

MODELLIERUNG UND FEM-SIMULATION DER HYDRODYNAMIK IN KURBELTRIEB-GLEITLAGERN

S. KRENN ¹, G. VORLAUFER ¹, B. SCHEICHL ^{1,2}, E. HABERDA ³, A. GRAFL ¹

Kurzfassung

Im Kurbeltrieb von Hochdruckkolbenverdichtern werden aufgrund der Baugrößen bevorzugt Gleitlager verwendet. Die tribologischen Systemeigenschaften des resultierenden hydrodynamischen Schmierzustandes ermöglichen die Minimierung von Reibung und Verschleiß.

Die numerische Modellierung und Simulation mittels Finite-Elemente-Methode (FEM) erlaubt es den Schmierzustand in komplexen Gleitlagern dynamisch abzubilden. Als Eingangsdaten dienen neben Lagergeometrie auch die Maschinendynamik, Gaskräfte sowie die physikalischen Schmierstoffeigenschaften. Mit den Modellen wird eine Parameterstudie für verschiedene Betriebssituationen und Schmierstoffeigenschaften durchgeführt.

Die auf Basis der Lagerkräfte berechneten Ergebnisse ermöglichen eine Bewertung des tribologischen Schmierzustandes im jeweiligen Lager. Durch Auswertung der Verlagerungstrajektorie, des Maximaldrucks und der minimalen Schmierfilmdicke können kritische Betriebszustände identifiziert werden. Dieses Kenntnis erlaubt es, gezielt Optimierungen vorzunehmen.

Schlüsselwörter: Kolbenkompressor, Gleitlager, Hydrodynamische Schmierung, Finite-Elemente-Methode

Abstract

Because of the machine size of high pressure piston compressors mainly journal bearings are used in the crank drive. Tribological system properties at hydrodynamic lubrication are minimizing friction and wear.

Numeric modelling and simulation on the basis of the Finite-Element Method (FEM) is used to describe the dynamic lubrication conditions in complex journal bearings. For the input data, the bearing geometry as well as machine dynamics and gas forces together with the physical properties of the lubricant are used. Based on these models a numeric parameter study is performed to investigate the influence of different operating conditions and lubricant properties.

Simulation results due to the bearing forces allow the evaluation of the lubrication conditions at the related bearing. The analysis of the calculated eccentricity and maximum pressure as well as the minimum lubrication film thickness offers the possibility to identify critical operation conditions of the machine. Based on this knowledge targeted optimization steps can be scheduled.

Keywords: piston compressor, journal bearing, hydrodynamic lubrication, Finite-Element Method

¹ AC²T research GmbH – Österreichisches Kompetenzzentrum für Tribologie, Viktor-Kaplan-Str. 2D, 2700 Wiener Neustadt, A

² Institut für Strömungsmechanik und Wärmeübertragung, Technische Universität Wien, Resselgasse 3/E322, 1040 Wien, A

³ LMF GmbH & Co.KG – Leobersdorfer Maschinenfabrik, Südbahnstraße 28, 2544 Leobersdorf, A, www.lmf.at

1 EINLEITUNG

Die Leobersdorfer Maschinenfabrik GmbH & Co KG (LMF), gegründet 1850, ist heute führender, österreichischer Hersteller von Hochdruck-Kolbenkompressor-Systemen, welche im Stammhaus in Leobersdorf entwickelt und produziert werden. Die LMF entwickelt innovative, speziell auf Kundenanforderungen zugeschnittene, Kompressoren im Druckbereich von 20 bis 700 bar (s. Bild 1).

LMF exportiert weltweit mehr als 95% der Produktion für eine Reihe von Anwendungsbereichen, u.a. für die Produktion und den Transport in der Öl- und Gasindustrie, der Chemie-, Petrochemie- und Kunststoff-Industrie. Mit über 60 Jahren Erfahrung im Kompressorenbau, bietet LMF ihren Kunden Entwicklung, Konstruktion, Erzeugung, Anlagentests unter Vollast, Installation und Service aus einer Hand.

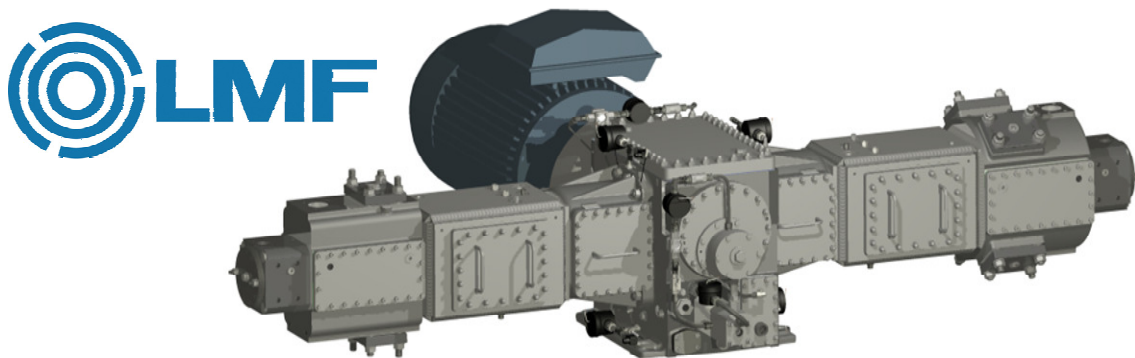


Bild 1: Darstellung eines LMF-Kolbenverdichters vom Typ BS302 [1]

Die Lagerung von bewegten Bauteilen nimmt eine zentrale Rolle in vielen Anwendungsbereichen ein. Eingesetzt werden vorwiegend Wälz- und Gleitlager. Die ingenieurmäßige Berechnungen und Auslegungen von Gleitlagern ist hier deutlich schwieriger als bei Wälzlagern. Da bei LMF-Kompressoren, aufgrund ihrer Größe, ausschließlich Gleitlager eingesetzt werden, ist es für die LMF von großer Bedeutung, genaue Kenntnisse über die Tribologie in Gleitlagern zu gewinnen. Hier sind vor allem die Fragen nach der Belastung, der Ölfilmbildung und der Ölströmung in den Lagern, sowie in diesem Zusammenhang mögliche Optimierungsansätze von großer Bedeutung.

Ein wesentlicher Faktor für die Zusammenarbeit zwischen LMF und AC²T im Rahmen dieses Kooperationsprojektes ist, dass sich die jeweiligen Kernkompetenzen der beiden Unternehmen ideal ergänzen. AC²T übernimmt dabei mit der Modellierung und Simulation den theoretischen Teil, wogegen LMF mit dem parallelen Aufbau einer mit Sensoren instrumentierten Versuchsmaschine den experimentellen Teil abdeckt. Erst so wird eine gegenseitige Validierung der Simulations- und Messergebnisse möglich.

Ein wesentliches Ziel dabei ist es, Optimierungsmaßnahmen zu definieren, so dass in Zukunft Wartungsintervalle von Gleitlagern verlängert und somit sehr zeit- und kostenaufwändige Servicearbeiten reduziert werden können.

2 SYSTEMBESCHREIBUNG

Für die Modellierung und die anschließenden praktischen Versuche wurde ein Verdichter mit der LMF-Bezeichnung BS302 herangezogen. Dies ist ein schnelllaufender Kolbenverdichter mit zwei Achsen in Boxer-Anordnung.

Spezifikationen des Maschinentyps:

- Antriebsleistung von 300kW
- Enddruck 300 bar
- 3-stufige Zylinderanordnung
- Doppelwirkend
- Drehzahl 500 - 1500 [min⁻¹]

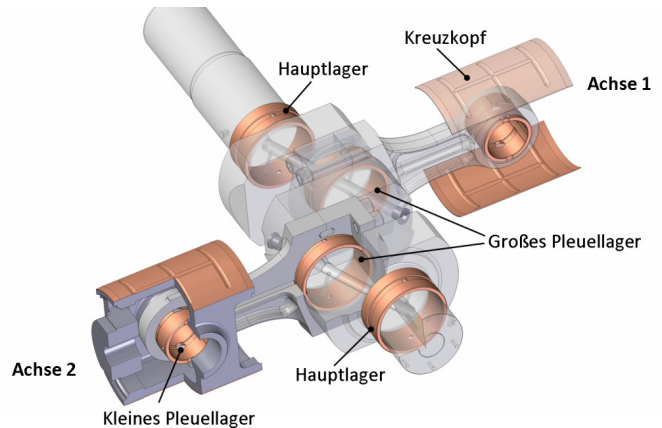


Bild 2: Gleitlager im Kurbeltrieb [1]

Die Gleitlager des Kurbeltriebs (s. Bild 2) werden mittels Druckumlaufschmierung aus dem Kurbelgehäuse mit Öl versorgt. Die Versorgung der Gleitführungen des Kreuzkopfs erfolgt über außenliegende Ölleitungen. Die Versorgung des kleinen bzw. großen Pleuelauges sowie der Hauptlager erfolgt durch Bohrungen in den Bauteilen. Neben der Verringerung der Reibung und der Kraftübertragung im Lager dient der Schmierstoff auch dem Abtransport von Wärme und Verschleißpartikeln sowie der Abdichtung (vgl. [2]). Das eingesetzte Öl ist ein Kompressorenöl auf Basis synthetischer Ester. Die viskometrische Charakteristik zeigt folgende Eckdaten: Kinematische Viskosität bei 40°C: 105 mm²/s; bei 100°C: 10 mm²/s; Dichte bei 15°C: 0,95 g/cm³.

3 MODELLIERUNG

3.1 Maschinendynamik (MD)

Durch den Einfluss der Gaskräfte an den Kolbenstirnflächen und dem durch die Kinematik und Kinetik aufgeprägten Bewegungsablauf der Triebwerkskomponenten werden sowohl Reaktions- als auch Massenkräfte im Kurbeltrieb hervorgerufen (vgl. [3]). Infolge dessen resultieren an den Lagerstellen die sog. Lagerkräfte. Für die mathematische Beschreibung dieser dynamischen Kraftverläufe müssen die Bewegungsgleichungen (1)-(4) aufgestellt und gelöst werden.

Bewegungsgleichungen des Hauptlagers:

$$\mathbf{F} = \frac{1}{2} \begin{pmatrix} \ddot{x}_s (m_s^{(2)} - m_s^{(1)}) - F_G^{(1)} + F_G^{(2)} \\ \tan \gamma (\ddot{x}_s (m_s^{(1)} - m_s^{(2)}) + F_G^{(1)} - F_G^{(2)}) - m_{KW} g \end{pmatrix} \quad (1)$$

Bewegungsgleichungen des großen Pleuellagers:

$$\mathbf{F}^{(i)} = \left(\begin{array}{c} m_S^{(i)} \ddot{x}_S^{(i)} + m_P \ddot{x}_P^{(i)} + F_G^{(i)} \\ \frac{l_1}{l} (m_P \ddot{y}_P^{(i)} + m_P g) + \frac{1}{l \cos \gamma} J_P \dot{\gamma} - \tan \gamma (m_S^{(i)} \ddot{x}_S^{(i)} + \frac{l_2}{l} m_P \ddot{x}_P^{(i)} + F_G^{(i)}) \end{array} \right) \quad (2)$$

Bewegungsgleichungen des kleinen Pleuellagers:

$$\mathbf{F}^{(i)} = \left(\begin{array}{c} m_S^{(i)} \ddot{x}_S^{(i)} + F_G^{(i)} \\ \frac{l_2}{l} (m_P \ddot{y}_P^{(i)} + m_P g) - \frac{1}{l \cos \gamma} J_P \dot{\gamma} + \tan \gamma (m_S^{(i)} \ddot{x}_S^{(i)} + \frac{l_2}{l} m_P \ddot{x}_P^{(i)} + F_G^{(i)}) \end{array} \right) \quad (3)$$

Bewegungsgleichung der Baugruppe Kreuzkopf-Kohlenstange-Kolben (KKK):

$$F_y^{(i)} = \frac{s_2^{(i)}}{s^{(i)}} m_S^{(i)} g + \frac{l_2}{l} (m_P \ddot{y}_P^{(i)} + m_P g) - \frac{1}{l \cos \gamma} J_P \dot{\gamma} + \tan \gamma (m_S^{(i)} \ddot{x}_S^{(i)} + \frac{l_2}{l} m_P \ddot{x}_P^{(i)} + F_G^{(i)}) \quad (4)$$

Legende:

s	Bez.: Baugruppe KKK	l, l_1, l_2 ..	Abmessungen des Pleuels
s, s_1, s_2 ...	Abmessungen Baugruppe KKK	m	Masse
KW	Bez. Kurbelwelle	x, y	horizontale und vertikale Koordinate
$^{(i)}$	Bez. jeweilige Achse: $i = 1, 2$	g	Schwerebeschleunigung (9.81 m/s^2 , in negativer y - Richtung)
F_G	Gaskraft	$\mathbf{F} = [F_x, F_y]^T$	Vektor der Lagerkräfte, zerlegt in x - und y -Richtung
P	Bez. Pleuel		
J_P	Trägheitsmoment Pleuel		
γ	Drehwinkel des Pleuels		

Der Verlauf der Gaskraft auf Achse 1 (A1) und Achse 2 (A2) ist in Bild 3 als Funktion des Kurbelwinkels für die beiden Lastsituation 40 bar und 150 bar Verdichterenddruck dargestellt.

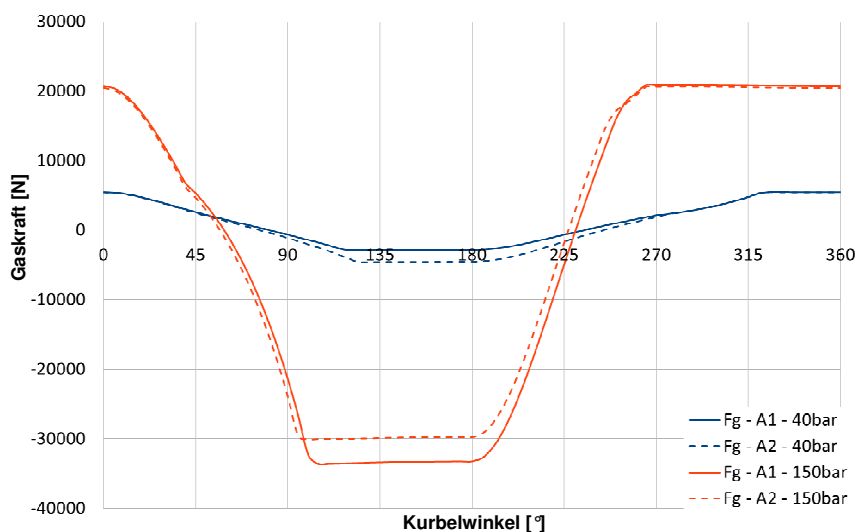


Bild 3: Verlauf der Gaskraft F_G

3.2 Hydrodynamik (HD)

Die Modellierung des Schmierstofffilms im Gleitlager erfolgt auf Basis der klassischen hydrodynamischen Schmiertheorie, welche im Wesentlichen unter den hier gerechtfertigten Annahmen eines im Verhältnis zu den Lagerdimensionen schmalen Schmierpaltes und vernachlässigbaren Trägheitskräften in der Strömung des als newtonsche Flüssigkeit betrachteten Schmieröls gültig ist [4, 5]: Durch die Lösung der Reynoldsgleichung

$$\nabla_{\mathbf{r}} \cdot \left(\frac{h^3}{12\eta} \cdot \nabla_{\mathbf{r}} p \right) = \frac{\mathbf{u}}{2} \cdot \nabla_{\mathbf{r}} h + \frac{\partial h}{\partial t} \quad (5)$$

ergibt sich die Druckverteilung $p(\mathbf{r}, t)$ im Ölfilm, abhängig vom zweidimensionalen Ort \mathbf{r} , der die geschmierte Lageroberfläche parametrisiert, und der Zeit t . Hier werden die Spalt- oder Schmierfilmdicke $h(\mathbf{r}, t)$, die dynamische Viskosität η sowie die mittlere Gleitgeschwindigkeit $\mathbf{u}(\mathbf{r}, t)/2$ der beiden jeweiligen Lagerkomponenten als Eingangsgrößen aufgefasst.

Aufgrund der relativ geringen Lagerspiele wird in den Bewegungsgleichungen (1)-(4) die Dynamik der Lagerzapfen vernachlässigt. Diese Entkopplung der Maschinen- von der Lagerdynamik stellt aus numerischer Sicht eine beträchtliche Vereinfachung des Modells dar. Entsprechend reduzieren sich die Bewegungsgleichungen für die Lagerzapfen auf das Gleichgewicht zwischen aufgeprägten Lagerkräften und resultierenden Druck- als Reaktionskräften. Die zeitliche Änderung der Spaltgeometrie äußert sich explizit demnach nur im sog. Quetschterm ganz rechts in (5).

3.3 Modellparameter

Die Modellparameter sind in Tabelle 1 aufgelistet. Im Zuge der Untersuchungen wurden alle aus Tabelle 1 möglichen Parameterkombinationen für jedes Lager jeder Achse studiert.

Parameter	Werte
Drehzahl n	500 [min ⁻¹]
	1500 [min ⁻¹]
Verdichterenddruck P_V	40 [bar]
	150 [bar]
Dynamische Viskosität η	16,0 [mPa·s] bei 80 °C
	40,8 [mPa·s] bei 57 °C

Tabelle 1: Modellparameter

3.4 Simulationsumgebung und Geometrie

Die Modellierung und Simulation wird mit dem im kommerziellen FEM-Softwarepaket *COMSOL Multiphysics 4.3*[®] implementierten „Lubrication Shell“-Interface realisiert [6]. Die Geometriedaten der Lager stammen direkt von 3D-CAD Konstruktionen und werden in COMSOL[®] importiert. In Bild 4 ist die Geometrie des großen Pleuellagers und des Kreuzkopfes dargestellt.

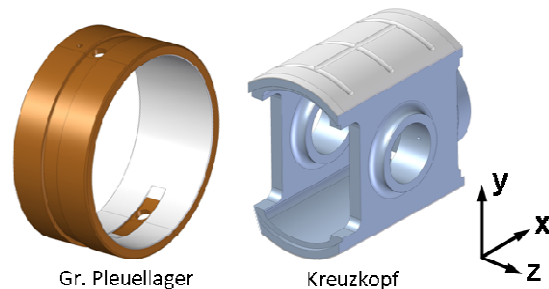


Bild 4: Lagergeometrie [1]

3.5 Vernetzung und Randbedingung

Bei der Vernetzung der Geometrie (Bild 5) wird darauf geachtet, ein homogenes Netz aus Viereckselementen zu erstellen um einerseits die Elementanzahl gering zu halten und andererseits durch Wahl einer adäquaten Elementsgröße die Genauigkeit der numerischen Lösung zu optimieren. In Bereichen, welche aufgrund der Geometrie eine höhere Diskretisierung verlangen, wird ergänzend mit Dreieckselementen vernetzt.

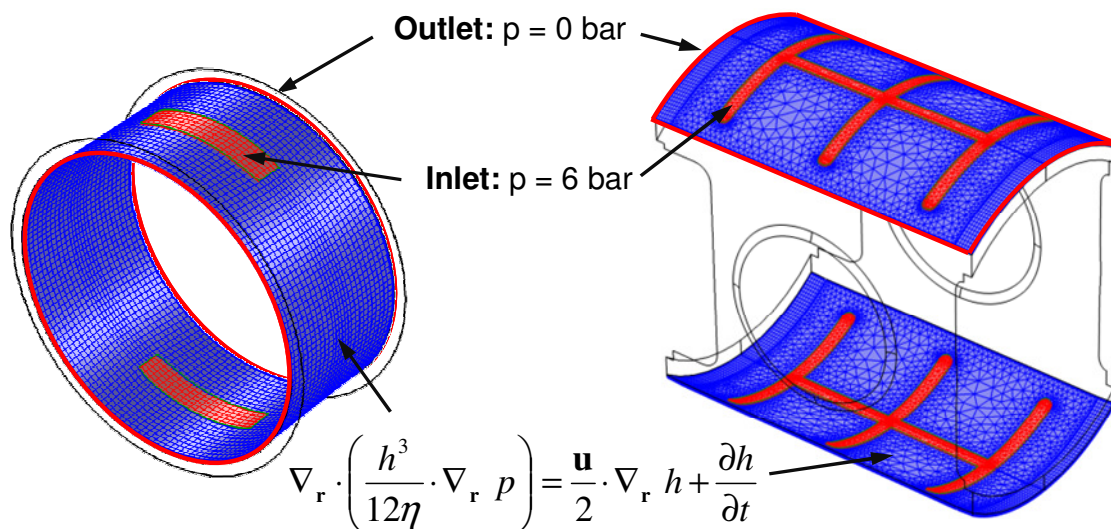


Bild 5: Vernetzung und Randbedingungen

Bei der Definition der Randbedingungen (Bild 5) wird der Druck an den Öleintrittsrändern mit 6 bar und an den Ölaustrittsrändern mit $p_0 = 0$ bar definiert.

Neben den Randbedingungen gilt eine weitere globale Gleichgewichtsbeziehung zwischen den von außen aufgeprägten Lagerkräften ($\mathbf{F}^{(MD)}$) und den im Lager resultierenden Reaktionskräften ($\mathbf{F}^{(HD)}$) zufolge der Druckverteilung:

$$\mathbf{F}^{(HD)} - \mathbf{F}^{(MD)} = 0. \quad (6)$$

Die (6) zugrundeliegenden skalaren Gleichungen bilden die Kopplung zwischen MD und HD. Daraus resultiert der Exzentrizitätsvektor $\mathbf{e} = [e_x, e_y]^T$, dessen Länge auf das Lagerspiel bezogen wird ($|\mathbf{e}| < 1, -1 < e_x < 1, -1 < e_y < 1$).

Die hydrodynamischen Reaktionskräfte $\mathbf{F}^{(HD)}$ ergeben sich aus der Lösung der Reynoldsgleichung, wie in 3.2 beschrieben, durch Integration des Drucks über die gesamte Gleitlagerfläche A gemäß

$$\mathbf{F}^{(HD)} = \int_A p \cdot \mathbf{n} \, dA, \quad (7)$$

wobei \mathbf{n} den Normalvektor der Gleitfläche darstellt. Kavitation wird insofern berücksichtigt, als in (7) die Werte für p von unten mit p_0 begrenzt werden.

4 ERGEBNISSE UND DISKUSSION

Die Auswertung der Simulationsergebnisse umfasst neben der Druckverteilung im Schmierfilm auch die über den Kurbelwinkel ($0^\circ =$ oberer Totpunkt OT) aufgelösten, dynamischen Kräfteverläufe, Maximaldruckverläufe und zeitlich gemittelte Ölvolumenströme. Des Weiteren kann die Verlagerungstrajektorie $\epsilon(t)$ des Hubzapfens bzw. Kreuzkopfes in der Lagerschale studiert werden. Die Analyse dieser Kenngrößen für die verschiedenen Parameterkombinationen aus Tabelle 1 ermöglicht eine tribologische Beurteilung der Lagerstellen bei verschiedenen Betriebssituationen.

In Bild 6 ist die Druckverteilung im Ölfilm für das große Pleuellager und das Kreuzkopflager beispielhaft dargestellt. An den Öleintritts- bzw. Öläustrittsrändern ist Richtung und Größe des Ölvolumenstroms durch Pfeile dargestellt.

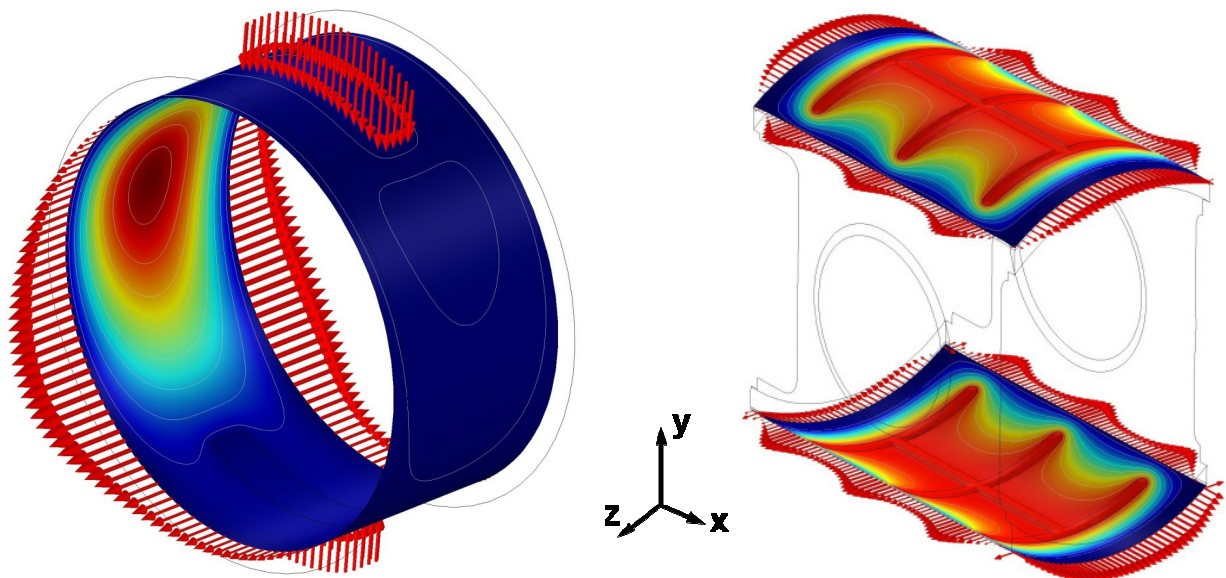


Bild 6: Druckverteilung und Ölstrom im großen Pleuellager (li.) und KK-Lager (re.)

4.1 Großes Pleuellager

Der Verlauf der Lagerkraft im großen Pleuellager ist in Bild 7 als Funktion des Kurbelwinkels dargestellt. Die dargestellten Kraftverläufe resultieren aus dem Absolutbetrag aus $F_x^{(1)}$ und $F_y^{(1)}$.

Dabei ist zu erkennen, dass bei niedriger Drehzahl (links) die Massenkräfte relativ gering sind und die Lagerkraft, speziell bei hoher Verdichtung, hauptsächlich aus der Gaskraft am Kolben resultiert. Das rechte Diagramm, für hohe Drehzahl, zeigt dagegen deutlich höhere Massenkräfte. In diesem Fall werden die höheren Massenkräfte bei höherer Verdichtung durch die Gaskräfte besser ausgeglichen, wodurch sich die maximale Lagerkraft von ca. 60 kN bei niedrigen Verdichterenddrücken einstellt.

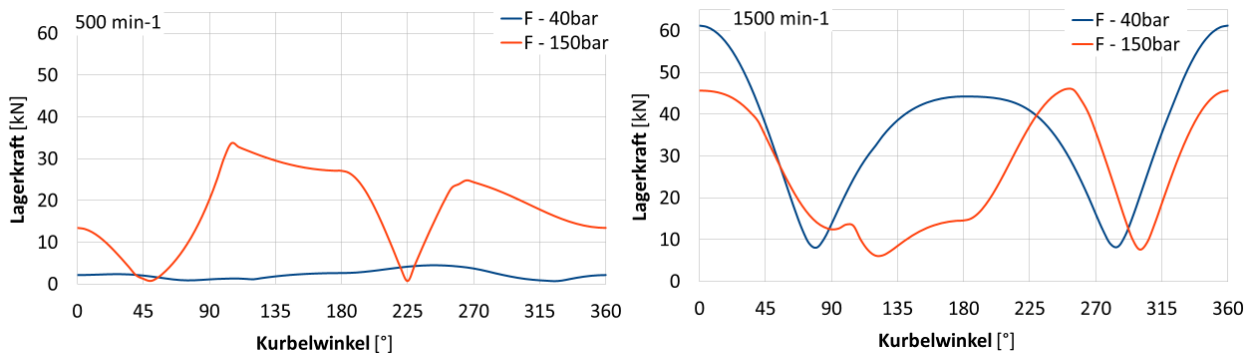


Bild 7: Verlauf der Lagerkraft im großen Pleuellager

Die resultierenden Verlagerungstrajektorien des Hubzapfens in der Lagerschale sind in Bild 8 dargestellt. Dabei beschreibt 0 eine konzentrische Ausrichtung und 1 den Festkörperkontakt zwischen Zapfen und Schale.

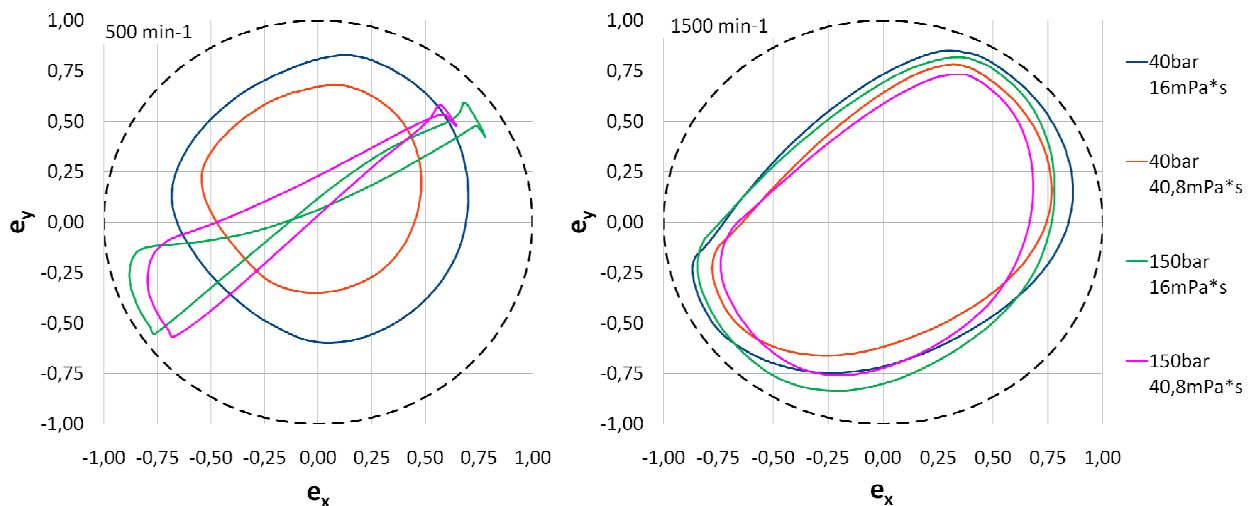


Bild 8: Verlagerungstrajektorien des Hubzapfens im großen Pleuellager

In Bild 8 ist zu erkennen, dass sich bei höherer Drehzahl aufgrund der höheren Lagerkräfte auch deutlich höhere Exzentrizitäten einstellen. Weiters ist zu bemerken, dass sich, bei ansonsten gleichen Parametern, mit höherer Viskosität geringere Exzentrizitäten einstellen, was auf eine bessere Tragfähigkeit des Ölfilms zurückzuführen ist. In der Regel zeigen die Verlagerungstrajektorien auch einen relativ kontinuierlichen Verlauf, mit Ausnahme der Parameterkonfiguration niedrige Drehzahl und hohe Verdichtung, weshalb diese Fahrsituation in Hinblick auf die hohen Exzentrizitäten ($|e|$ nahe bei 1) auch als kritisch zu beurteilen ist.

Bild 9 zeigt die Verläufe des maximalen Drucks, welcher sich infolge der Hydrodynamik im Ölfilm einstellt. Hohe, lokale Drücke treten dabei an Kurbelwinkelpositionen auf, an denen die Exzentrizität sehr groß bzw. die Filmdicke sehr klein wird. Durch die Wahl der höheren Viskosität können lokale Druckmaxima um ca. 25% reduziert werden.

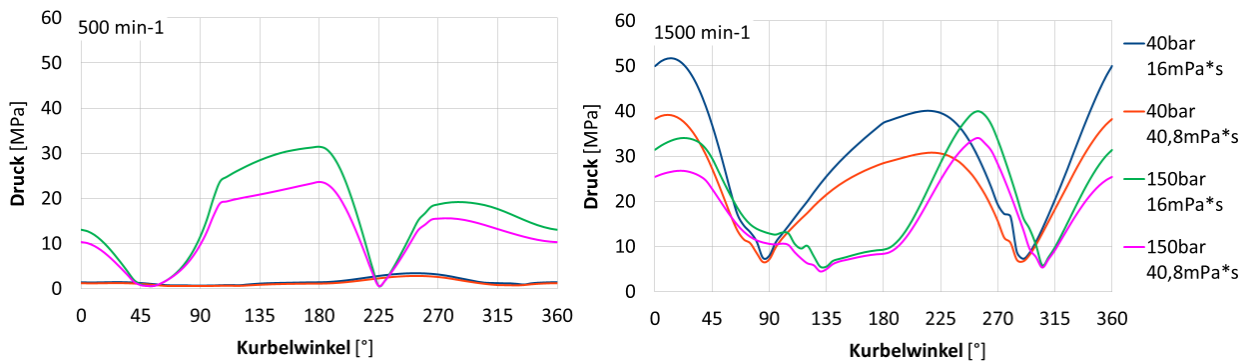


Bild 9: Maximaldruck im Ölfilm beim großen Pleuellager

4.2 Kreuzkopf

Die Modellierung des Kreuzkopflagers erfolgt nur mit den Freiheitsgraden x und y ; eine etwaige Verkipfung des Kreuzkopfes in der (x, y) -Ebene wird vernachlässigt. Die x -Koordinate (Kolbenlage) ist bereits über die kinematische Kette (s. Bild 2) durch die Winkellage der Kurbel festgelegt. Damit ergibt sich für den Kreuzkopf ein Exzentrizitätsvektor zu $\mathbf{e} = [0, e_y]^T$, welcher die gesuchte Verlagerung des Kreuzkopfes in y -Richtung (vertikal) beschreibt.

Weiters werden die Verspannungsmomente zufolge der Kolben- wie Kreuzkopflagerung vernachlässigt, sodass das System statisch bestimmt ist. Dann resultiert die eingeleitete Querkraft unmittelbar aus Gewicht und Schwerpunktlage der Kolbenstange. Mit der bereits bekannten Vertikalkomponente im kleinen Pleuellager ergibt sich so die Summe F_y der im oberen und unteren Kreuzkopflager auftretenden Reaktionskräfte. Deren Verlauf ist in Bild 10 als Funktion des Kurbelwinkels dargestellt. Die Diagramme zeigen, dass je nach Verdichterenddruck und der damit verbundenen Arbeitsleistung der einzelnen Verdichterstufen, die Lagerkraft bei hoher Verdichtung größtenteils negativ und bei geringer Verdichtung mit nahezu gleichem Betrag alternierend verläuft.

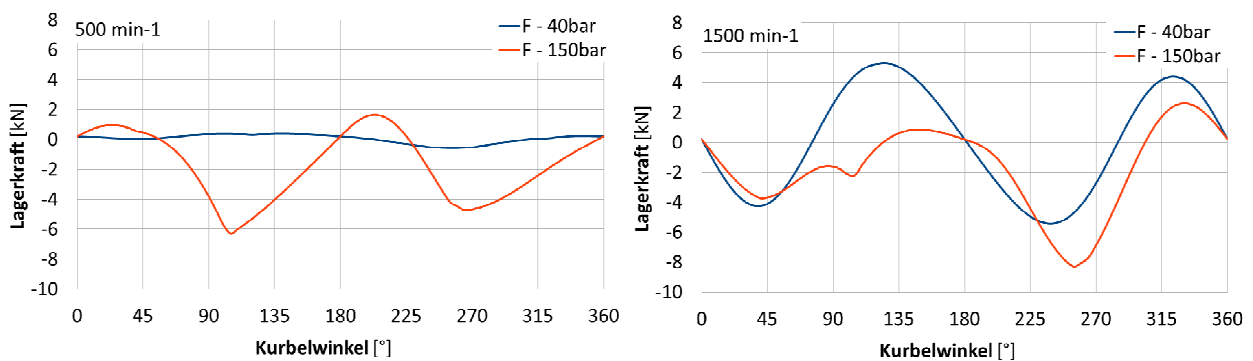


Bild 10: Verlauf der Lagerkraft im Kreuzkopflager

Die zeitliche Aufspaltung von F_y in die beiden Lagerkräfte erfolgt gemäß (6) und (7). Aus der Abhängigkeit der jeweiligen Druckverteilung vom vertikalen Kreuzkopfversatz e_y entsprechend (5) wird dieser schließlich zu jedem Zeitpunkt iterativ berechnet.

Die Verlagerungstrajektorie ist in Bild 11 dargestellt. Die maximale Exzentrizität von ca. 0,9 stellt sich hier bei der Parameterkonfiguration niedrige Drehzahl - hohe Verdichtung - geringe Viskosität ein und ist daher am ehesten als kritisch zu beurteilen.

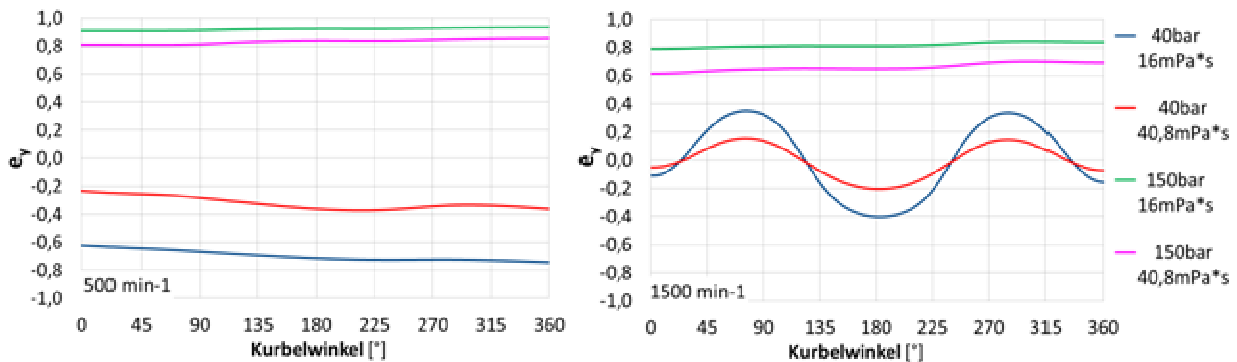


Bild 11: Verlagerungstrajektorien des Kreuzkopfes im Kreuzkopflager

Die Maximaldruckverläufe im Kreuzkopflager, wie in Bild 12 dargestellt, sind im Vergleich zum großen Pleuellager deutlich geringer. Dies resultiert einerseits aus den, aufgrund der Kinematik, deutlich geringeren Geschwindigkeiten, die zudem während einer Umdrehung jeweils zwei Richtungswechsel bzw. Nulldurchgänge an den beiden Totpunkten erfahren. Andererseits wird durch die beidseitige, parallele Führung das Einstellen eines Keilspalts unterbunden, sodass in der Reynoldsgleichung (5) nur der Quetschterm einen relevanten Beitrag zum Aufbau hydrodynamischer Drücke liefert.

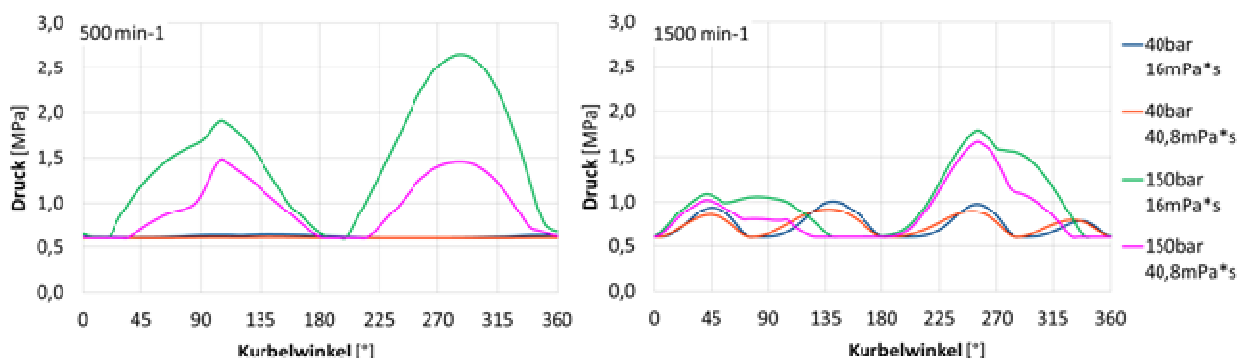


Bild 12: Maximaldruck im Ölfilm beim Kreuzkopflager

5 ZUSAMMENFASSUNG

Die in Kapitel 4 dargestellten Ergebnisse werden, aufgrund der starken Ähnlichkeit der beiden Verdichterachsen, nur anhand von Achse 1 diskutiert.

Eine Zusammenfassung aller Ergebnisse, d.h. beider Achsen, beider Lager und aller Parameterkombinationen, ist in Tabelle 2 angeführt.

		Großes Pleuellager				Kreuzkopf				
		Achse 1		Achse 2		Achse 1		Achse 2		
40 bar	500 [min ⁻¹]	3,6	3,0	3,1	2,6	0,6	0,6	0,6	0,6	
		9,1	17,3	11,3	20,7	31,8	77,8	36,2	88,6	
	1500 [min ⁻¹]	1,2	0,4	1,2	0,4	39,4	8,9	36,6	8,1	
		51,8	39,2	53,7	40,5	1,0	0,9	1,1	0,9	
			4,1	8,5	4,1	8,6	73,8	98,7	72,5	98,7
			1,1	0,4	1,1	0,4	21,0	7,3	21,1	7,4
		[MPa] max. Druck		[MPa] max. Druck		[MPa] max. Druck		[MPa] max. Druck		
		[μm] min. Filmdicke		[μm] min. Filmdicke		[μm] min. Filmdicke		[μm] min. Filmdicke		
		[L/min] Ø Ölstrom		[L/min] Ø Ölstrom		[L/min] Ø Ölstrom		[L/min] Ø Ölstrom		
150 bar	500 [min ⁻¹]	31,4	23,6	29,5	22,3	2,7	1,5	2,7	1,5	
		3,6	7,4	3,8	7,7	8,1	17,9	8,0	17,6	
	1500 [min ⁻¹]	1,1	0,4	1,1	0,4	55,0	18,9	55,1	19,0	
		40,2	34,0	42,1	35,5	1,8	1,7	1,8	1,7	
			5,5	10,6	5,3	10,3	19,4	37,0	19,2	36,6
			1,1	0,4	1,1	0,4	47,2	14,6	47,4	14,7
		[MPa] max. Druck		[MPa] max. Druck		[MPa] max. Druck		[MPa] max. Druck		
		[μm] min. Filmdicke		[μm] min. Filmdicke		[μm] min. Filmdicke		[μm] min. Filmdicke		
		[L/min] Ø Ölstrom		[L/min] Ø Ölstrom		[L/min] Ø Ölstrom		[L/min] Ø Ölstrom		
		16,0	40,8	16,0	40,8	16,0	40,8	16,0	40,8	
		[mPa*s]	[mPa*s]	[mPa*s]	[mPa*s]	[mPa*s]	[mPa*s]	[mPa*s]	[mPa*s]	

Tabelle 2: Zusammenfassung aller Simulationsergebnisse

6 AUSBLICK

Eine verbesserte Vorhersage der Lagerdrücke wird durch die Berücksichtigung des piezoviskosen Einflusses auf die dynamische Viskosität (bei gegebenen Temperaturverhältnissen) in der Reynoldsgleichung (5) gewährleistet: Aufgrund der in den jetzigen Lösungen relativ hohen auftretenden Drücke lässt der Eingang der Druckabhängigkeit der Viskosität in das Modell realistischere (also entsprechend niedrigere) Drücke erwarten. Eine weitere Modellverfeinerung betrifft eine physikalisch besser motivierte Beschreibung der Kavitation, deren Einfluss auf die Zapfendynamik und Lagerstabilität beträchtlich ist. Grundsätzlich soll angesichts der in der gegenwärtigen Untersuchung erzwungenen periodischen Bewegung des Zapfenmittelpunktes Resonanzphänomene in Betracht gezogen werden. Hier sei die bei Radialgleitlagern unter konstanter Belastung gefürchtete typische Lagerinstabilität, die als *half-omega whirl* bekannt ist (rotatorische Schwenkbewegung des Lagerzapfens mit halber Drehzahl) und bei nicht-verschwindender Last eine zeitlich gegen 1 tendierende Exzentrizität $|e|$ hervorruft, erwähnt. Für eine grundsätzliche Untersuchung dieses Phänomens für das unendlich lange Lager, unter Berücksichtigung des Kavitationsmodells nach Sommerfeld [5] sowie der Zapfenbeschleunigung, wird auf die klassische Untersuchung [7] verwiesen; eine Erweiterung in Hinblick auf eine periodische Lageranregung in gegenwärtigem Zusammenhang erscheint erstrebenswert.

Die in diesem Beitrag präsentierte Modellierung und Simulation basiert aktuell auf einer entkoppelten Einzelbetrachtung der jeweiligen Lager. Tatsächlich ist es im Realsystem so, dass die einzelnen Lagerstellen durch ein hydraulisches Rohrleitungssystem verbunden sind und somit interagieren. Diesen Effekt gilt es


bei der Modellierung im nächsten Schritt zu berücksichtigen, wodurch bei der Simulation eine Kopplung der einzelnen Lagerstellen erreicht wird. Es ist zu erwarten, dass dies einen signifikanten Einfluss auf die HD-Randbedingungen der Gleitlager hat.

Ergänzend wird vom Projektpartner LMF parallel dazu ein Versuchsaggregat aufgebaut, welches mit einer Vielzahl zusätzlicher Sensoren versehen ist. Dadurch wird es möglich sein, die simulierten Betriebsfälle nachzustellen und dabei die wichtigsten Kenngrößen, wie z.B. Druck, Ölvolumenstrom, Filmdicke, Temperatur, messtechnisch zu erfassen. Dies ist in weiterer Folge ein wichtiger Schritt zur Validierung der Simulationsergebnisse.

7 DANKSAGUNG

Für diese Studie wurden Fördermittel der Österreichischen Forschungsförderungsgesellschaft (FFG) in Anspruch genommen (Projektnr.: 824187, Projekt-Akronym: *XTribology*). Die Ergebnisse wurden im "Excellence Centre of Tribology" in Zusammenarbeit mit der LMF GmbH & Co.KG erarbeitet.

8 LITERATUR

- [1] Quelle:
LMF GmbH & Co.KG 
Leobersdorfer Maschinenfabrik,
Südbahnstraße 28, 2544
Leobersdorf, A, ©LMF, www.lmf.at
- [2] **Zima, S.:** *Kurbeltriebe*. 2.Auflage
Wiesbaden: Vieweg 1999
- [3] **Eifler, W., Schlücker, E.,
Spicher, U., Will, G., Küttner** *Kolbenmaschinen - Kolbenpumpen, Kolbenverdichter, Brennkraftmaschinen*, 7. Aufl., Vieweg+Teubner
GWV Fachverlag GmbH, 2009,
ISBN 978-3-8351-0062-6
- [4] **Reynolds, O.**, "On the Theory of Lubrication and its Application to Mr. Beauchamps Tower's Experiments, including an Experimental Determination of the Viscosity of Olive Oil", *Phil. Trans. Roy. Soc. Lond.* **177** (157–234), 1886
- [5] **Cameron, A., Ettles, C. M.**, *Basic Lubrication Theory*, Wiley
Eastern, 1981, ISBN 085226108X
- [6] **COMSOL 4.3**, *CFD Module User's Guide*, Version: May 2012
- [7] **Brindley, J. Elliott, L., McKay, J. T.**, "The Role of Cavitation in Whirl Instability in a Rotor Bearing, Parts 1+2", *J. Appl. Mech.* **50** (877–890), 1983