

Werkbild: Leybold-Heraeus

# Formfrage.

## Einfluß der Zahnkopfrücknahme auf die Geräuschemissionen beim Betrieb von Außenzahnradpumpen

**Bei der Geräuscentwicklung von Außenzahnradpumpen spielen neben den hydraulischen Einflußgrößen (Druckkräfte, Quetschöl) die Verzahnungsgeräusche eine Rolle. Eingriffsstörungen entstehen infolge von Verzahnungsfehlern und von Verformungen der Zähne im Eingriffsbereich. Der Verlauf der Zahnnormalkraft bei fehlerfreier Verzahnung ist vom plötzlichen Lastwechsel während des Eingriffs charakterisiert. Mit einer Zahnkopfrücknahme kann eine Verminderung der Eingriffstöße beim Beginn des Doppeleingriffs erreicht werden.**

*Uwe Heisel, Johannes Rothmund und Wieslaw Fiebig*

**MM** Die bisherigen Untersuchungen auf dem Gebiet der Geräuscentstehung von Außenzahnradpumpen befaßten sich zum größten Teil mit der hydraulischen Geräuscherregung [1]. Als Ursachen der hydraulischen Geräuscherregung werden insbesondere Druck- und Förderstrompulsation, Quetschöl, Druckänderungsgeschwindigkeit beim Druckaufbau und Kavitation aufgeführt. Die meisten dieser Erregungsarten konnten mit verschiedenen konstruktiven Maßnahmen [2] weitgehend vermindert werden (zum Beispiel mit Entlastungs- und Vorsteuernuten).

Dennoch weisen Außenzahnrad-pumpen ein hohes Betriebsgeräusch auf. Neuere Untersuchungen [3 und 4] zeigen auch, daß die Druck- und Förderstrompulsation überwiegend die Geräusch- und Schwingungsentstehung im hydraulischen Leitungssystem und nur geringfügig die Geräuschabstrahlung der Pumpe selbst beeinflussen.

Das Eigengeräusch der Pumpe hängt hauptsächlich von den mechanischen Schwingungen und dynamischen Belastungen der Zahnräder ab [3]. Auf die Zahnräder in einer Zahnradpumpe wirken veränderliche Kräfte, die sowohl vom Förderdruck als auch vom Ineinandergreifen der Zahnräder entstehen. Die inneren Kräfteerregungen aufgrund des Förderdrucks sind in [2] beschrieben. Die dadurch entstehenden Schwingungen der Zahnräder werden über die Lager auf das Pumpengehäuse übertragen und sind Ursache für Schwingungen des Pumpengehäuses und abgestrahlte Geräusche.

Die mechanische Schwingungsanregung, die beim Ineinandergreifen der Zahnräder entsteht, ist ähnlich wie bei Zahnradgetrieben [5 und 6]. Verzahnungsgeräusche entstehen dort infolge der veränderlichen Verzahnungssteifigkeit längs der Eingriffslinie und infolge der Eingriffsstöße die auf elastische Verformungen der Zähne unter Belastung und auf Fertigungsfehler (Teilungsfehler, Flankenformfehler) zurückzuführen sind.

### Aufgabenstellung beim Pumpengestalten

Während des Zahneingriffs in einer Außenzahnradpumpe verformen sich die einzelnen Zähne infolge der ungleichen Druckkräfte, die auf beiden Zahnflanken im Eingriffsbereich wirken sowie der Zahnnormalkraft, die durch das Drehmoment des getriebenen Rades entsteht.

Im Bild 1a ist die Eingriffsphase dargestellt, bei der der Quetschölraum mit dem Druckraum verbunden ist. Das vorhergehende Zahn-paar wird auf beiden Flanken ungleich mit Druck beaufschlagt.

Im Bild 1b folgt eine Verbindung zwischen Quetschölraum und Saug-

raum. Das vorhergehende Zahn-paar wird dann plötzlich von den Druckkräften entlastet, und das nach-eilende ist ungleich belastet, was zu einer Eingriffsstörung führt. Infolge der Zahnverformungen aufgrund der Druckkräfte und aufgrund der Zahn-normalkraft, kommt es zu einem Eingriffsstoß am Anfang des Doppel-eingriffs (Eingriffspunkt A im Bild 1a). Die Fußflanke des treibenden Rades kommt nicht, wie theoretisch vorgesehen, im Eingriffspunkt A, sondern früher in Berührung mit dem getriebenen Rad (Bild 2).

Die Eingriffsstöße, die dadurch entstehen, sind die Hauptursache für die Geräuschentwicklung bei Zahnradgetrieben [7]. Den Eingriffsstoß am Anfang des Doppeleingriffs kann man mit einer entsprechenden Rück-nahme des Zahnprofils am getriebenen Zahnrad vermeiden [8]. Die not-wendige Rücknahme hängt demnach außer von den geometrischen Werten und der Genauigkeit der kämmen-den Zahnräder auch von deren Bela-stung ab. Es wurde untersucht, ob durch die Zahnkopfrücknahme am getriebenen Zahnrad eine Verminde-rung von Körperschall und Ge-räuschemission zu erreichen ist.

Der Korrekturbetrag für die Zahnkopfrücknahme wird von der Verfor-mung der Zähne in Richtung der Ein-griffslinie infolge der Zahnnormalkraft und infolge der Auswirkung des Druckes auf beide Zahnflanken be-stimmt.

Der Verlauf der Zahnnormalkraft kann aus dem Drehmoment be-stimmt werden, das der Förderdruck am getriebenen Rad erzeugt.

Im Bild 1 wird ein Schema zur Be-stimmung des Drehmoments am ge-triebenen Rad dargestellt. Der Ver-lauf dieses Moments hängt von der Stelle des Eingriffspunktes (der den Druckraum vom Saugraum trennt)

oder vom Drehwinkel  $\varphi$  des getriebe-nen Rades ab. Im Bereich  $0 < \varphi \leq \pi/z \cdot (\varepsilon - 1)$  ( $\varepsilon = e/t_c$ -Überdeckungs-grad) ist der Quetschölraum mit dem Druckraum verbunden. Somit trennt der Eingriffspunkt S (Bild 1a) des vorhergehenden Zahn-paars (mit Winkel  $\varphi + 2\pi/z$  bezeichnet) den Druckraum vom Saugraum ab. Das vom Förderdruck erzeugte Moment des Rades 2, kann man im Bereich  $0 < \varphi \leq \pi/z \cdot (\varepsilon - 1)$  bestimmen aus:

$$M_2(\varphi) = \frac{p \cdot b}{2} [r_k^2 - \rho_2^2(\varphi + 2\pi/z)] \quad (1)$$

dabei ist  $b$  die Zahnradbreite,  $p$  der Druck und  $z$  die Zähnezahl.

Die Strecke  $\rho_2$ , die die Mitte des Zahnrads 2 mit dem Eingriffspunkt S verbindet, kann man ermitteln aus:

$$\rho_2^2(\varphi) = r_k^2 - 2 \cdot r_g \cdot \left( r_g \cdot \varphi - \frac{e}{2} \right) \cdot \sin \alpha_b + \left( r_g \cdot \varphi - \frac{e}{2} \right)^2 \quad (2)$$

Dabei sind  $r_k$  und  $r_g$  der Kopf- und Grundkreisradius,  $e$  ist die Länge der Eingriffsstrecke sowie  $\alpha_b$  der Eingriffswinkel.

Nach der Verbindung des Quetsch-ölraumes mit dem Saugraum trennt der Punkt P (durch Winkel  $\varphi$  bezeich-net, Bild 1b) den Druckraum vom Saugraum. Für das vom Förder-druck erzeugte Moment am Rad 2, im Bereich  $\pi/z (\varepsilon - 1) < \varphi \leq 2\pi/z$ , gilt:

$$M_2(\varphi) = \frac{p \cdot b}{2} [r_k^2 - \rho_2^2(\varphi)] \quad (3)$$

Für den Verlauf der Zahnnormalkraft folgt dann:

$$P_N(\varphi) = \frac{M_2(\varphi)}{r_g} \quad (4)$$

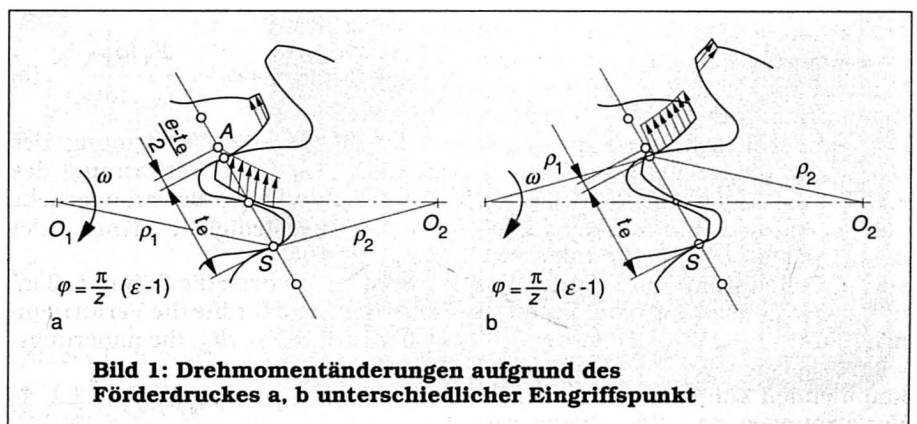
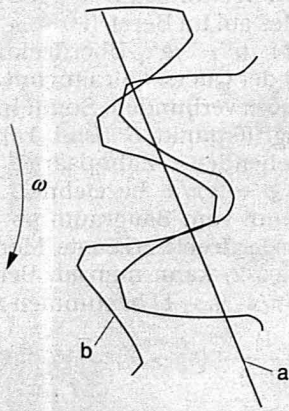
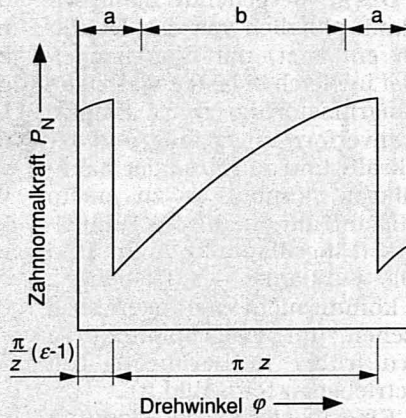


Bild 1: Drehmomentänderungen aufgrund des Förderdruckes a, b unterschiedlicher Eingriffspunkt

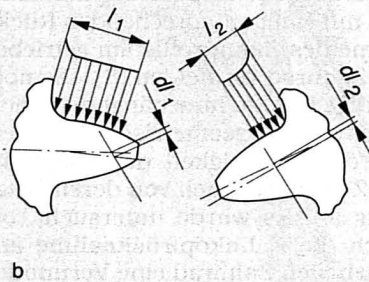
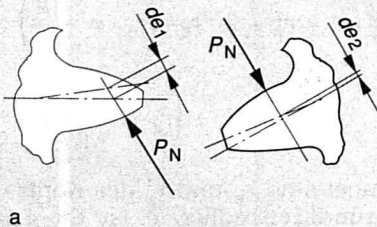
Prof. Dr.-Ing. Uwe Heisel ist Leiter des Instituts für Werkzeugmaschinen der Universität Stuttgart. Dipl.-Ing. Johannes Rothmund ist wissenschaftlicher Mitarbeiter am selben Institut. Dr.-Ing. Wieslaw Fiebig, Technische Universität Wroclaw/Polen, ist im Rahmen eines Stipendiums der Alexander von Humboldt-Stiftung am selben Institut tätig.



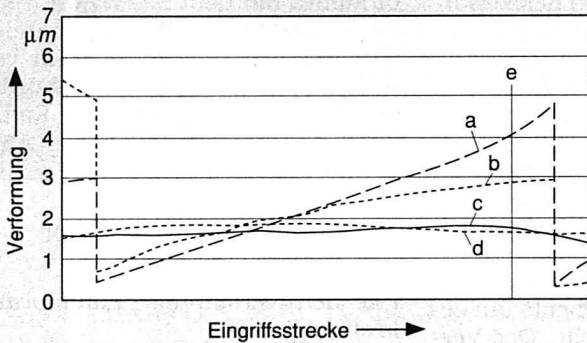
**Bild 2: Eingriffsstoß am Anfang des Doppelengriffs**  
a Eingriffslinie, b Treibrad



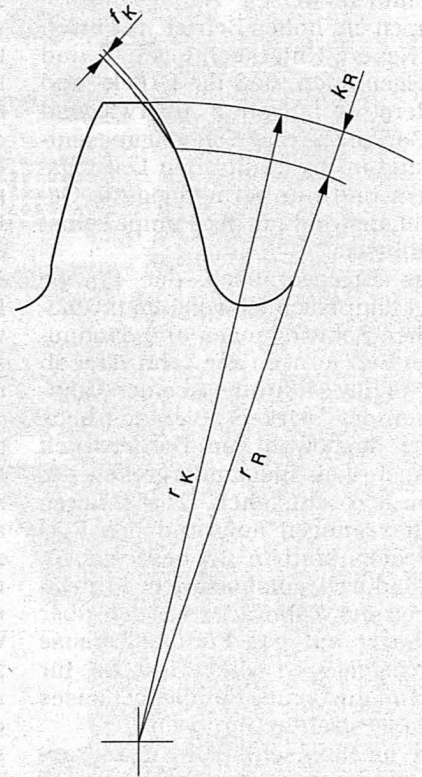
**Bild 3: Theoretischer Verlauf der Zahnnormalkraft**  
a Doppelengriff, b Einzeleingriff



**Bild 4: Verformung eines Zahnepaars im Eingriffsbereich**  
a Verformungen infolge der Zahnnormalkraft, b Verformungen infolge der Druckkräfte



**Bild 5: Berechnete Verformungen der Zähne im Eingriffsbereich**  
a  $de_1$ , b  $de_2$ , c  $dl_1$ , d  $dl_2$ , e Beginn des Doppelengriffs



**Bild 6: Daten für die Zahnkopfrücknahme,**  
 $r_k = 19,15 \text{ mm}$ ,  
 $r_R = 18,51 \text{ mm}$ ,  
 $k_R = 0,64 \text{ mm}$ ,  
 $f_K = 10 \mu\text{m}$

Im Bild 3 ist der theoretische Verlauf der Zahnnormalkraft in Abhängigkeit vom Drehwinkel  $\varphi$  dargestellt. Am Beginn des Doppelengriffs erreichen das vom Förderdruck erzeugte Moment am Rad 2 und auch die Zahnnormalkraft maximale Werte. Bei der Verbindung des Quetschraumes mit dem Saugraum (bei  $\varphi = \pi/z (\epsilon - 1)$ ) erfolgt ein plötzlicher Abfall der Zahnnormalkraft, der von einem „Sprung“ des Dichtpunkts zwischen Druckraum- und Saugraum um eine Zahnteilung von Punkt S nach Punkt P verursacht wird.

Im belasteten Zustand erfahren die kämmenden Zähne 1, 2 (Bild 4a) die Verformungen  $de_1$ ,  $de_2$ , die zu ver-

änderten Eingriffsverhältnissen führen. Der Betrag der Gesamtverformung ist gegeben mit:

$$de = de_1 + de_2 = \frac{P_N(\varphi)}{c_{\text{Verz}}(\varphi)} \quad (5)$$

dabei ist  $de_1$  die Verformung des Zahnes 1,  $de_2$  die Verformung des Zahnes 2 und  $c_{\text{Verz}}$  die veränderliche Verzahnungssteifigkeit längs der Eingriffslinie.

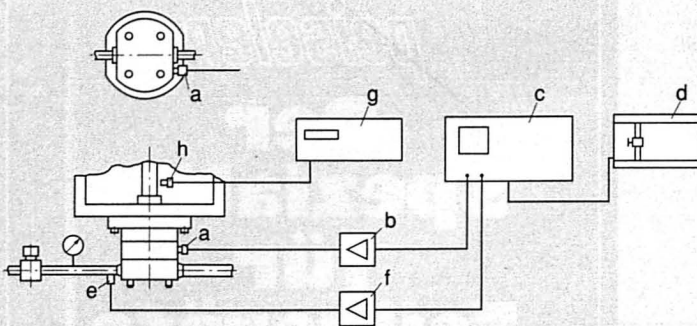
Ebenso erfahren die Zähne 1, 2 infolge der Druckkräfte die Verformungen  $dl_1$  (Bild 5b),  $dl_2$ , die näherungsweise mit:

$$dl_1 = p \cdot b \cdot l_1(\varphi) \cdot \frac{1}{c_1(\varphi)}, \quad dl_2 = p \cdot b \cdot l_2(\varphi) \cdot \frac{1}{c_2(\varphi)} \quad (6)$$

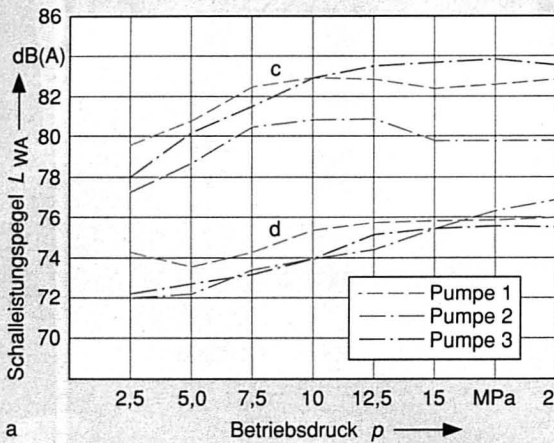
gegeben sind, dabei ist  $l_1(\varphi)$ ,  $l_2(\varphi)$  die Zahnhöhe, auf der die Zähne mit Druck belastet sind, und  $c_1(\varphi)$ ,  $c_2(\varphi)$  die Steifigkeiten der einzelnen Zähne längs der Eingriffslinie.

Diese Verformungen können bei Kenntnis der Zahnbelastungen und der Zahngeometrie sowie der Stoffdaten berechnet werden. Es wurde ein Rechenprogramm entwickelt, das die Bestimmung dieser Verformungen längs der Eingriffslinie ermöglicht. Die berechneten Verformungen für jeweils ein Zahnpaar

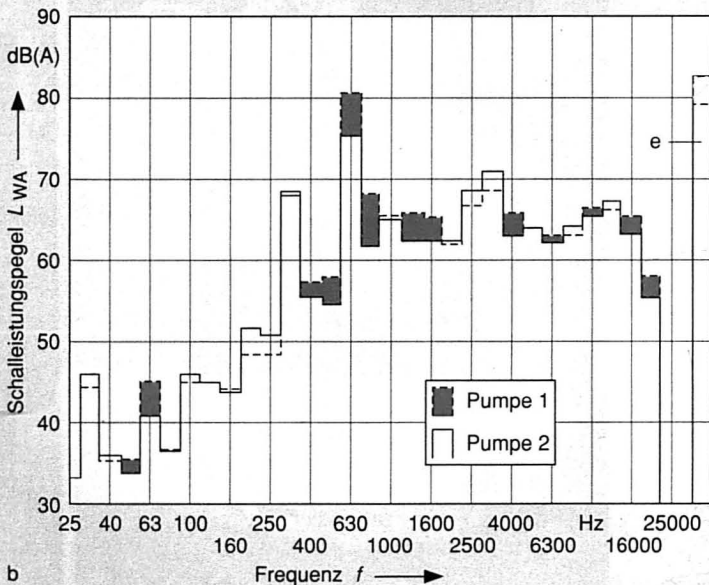




**Bild 7: Meßanordnung zur Körperschall- und Druckpulsationsmessung**  
 a Beschleunigungsaufnehmer, b Ladungsverstärker, c FFT-Analysator, d Plotter, e Druckaufnehmer, f Ladungsverstärker, g Drehzahlanzeiger, h Drehzahlmeßsonde



**Bild 8: Akustischer Vergleich der untersuchten Pumpen**  
 a Schalleistungspegel in Abhängigkeit vom statischen Förderdruck, b Terzbandspektren der Pumpen 1 und 2 (geschliffene Ausführung) bei  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p = 20 \text{ MPa}$ , c  $2000 \text{ min}^{-1}$ , d  $1500 \text{ min}^{-1}$ , e Gesamtpegel



längs der Eingriffslinie sind im Bild 5 dargestellt.

Für die Rücknahme des Zahnkopffprofils des getriebenen Rads ist die Verformung des Zahnpaars kurz vor Beginn des Doppelengriffs maßgeblich (Bild 6). Der Korrekturbetrag errechnet sich aus:

$$f_k = (de_1 - dl_1) + (de_2 + dl_2) \quad (7)$$

Aufgrund der Berechnungen nach [8] für die untersuchte Pumpe, wurde für den Druck  $p = 20 \text{ MPa}$  eine Zahnkopfrücknahme vorgeschlagen, die im Bild 6 dargestellt ist.

Als Untersuchungsobjekte für die nachfolgenden Messungen dienen drei unterschiedlich ausgeführte Außenzahnradpumpen der Baugröße 16: Pumpe 1: geschliffene Zahnräder ohne Zahnkopfrücknahme, Pumpe 2: geschliffene Zahnräder mit etwa  $10 \mu\text{m}$  Zahnkopfrücknahme am getriebenen Rad (an beiden Zahnflanken) sowie Pumpe 3: Standardpumpe mit geschabten Zahnflanken. Alle drei Pumpen haben folgende Daten:  $z = 10$ ,  $m = 3 \text{ mm}$  (Modul) und  $b = 24,5 \text{ mm}$  (Zahnradbreite).

### Aufbau des Meßobjekts

Die untersuchten Pumpen haben die Verzahnungsqualität 7 nach DIN 3961/62. Das bedeutet, daß der Einzelteilungsfehler im Grenzfall  $f_p = 10 \mu\text{m}$  erreichen kann.

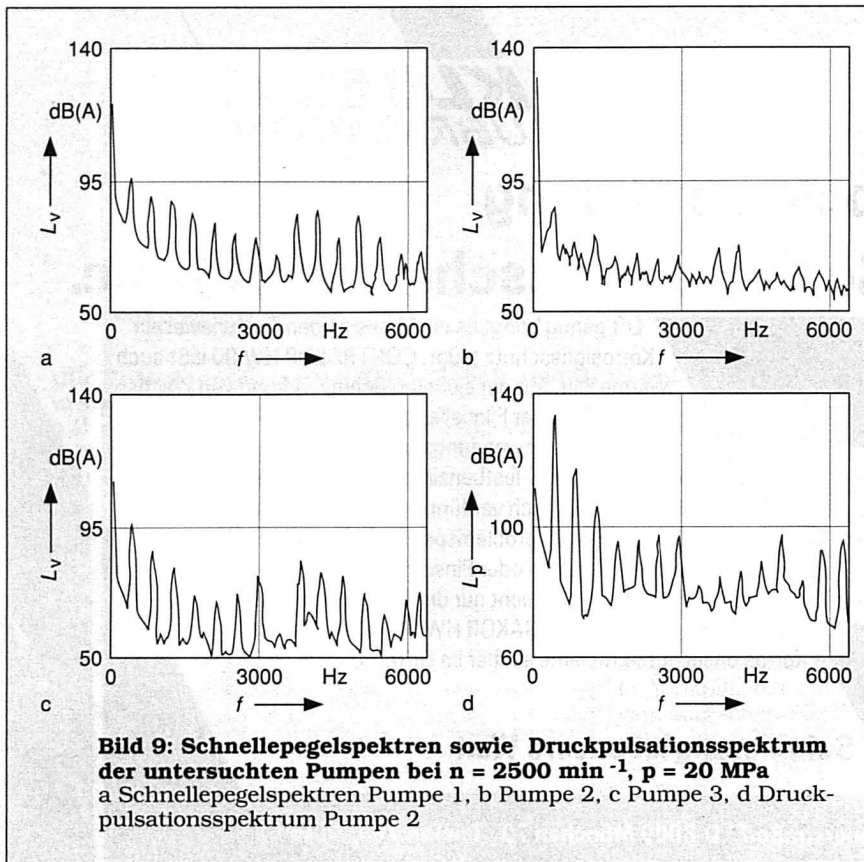
Für die Zahnräder der Pumpe 2 wurden Einzelteilungs- und Gesamtteilungsfehler gemessen, weil diese die Wirksamkeit der Zahnkopfrücknahme beeinflussen. Die Meßergebnisse wurden dokumentiert.

Die Luftschallmessungen werden in Anlehnung an DIN 45635 in einem reflexionsarmen Schallmeßraum am Institut für Werkzeugmaschinen durchgeführt. Als Meßgeräte dienen die Kondensatormikrofone (MP1 bis MP6). Die Meßsignale der Mikrofone wurden über einen Multiplexer einem Echtzeitanalysator zugeleitet. Der Echtzeit-Terzanalysator analysiert das Frequenzspektrum und bereitet die Geräuschmeßdaten für den Personal-Computer auf. Dort wird ein Mittelwert aus den A-bewerteten Schalldruckpegeln für die einzelnen Meßpunkte berechnet. Aus dem Mittelwert dieser A-Schalldruckpegel wird dann der A-Meßflächenschalldruckpegel bestimmt, der zusammen mit dem Meßflächenmaß die von der Pumpe abgestrahlte A-Schalleistung ergibt.

### Körperschall einer Pumpe und Druckpulsation

Die Meßanordnung zur Körperschall- und Druckpulsationsmessung ist im Bild 7 dargestellt. Der Körperschall wird mit dem piezoelektrischen Beschleunigungsaufnehmer gemessen. Das Signal wird über einen Ladungsverstärker mit Integrator als Körperschallschnelle dem FFT-Analysator zugeleitet. Die Körperschallschnelle wird an der in Bild 7b gezeigten Stelle der Pumpenoberfläche gemessen.

Für die Messung der Druckpulsation hat man einen piezokapazitiven Quarzaufnehmer verwendet. Das



**Bild 9: Schnellepegelspektren sowie Druckpulsationsspektrum der untersuchten Pumpen bei  $n = 2500 \text{ min}^{-1}$ ,  $p = 20 \text{ MPa}$**   
 a Schnellepegelspektren Pumpe 1, b Pumpe 2, c Pumpe 3, d Druckpulsationsspektrum Pumpe 2

Signal der Druckpulsation wurde über einen Ladungsverstärker zum FFT-Analysator geleitet. Die Messungen wurden im Zeitbereich sowie im Frequenzbereich (Frequenzanalyse) durchgeführt. Der stationäre Förderdruck wurde mit Hilfe eines Manometers erfaßt. Während der Messungen wurden Saugdruck und Temperatur konstant gehalten, während der Förderdruck und Drehzahl variiert wurden.

### Ergebnisse der Messungen

Beim akustischen Vergleich der drei untersuchten Pumpen wurde der Schalleistungspegel bei verschiedenen Drücken und Drehzahlen gemessen. Dabei waren die Saug- und Druckleitungen geräuschisoliert, um Verfälschungen des Meßergebnisses zu vermeiden.

Im Bild 8a ist der Schalleistungspegel in Abhängigkeit vom statischen Förderdruck für die Drehzahl  $1500 \text{ min}^{-1}$  und  $2000 \text{ min}^{-1}$  und im Bild 8b ein Vergleich der Luftschallspektren für die Pumpen 1 und 2 dargestellt. Die dominierenden Amplituden im Luftschallspektrum treten mit der Zahneingriffsfrequenz  $333,3 \text{ Hz}$  und deren Harmonischen auf.

Aus dem Bild 8a folgt, daß die Pumpe 2 (mit Zahnkopfrücknahme) bei  $2000 \text{ min}^{-1}$  einen niedrigeren Geräuschpegel erzeugt als die Pumpen 1 und 3. Die Differenzen im Schalleistungspegel betragen bis  $4 \text{ dB(A)}$ . Bei anderen Drehzahlen, zum Beispiel bei  $1500 \text{ min}^{-1}$ , sind die Differenzen zwischen den drei untersuchten Pumpen geringer.

Zusätzlich wurden auch Körperschallmessungen für die drei untersuchten Pumpen durchgeführt. Der Meßaufbau dazu ist in Bild 7 gezeigt. Parallel zum Körperschall wurde auch die Druckpulsation im Druckstutzen gemessen, um die eventuellen Unterschiede bei den untersuchten Pumpen festzustellen. Bild 9 zeigt die Schnellepegelspektren auf der Pumpenoberfläche für die untersuchten Pumpen.

### Schnellepegel der Pumpe hängt von der Drehzahl ab

Wie bei den Luftschallspektren ist zu erkennen, daß die Amplituden mit der Zahneingriffsfrequenz und deren Harmonische ausgeprägt sind. Aus Bild 9 folgt, daß im untersuchten, für die Geräuschabstrahlung wichtigen Frequenzbereich der Schnellepegel der Pumpe 2 (mit Zahnkopfrück-

nahme) um zum Teil mehr als  $10 \text{ dB}$  geringer ist als der Schnellepegel der Pumpen 1 und 3. Bei den Druckpulsationen ergeben sich dagegen keine wesentlichen Unterschiede. Aus den Messungen folgt, daß die Unterschiede im Schnellepegel um so größer sind, je höher die Drehzahl der Pumpe ist.

Es ist zu beachten, daß aufgrund der fertigungsbedingten Verzahnungsfehler, insbesondere die Teilungsfehler, die Wirkung der Zahnkopfrücknahme vermindert wird. Die Pumpe 2 hat Teilungsfehler, die in der gleichen Größenordnung liegen wie die Zahnkopfrücknahme. Trotzdem zeigen die Messungen, daß die Pumpe mit der Zahnkopfrücknahme besonders bei höheren Drehzahlen und Drücken, niedrigere Körperschallpegel besitzt. Auch die Luftschallmessungen bestätigen teilweise diese Tendenz. Wegen der kleinen schallabstrahlenden Oberfläche der Pumpen (Baugröße 16) sind aber weitere Geräuschuntersuchungen nötig, um eine allgemeine Aussage über die Auswirkung der Zahnkopfrücknahme auf die Geräuschemission zu erhalten. Die notwendige Größe der Zahnkopfrücknahme ist von der Zahngeometrie und der Belastung der Pumpe abhängig. Weil aufgrund der fertigungsbedingten Verzahnungsfehler die Wirksamkeit der Zahnkopfrücknahme geringer ist, kann man vermuten, daß bei besserer Verzahnungsqualität mit der vorgeschlagenen Profiländerung eine weitere Verminderung der Körperschall- und Geräuschentstehung möglich ist.

### Schrifttum

- [1] Gutbrod, W.: Die Druckpulsation von Außen- und Innenzahnradpumpen und deren Auswirkungen auf das Pumpengeräusch. Dissertation Universität Stuttgart 1974.
- [2] Morlok, J.: Geräuschminderung bei Hochdruck-Konstantpumpen. Dissertation Universität Stuttgart 1980.
- [3] Edge, K. A., und B. R. Lipscombe: The reduction of gear pump pressure ripple. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers) Proc. Instn. Mech. Engrs. Vol 201, No B2 54 (1987), S. 99 – 105.
- [4] Martin, H. R.: Noise analysis and control in fluid power systems. Hydraulics and Pneumatics 4 (1983) 6, S. 60 – 64.
- [5] Rettig, H.: Innere dynamische Zusatzkräfte bei Zahnradgetrieben. ant 16 (1977) 11, S. 655 – 663.
- [6] Faulkner, L. L.: Handbook of Industrial Noise Control. New York: Industrial Press Inc., 1976.
- [7] Tesch, F.: Der Fehlerhafte Zahneingriff und seine Auswirkungen auf die Geräuschabstrahlung. Dissertation RWTH Aachen 1970.
- [8] Erney, G.: Berechnung und Prüfung der Profilrücknahme geradzahneter Evolventenstirnräder. Konstruktion 14 (1962) 1, S. 30 – 33.