hrsg.: H. I. Swinney und J. P. Gollup), Vol. 45, Springer, New York.

Eagles, P. M., Stuart J. T., DiPrima R. C., 1978: “The Effects of Eccentricity on Torque and Load in Taylor-Vortex Flow” Journal of Fluid Mechanics, Vol. 87, pp. 209-231.

Koschmieder, E. L. 1976: “Taylor vortices between eccentric cylinders” The Physics of Fluids. Vol. 19.

N. Scurtu, P. Stücke, C. Egbers, 2008: “Numerical and experimental study of the flow in an eccentric Couette-Taylor system with small gap” PAMM, Vol. 8, Issue 1, pp 10641 – 10642.

Nobis, M., Schmidt M., 2009: „Experimentelle und numerische Untersuchung der Schmierspaltströmung“ Masterarbeit, Westsächsische Hochschule, Zwickau