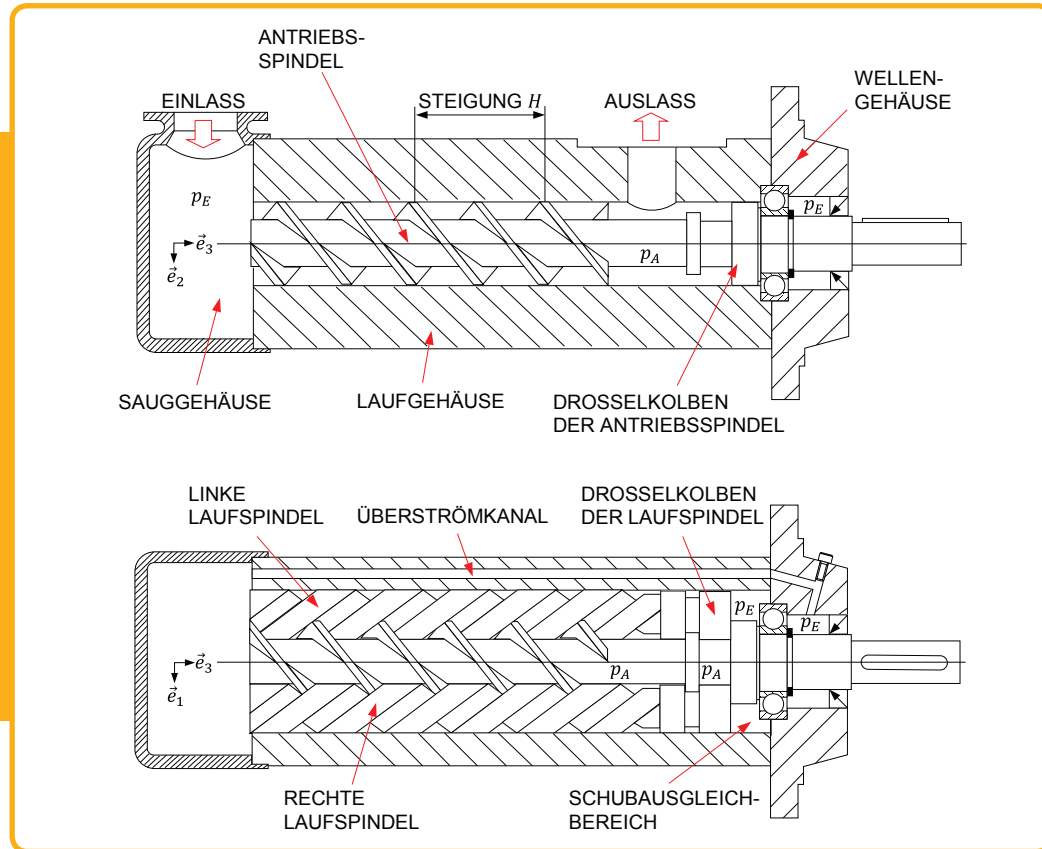


# Messung und Berechnung der Druckeinsatzgrenzen dreispindeliger Schraubenpumpen



Joachim Thurner, Peter F. Pelz

Schraubenpumpen werden aufgrund ihres pulsationsarmen Fördergangs beispielsweise in hydraulischen Pressen, Aufzügen und Schmiermittelkreisläufen eingesetzt. Hauptsächlich werden sie in der Öl- und Chemieindustrie eingesetzt. Dort fördern sie sowohl dünnflüssige Medien wie Kerosin und Heizöl oder auch zähflüssige Medien wie Bitumen. Problematisch bei Förderung von niedrigviskosen Medien ist die geringe Schmierfilm-Tragfähigkeit, welche die erzielbare Druckdifferenz begrenzt. Der Artikel zeigt Messungen und Berechnungen zur Vorhersage der Einsatzgrenze.

## Einführung

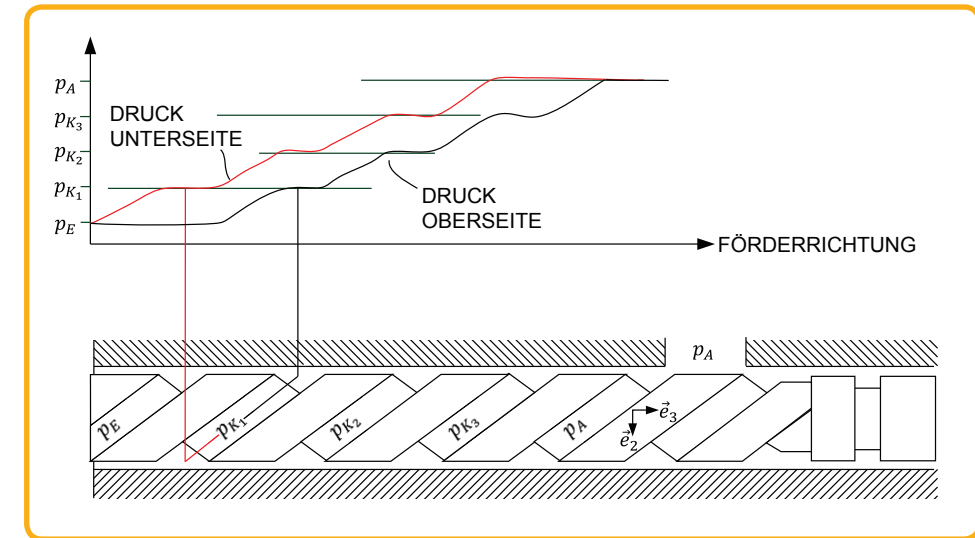
Der Aufbau einer dreispindeligen Schraubenpumpe ist in Bild 01 dargestellt. Das Fördergut tritt auf der linken Seite in das Schraubenpaket, bestehend aus zentraler Antriebsspinde und seitlichen Laufspindeln, ein und wird nach rechts ausgeschoben. Zwischen Spindeln und Gehäuse bilden sich abgeschlossene Förderkammern, die sich in gleichförmiger Geschwindigkeit axial verschieben. Der beschriebene Druckerhöhungsmechanismus führt zu einem theoretisch pulsationsfreien Förderstrom. Axial sind die Förderschrauben an der Seite des Wellenendes im sogenannten Schubausgleichsbereich mit Saugmedium hinterfüllt. Dieser Lastausgleich reduziert die axiale Belastung der Bauteile und erhöht die Lebensdauer der Maschine.

## Problematik der Druckeinsatzgrenze

Die Förderkammer stellt ein Gebiet gleichen Druckes dar. Da diese sich schraubenförmig um die Spindel windet, liegen an Ober- und Unterseite der in Bild 02 gezeigten rechten Laufspindel im gleichen Achsschnitt unterschiedliche Drücke vor. Über nahezu den ganzen Förderbereich hinweg herrscht an der Spindelunterseite ein höherer Druck als an der Spindeloberseite. Di-

**Autoren:** Dipl.-Ing. Joachim Thurner war zum Zeitpunkt der Beitragserstellung Mitarbeiter des Instituts für Fluidsystemtechnik (FST) der TU Darmstadt; Uniu.-Prof. Dr.-Ing. Peter Pelz ist Institutsleiter

## 01 Aufbau einer dreispindeligen Schraubenpumpe



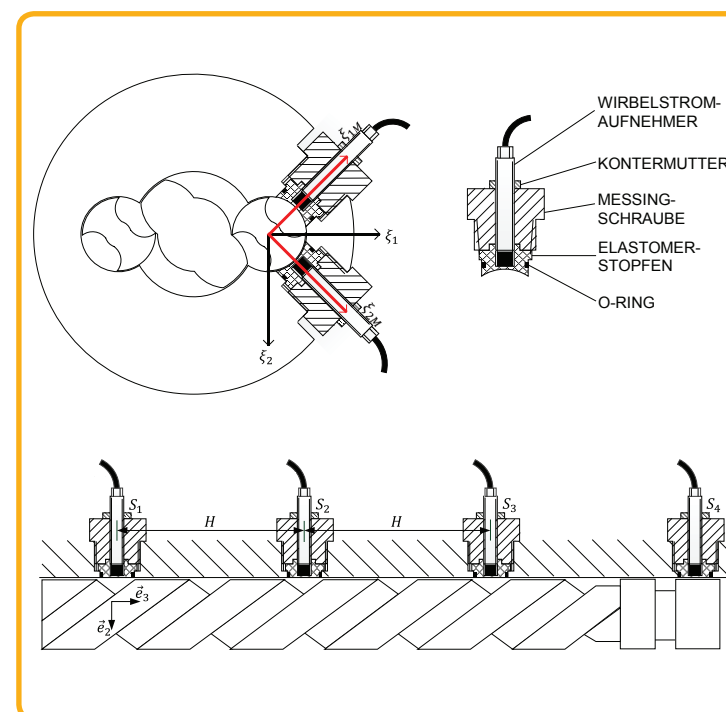
02 Hydrostatische Drucklast auf die rechte Laufspindel

es führt zu einer Verlagerung der rechten Laufspindel in Richtung der oberen Gehäusewand.

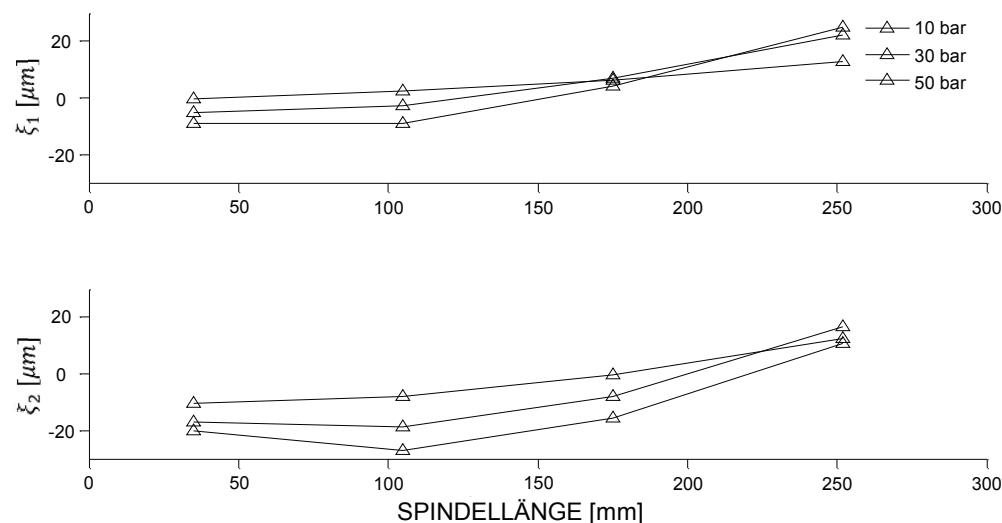
Die Schraube ist im Dichtspalt gleitgelagert. Infolgedessen sind die erzielbaren Gleitlager-Reaktionskräfte proportional zu der verwendeten Drehzahl und proportional der dynamischen Viskosität des Förderfluids. Bei geringer Viskosität des Förderguts und hohen Drücken kommt es zum Anlaufen der Schraube gegen die Wand. Dieser Zustand ist durch ein erhöhtes Reibmoment und Verschleiß gekennzeichnet.

## Messtechnische Untersuchung der Spindelverlagerung

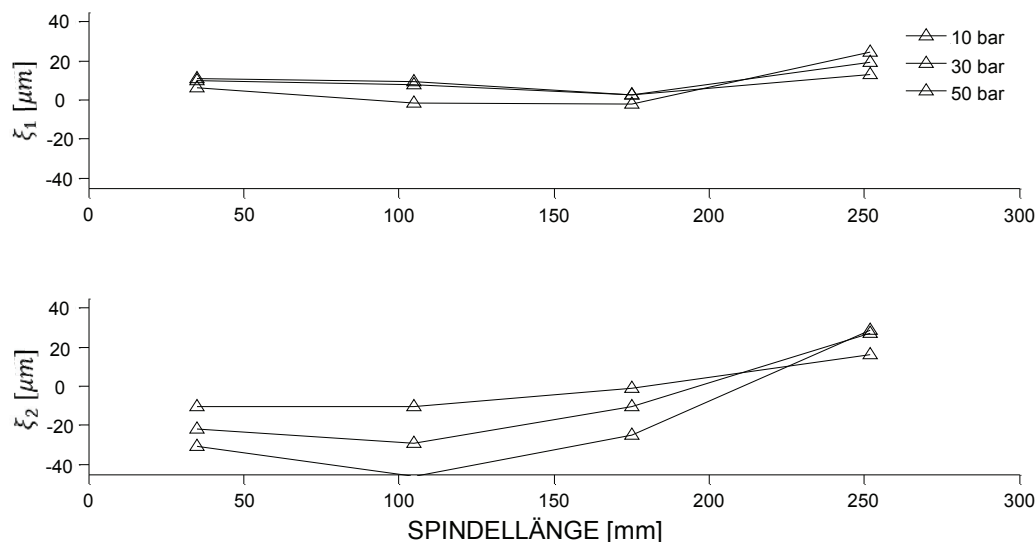
Die Verlagerung der rechten Laufspindel im Spalt wird mit Hilfe von induktiven Abstandssensoren erfasst. Der Großteil der Sensoren ist dabei im Bereich des Förderprofils eingebracht. Die Sensoren haben ein Messbereichsintervall von 2 mm. Sie erfassen nur die Zeiträume, während der die Sensorspitze dem Kopfkreis der Laufspindel gegenüber steht. Durch die Anordnung der Sensoren im Abstand von einer Schraubensteigung im Bereich des Förderprofils, finden die Messintervalle gleichzeitig statt. Die Sensoren sind im Bereich der Messspitze in einen magnetisch inerten Kunststoffstopfen eingehüllt, der gegen das Fördermittel dichtet. Der Stopfen ist formschlüssig mit einer äußeren Messingschraube verbunden, welche den Sensor im Gehäuse verankert (Bild 03).



03 Messaufbau zur Untersuchung der Spindelverlagerung



04a Durchbiegung der rechten Laufspindel bei 1500 min<sup>-1</sup> und 6 cSt



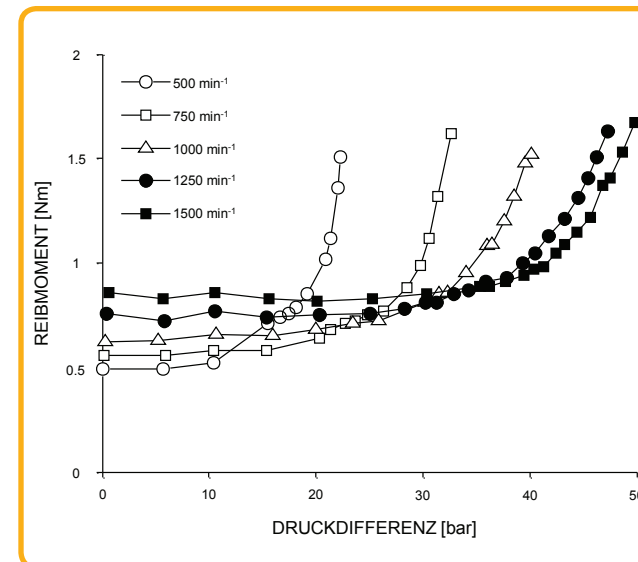
04b Durchbiegung der rechten Laufspindel bei 1500 min<sup>-1</sup> und 68 cSt

Es wurden Messungen mit kinematischen Ölviskositäten von 6 und 68 cSt durchgeführt [Sto12]. Die in **Bild 04a** und **04b** dargestellten Auslenkungen der Spindel sind die Verlagerung der Spindel an den vier Messstellen, ausgehend von der Verlagerung der Spindel bei einem nahezu lastfreien Betriebspunkt von 2 bar. Hierbei beginnt die Auftragung am saugseitigen Ende der Spindel. Diese hat eine Gesamtlänge von 263 mm. Die lateralen Verlagerungswerte an den vier Messstellen sind zu einem Linienzug verbunden, welcher einer Biegelinie, wie von einem Bernoulli-Balken bekannt, ähnelt. Die Abszisse stellt hierbei die Längskoordinate der Spindel dar, die Ordinate den Wert der lateralen Verlagerung. Da sich das Gehäuse durch Innendruck aufwölbt, wurden die Messwerte um die Verlagerung der Sensorhalterung korrigiert. Dies betrifft allerdings nur die horizontale Verlagerung  $\xi_1$ , da die Aufwölbung des Gehäuses und des Sensorsystems nahezu symmetrisch um die horizontale Achse erfolgt. (Hierdurch ist auch zu erklären, dass die Laufspindel in die vertikale  $\xi_2$ -Verlagerung größer ist als das Passungsspiel im

drucklosen Zustand.) Die stärkste Auslenkung im Förderprofil erfolgt stets vertikal in Richtung der hydrostatischen Profillast, wobei die größte Verlagerung in der Mitte des Förderprofils an Sensor 2 stattfindet. In den Randbereichen des Förderprofils bilden sich nicht in jedem Drehwinkel abgeschlossene Kammern. Im Bereich der horizontalen Verlagerung  $\xi_1$  kommt es um den Drosselkolben (Bild 01) am vorderen Ende der Laufspindel zu einer Verlagerung zur Gehäusewand hin. Dies resultiert aus der hydrostatischen Druckverteilung um den Drosselkolben herum.

### Messtechnische Untersuchung des Reibmoments der Pumpe

Die Verlagerungsmessungen machen physikalische Vorgänge innerhalb der Pumpe deutlich, geben aber wenig Aufschluss darüber, welche Last maximal zulässige ist. Ein unzulässiger Betriebszustand liegt vor, wenn die Schraube von fluidischer



05 Reibmoment bei 6 cSt für diverse Drehzahlen

Schmierfilmreibung in Mischreibung mit größeren Anteilen an Festkörperreibung übergeht. Dieser Übergang ist in einem starken Anstieg des Reibmoments sichtbar.

Das Reibmoment  $M_R$  ergibt sich als Differenz zwischen dem gemessenen Antriebsmoment  $M$  der Pumpe und dem energetisch optimalem Moment zur Erzielung der Druckdifferenz  $\Delta p$  bei einem geometrischen Volumen  $V_G$  der Maschine.

$$M_R = M - \frac{1}{2\pi} \Delta p V_G \quad \text{Gl.1}$$

**Bild 05** zeigt erste exemplarische Messungen der Reibkurven bei einer Viskosität von 6 cSt für höhere Drehzahlen. Erwartungsgemäß nimmt das Tragvermögen des Schmierfilms für höhere Drehzahl zu. Die Messungen werden ausgehend vom lastarmen Zustand bei niedrigster Druckdifferenz bis zu einer Überhöhung des Reibmoments um 1Nm vom Ausgangswert durchgeführt.

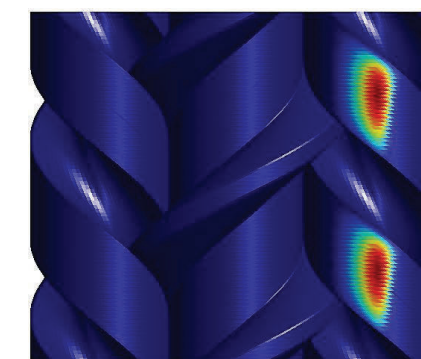
Bei einem produktionsneuen Gehäuse ist das Reibmoment höher als bei einem bereits eingelaufenen Gehäuse. Nach einiger Betriebszeit unter Last stellen sich reproduzierbare Reibmomentkurven ein. So lag das maximal gemessene Reibmoment bei 1500 min<sup>-1</sup> nach obenstehendem Verfahren beim Erstbetrieb der Pumpe bei 35 bar und nach erfolgtem Einlauf bei 50 bar.



06 Mantelflächensegmente der Schraubenspindeln



07 Lastdruckverteilung auf den Schraubenspindeln



08 Gleitlagerdruckverteilung auf den Schraubenspindeln

### Aufbau des Betriebslastenmodells

Aufgrund der Selbstähnlichkeit des Schraubenprofils erfasst das Berechnungsmodell nur eine Druckstufe. Die Mantelfläche der Schrauben ist in **Bild 06** dargestellt. Bei der Generierung des Profils wird zwischen Flächensegmenten am Fußkreis, am Kopfkreis und an der zyklodisch geformten Verbindungsflanke unterschieden. Ferner wird zwischen Flächensegmenten, die sich innerhalb oder außerhalb des Eingriffskreises der Gegen-spindel befinden, sowie zwischen Vorder- und Rückseite unterschieden. Die 48 Flächenkennungen je Spindel sind in Bild 06 dargestellt.

### Berechnung der hydrostatischen Aktionskraft

Zur Berechnung der hydrostatischen Last können 44 Teilflächen je Spindel als mit Druck- oder Saugraum kommunizierend angenommen werden. Dies sind die Teilflächen aus Bild 06, welche in **Bild 07** monochromatisch rot oder blau wiedergegeben werden. Hier kann eine Berechnung des Drucks entfallen, da Einlass- und Auslassdruck, welche an diesen Flächen vorliegen, Randbedingungen des Modells sind. Die wesentliche Programmierarbeit bei dem Modell besteht darin, die bekannten Drücke den zugehörigen Oberflächensegmenten der Spindeln zuzuweisen. Lediglich die flächig ausgeführten Dichtstege zwischen Kopfkreis der Spindeln und Gehäuse müssen gerechnet werden, da die hier vorliegenden Drücke nicht mit der Randbedingung identisch sind. Hierzu wird die Reynoldsche Schmierfilm-Gleichung gelöst. Die Antriebsspindel ist punktsymmetrisch belastet und daher in Summe von Querkraften frei. Deshalb wurde hier auf die Berechnung der Druckverteilung am Kopfkreis verzichtet und der Fläche hälftig Einlass- und Auslassdruck zugewiesen.

Das Modell erfüllt die Energieerhaltung, und die Achslast aller drei Spindeln entspricht dem Produkt aus Bohrungsquerschnitt und Druckdifferenz. Der Industriepartner hat zudem ein CFD-Modell in Auftrag gegeben. Hiermit stimmen die Ergebnisse in der Querkraft bis auf 2 % überein [Thu13].

### Berechnung der hydrodynamischen Reaktionskraft

Zur Berechnung der hydrodynamischen Gleitlagerkraft muss die Reynolds-Gleichung ebenfalls zwischen Kopfkreis der Laufspindel und Gehäuse gelöst werden (**Bild 08**). Außerhalb dieser Bereiche hat der Gleitlager-Effekt keinen Einfluss auf das Druckniveau. In der Simulation wird die Laufspindel aus der zentralen Lage ausgelenkt.

Bei maximal zulässiger Auslenkung befindet sich an der engsten Stelle zwischen Gehäuse und Spindel der sogenannte Restspalt. Die Restspalthöhe ist eine Funktion der Oberflächenbeschaffenheit von Spindel und Gehäuse. Eine konservative Abschätzung des zulässigen Restspalts erhält man durch die Addition der mittleren Rauheiten der Gegenauflflächen. Tatsächlich ist aber die erzielbare Gleitlager-Tragfähigkeit höher, mithin der Restspalt geringer. Dieser stellt sich durch den Einlauf der Pumpe ein, da Rauheitsspitzen im weichen Alugehäuse von der gehärteten Stahlspindel abgeschliffen werden. Während die Oberflächenstruktur der in Spindellängsrichtung geräumten Gehäuse Fertigungsriefen in Spindellängsrichtung aufweist, kommen im Betrieb Laufspuren in drehtangentialer Richtung hinzu. Dieser Zusammenhang ist in **Bild 09** dargestellt. Gleichzeitig sinkt in den ersten Betriebsstunden das Reibmoment der Pumpe bei gleichartigen Betriebszuständen ab, um dort auf stabilem Niveau zu verharren. Dies deutet darauf hin, dass der schleifende Einlaufprozess zu einem Ende gelangt ist. Dieser Prozess ist für verschiedene Pumpen reproduzierbar [Kuh12],[Thu13].

Gegenüber der Festlegung absoluter oder relativer Rotor-Exzentrizitäten ist der Restspalt das robustere Kriterium gegen Passungstoleranzen, die sich weniger in der Tragfähigkeit des Gleitlagers auswirken, als man vermuten würde, da der Druckaufbau des Gleitlagers vor allem von der Nah-Geometrie um den engsten Spalt herum beeinflusst ist.

Der Ort des kleinsten Spalts wird über eine iterativ angepasste Verlagerungsannahme bestimmt. Die richtige Verlagerungsannahme ist gefunden, wenn die Gleitlagerkraft der hydrostatischen Last entgegen wirkt.

### Berechnung der Einsatzgrenze

Die hydrostatische Bauteillast wird über mehrere Druckstufen verteilt getragen. Die Biegelinien-Messung hat deutlich vor Augen geführt, dass die Laufspindel nicht als Starrkörper behandelt werden darf, wie das in der Vergangenheit für den innen-gleitgelagerten dreispindeligen Bautyp stets angenommen wurde.

Im Ein- und Auslauf des Profils bilden sich nicht zu jedem Zeitpunkt abgeschlossene Kammern. Der Bereich ist gegenüber dem Mittenbereich schwächer belastet.

Aufgrund der Elastizität der Schraube wird die Annahme getroffen, dass lediglich die Dichtstege, die Teil einer Druckstufe

sind, die an dieser Stelle eingebrachte hydrostatische Aktionskraft lagern. Daher ist die mittlere Stufenanzahl pro Umdrehung zu ermitteln.

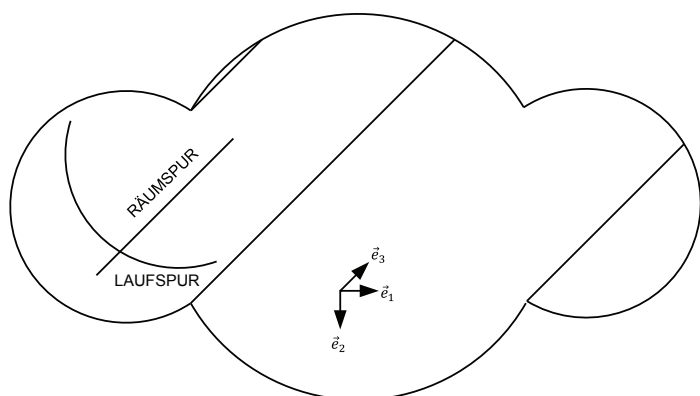
Die maximale axiale Erstreckung einer Dichtlinie  $\Delta L$  kann **Bild 10** entnommen werden. In Abhängigkeit der Größe des Kopfkreissegments der Antriebsspindel ergibt sich hier eine Fallunterscheidung. Beim doppelgängigen Profil wiederholt sich die Geometrie axial im Abstand einer halben Steigung  $H$ .

Es ergibt sich in jedem Drehwinkel genau eine abgeschlossene Dichtlinie, wenn das Förderprofil um eine halbe Steigung länger als  $\Delta L$  ist. Allgemein errechnet sich die mittlere Anzahl der Druckstufen  $\bar{a}_s$  aus der Länge des Förderprofils  $L$  zu

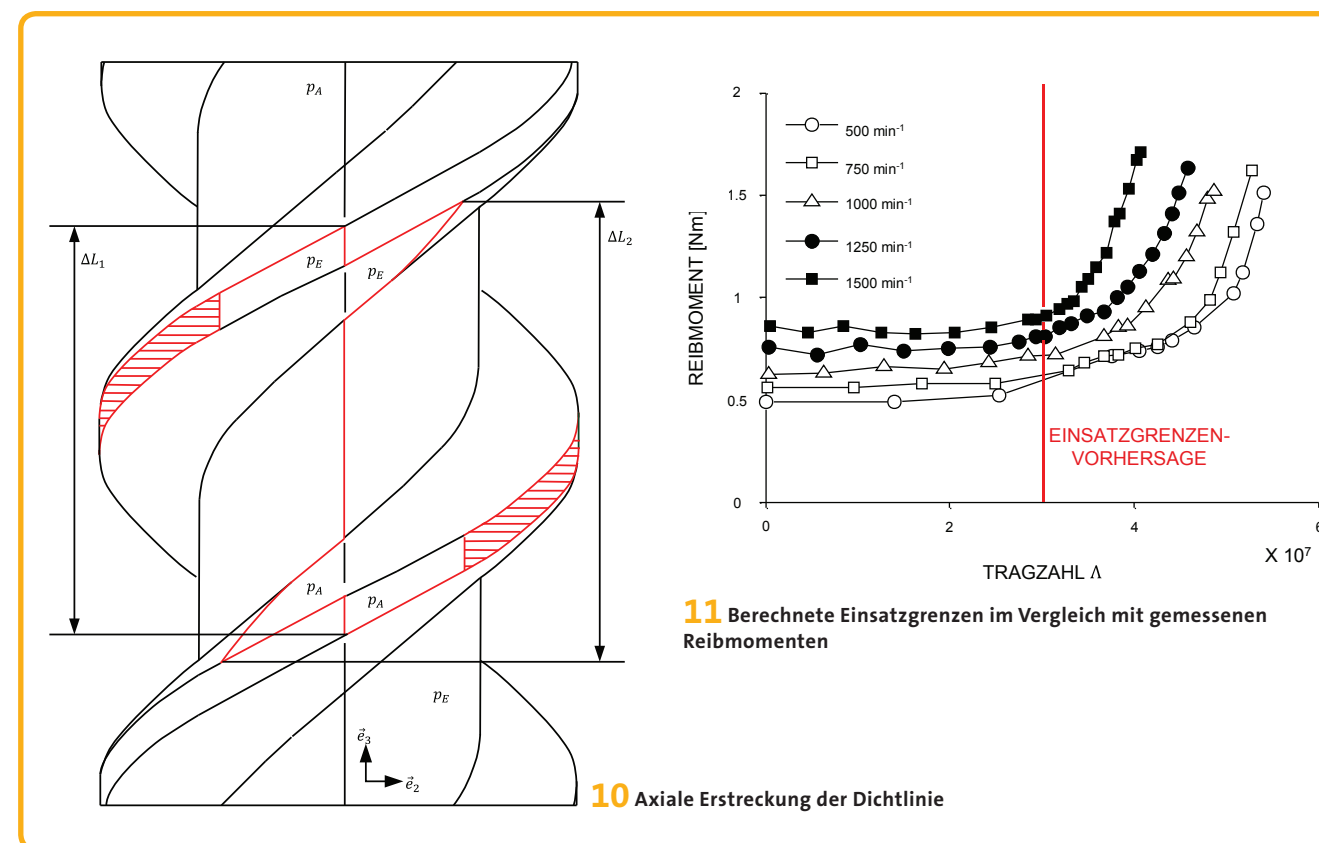
$$\bar{a}_s = \frac{2}{H}(L - \Delta L). \quad \text{Gl.2}$$

Die minimale Anzahl der Stufen erhält man durch abrunden, die maximale durch aufrunden des Zahlenwerts. Die Frequenz der Kammerneubildung und Auflösung erfolgt beim doppelgängigen Profil mit der doppelten Drehfrequenz. Die Frequenzanalyse des Reibmoments hat hier kein Maximum. (Ein ausgeprägtes Maximum des Frequenzspektrums des Reibmoments liegt bei einfacher Drehfrequenz und ist vermutlich auf fertigungsbedingte „Rundlauffehler“ zurückzuführen.) Es wird

Formelzeichen	
$\bar{a}_s$	Anzahl der Druckstufen
$\vec{e}_1$	Horizontale raumfeste Einheitskoordinate in Achsversatzrichtung
$\vec{e}_2$	Vertikale raumfeste Einheitskoordinate
$\vec{e}_3$	Horizontale raumfeste Einheitskoordinate in Förderrichtung
$H$	Schraubensteigung
$L$	Länge des gemeinsamen Schraubenprofils der Spindeln
$\Delta L$	Axiale Erstreckung der Dichtlinie
$M$	Antriebsmoment der Pumpe
$M_R$	Reibmoment der Pumpe
$n$	Drehzahl
$p_A$	Auslassdruck
$p_E$	Einlassdruck
$p_K$	Kammerdruck
$\Delta p$	Druckdifferenz
$S$	Abstandssensor
$V_G$	Geometrisches Volumen der Pumpe
$\eta$	Dynamische Viskosität
$\Lambda$	Tragzahl
$\xi$	Verlagerungskordinate im rotierenden Bezugssystem (Spindel)
$\xi_M$	Verlagerungskordinate im stehenden Bezugssystem



09 Riefen im Inneren des Laufgehäuses



10 Axiale Erstreckung der Dichtlinie

11 Berechnete Einsatzgrenzen im Vergleich mit gemessenen Reibmomenten

daher davon ausgegangen, dass mit der mittleren Stufenzahl das akkurateste Ergebnis erzielt wird. Es wird in diesem Projekt versucht keine konservative, sondern eine möglichst genaue Abschätzung der physikalischen Einsatzgrenze zu ermitteln. Es obliegt somit dem Pumpenhersteller, die Sicherheitszuschläge festzulegen. Die erzielbare Tragfähigkeit des Gleitlagereffekts errechnet sich aus dem Produkt der Stufenzahl und des Tragvermögens des Einzelstegs.

### Fazit

In **Bild 11** wurden die gemessenen Reibmoment-Verläufe in Abhängigkeit der Tragzahl  $\Lambda$  dargestellt. Diese setzt die Druckdifferenz  $\Delta p$ , der die hydrostatische Last proportional ist, ins Verhältnis zu Drehzahl  $n$  und dynamischer Viskosität  $\eta$  des Mediums, welche dem hydrodynamischen Tragvermögen proportional sind. Die Zahl ist der Sommerfeldzahl in der Gleitlagertheorie ähnlich, hat gegenüber dieser den Vorteil, dass die Lastkraft, welche nicht als explizit analytische Lösung existiert, nicht eingesetzt werden muss und aus äußeren Parametern des Betriebspunkts und nicht aus Inneren der Maschine gebildet wird.

$$\Lambda = \frac{\Delta p}{\eta n} \quad \text{(Gl. 3)}$$

Bild 11 zeigt, dass die modellierte Theorie des hydrodynamischen Gleitlagers den Sachverhalt der Einsatzgrenze für unterschiedliche Betriebsbereiche überraschend genau beschreibt. Im Bereich der Mischreibung ist die Gleitlagertheorie nicht mehr gültig. Da der Beginn des Gebiets der Mischreibung

allerdings die Einsatzgrenze markiert, stellt dies keine Einschränkung dar.

Das Programm zur Berechnung der Einsatzgrenze wurde bereits erfolgreich an den Industriepartner transferiert und von diesem für unterschiedliche Spindelsteigung, Durchmesser und Förderlängen erprobt. Es skaliert richtig über verschiedene geometrische Variationen hinweg, errechnet aber eine deutlich höhere Druckeinsatzgrenze, als die mit großen Sicherheitszuschlägen des Herstellers spezifizierten Angaben.

### Literaturhinweise:

- [Sto12] S. Stockert: Experimentelle Untersuchung der Biegelinie gleitgelagerter Schraubenspindelrotoren. Bachelorarbeit, Darmstadt, 2012
- [Kuh12] T. Kuhl: Konstruktion einer hydrostatisch gelagerten Schraubenspindel. Diplomarbeit, Darmstadt, 2012
- [Thu13] J. Thurner: Last und Lastausgleich zyklidenverzahnter Schraubenspindel. Dissertation, Darmstadt 2013

### Danksagung

Wir möchten unserem Industriepartner, der Leistritz Pumpen GmbH, für die gute Zusammenarbeit im Rahmen des Projekts „Optimierung des Wirkungsgrades, Erweiterung der Einsatzgrenzen und Erhöhung der Energiedichte von 3-spindeligen Schraubenspindeln“ danken sowie der Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen „Otto von Guericke“ e.V. (AiF), die das Projekt unter der Fördernummer KF 2529401 K09 finanziell unterstützt hat.