

Betrachtungen zum dynamischen Verhalten druckgeregelter Flügelzellenpumpen

UWE HEISEL, WIESLAW FIEBIG, NICHOLAS MATTEN

Zur Optimierung hydrostatischer Verdrängerpumpen wurde in den letzten Jahren verstärkt an Simulationsmodellen gearbeitet, die das dynamische Verhalten vorausbestimmen lassen. Während diese Simulation bei Zahnradpumpen und Axialkolbenpumpen gute Übereinstimmungen zwischen Rechnung und Messung ergibt, sind für druckgeregelte, einpolige Flügelzellenpumpen bisher keine geeigneten Modelle bekannt. Der vorliegende Aufsatz beschreibt die Vorgehensweise bei der Aufstellung eines dynamischen Simulationsmodells für einpolige Flügelzellenpumpen unter Berücksichtigung realer Randbedingungen.

1 Einleitung

Flügelzellenpumpen zeichnen sich durch ihre geringe Volumenstrompulsation und ihr relativ niedriges Betriebsgeräusch aus. Durch die Druckregelung ermöglichen sie einen wirtschaftlichen Betrieb im Druckbereich bis ca. 175 bar [1, 2, 3]. Aus diesen Gründen werden sie auch bevorzugt bei Werkzeugmaschinen eingesetzt. Trotz des durch die Verdrängerkinematik niedrigen Geräusches treten bei Flügelzellenpumpen manchmal Störungen auf, die sowohl das Geräusch erhöhen als auch die Ölstromförderung mindern. Bei diesen Störungen handelt es sich um unerwünschte radiale und axiale Flügelbewegungen (Bild 1). Anstatt dichtend am Hubring anzuliegen nehmen die Flügel unter bestimmten Betriebsbedingungen eine Position relativ zum Rotor ein, die durch das unerwünschte Verbinden der Verdrängerkammern einen hydraulischen Kurzschluß verursachen [4].

Eine der möglichen Ursachen für diese Flügelbewegungen ist die zu hohe Vorkompression im Umsteuerbereich [4]. Anhand der in Bild 2 gezeigten Geometrie erkennt man, wie über die Einstellung der Höhenverstellungsschraube nach den Gleichungen (1) bis (3) der Vorkompressionsdruck beeinflusst werden kann.

$$R^x(\varphi) = \frac{\sqrt{e^2 + h^2} \cdot \cos(\varphi - \psi)}{\sqrt{R^2 - (e^2 + h^2) \cdot \sin^2(\varphi - \psi)}} \quad (1)$$

$$V_k(\varphi) = \frac{1}{2} b \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} R^x{}^2(\varphi) d\varphi - \frac{4 \cdot \pi \cdot r^2}{z} \quad (2)$$

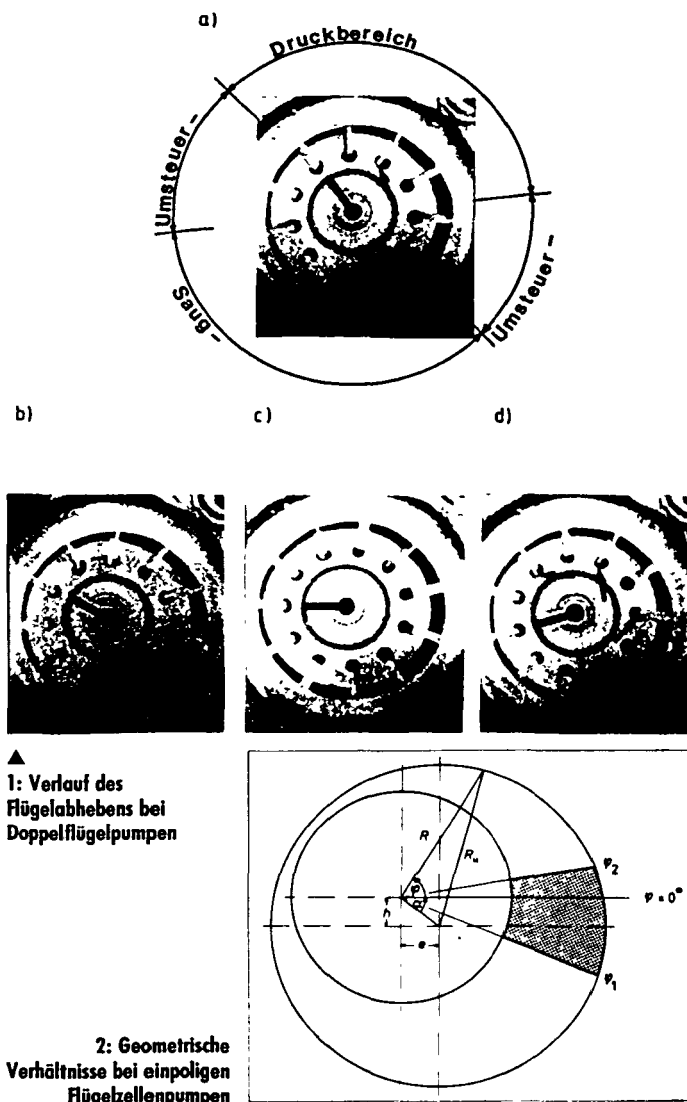
$$dp_k = -K \cdot \frac{dV_k}{V_k} \quad (3)$$

Dipl. Ing N. Matten ist wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Werkzeugmaschinen der Universität Stuttgart. Leiter o. Prof. Dr.-Ing. U. Heisel. Dr.-Ing. W. Fiebig, Technische Hochschule Wrocław, Polen, ist für ein Jahr im Rahmen eines Postgraduiertenstipendiums der Alexander von Humboldt Stiftung am selben Institut tätig.

Die Arbeiten wurden im Rahmen eines von der Deutschen Forschungsgemeinschaft geförderten Projekts und eines von der Alexander von Humboldt Stiftung bewilligten Postgraduiertenstipendiums am Institut für Werkzeugmaschinen der Universität Stuttgart durchgeführt.

mit: e = Exzentrizität,
 h = Höhenverstellung,
 R = Hubringradius,
 b = Rotorbreite,
 r = Rotorradius,
 z = Anzahl der Flügel,
 K = Kompressionsmodul der Flüssigkeit,
 P_k = Druck in einer Verdrängerkammer,
 V_k = Kammervolumen,
 ψ = $\arctan(\frac{h}{e})$.

Flügelzellenpumpen werden beim Hersteller für ihren maximalen Betriebsdruck und den Nullhubbetrieb, d.h. im abgeregelten Zustand ($e \rightarrow 0$), über diese Höhenverstellungsschraube optimiert. Diese Optimierung erfolgt bisher immer experimentell durch eine meist subjektive Beurteilung des Geräusches. Dadurch, daß die Gl. (3)



nur für ein idealisierte Pumpe gilt (keine Leckage, unendlich dünne Flügel), ist es bisher nicht möglich, diese Optimierung vorab für beliebige Betriebszustände theoretisch vorzunehmen. Rechnerisch ergeben sich nach diesem Ansatz Drucke im Umsteuerbereich, die die tatsächlich gemessenen Werte um ein Vielfaches übersteigen. Aus diesem Grunde ist es sehr wichtig, daß auch für Flügelzellenpumpen Simulationsmodelle erstellt werden, die das dynamische Verhalten vorherbestimmen lassen.

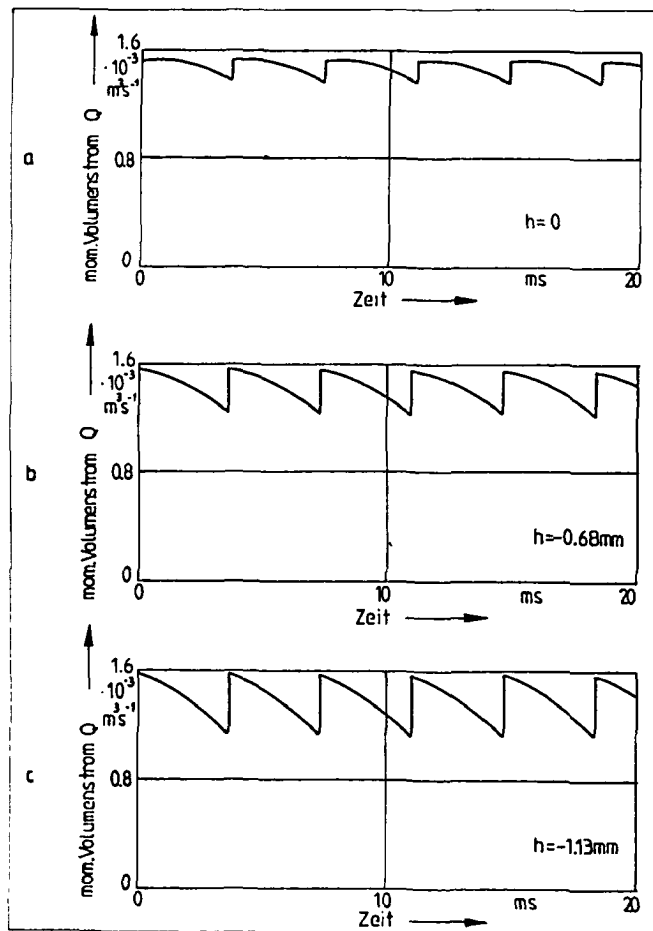
2 Berechnung der geometrisch bedingten Volumenstrompulsation

Bei Flügelzellenpumpen werden durch die Drehbewegung des Rotors bei exzentrischer Lage des Hubrings die Förderkammern zunächst vergrößert, wodurch Flüssigkeit angesaugt wird. Ab einer bestimmten Rotorstellung, dem sogenannten Umsteuerwinkel, verkleinern sich die Kammern und die Flüssigkeit wird komprimiert. Mit der Verbindung zur Druckseite erfolgt nach dem Umsteuerbereich ein Druckausgleich zwischen der Kammer und der Druckseite, und die Flüssigkeit in der Kammer wird verdrängt. Das Volumen der einzelnen Förderkammern und damit der Volumenstrom hängt vom Drehwinkel des Rotors, vom Hubringradius, von der Exzentrizität und der Höhenverstellung ab (Bild 2).

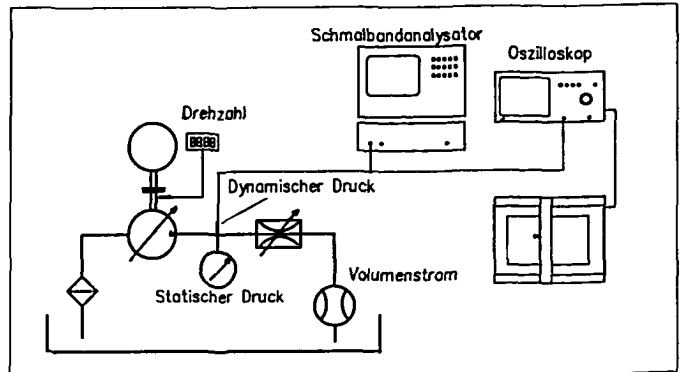
Zur Berechnung der Volumenstrompulsation einer verstellbaren, einpoligen Flügelzellenpumpe wird ein geometrischer Ansatz nach Widmann [3] angesetzt. Dieses Modell, welches von zueinander symmetrischer Druck- und Saugiere und einer Nullüberdeckung ausgeht, wurde für die tatsächliche Steuergeometrie der untersuchten Serienpumpen modifiziert. Das momentane Kammer-volumen nach Gl. (2) liefert dann durch die Differentiation den Momentanvolumenstrom einer Kammer:

$$Q_k(\varphi) = \frac{dV_k(\varphi)}{d\varphi} \quad (4)$$

Überlagert man die einzelnen Teilvolumenströme erhält man



3: Berechnete Volumenstrompulsation der Versuchspumpe bei $e = 3.23 \text{ mm}$, $n = 1000 \text{ min}^{-1}$; a) $h = 0 \text{ mm}$, b) $h = -0.68 \text{ mm}$, c) $h = -1.13 \text{ mm}$



4: Versuchsaufbau zur Messung der Druckpulsationen

den momentanen Gesamtvolumenstrom zu:

$$Q = \sum_{k=1}^{n-1} Q_{k1} \quad (5)$$

wobei für z gerade $n = z/2 - 1$

für z ungerade $n = (z + 1)/2$

Bild 3 zeigt exemplarisch die berechneten Verläufe des momentanen Volumenstroms in Abhängigkeit von der Höhenverstellung für eine Pumpe mit positivem Überdeckungsgrad. Der Verlauf des momentanen Volumenstroms ist also eine periodische Funktion mit der Periodendauer:

$$T = \frac{2 \cdot \pi}{z} \quad (6)$$

Die Form dieser Funktion hängt von der Exzentrizität, Höhenverstellung und der Umsteuergeometrie der Pumpe ab.

3 Druckpulsationsverlauf

Es ist zu überprüfen, ob, wie bei Zahnradpumpen, die geometrisch bedingte Volumenstrompulsation für die Berechnung der Druckpulsationsverläufe am Ausgang der Pumpe als Erregergröße entscheidend ist [6]. Den Verlauf des momentanen Volumenstroms kann man in eine Fourierreihe entwickeln, auf bekannten Gleichungen basierend [5]:

$$\begin{aligned} Q(\varphi) &= a_0 + \sum_{m=1}^{\infty} (a_m \cdot \cos \cdot m \cdot z \cdot \varphi + b_m \cdot \sin \cdot m \cdot z \cdot \varphi) \\ &= a_0 + \operatorname{Re} \left(\sum_{m=1}^{\infty} \hat{c}_p^m \cdot e^{j \cdot m \cdot z \cdot \varphi} \right) \\ &= a_0 + \sum_{m=1}^{\infty} |\hat{c}_p^m| \cdot \cos(m \cdot z \cdot \varphi + \lambda_m) \end{aligned} \quad (7)$$

mit:

$$\hat{c}_p^m = \sqrt{a_m^2 + b_m^2}$$

$$\hat{c}_p^m = a_m - j \cdot b_m$$

$$= \frac{2}{T} \left[\int_0^T Q(\varphi) \cdot \cos \cdot m \cdot z \cdot \varphi \cdot d\varphi - j \cdot \int_0^T Q(\varphi) \cdot \sin \cdot m \cdot z \cdot \varphi \cdot d\varphi \right]$$

$$\lambda_m = \arg(\hat{c}_p^m)$$

$$a_0 = \frac{1}{T} \int_0^T Q(\varphi) \cdot d\varphi$$

Die Größe \hat{c}_p^m ist die komplexe Amplitude des einzelnen harmonischen Verlaufs der Volumenstrompulsation und stellt die Erregergröße für den berechneten Druckpulsationsverlauf dar. Der Zusammenhang zwischen einer zeitlichen Volumenstrom- und Druckschwungung wird mit der hydraulischen Impedanz \hat{Z}^m bestimmt:

$$\hat{Z}^m = \frac{\hat{p}_z^m}{\hat{c}_p^m} \quad (8)$$

Die hydraulische Impedanz ist eine komplexe Größe, die von der Struktur des hydraulischen Systems abhängt [8]. Für ein einfaches System, aus Stahlleitung mit Drosselventil bestehend, kann man

die hydraulische Eingangsimpedanz eines solchen Systems bestimmen aus:

$$\hat{Z}_e = \frac{\hat{Z}_D + j \cdot \hat{Z}_O \cdot \tan\left(\frac{\omega \cdot l}{c}\right)}{1 + j \cdot \frac{\hat{Z}_D}{\hat{Z}_O} \cdot \tan\left(\frac{\omega \cdot l}{c}\right)} \quad (9)$$

$\hat{Z}_D = k \frac{P_{st}}{V \cdot n} =$ Impedanz der Drossel (aus Kennlinie bestimmbar),

$\hat{Z}_O = \frac{\sqrt{\rho \cdot E}}{A} =$ Wellenwiderstand der Leitung,

$\Delta p =$ Druckabfall an der Drossel (= statischer Druck),

$V =$ Geometrisches Fördervolumen pro Umdrehung,

$n =$ Drehzahl,

$\rho =$ Dichte des Fluids,

$E =$ Elastizitätsmodul des Fluids,

$A =$ Durchflußquerschnitt,

$\omega =$ Kreisfrequenz,

$l =$ Leitungslänge,

$c =$ Schallgeschwindigkeit im Öl.

Der geometrischen Volumenstromerregung der Pumpe ist eine Ausgangsimpedanz \hat{Z}_p zugeordnet. Die Ausgangsimpedanz der Pumpe verhält sich nahezu kapazitiv und sie kann mittels einer hydraulischen Kapazität C_p beschrieben werden [9]:

$$Z_p = \frac{1}{j \cdot \omega \cdot C_p} \quad (10)$$

Diese Ausgangsimpedanz bewirkt, daß die Eingangsgrößen des Systems mit den Erregungsgrößen der Pumpe nicht identisch sind. Die Amplitude der Druckpulsation am Ausgang der Pumpe kann man berechnen aus:

$$\hat{p}_{ze} = \hat{c}_p \frac{\hat{Z}_p \cdot \hat{Z}_e}{\hat{Z}_p + \hat{Z}_e} = \hat{c}_p \cdot \hat{Z}_G \quad (11)$$

$$\hat{Z}_G = \frac{\hat{Z}_p \cdot \hat{Z}_e}{\hat{Z}_p + \hat{Z}_e}$$

Die Kenntnis der hydraulischen Ersatzimpedanz \hat{Z}_G und der Amplitude der Volumenstrompulsation \hat{c}_p erlaubt die Bestimmung des Druckpulsationsverlaufs am Ausgang der Pumpe. Die einzelne harmonische Komponente der Druckschwingung beträgt:

$$\hat{p}_{ze}^m = \hat{c}_p^m \cdot \hat{Z}_G^m \quad (12)$$

Den Gesamtverlauf der Druckpulsation am Ausgang der Pumpe kann ermittelt werden mit

$$\hat{p}_{ze}(\varphi) = \text{Re} \left(\sum_{m=1}^{\infty} \hat{c}_p^m \cdot \hat{Z}_G^m \cdot e^{j m z \varphi} \right)$$

$$= \sum_{m=1}^{\infty} |\hat{c}_p^m| \cdot |\hat{Z}_G^m| \cdot \cos(m \cdot z \cdot \varphi + \Theta_m) \quad (13)$$

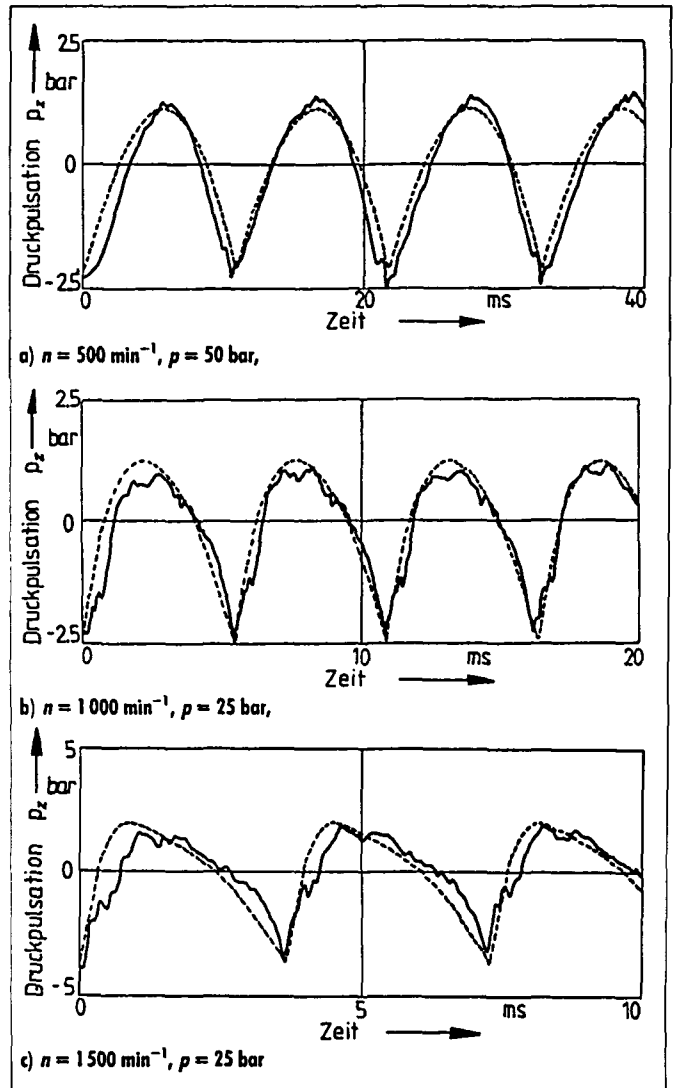
wobei $\Theta_m = \lambda_m + \arg(\hat{Z}_G^m)$.

Berücksichtigt man bei der Berechnung nach Gl. (13) die ersten 15 Harmonischen der Fourierreihe erhält man eine ausreichende Genauigkeit. Die Vorgehensweise bei dieser Berechnung ist in [6] ausführlich beschrieben.

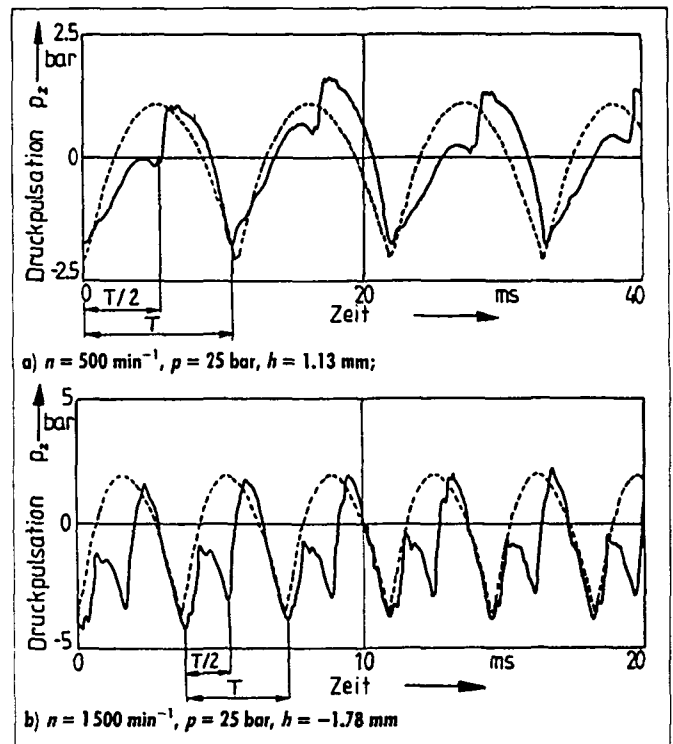
4 Vergleich Messung – Rechnung

Der Versuchsaufbau ist in Bild 4 schematisch dargestellt. Die Druckpulsationen wurden mittels eines piezokapazitiven Druckaufnehmers gemessen. Der Meßpunkt wurde dabei möglichst nahe an den Ausgang der Pumpe gelegt. Um Einflüsse durch das nachgeschaltete System weitgehend zu vermeiden, wurde mit einer kurzen Druckleitung gemessen [9]. Bei diesem Aufbau ist die Form der Druckpulsation ähnlich wie die der Volumenstrompulsation, da die Systemresonanzen über dem interessierenden Frequenzbereich liegen. Bild 5 vergleicht die gemessenen und die berechneten Druckpulsationsverläufe bei $h = 0$. Es ist zu erkennen, daß hier eine gute Übereinstimmung zwischen theoretischen und experimentellen Werten vorliegt.

Bei $h \neq 0$ (Bild 6) ist keine gute Übereinstimmung mehr zwischen berechnetem und theoretischem Verlauf festzuhalten. Hier ist der Einfluß der Vorkompression im Umsteuerbereich auf den Pulsationsverlauf zu erkennen.



5: Vergleich der berechneten und der gemessenen Druckpulsation bei $h = 0$, $e = 3.23$ mm



6: Vergleich der berechneten und der gemessenen Druckpulsation bei $e = 3.23$ mm

Bei niedrigen Drehzahlen und niedrigen Drücken ist im Pulsationsverlauf ein Einbruch festzustellen. Die Ursache hierfür liegt darin, daß je nach Rotorstellung die Druckseite durch ein bzw. zwei Flügel von der Saugseite getrennt wird, d.h. daß die Leckage unterschiedlich ist. Solange ein Flügel im Umsteuerbereich das Dichtelement zwischen Druck- und Saugseite bildet, ist die Leckage relativ hoch. Durch die Drehbewegung ist ca. nach der Zeit $T/2$ (entspricht einer halben Flügelteilung) ein zweiter Flügel im Umsteuerbereich, so daß der Druckverlust nicht mehr so stark ist. Die Pumpe, die für 70 bar Betriebsdruck hohentypisch wurde, steuert bei diesen Betriebsbedingungen zu stark um und die Flügel können eine resultierende Kraft in Richtung Rotorachse erfahren.

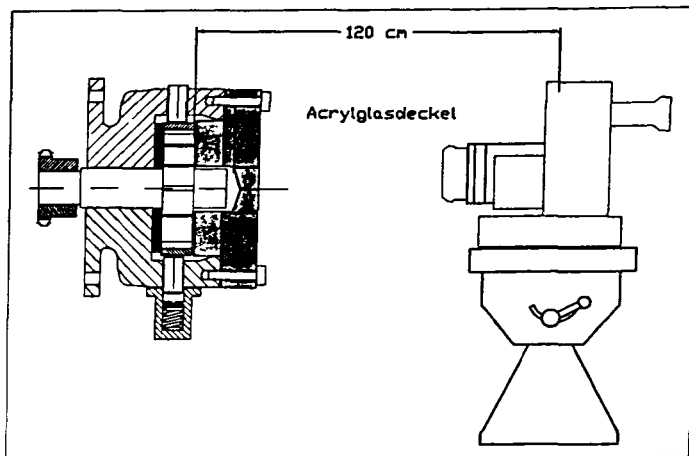
Die Meßergebnisse zeigen, daß das bisher aufgestellte Modell ohne Berücksichtigung der variablen Leckage in der Pumpe nur dann gültig ist, wenn die Höhenverstellung gleich Null und damit auch die Vorkompression minimal ist. Die Betrachtungsweise ist dann nicht mehr zufriedenstellend, wenn „reale“ Bedingungen vorherrschen, d.h. wenn die Höhenverstellung betragsmäßig immer größere Werte annimmt. Zum einen beeinflußt der Druckaufbau in einer Kammer den Druckpulsationsverlauf (Kompressionspulsation) und zum zweiten ist die Leckage der Pumpe über dem Drehwinkel variabel (Leckpulsation).

Bei der Simulation mit einem geometrischen Ansatz geht man von einer vollständigen Dichtheit zwischen Druck- und Saugseite aus. Der in Bild 6 gezeigte Vergleich zwischen Messung und Rechnung für eine Höhenverstellung von $h = -1.13$ bzw. $h = -1.78$ läßt aber vermuten, daß erst nach der Zeit $T/2$ eine vollständige Abdichtung erreicht wird und damit die dem Modell zugrunde liegenden Annahmen zutreffen. Nach Durchfahren dieses Winkels wird die Druckniete durch zwei Flügel von der Saugniete getrennt. Auf diese veränderliche Abdichtung wird bereits in [10] hingewiesen. Durch die bis zum Zeitpunkt $T/2$ nicht ausreichende Abdichtung kann Öl in die Saugniete zurückströmen bzw. wenn der Kammerdruck größer als der Betriebsdruck ist, strömt Öl in die Druckniete. Um diese Vermutung nachzuprüfen, wurde zeitgleich mit der Druckpulsationsmessung mit dem in Bild 7 gezeigten Aufbau das Verhalten der Flügel in den Umsteuerbereichen mit einer Hochgeschwindigkeitskamera gefilmt. Die mit diesem Aufbau gewonnenen Aufzeichnungen der radialen Flügelposition bestätigen, daß der Flügel erst ab dem in Bild 6 gezeigten Zeitpunkt gleichmäßig am Hubring anliegen. Ab dieser Stelle wirken wesentlich höhere Anpreßkräfte, da neben der sehr geringen Zentripetalkraft eine hohe hydraulische Kraft dazukommt [4].

5 Folgerungen

Die im Rahmen der am Institut für Werkzeugmaschinen parallel durchgeführten Arbeiten, die sich einerseits mit der Simulation des dynamischen Verhaltens von einpoligen Flügelzellenpumpen und andererseits mit der Analyse der Flügelbewegungen und der Erforschung der Ursachen beschäftigen, liefern neue Erkenntnisse hinsichtlich der Modellbildung und konstruktiven Gestaltung von Flügelzellenpumpen. Bei der Modellbildung muß die interne Leckage der Verdrängerkammern in Abhängigkeit von der Geometrie, vom Druck und von den Flügelposition(en) berücksichtigt werden. Durch die am Institut bereits entwickelten Meßsysteme [4, 11] wird man in der Lage sein, diese Größen weitgehend zu bestimmen und in die Modellparametrierung einfließen zu lassen.

Um eine Abhilfe für das Abheben der Flügel zu schaffen, welches besonders bei Beginn im Saugbereich der Pumpe für ein wesentlich höheres Geräusch sorgt, muß mit konstruktiven Maßnahmen eine bessere Anpressung der Flügel erreicht werden. Erste Untersuchungen hierzu mit einer saugseitigen Druckbeaufschlagung der Flügel haben bereits erhebliche Minderungen der Körperschallschnelle auf der Pumpenoberfläche ergeben. Die genauen Randbedingungen für diese saugseitige Einspritzung werden derzeit noch erforscht. Ebenso wird das dynamische Modell einpoliger Flügelzellenpumpen weiterentwickelt, wobei die internen Stromungs- und Schwingungsvorgänge berücksichtigt werden.



7: Versuchsaufbau zur optischen Messung der Flügelbewegungen

Literaturhinweise

- [1] Widmann, R. Entstehung von Geräusch und Lärminderung an Flügelzellenpumpen. *Maschinenmarkt* 89 (1983), Nr. 59/60, S. 1380–1383
- [2] Widmann, R. Ermittlung der Druckpulsation hydrostatischer Verdrängerpumpen. *O+P „Ölhydraulik und Pneumatik“* 30 (1986), Nr. 1, S. 48–56
- [3] Widmann, R. Geräuschminderung bei druckgeregelten Flügelzellenpumpen. Bd. 35 *Berichte aus dem Institut für Werkzeugmaschinen der Universität Stuttgart*. Grossmann, 1985. Stuttgart, Universität, Diss., 1985
- [4] Matten, N., Lang, C. M. Flügelabheben bei einpoligen, verstell- und regelbaren Flügelzellenpumpen. *O+P „Ölhydraulik und Pneumatik“* 33 (1989), Nr. 5, S. 427–434
- [5] Bronstein, I., Semendjajew, K. *Taschenbuch der Mathematik*. Thun. Harri Deutsch, 1979
- [6] Fiebig, W., Lang, C. M. Berechnung der Druckpulsation von Außenzahnradpumpen. *O+P „Ölhydraulik und Pneumatik“* 34 (1990), Nr. 4, S. 262–267
- [7] Fiebig, W., Kollak, W. Einfluß der Druckpulsation auf Drehschwingungen und Momente einer Zahnradpumpe. *Maschinenmarkt* 95 (1989), Nr. 13
- [8] Wacker, K. Flüssigkeitsschall in ölhydraulischen Anlagen. Bd. 37 *Berichte aus dem Institut für Werkzeugmaschinen der Universität Stuttgart*. Grossmann, 1986. Stuttgart, Universität, Diss., 1986
- [9] Lang, C. M., Rothmund, J. Impedanzen in hydrostatischen Systemen. *O+P „Ölhydraulik und Pneumatik“* 33 (1989), Nr. 5, S. 23–29
- [10] Backé, W. *Grundlagen der Ölhydraulik*. Vorlesungsmanuskript des Instituts für hydraulische und pneumatische Antriebe und Steuerungen der RWTH Aachen Selbstverlag, 1986. Aachen
- [11] Matten, N., Müller, T. Berührungsloser Drehüberträger auf Infrarot-Basis. *Maschinenmarkt* 94 (1988) Nr. 39

Bildnachweis: Verfasser