

Stick-Slip – ein Problem bei Plungerzylindern – Theorie und Experiment

Ölhydraulik und Pneumatik O&P 2002

Dr.-Ing. P. Pelz, Freudenberg Forschungsdienste KG
Dr. rer. nat. E. Freitag, Merkel Freudenberg Fluidtechnik GmbH

Zusammenfassung

Beim Betrieb des Hydraulikzylinders eines Gabelstaplers wird unerwünschtes Stick-Slip-Verhalten, insbesondere bei kleinen mittleren Kolbengeschwindigkeiten festgestellt.

Im vorliegenden Beitrag wird das Zusammenwirken von Dichtungs-Charakteristik, sowie Nachgiebigkeit des Hydrauliksystems untersucht. Ziel ist es, durch Systemverständnis die Dichtung für das Gesamtsystem gezielt zu verbessern (reduziertes Stick-Slip-Verhalten).

Im ersten Teil werden die drei Anteile an der Gesamtnachgiebigkeit, die Kompressibilität des Öles, die Kompressibilität von Luftblasen im Öl sowie die Zylindernachgiebigkeit diskutiert. Es wird gezeigt, dass die Öldruckänderung proportional zur relativen Kolbenbewegung ist.

Im zweiten Teil erfolgt die analytische Auswertung der Bewegungsgleichung für ein einfaches Reibgesetz. Es wird eine analytische Beziehung für die kritische Geschwindigkeit, das ist die Geschwindigkeit oberhalb derer die Stick-Slip Bewegung in eine reine Gleitbewegung übergeht, angegeben.

Der dritte Teil behandelt Versuche mit unterschiedlich bestückten Stangenköpfen. Es wird die von Merkel Freudenberg Fluidtechnik hinsichtlich Stick-Slip-Bewegung optimierte Kombination von Führung, Dichtung und Abstreifer vorgestellt.

1. Systemnachgiebigkeit

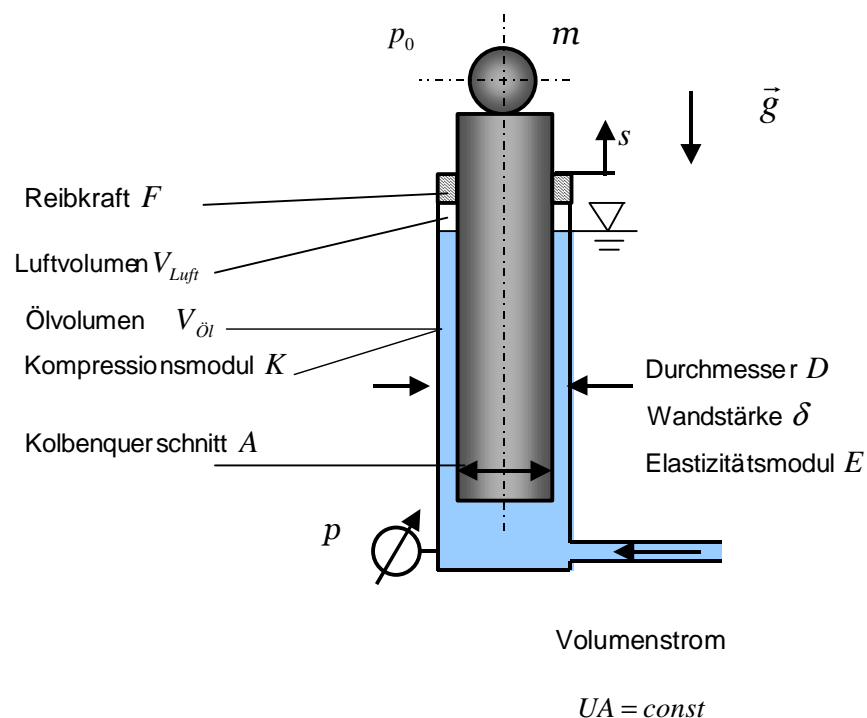


Abb. 1: Hydraulikzylinder

In Abbildung 1 ist das untersuchte hydraulische Hebesystem, bestehend aus Tauchkolben (Querschnittsfläche A), Beladung, Zylinder, Kolbenführung und Kolbendichtung sowie Zuleitung schematisch dargestellt.

Zum Lastheben wird in der Zeit t das Ölvolumen $UA t$ in den Zylinderraum gefördert. Dadurch wird - wie gewünscht - der Kolben samt Last um die Strecke s angehoben. Sofern das System ideal starr ist, bewegt sich der Kolben gleichförmig mit der konstanten Geschwindigkeit $\dot{s} = U$.

Tatsächlich ist das betrachtete System nachgiebig. Dies macht sich dadurch bemerkbar, dass bei einer Druckzunahme um Δp relativ zum statischen Systemdruck $p_m = mg/A$ bei festgehaltenem Kolben das Ölvolumen $V_{\text{öl}}$ im System um ΔV anwächst. Berücksichtigt man das gespeicherte Volumen ΔV in der Kontinuitätsgleichung, so gilt

$$UA t = sA + \Delta V(\Delta p) - l_0 A, \quad (1)$$

wobei die Länge l_0 eine Integrationskonstante darstellt (Zur Interpretation von l_0 vgl. Abbildung 2). Die Volumenänderung setzt sich aus drei Teilvolumina zusammen, die einzeln diskutiert werden sollen.

Nachgiebigkeit aufgrund der Kompressibilität von Öl:

Bekanntlich ist der Kompressionsmodul K als $-1/V_{\text{öl}} * dp/dV_{\text{öl}}$ definiert. Bei einer Druckänderung um Δp wird das Ölvolumen

$$\Delta V_{\text{öl}} = \Delta p \frac{V_{\text{öl}}}{K} \quad (2)$$

im System gespeichert.

Nachgiebigkeit aufgrund von ungelöstem Gas

Es ist naheliegend, dass bei pneumatischen Systemen die Ursache für die Systemnachgiebigkeit die Kompressibilität der Luft ist. Aber auch bei hydraulischen Systemen kann ungelöste Luft wesentlich die Systemnachgiebigkeit und damit die Stick-Slip Bewegung des Kolbens beeinflussen: Angenommen im System befindet sich das unter dem Druck p_m stehende Luftvolumen V_{Luft} , dann wird bei einer Druckänderung um Δp das Volumen

$$\Delta V_{\text{Luft}} = \Delta p \frac{V_{\text{Luft}}}{(p_0 + p_m)\gamma} \quad (3)$$

im System gespeichert. Dabei bezeichnet p_0 den Umgebungsdruck und γ das Verhältnis der Wärmekapazitäten, welches für Luft gleich 1.4 ist.

Nachgiebigkeit aufgrund von elastischen Zylinderwänden

Insbesondere bei Zylindern mit großen Durchmessern kann die elastische Dehnung der Zylinderwand einen Beitrag zur Systemnachgiebigkeit liefern. Bezeichnet D den Zylinderdurchmesser und δ die Wandstärke und wird von einem dünnwandigen Zylinder ausgegangen ($\delta/D \ll 1$), dann folgt unter Zuhilfenahme der bekannten Kesselformel sowie dem Hookschen Elastizitätsgesetzes

$$\Delta V_{\text{Zyl.}} = \Delta p \frac{V_{\text{Zyl.}}}{E} \frac{D}{\delta} \quad (3)$$

Im Zusammenhang (3) bezeichnet E den Elastizitätsmodul des Zylinderwerkstoffes.

In der Summe wird bei einer Druckzunahme das Ölvolumen

$$\begin{aligned} \Delta V &= \Delta V_{\text{öl}} + \Delta V_{\text{Luft}} + \Delta V_{\text{Zyl.}} = \\ &= \frac{\Delta p V_{\text{öl}}}{K} \left[1 + \underbrace{\frac{V_{\text{Luft}}}{V_{\text{öl}}} \frac{K}{p_0 + p_m} \frac{1}{\gamma} + \frac{V_{\text{Zyl.}}}{V_{\text{öl}}} \frac{K D}{E \delta}}_{\kappa} \right] \\ &= \frac{\Delta p V_{\text{öl}}}{K} \kappa \end{aligned} \quad (4)$$

im System gespeichert. Zur Abkürzung werden die Terme in der Klamme mit κ bezeichnet, wobei κ die Bedeutung einer dimensionslosen Komprimierbarkeit hat.

Für das untersuchte hydraulische System ist der zweite Term der Komprimierbarkeit κ , das ist der Luftereinfluss in Relation zum Einfluss des Öles, von der Größenordnung 0.01. Der dritte Term in κ , das ist die Nachgiebigkeit des Zylinders im Verhältnis zur Komprimierbarkeit des Öles, ist von der Größenordnung 0.1. Die Gesamtnachgiebigkeit des betrachteten Systems wird demnach durch die Komprimierbarkeit des Öles dominiert.

Wichtig ist an dieser Stelle zu bemerken, dass bei schlecht entlüfteten Hydrauliksystemen, das Luftvolumen V_{Luft} im System nicht zu vernachlässigen ist. Angenommen der statische Öldruck ist von der Größenordnung 10MPa . Dann ist die Luftnachgiebigkeit gleich der Ölnachgiebigkeit, wenn das Luftvolumen gleich $V_{Zyl}/100$ ist.

Es ist nützlich die Kontinuitätsgleichung (1) in der Form

$$s = Ut + l_0 - \bar{s}, \quad \text{mit } \bar{s} = \frac{\Delta V(\Delta p)}{A}, \quad (5)$$

zu schreiben. Das in Abbildung 2 gezeigte mechanische Ersatzbild zeigt, dass \bar{s} die Bedeutung eines relativen Kolbenweges hat.

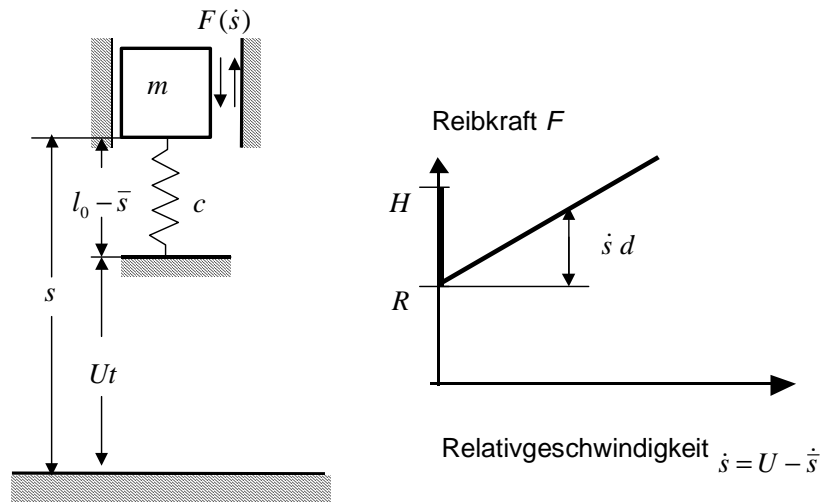


Abb. 2: Mechanisches Ersatzsystem des Tauchkolbens (links) und Reibmodell (rechts)

Mit Gleichung (4) folgt, dass der Relativweg \bar{s} proportional der Druckänderung im System ist:

$$\begin{aligned} \Delta p &= \bar{s} \frac{KA}{V_{\dot{o}l} \kappa} \\ &= \bar{s} \frac{c}{A}, \quad \text{mit } c = \frac{KA^2}{V_{\dot{o}l} \kappa} \end{aligned} \quad (5)$$

Der Abschnitt 1 kann wie folgt zusammengefasst werden:

- Im Gegensatz zu pneumatischen Systemen wird bei dem untersuchten System die Volumennachgiebigkeit durch die Komprimierbarkeit des Ölvolumens bestimmt.
- Die Druckänderung im System ist proportional dem relativen Kolbenweg.
- Die Stick-Slip Bewegung des Systems kann durch Messung der Druckänderung des Hydrauliköles untersucht werden.

2. Lösung der Bewegungsgleichung

Um die Bewegung des Kolbens zu analysieren, wird das in Abbildung 2 gezeigte Reibgesetz zugrunde gelegt. Es stellt eine Annäherung an die Stribeckkurve dar. Dazu wird zwischen Haftkraft H bei $\dot{s}=0$ und Reibkraft $R+\dot{s}d$ für $\dot{s}>0$ unterschieden. Mit dem linearen Anstieg der Reibkraft mit zunehmender Relativgeschwindigkeit wird die, durch die Schleppströmung zwischen Kolben und Führungs- bzw. Dichtungselementen verursachte viskose Kraft, berücksichtigt. Der Fall $\dot{s}<0$ tritt im Problem nicht auf und muss hier nicht behandelt werden.

Für die folgende Betrachtung soll zunächst angenommen werden, dass die Relativgeschwindigkeit zwischen Kolben und Dichtungspaket Null ist, d.h. die Situation "Haften" vorliegt. In dieser Phase steigt der Druck im System so lange linear mit der Zeit an, bis der durch die Haftkraft bestimmte Abreißpunkt H/A überschritten wird. Tritt dies ein, so wird die Last entsprechend der Impulsbilanz

$$m \ddot{s} + \bar{s} c + \dot{s} d = R + U d \quad (5)$$

beschleunigt. Die Anfangsbedingungen für die Gleitphase sind durch den Abreißpunkt bestimmt: Zum Einen ist die Auslenkung der Masse zur Zeit $t=0$ gleich H/c , zum Anderen ist die Anfangsgeschwindigkeit durch die mittlere Geschwindigkeit U gegeben. Entsprechend dieses Anfangswertproblems ändert sich der dimensionslose Hydraulikdruck $p^+ = A(p - p_m)/H$ in der Gleitphase mit der dimensionslosen Zeit $t^+ = t\omega_D$ wie folgt:

$$p^+ = p_{Glg.}^+ + \exp\left(-\frac{D}{\sqrt{1-D^2}}t^+\right) \left[(1-p_{Glg.}^+) \cos t^+ + \left[U^+ + \frac{D}{\sqrt{1-D^2}}(1-p_{Glg.}^+) \right] \sin t^+ \right]. \quad (6)$$

(Hier und im Folgenden werden dimensionslose Größen mit einem „+“ gekennzeichnet.) In Gleichung (6) ist die Zeit mit der gedämpften Eigenfrequenz $\omega_D = \omega\sqrt{1-D^2}$ skaliert, wobei $D = d/(2\sqrt{mc})$ für den Dämpfungsgrad des Systems steht. Die ungedämpfte, nominelle Eigenfrequenz ist bekanntermaßen $\omega = \sqrt{c/m}$.

Sofern am Punkt 2 die Haftbedingung $\dot{p}^+ = U^+$, mit $U^+ = Uc/\omega_D/H$ erfüllt wird, ist der Druck in der Haftphase durch

$$p^+ = p_2^+ + U^+ t^+ \quad (7)$$

gegeben. Die Gleichgewichtslage, um die das System schwingt, ist durch $p^+ = p_{Glg.}^+$, mit $p_{Glg.}^+ = (R + Ud)/H$ gegeben.

Im Folgenden wird untersucht, wie sich das System bei einer Erhöhung der mittleren Geschwindigkeit verhält. Insbesondere wird untersucht, wie die kritische Geschwindigkeit $U_{Krit.}$, oberhalb derer die Stick-Slip Bewegung in eine reine Gleitbewegung übergeht, vom Reibgesetz und den Systemeigenschaften Masse, Steifigkeit und Dämpfung bestimmt ist.

Als hypothetischer Grenzfall wird zunächst ein System ohne viskose Reibkräfte, d.h. $D = 0$, behandelt.

Grenzfall $D = 0$:

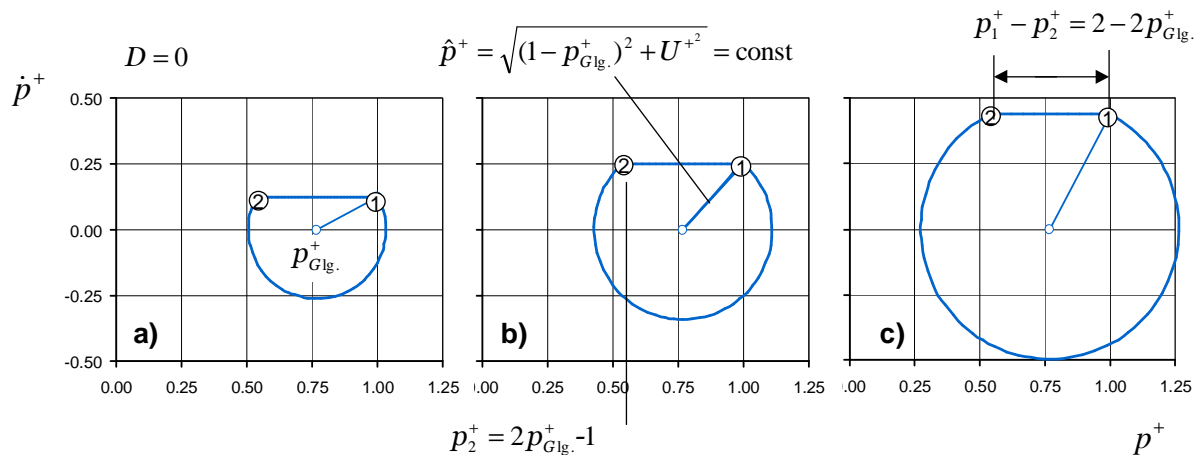


Abb. 3: Dimensionslose Phasenkurve der Reibungsschwingung für das hydraulische System ohne viskose Reibkräfte ($D=0$).

Für den angenommenen Fall, dass zwischen Kolbenstange und Dichtung keine viskosen Kräfte *sd* auftreten, ($D = 0$) ist die Phasenkurve in der Gleitphase durch einen Kreis um die Gleichgewichtslage gegeben. Dabei ist aus geometrischen Gründen der Abstand der Punkte 2 und 1 in der Phasenkurve unabhängig von der dimensionslosen mittleren Geschwindigkeit U^+ gleich $2(1 - p_{Glg.}^+)$. Das bedeutet, dass in diesem Grenzfall bei *keiner Geschwindigkeit* ein Übergang von der Stick-Slip Bewegung, d.h. dem Wechsel von Gleiten und Haften, in eine reine Gleitbewegung stattfindet!

Für $D = 0$ lässt sich die Zeitspanne, in der Haften zwischen Dichtung und Stange stattfindet, leicht angeben:

$$t_{Haft}^+ = 2(1 - p_{Glg.}^+)/U^+ \quad (8)$$

Die Zeitspanne, in der die Stange an der Dichtung vorbeigleitet, folgt aus der Forderung $\dot{p}^+(t_{Gleit}^+) = U^+$ für $D = 0$ zu:

$$t_{Gleit}^+ = 2 \left(\pi - \arctan \left(\frac{U^+}{1 - p_{Glg.}^+} \right) \right). \quad (9)$$

Aus Geometriegründen folgt aus der Phasenkurve (vgl. Abb. 3), dass die Druckamplitude \hat{p}^+ im ungedämpften Fall linear mit der Kolbengeschwindigkeit wächst:

$$\hat{p}^+ = \sqrt{(1 - p_{Glg.}^+)^2 + U^{+2}}. \quad (10)$$

Der besprochene Grenzfall $D=0$ hat in sofern Bedeutung, als er auch schwach gedämpfte Systeme, hier die Dichtungsanwendungen, näherungsweise richtig beschreibt. Bei allen experimentell untersuchten Systemen (vgl. Teil 3) war der Dämpfungsgrad D kleiner 10% .

Fall $D > 0$:

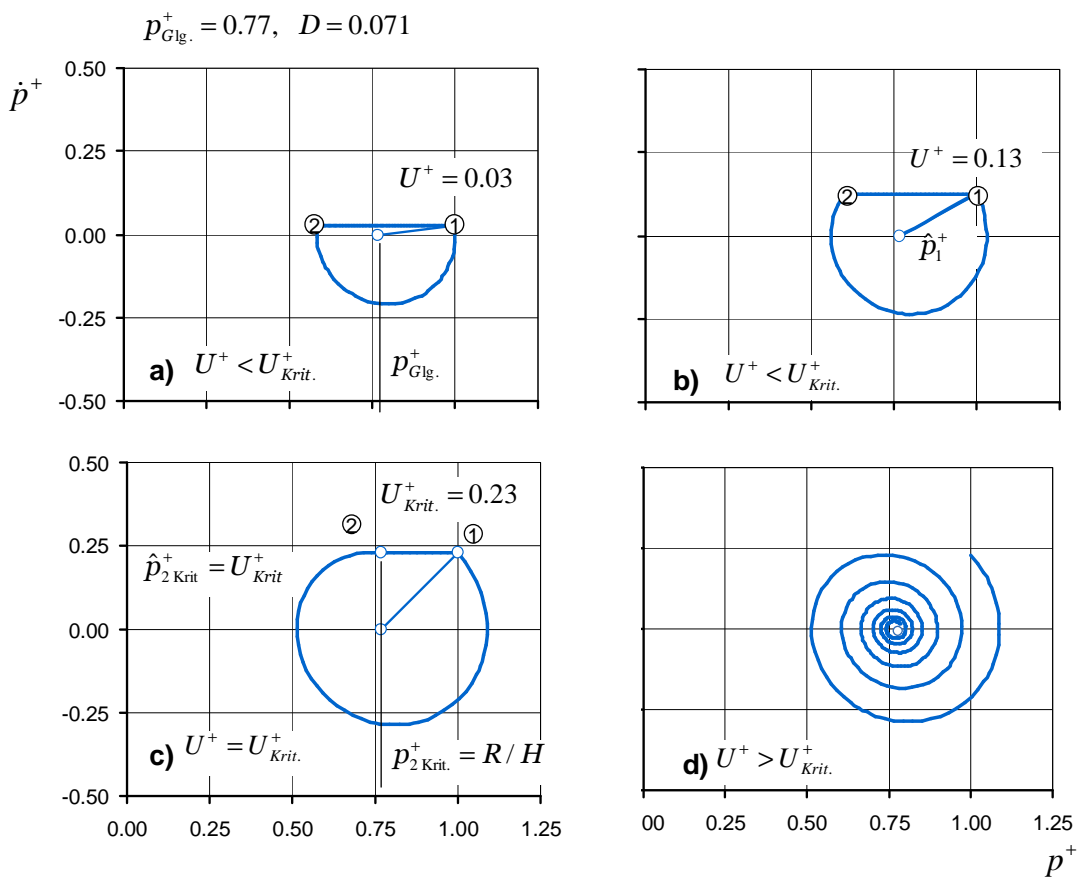


Abb. 4: Phasenkurven für unterkritische mittlere Geschwindigkeit a), b), kritische mittlere Geschwindigkeit c), überkritische mittlere Geschwindigkeit d)

Abbildung 4 zeigt vier berechnete Phasenkurven eines Systems bei unterschiedlichen mittleren Geschwindigkeiten. Infolge der nun berücksichtigten viskosen Dämpfung wird der Abstand der Punkte 2 und 1 im Phasendiagramm mit zunehmender mittleren Geschwindigkeit U^+ kleiner, bis bei der kritischen

Geschwindigkeit $U_{Krit.}^+$ die Phasenkurve die Schaltgerade $\dot{p}^+ = U^+$ tangiert (Abbildung 4 c). Der dann herrschende Öldruck kann durch Auswertung der Impulsbilanz (5) angegeben werden. Dazu wird (5) in

$$m \frac{d\dot{\bar{s}}}{d\bar{s}} \dot{\bar{s}} + \dot{\bar{s}} d + c \bar{s} = R + U d \quad (11)$$

umgeformt und am Punkt 2 ausgewertet. Da bei der kritischen Geschwindigkeit $U = U_{Krit.}$ die Phasenkurve am Punkt 2 eine horizontale Tangente aufweist, gilt hier $d\dot{\bar{s}}/d\bar{s} = 0$. Die Relativgeschwindigkeit an diesem Punkt ist $\dot{\bar{s}} = U_{Krit.}$, so dass aus (11) folgt: $\bar{s}_{2Krit.} = R/c$. Für den dimensionslosen Druck bei 2 gilt demnach

$$p_{2Krit.}^+ = R/H \quad (12)$$

(vgl. Abbildung 4c). Für $U^+ > U_{Krit.}^+$ reicht die Wirkung der Reibkraft R nicht mehr aus, um die Masse auf die Relativgeschwindigkeit $\dot{\bar{s}} = U$ zu beschleunigen. In diesem Fall kann es nicht mehr zu einer Haftphase kommen und die Schwingungsamplitude nimmt -- infolge der viskosen Dämpferkräfte -- exponentiell ab, bis die Masse im Gleichgewichtspunkt $p_{Glg.}^+$ zur Ruhe kommt (Abbildung 4 d).

Die kritische Geschwindigkeit $U_{Krit.}^+$ wurde aus den Bedingungen $p_{2Krit.}^+ = R/H$ und $\dot{p}_{2Krit.}^+ = U_{Krit.}^+$ numerisch bestimmt und ist in Abbildung 5 über dem Gleichgewichtsdrucke $p_{Glg.}^+$ aufgetragen. Der Dämpfungsgrad D ist Scharparameter.

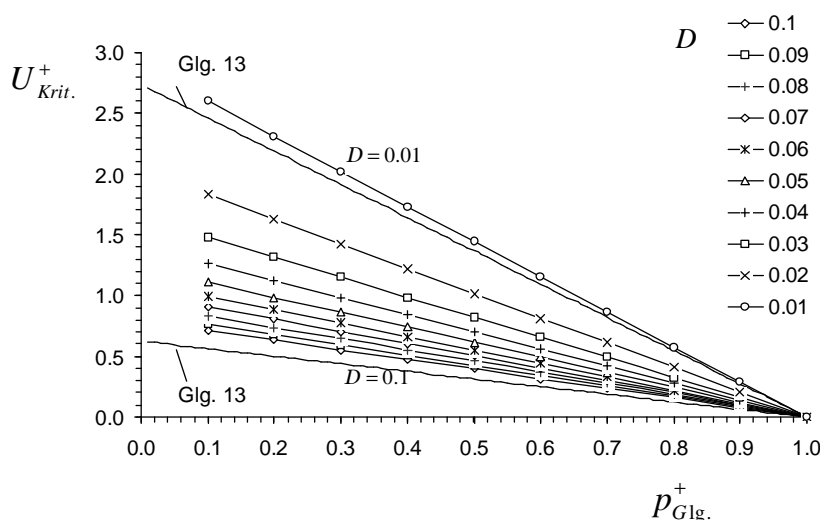


Abb. 5: Numerisch bestimmte kritische Geschwindigkeit als Funktion der Gleichgewichtsauslenkung und des Dämpfungsgrades; Vergleich mit der Näherungslösung.

Abbildung 5 entnimmt man, dass die dimensionslose kritische Geschwindigkeit umso kleiner ist, je kleiner der Unterschied zwischen Haft- und Reibkraft ist, d.h. umso näher $p_{Glg.}^+$ dem Wert Eins ist. Ziel muss es demnach sein die Dichtung und Führung im Zylinderkopf so zu verändern, dass dieses erreicht wird. Je größer der

Dämpfungsgrad wird, desto kleiner wird die dimensionslose kritische Geschwindigkeit. Für den hypothetischen Grenzfall $D \rightarrow 0$ geht $U_{Krit}^+ \rightarrow \infty$, d.h. ein Übergang in reines Gleiten findet nicht statt.

Als Ergänzung soll eine Näherungslösung für die kritische Geschwindigkeit angegeben werden:

Nimmt man an, dass die Schwingungsdauer vom Punkt 1 zum Punkt 2 in der Phasenkurve gerade $2\pi/\omega_D$ ist, dann folgt aus Gleichung (6), dass das Verhältnis der Amplituden an den Punkten 1 und 2 gleich $\hat{p}_2^+ / \hat{p}_1^+ = \exp\left(2\pi D / \sqrt{1-D^2}\right)$ ist. Die Amplitude am Abreißpunkt 1 ist durch Gleichung (10) gegeben, die Amplitude am Punkt 2 ist gleich U_{Krit}^+ . Daraus folgt die Näherungslösung für die kritische Geschwindigkeit.

$$U_{Krit}^+ \approx \frac{1 - p_{Glg.}^+}{\sqrt{\exp\left(\frac{4\pi D}{\sqrt{1-D^2}}\right) - 1}}, \quad (13)$$

bzw. dimensionsbehaftet und für kleine Dämpfungsgrade ($D \ll 1$) vereinfacht:

$$U_{Krit.} \approx \frac{H - R}{\sqrt{m c}} \frac{1}{\sqrt{\exp(4\pi D) - 1}}. \quad (14)$$

Der Theorieteil wird wie folgt zusammengefasst:

- Die Amplitude der Stick-Slip Schwingung wächst näherungsweise linear mit der mittleren Geschwindigkeit (vgl. Gleichung (10)).
- Die Stick-Slip Bewegung hat ihre Ursache im Unterschied zwischen Haft- und Reibkraft. Sofern die Haftkraft kleiner oder gleich der Reibkraft ist, kann es zu keiner Stick-Slip Bewegung kommen.
- Der Übergang von Stick-Slip Bewegung in eine gedämpfte Schwingung bei Überschreiten einer kritischen Geschwindigkeit $U_{Krit.}^+$ hat seine Ursache in den viskosen Reibkräften.
- Die kritische Geschwindigkeit ist durch das Reibverhalten der Dichtung, Führung und Abstreifer bestimmt, sowie durch die Masse, Steifigkeit und Dämpfung des Gesamtsystems.
- Je größer die Systemsteifigkeit und Systemmasse ist, desto kleiner wird die kritische Geschwindigkeit (vgl. Gleichung 14).
- Je größer die Differenz zwischen Reibkraft und Haftkraft ist, desto größer ist die kritische Geschwindigkeit (vgl. Gleichung 14).

3. Versuche und optimierter Stangenkopf

Bei den Versuchen wurde der Gabelstapler mit 3 unterschiedlichen Gewichten beladen. Je nach Gewicht stellte sich der statische Druck $p_m = 2.29 \text{ MPa}$, 6.1 MPa bzw. 10.05 MPa ein.

Die untersuchten Profile der Dichtungen, Führungen und Abstreifer sind in Abbildung 6 dargestellt.

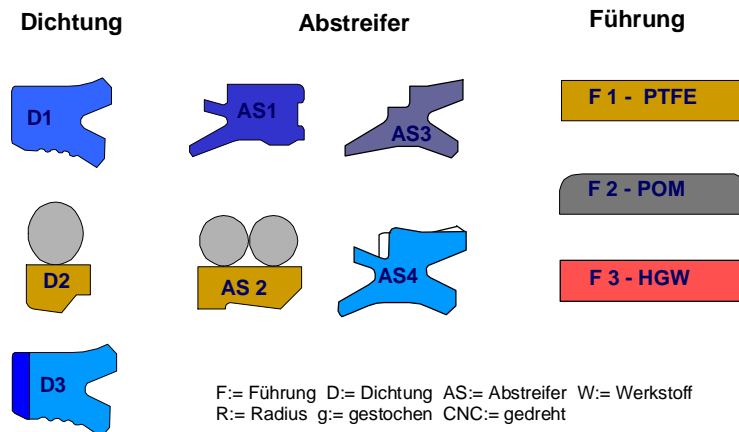


Abb. 6: Geometrie der untersuchten Dichtungen, Abstreifer und Führungen

Als Führungswerkstoff kamen PTFE – Bronze (F1), POM (F2) und HGW auf Polyesterbasis (F3) zum Einsatz. Für Dichtungen und Abstreifer wurden Polyurethane auf MDI, TODI bzw. NDI Basis, NBR Elastomere und PTFE – Bronze Werkstoffe sowie deren Kombinationen verwendet.

Die Dicht- und Abstreifkanten wurden gestochen bzw. mit einem Radius von 0.2 mm fertig gespritzt hergestellt.

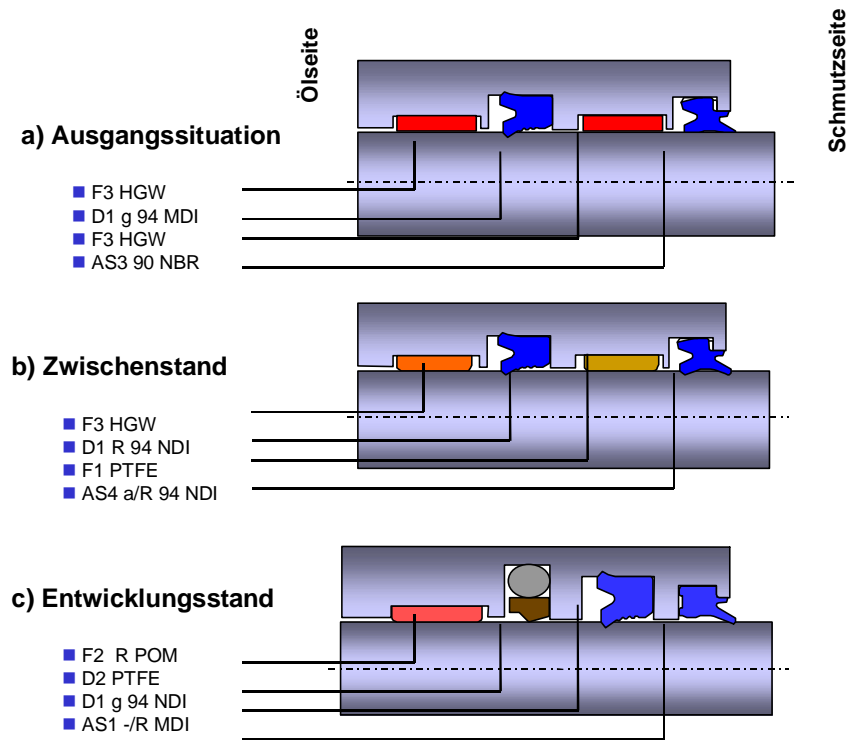


Abb. 7: Ausgangssituation, Zwischenstand und Entwicklungsstand für die Kombinationen von Dichtung, Führung und Abstreifer

In Abbildung 7a ist die Ausgangsgestaltung des Systems bestehend aus Dichtung, Führung und Abstreifer dargestellt. Ölseitig ist der Stangenkopf mit einer Führung gefolgt von der Primärdichtung bestückt. Die Primärdichtung ist als Nutring auf MDI Basis mit gestochener Dichtkante ausgeführt. Auf der Schmutzseite befindet sich ein Abstreifer aus NBR. Zwischen Abstreifer und Nutring ist ein zweiter Führungsring angebracht.

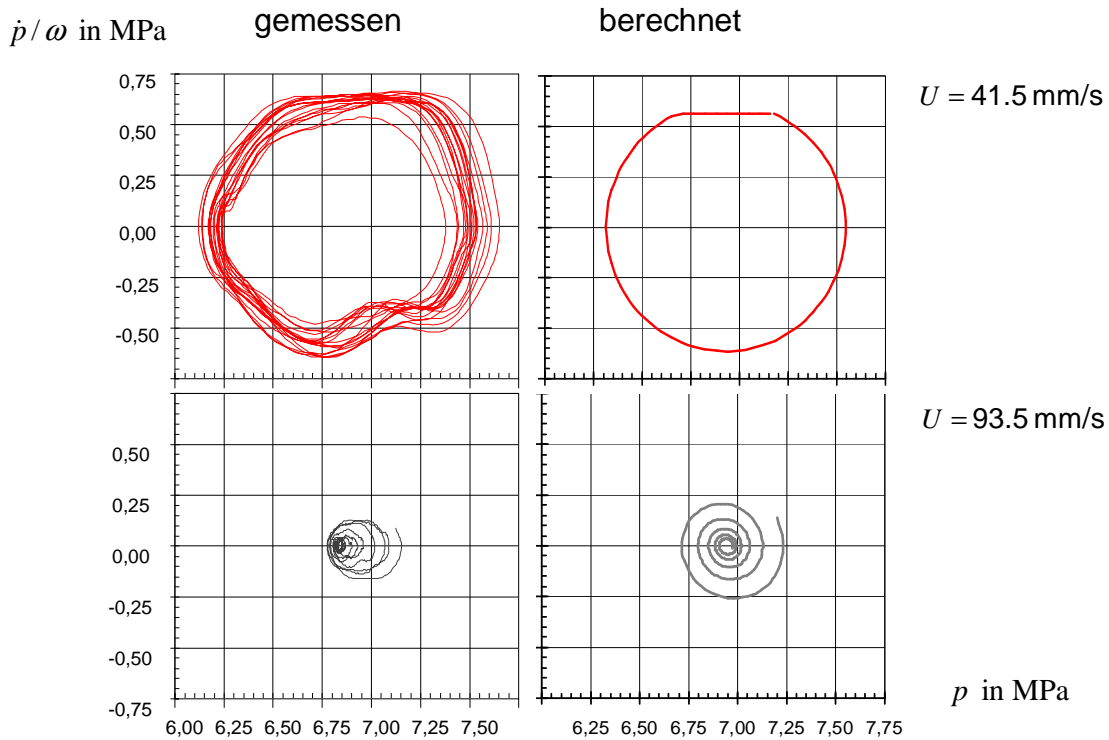


Abb. 8: Phasenkurve für die Ausgangssituation bei einem statischen Druck von 6.1 MPa.

Abbildung 8 zeigt die gemessene und berechnete Phasenkurve für das Ausgangssystem bei einem statischen Öldruck von 6.1 MPa. Die entsprechende Masse ist 383 kg.

Bei der mittleren Geschwindigkeit von $U = 41.5 \text{ mm/s}$ ist eine ausgeprägte Stick-Slip Bewegung festzustellen. Im Gegensatz dazu ist bei der Geschwindigkeit von 93.5 mm/s die Bewegung Stick-Slip frei, d.h. die kritische Geschwindigkeit, die das Stick-Slip Verhalten des Systems charakterisiert liegt zwischen 41 und 93 mm/s.

Zur Auswertung der Gleichung (14) entnimmt man der gemessenen Phasenkurve bei 41 mm/s, dass bei einem Öldruck von etwa 7.25 MPa die Haftkraft überschritten wird. Gleichfalls entnimmt man der Messung den Gleichgewichtsdruck von 6.85 MPa. Bei einem Stangendurchmesser von 28 mm ist der Unterschied zwischen Haft- und Reibkraft demnach rund 250 N. Die Systemsteifigkeit ist 180 N/mm. Für einen Dämpfungsgrad von 1% berechnet sich mit diesen Werten eine kritische mittlere Kolbengeschwindigkeit von 66 mm/s. Bei dem Dämpfungsgrad von 2% wird die kritische Kolbengeschwindigkeit zu 45 mm/s näherungsweise aus (14) berechnet.

Um im Versuch die kritische Geschwindigkeit zu ermitteln, wurde die mittlere Kolbengeschwindigkeit kontinuierlich gesteigert. Der gemessene absolute Kolbenweg ist zusammen mit dem Öldruck in Abbildung 9 für die Ausgangssituation bei einem statischen Druck von 6.1 MPa über der Zeit aufgetragen.

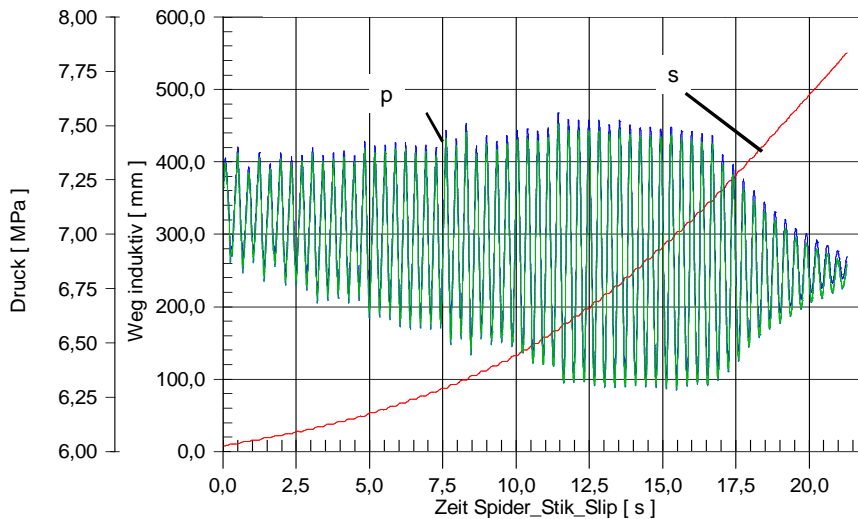


Abb. 9: Druckverlauf über der Zeit und Kolbenweg über der Zeit für den in Abbildung 7 links gezeigten Stangenkopf.

Die Messung zeigt, dass die Druckamplitude mit der mittleren bis zur Zeit von ca.15 sec. mit der Kolbengeschwindigkeit zunimmt. Dieses Verhalten ist in Übereinstimmung mit dem Ergebnis (Gleichung (10)) des Theorieteiles, wonach mit zunehmender mittlerer Geschwindigkeit die Trägheit am Abreißpunkt verantwortlich für die hier beobachtete Amplitudenzunahme ist. Bei Überschreiten der mittleren Geschwindigkeit von 55 mm/s findet bei dem dargestellten System ein Wechsel der Schwingungsform statt. Die Druckamplitude nimmt solange exponentiell mit der Zeit ab, bis der Gleichgewichtsdruck erreicht ist.

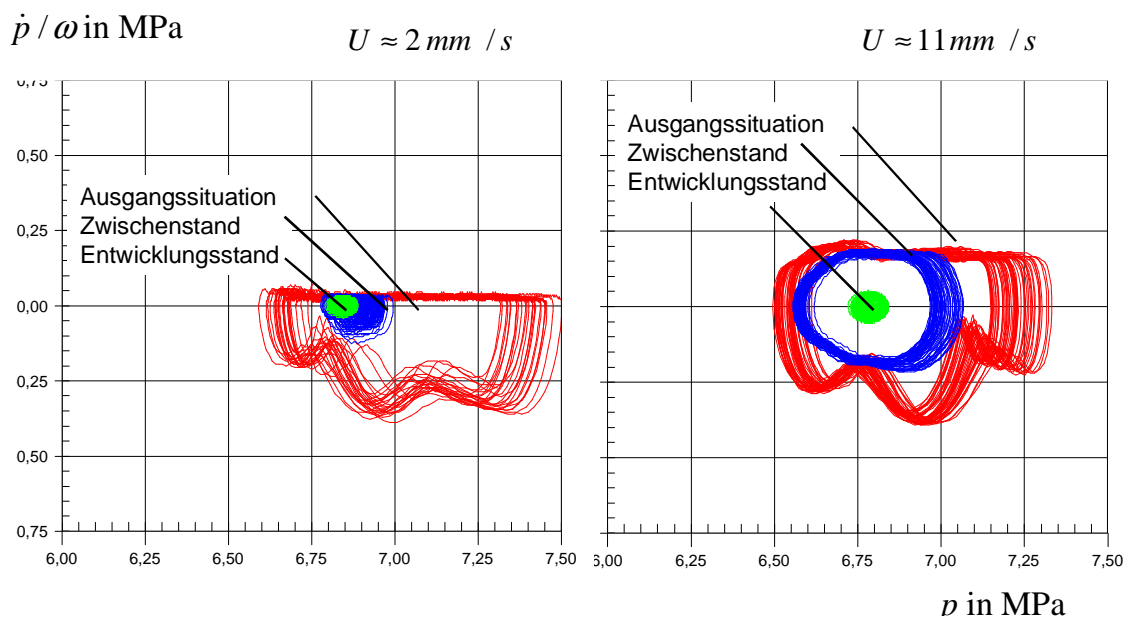


Abb. 10: Vergleich der Phasendiagramme bei unterschiedlichen Stangenköpfen bei 2 und 11 mm/s. Verglichen wird der Einfluss der verschiedenen Stangenköpfe auf die Phasenkurve.

In Abbildung 10 sind Phasendiagramme der Ausgangssituation, eines Zwischenstandes und dem Entwicklungsstand des Stangenkopfes für zwei unterschiedliche Geschwindigkeiten gezeigt. Bei der Ausgangssituation tritt bei beiden Geschwindigkeiten ausgeprägter Stick Slip mit einer großen Weg- bzw.

Druckamplitude auf (7.2...6.7 MPa). Wie beschrieben liegt die kritische Geschwindigkeit bei ca. 55 mm/s. Um die Differenz zwischen Haft- und Reibkraft zu reduzieren und damit entsprechend Gleichung (14) die kritische Geschwindigkeit zu reduzieren, wurde in einem Zwischenstand die zweite, nahezu trocken laufende Führung in PTFE / Bronze ausgeführt und als Dichtungs- und Abstreiferwerkstoff ein neu entwickelter Werkstoff mit geänderten dynamischen Eigenschaften auf NDI Basis eingesetzt. Bei 11 mm/s mittlerer Geschwindigkeit ist die Druckamplitude mit 6.95...6.75 MPa erkennbar geringer. Darüber hinaus wurde durch die Modifikation die Grenzggeschwindigkeit mit 14...16 mm/s im Vergleich zur Ausgangssituation deutlich reduziert.

Die umfangreichen Versuche (vgl. auch [1]) haben gezeigt, dass

- eine hydrodynamisch günstigere Gestaltung der Dichtkante von Nutringen als Primärdichtung bewirkt eine vergleichsweise niedrige kritische Geschwindigkeit. Dies kann aber zu höherer Leckage führen, was durch eine geeignete Kombination von Dichtung und Abstreifer verhindert wird.
- die Anordnung von Führungen nach der Primärdichtung zu höheren kritischen Geschwindigkeiten führt. Die kritische Geschwindigkeit wird durch die Gestalt der Führungen und deren Werkstoff beeinflusst.
- im Entwicklungsstand durch Optimierung der Anordnung, des Designs und aufeinander abgestimmter Werkstoffe von Dichtung, Führung und Abstreifer die kritische Geschwindigkeit auf Werte kleiner 5 mm/s stark herabgesetzt werden konnte.

Das Phasendiagramm für den Entwicklungsstand ist praktisch Stick Slip frei. Es reduziert sich auf den Gleichgewichtsdruck bei 6.8 MPa.

Literaturverzeichnis

[1] E. Freitag, P. Pelz; *Stick Slip – ein Beitrag zur experimentellen und theoretischen Untersuchung verschiedener Einflüsse auf Stick Slip am Beispiel eines Tauchkolbens*; Internationale Dichtungstagung 12th ISC; Stuttgart, 2002

[2] B. R. Singh; *Study of Critical Velocity of Stick-Slip Sliding*; Journal of Engineering for Industry; 1960