

## Elasto-hydrodynamische Schmierung von Druckkämmen

Thoden, D.

*Ein entscheidender Vorteil von Druckkämmen sind die relativ geringen Reibverluste gegenüber einer separaten axialen Lagerung. Der Grund hierfür ist der elasto-hydrodynamische Kontakt zwischen Druckkamm und Anlaufring. Um diesen genau auslegen zu können, wurde ein Berechnungsprogramm entwickelt, welches die Temperatur und die Oberflächenrauigkeit berücksichtigt und die Verhältnisse über der gesamten Kontaktfläche grafisch darstellt.*

*The main advantage of thrust collars is the relatively slight friction loss compared to a separate axial bearing. This is caused by the elasto-hydrodynamic contact between thrust collar and the wearing. For the exact calculation a program was written, which considers influences like surface roughness and temperature and displays them over the whole contact zone.*

### 1 Grundlagen

Entscheidend bei der Berechnung von elasto-hydrodynamischen Kontakten ist zum einen die hydrodynamisch wirksame Geschwindigkeit, die für den Schmierfilmaufbau zuständig ist, und die Relativgeschwindigkeit der Kontaktpartner, die einen Großteil der Reibung verursacht.

Mittels der hydrodynamisch wirksamen Geschwindigkeit kann anhand der EHD-Theorie die Schmierfilmdicke nach Dowson und Higginson /1/ ermittelt werden. Wie diese Theorie auf Druckkämme angewendet werden kann, haben Langer und Kehl dargelegt /2, 3/.

Die Temperaturerhöhung wird durch die Viskositätsänderung des verwendeten Öls berücksichtigt. Den Einfluss von Oberflächenrauigkeiten auf EHD-Kontakte hat Schmidt /4/ bearbeitet. Auch diese Ergebnisse fließen in die Berechnung mit ein.

Das Programm ist unter der Programmierumgebung MATLAB von The Mathworks Inc. umgesetzt, wodurch flächige Berechnungen zügig durchgeführt werden können.

In der technischen Ausführung wird davon ausgegangen, dass der Druckkamm auf dem Ritzel aufgebracht ist und als Reibpartner eine geschlossene Fläche hat, so dass die

Kontaktfläche eine konstante Größe besitzt. Von einer Abstützung auf den Zähnen wird nicht ausgegangen.

### 2 Ausgangsdaten

Vor Beginn der Berechnungsablaufs werden die vorgegebenen Geometriedaten sowie die Stoffdaten für die Reibpartner und das Schmiermittel abgefragt bzw. berechnet.

Als variable Daten gelten die Geometrie des Druckkamms (Durchmesser und Schrägung) sowie des Anlaufrings und die Betriebsdaten Eingangsdrehzahl und Axialkraft.

Aus diesen variablen Daten können Auslegungsfälle zusammengestellt werden, die das Programm in einem Programmdurchlauf behandelt. Die Ausgabedateien werden mit einem Dateinamen versehen, aus dem sich die Parameter Eingangsdrehzahl, axiale Belastung und die Geometriedaten Druckkammdurchmesser, Gegenringdurchmesser und Kegelwinkel abgelesen werden können.

### 3 Berechnungen

#### 3.1 Berechnung der Geschwindigkeiten

Zur Berechnung der Relativgeschwindigkeit der Reibpartner werden für jeden Quadratmillimeter in der Kontaktzone die Relativgeschwindigkeiten der beiden Zahnräder vektoriell ermittelt. Hierfür werden je eine Matrix von der Dimension des Achsabstandes und des Druckkammdurchmessers für die Drehgeschwindigkeit sowie die Geometrie der beiden Räder erstellt. In zwei verschachtelten for-Schleifen wird für jeden Punkt überprüft, ob er innerhalb der Kontaktzone liegt und danach sowohl die x- und y-Geschwindigkeit sowie die Geometrie anhand der Schrägungswinkel für jedes Rad berechnet. Nach Durchlaufen dieser Schleifen werden die Matrizen auf die Größe der Kontaktfläche verkleinert.

Durch Subtrahieren der Geschwindigkeiten von Rad und Ritzel wird die Relativgeschwindigkeit zwischen den Reibpartnern ermittelt. Die Durchschnittsgeschwindigkeit ist gleichbedeutend mit der hydrodynamisch wirksamen Geschwindigkeit, die entscheidend für die Tragfähigkeit des Reibkontakts ist.

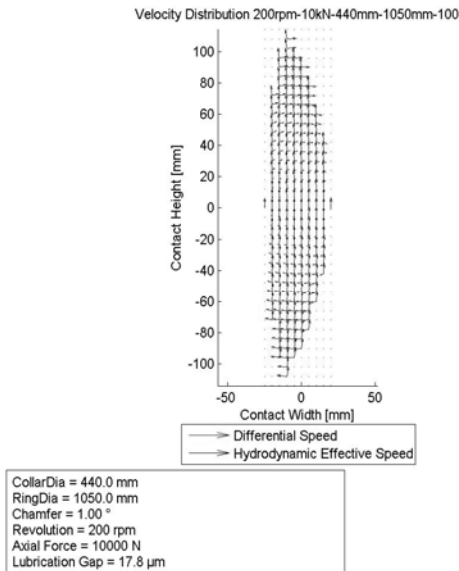


Abbildung 1 Vektordarstellung von Differenz- und hydrodynamisch effektiver Geschwindigkeit

**3.2 Tragfähigkeitsberechnung**

Durch die hohe Axialkraft und den linienförmigen Kontakt wird für die Berechnung der Tragfähigkeit die elasto-hydrodynamische Schmierfilmtheorie verwendet.

Der minimale Schmierfilm ergibt sich nach der Formel von Dowson und Higginson:

$$h_{min} = K \cdot R_{Red} \cdot G^g \cdot U^c \cdot W^w$$

Hierbei ist  $h_{min}$  als minimalem Schmierfilm und

$$R_{Red} = \frac{R_1 \cdot R_2}{R_1 + R_2}$$

als reduziertem Radius, wobei  $R_1$

und  $R_2$  die Kegelradien der angeschrägten Druckkammflächen sind.

$$G = \alpha_{P2000} \cdot E_{Red}$$

als Werkstoffkennzahl mit  $\alpha_{P2000}$  als

Druck-Viskositäts-Koeffizienten und  $E_{Red}$  als reduziertem Elastizitätsmodul

$$E_{Red} = \frac{\frac{E_1}{1 - \nu_1^2} + \frac{E_2}{1 - \nu_2^2}}{2}$$

$$U = \frac{\eta_0 \cdot u_{hyd}}{E_{Red} \cdot R_{Red}}$$

als Geschwindigkeitskennzahl mit  $\eta_0$

als Ausgangsviskosität und  $u_{hyd}$  als hydrodynamisch wirksame Geschwindigkeit.

$$W = \frac{F}{l_S \cdot E_{Red} \cdot R_{Red}}$$

als Lastkennzahl mit F als

Axialkraft und  $l_S$  als Berührlänge, also der Breite der Kontaktfläche.

Die Koeffizienten und Exponenten  $K$ ,  $g$ ,  $c$  und  $w$  werden für den Zylinderkontakt, mit welchem

annähernd das Druckkammproblem beschrieben werden kann mit  $K = 2.65$ ,  $g = 0,54$ ,  $c = 0,70$  und  $w = -0,13$  angegeben.

**3.2.1 Temperatureinfluss**

Da davon auszugehen ist, dass sich das Schmiermittel über den elasto-hydrodynamischen Kontakt erwärmt, muss ein entsprechender Korrekturfaktor eingefügt werden. Der minimale Schmierfilm ergibt sich somit als:

$$h_{min,th} = h_{min} \cdot C_{th}$$

mit  $C_{th}$  als thermischem Korrekturfaktor.

Dieser wird mit dem Bekastungsfaktor

$$L_{th} = \frac{\eta_0 \cdot \beta \cdot u_{hyd}}{k}$$

als  $C_{th} = \frac{0,39}{0,39 + L_{th}^{0,62}}$

berechnet. Hierbei ist  $k$  der Wärmeleitkoeffizient des eingesetzten Öls. Der Temperatur-Viskositäts-

Koeffizient  $\beta$  wird über zwei bekannte Viskositäten  $\eta_1$  und  $\eta_2$  bei festgelegten Temperaturen  $T_1$  und  $T_2$  errechnet.  $K_0$  dient zur Umrechnung von °C auf K:

$$\beta = \frac{(T_2 + K_0) \cdot (T_1 + K_0)}{(T_2 - T_1) \cdot (T_2 + K_0)^2} \cdot \ln\left(\frac{\eta_1}{\eta_2}\right)$$

Die nötigen Werte können aus den Datenblättern der Ölhersteller entnommen werden.

**3.2.2 Oberflächeneinfluss**

Als weiterer Einfluss kommt die Oberflächenrauigkeit zum Tragen. Nach /4/ kann diese über den Faktor  $C_{RS}$  berücksichtigt werden. Dieser wird aus verschiedenen Werten der ABBOTT'schen Materialanteilkurve, gebildet und errechnet sich wie folgt:

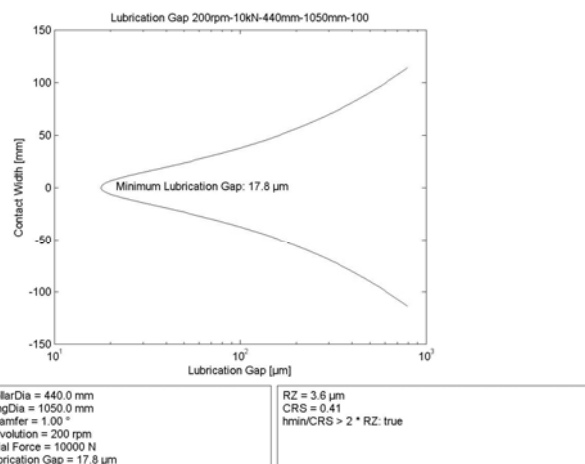


Abbildung 2 Schmierspalthöhe in der gesamten Kontaktzone

$$C_{RS} = 0,8 \cdot \left( \frac{R_K}{R_Z} \right)^{0,61} \cdot \left( \frac{\frac{F_{r1}}{M_{r1}}}{\frac{F_{r2}}{100\% - M_{r2}}} \right)^{0,25}$$

$R_Z$  ist der Wert für die gemittelte Rauhtiefe,  $R_K$  gibt die Kernrauhtiefe an. Die mittlere Profilspitzenhöhe  $\frac{F_{r1}}{M_{r1}}$  und die mittlere Profiliriefentiefe  $\frac{F_{r2}}{100\% - M_{r2}}$  ergeben sich aus der erwähnten Materialanteilkurve. Die Faktoren und Exponenten sind empirisch ermittelte Werte.

Nach der Bestimmung dieser Einflussfaktoren lässt sich die minimale Schmierfilmdicke mit

$$h_{min,th,RS} = \frac{h_{min,th}}{C_{RS}}$$

Mit ihr kann nun die Geometrie der Kontaktzone und die dortige Schmierfilmdicke berechnet werden.

### 3.2.3 Ermittlung der Reibleistung

Es wird davon ausgegangen, dass das Schmieröl Newton'sches Verhalten zeigt. Somit ist die Scherspannung im Öl  $\tau(x, y) = \eta \cdot \frac{\Delta u(x, y)}{h(x, y)}$ . Wird

diese über die gesamte Fläche integriert, so ergibt sich die Reibkraft  $F_R = \iint \tau(x, y) dx dy$ , mit der der Gleitreibungskoeffizient  $\mu = \frac{F_R}{F_N}$  bestimmt werden

kann.

Zur Berechnung der Reibleistung pro Flächenelement wird die örtliche Schubspannung mit der Differenzgeschwindigkeit multipliziert:

$$P_R(x, y) = \tau(x, y) \cdot \Delta u(x, y)$$

Die gesamte Reibleistung ergibt sich wiederum durch Integration:

$$P_R = \int_A P_R(x, y) dA$$

Die maximale Temperaturdifferenz des Druckrings gegenüber der Umgebungstemperatur errechnet sich aus der Wärme, die über die Reibfläche am Druckring abgegeben werden kann. Überschlägig errechnet sich diese zu:  $\Delta \vartheta = \frac{P_R}{\alpha \cdot A}$  mit  $\alpha$  als

Wärmeübergangskoeffizient und  $A$  als gesamte Reibfläche des Druckrings.

## 4 Datenausgabe

Die Ausgabe der Berechnungsergebnisse erfolgt graphisch. Neben den Diagrammen wird stets eine

Tabelle mit den wichtigsten Ausgangsdaten ausgegeben. Zusätzlich werden in einer weiteren Tabelle die Ergebnisse für die entsprechende Ausgabe angezeigt, wenn dieses notwendig ist.

### 4.1 Ausgabe der fallweisen Berechnungen

#### 4.1.1 Ausgabe der Geschwindigkeiten

Zur Darstellung des Unterschiedes zwischen der Relativgeschwindigkeit und der hydrodynamisch wirksamen Geschwindigkeit, werden beide in einem Diagramm als Vektoren dargestellt (Abbildung 1). Dabei wird ersichtlich, dass im Kontakt die Differenzgeschwindigkeit am niedrigsten ist, die hydrodynamisch wirksame Geschwindigkeit jedoch gleich bleibend hoch ist.

#### 4.1.2 Ausgabe der Schmierspaltgeometrie

In einer zweiten Abbildung wird ein Längsschnitt über die den gesamten Schmierspalt dargestellt. Um die Kontaktzone besser darstellen zu können, wird eine logarithmische Einteilung gewählt (Abbildung 2). Als Zusatzinformationen werden die mittlere Rautiefe, der Rautiefeneinflussfaktor sowie die Überprüfung der minimal nötigen Schmierspalthöhe eingeblendet.

#### 4.1.3 Ausgabe der Scherspannung

In der dritten Abbildung wird die Verteilung der Scherspannung im Schmierstoff angegeben (Abbildung 3). Da sie von der Schmierspalthöhe und der Differenzgeschwindigkeit abhängt, ist sie am äußeren Rand des Wälzbereichs am größten. Als Informationen werden die gesamte Radialkraft

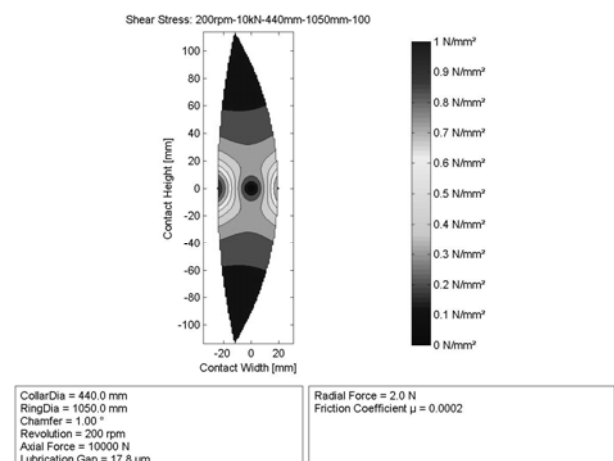


Abbildung 3 Scherspannung im Schmierstoff und der Gleitreibungskoeffizient ausgegeben.

#### 4.1.4 Ausgabe der Reibleistung

In einer weiteren Abbildung wird die Verteilung der Reibleistung pro Flächenelement dargestellt (Abbildung 4). Sie ist wiederum am äußeren Rand

des Wälzbereichs am größten, da hier die relativ größte Differenzgeschwindigkeit auf den relativ kleinsten Schmierespalt trifft.

Weiter Informationen in dieser Darstellung sind die gesamte Reibleistung und die Differenztemperatur des Druckrings gegenüber der Gehäuseluft.

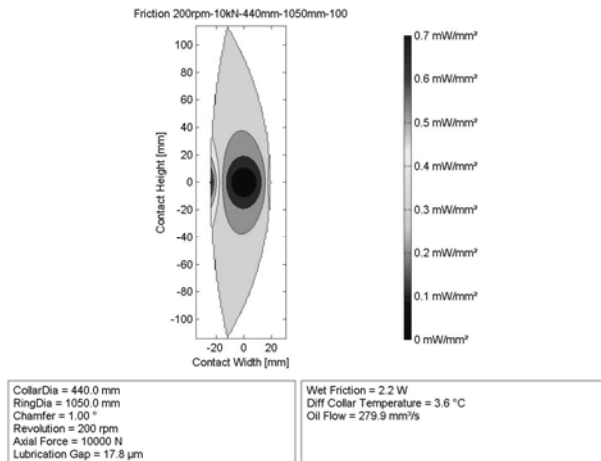


Abbildung 4 Reibleistung pro Fläche

#### 4.2 Bestimmung der minimalen Geschwindigkeit

Zur Bestimmung der minimalen Geschwindigkeit, bei der die vollständige Trennung der Oberflächen vorliegt, wird eine Untersuchung im unteren Geschwindigkeitsbereich mit verschiedenen Kegelwinkeln durchgeführt.

Für einen Bereich von  $1 \dots 150 \text{ min}^{-1}$  wird die elastohydrodynamische Schmierfilmhöhe nach den oben angegebenen Formeln mit allen Einflussfaktoren bestimmt und in ein Diagramm (Abbildung 5) aufgetragen. Die Kegelwinkel werden dabei in einem Bereich von  $0,5^\circ \dots 2,5^\circ$  gesteigert. Die Drehzahl, bei der erstmals eine vollständige Trennung vorliegt, wird mit im Diagramm angezeigt.

Der in /2/ beschriebene Effekt, dass die Tragfähigkeit bei sehr kleinen Kegelwinkeln wieder abnimmt, konnte dabei nicht berücksichtigt werden, so dass empfohlen wird, keine Kegelwinkel unter  $1,0^\circ$  zu wählen.

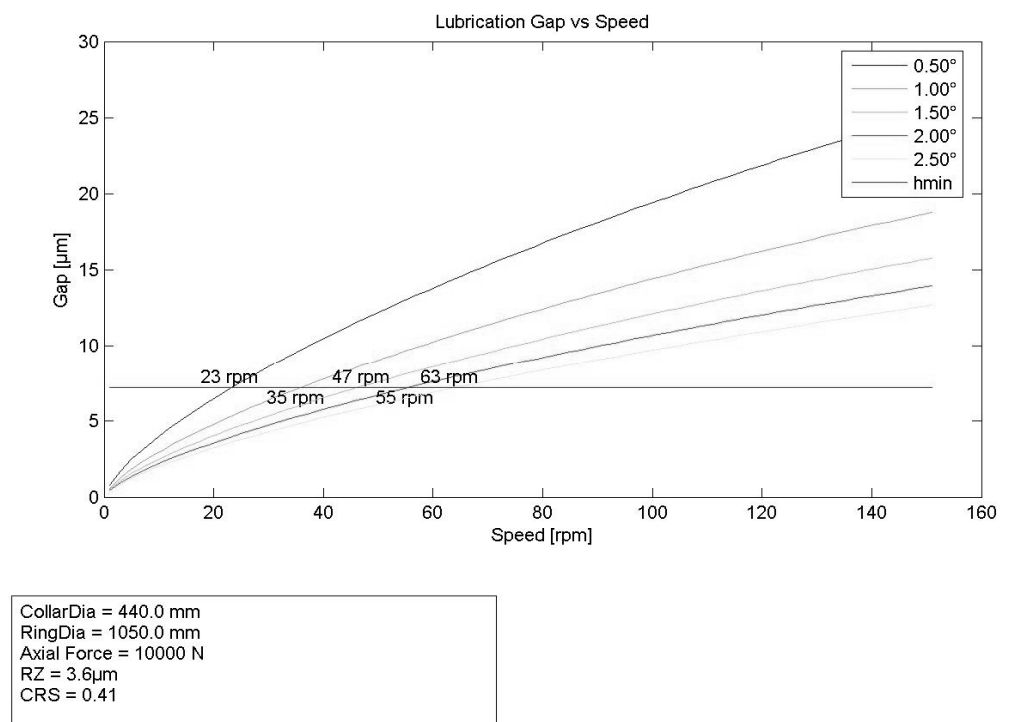


Abbildung 5: Schmierspalthöhe gegenüber Drehzahl

## 5 Zusammenfassung

Mit dem vorliegenden Programm können Druckkämme nach dem derzeitigen Stand des Wissens auf die hydrodynamische Tragfähigkeit hin ausgelegt werden.

Durch den modularen Programmaufbau ist es sogar möglich, Optimierungsfunktionen anzuwenden, um bei minimaler Reibleistung die maximale Tragfähigkeit zu ermitteln.

Somit steht der vielseitigen Verwendung dieses Interessanten Maschinenelements nichts mehr im Wege.

## 6 Literatur

- /1/ Dowson, D.; G. R. Higginson: Elasto-Hydrodynamic Lubrication : SI. Oxford usw. : Pergamon Pr., 1977.
- /2/ Langer, H.: Hydrodynamische Axialkraftuebertragung Bei Wellen Schnellaufender Getriebe. Transmission of Axial Forces between Shafts in High Speed Gearboxes by Hydrodynamic Effects. In: Konstruktion im Maschinen-, Apparate- und Geraetebau 1982 (34), 12, S. 473-478.
- /3/ Kehl, G.; F. Mertin: Schmierfilmtragfähigkeit in Druckkammgetrieben. In: Tribologie und Schmierungstechnik 2001 (48), 1, S. 12-15.
- /4/ Schmidt, Uwe: Die Schmierfilmbildung in Elastohydrodynamisch Beanspruchten Wälzkontakten Unter Berücksichtigung Der Oberflächenrauheit : 1985.