



Geringes Geräusch, verbessertes Verschleißverhalten

Eine neue Generation der Radialkolbenpumpe stellt sich vor

Dirk Becker

Geringes Geräusch und lange Lebensdauer: Das sind zwei Hauptforderungen von Maschinen- und Anlagenbauern, wenn es um die Auswahl von hydrostatischen Verdrängern geht. Die Firma Moog, Hersteller hydraulischer und elektrischer Antriebslösungen, hat diese Forderungen aufgegriffen und bei der Entwicklung der Radialkolbenpumpe der nächsten Generation, der RKP-II, konsequent umgesetzt.

Autor: Dr. Dirk Becker ist Engineering Manager im Bereich Radialkolbenpumpe bei Moog in Böblingen. Er ist zuständig für die technische Weiterentwicklung des Produktbereiches Pumpen

In hydraulischen Antrieben treten drei verschiedene Arten von Schall auf:

- Körperschall
- Flüssigkeitsschall und
- Luftschall

An der Entstehung aller drei Schallarten ist die hydrostatische Pumpe beteiligt.

Körperschall

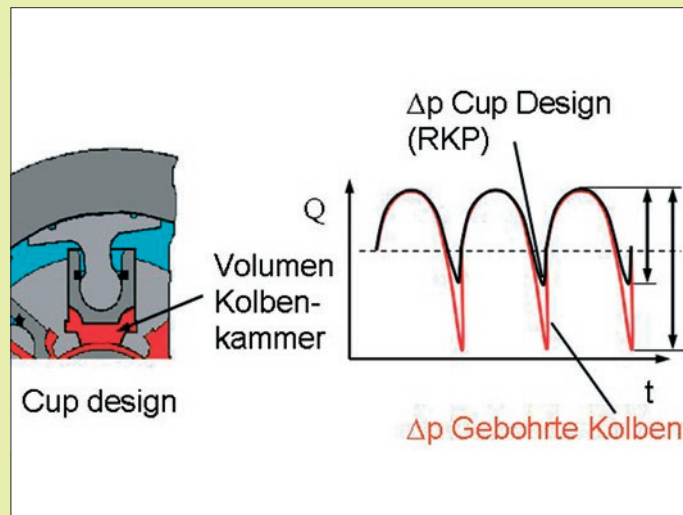
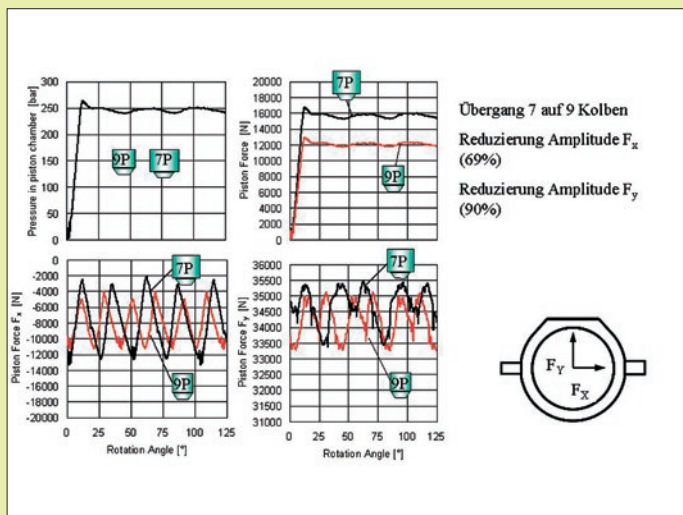
Die Ursache von Körperschall sind Wechselkräfte oder -momente die auf die Maschinenstruktur wirken. Ihre Entstehung ist funktionsbedingt. In Kolbenpumpen sind die Druckwechsellvorgänge hauptsächlich für die Erzeugung von Körperschall verantwortlich. Beim Umsteuern von der Niederdruck- zur Hochdruckseite und umgekehrt ändert sich das Druckniveau im Kolbenraum innerhalb weniger Millisekunden zwischen Tankdruck und Betriebsdruck. Der wechselnde Druck im Kolbenraum wirkt über die Flächen der Arbeitskolben als dynamische Belastung auf das Triebwerk und wird als Körperschall auf das Gehäuse übertragen. Gelangen die

Schwingungen an die Oberfläche, werden sie in Luftschall umgewandelt.

Die Höhe der durch das Triebwerk erzeugten Wechsellast wird maßgeblich durch die druckbeaufschlagte Fläche der Arbeitskolben bestimmt. Generell ist dabei eine möglichst kleine Kolbenfläche anzustreben. Eine Verkleinerung des Kolbendurchmessers lässt sich dadurch erreichen, dass die Anzahl der Arbeitskolben erhöht wird. **Bild 1** zeigt, dass sich bei einer Radialkolbenpumpe beim Wechsel von 7 auf 9 Kolben die Triebwerkskräfte in Verstellrichtung um ca. 30 % und in Kontakttrichtung Hubring - Gehäuse um ca. 10 % reduzieren lassen.

Flüssigkeitsschall

Für das Auftreten von Flüssigkeitsschall gibt es zwei Ursachen. Betrachtet man die Bewegung eines einzelnen Kolbens, so kann diese über einen sinusförmigen Zusammenhang in Abhängigkeit von Exzentrizität und Drehwinkel beschrieben werden. Das bedeutet, dass sich die Kolbengeschwindigkeit



1: Verlauf der Triebwerkskräfte bei einer RKP80 mit 7 und 9 Kolben-Triebwerk

3: Einfluss der Größe des Totvolumens auf die Volumenstrompulsation am Pumpenausgang

keit und der zur Kolbengeschwindigkeit proportionale Volumenstrom in Abhängigkeit des Drehwinkels permanent ändern. Die Volumenströme der einzelnen Kolben werden überlagert und führen in der Summe zu einem Verlauf, der von einer gewissen Ungleichförmigkeit geprägt ist. Die prozentuale Höhe dieser kinematischen Ungleichförmigkeit im Vergleich zum mittleren geförderten Volumenstrom hängt allein von der Anzahl der Arbeitskolben ab: je mehr Kolben, desto kleiner ist die kinematische Ungleichförmigkeit und auch die Verwendung einer geraden oder ungeraden Anzahl von Arbeitskolben ist von Bedeutung. Eine zweite Ursache von Pulsationen am Pumpenausgang liegt in der Kompressibilität des Fluids. Bevor ein Kolben nach dem Umsteuervorgang von Nieder- zur Hochdruckseite aktiv Flüssigkeit fördern kann, muss der Druck im Kolbenraum zunächst auf das Niveau der Hochdruckseite angepasst werden. Dies geschieht zunächst durch die Verdrängungsbewegung des Kolbens. Allerdings ist die Kolbengeschwindigkeit nach dem Umsteuern und speziell im abgeregelten Zustand sehr gering, so dass der Prozess der Druckanpassung über einen sehr langen Drehwinkel erfolgen müsste. Deshalb wird über Umsteuerkerben zwischen Hochdruckseite und Kolbenraum kurzzeitig eine zusätzliche Ölmenge entnommen, die am Druckanschluss der Pumpe zu einem Volumenstromeinbruch und damit zu erhöhter Volumenstrompulsation führt. Die Darstellung in **Bild 2** zeigt, dass der Einfluss der Kompressibilität auf die Volumenstrompulsation speziell bei hohen Betriebsdrücken den Einfluss der kinematischen Pulsation weit übertrifft. Eine Reduzierung der Volumenstrompulsation ist aus Geräuschgründen deshalb anzustreben, weil diese in der hydraulischen Anlage in Druckpulsationen

umgewandelt wird und Bauteile, die sich weit entfernt von der Pumpe befinden, zu Schwingungen und Geräuschabstrahlung angeregt werden können.

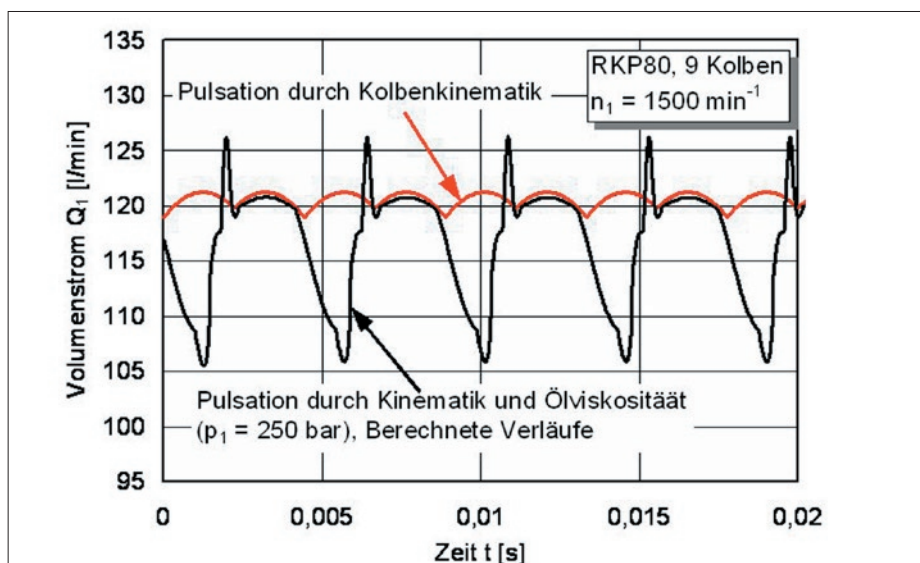
Zur Reduzierung der Volumenstrompulsation am Pumpenausgang hilft die Erhöhung der Anzahl der Arbeitskolben auf zwei Arten: zum einen wird die kinematische Pulsation des Triebwerkes von 2,5 % auf

Generell ist eine möglichst kleine Kolbenfläche anzustreben

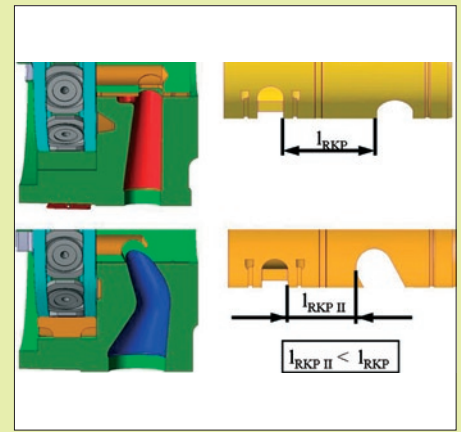
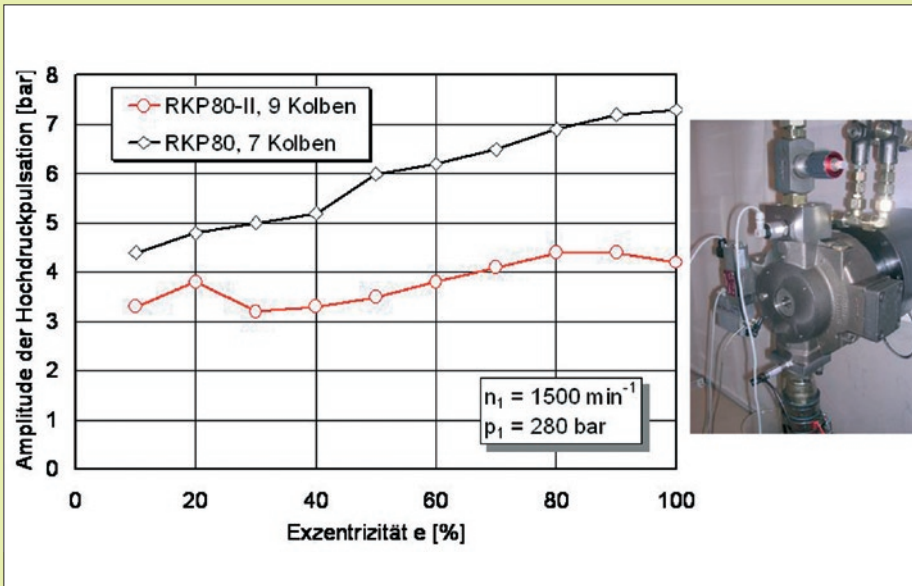
ca. 1,5 % reduziert. Andererseits wird das Volumen des Kolbenraumes im Verhältnis 7/9 reduziert. Dadurch werden direkt die kompressionsbedingten Pulsationen verringert.

Bei der Radialkolbenpumpe wirkt sich ein weiteres konstruktives Merkmal positiv auf die Reduzierung der Hochdruckpulsation aus: durch die Verwendung des Cup Designs, d.h. eines „geschlossenen“ Arbeitskolbens, wird das für die kompressionsbedingte Pulsation so bedeutsame Totvolumen auf den minimal möglichen Wert reduziert (**Bild 3**). Bei anderen Kolbenpumpen kommen oft Arbeitskolben zum Einsatz, die aus Gewichtsgründen hohlgebohrt sind und damit ein deutlich größeres Totvolumen aufweisen. **Bild 4** zeigt die gemessenen Werte für die Hochdruckpulsation im Vergleich zwischen 7 und 9 Kolbentriebwerk. Man sieht, dass beim Übergang auf 9 Arbeitskolben bei maximaler Exzentrizität die Pulsationsamplitude nahezu halbiert werden kann.

Nun tritt die kinematische Pulsation nicht nur auf der Hochdruckseite auf, sondern ist



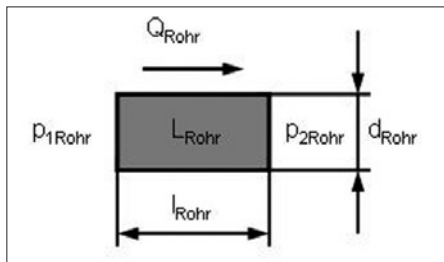
2: Vergleich von kinematischer Ungleichförmigkeit mit Pulsation durch Ungleichförmigkeit und Kompressibilität



6: Design des Saugkanales bei RKP und RKP-II

4: Gemessene Hochdruckpulsation am Pumpenausgang: Vergleich 7 zu 9-Kolben-Triebwerk

in gleicher Größenordnung auch auf der Niederdruckseite zu finden. Auch hier wird die Volumenstrompulsation in eine Druck-



5: Beschreibung einer hydraulischen Induktivität

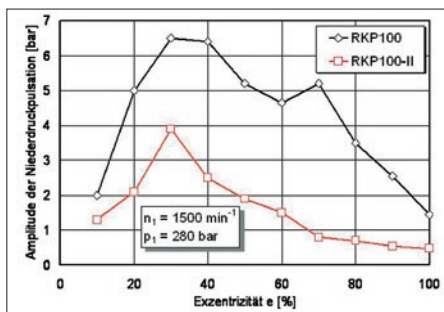


Bild 7: Gemessene Hochdruckpulsation am Pumpenausgang: Auswirkung des optimierten Saugkanals (RKP100-II)

schwankung umgesetzt. Bevor das Fluid den Kolbenraum erreicht, muss es bei der Radialkolbenpumpe zunächst durch den Kanal im Gehäuse und Bohrungen im Steuerzapfen fließen. Die Bohrungen im Steuerzapfen bilden dabei die engste Stelle. Dynamisch betrachtet lässt sich der Volumenstrom durch diese Bohrungen über die Wirkung einer hydraulischen Induktivität (Bild 5) beschreiben:

$$Q_{Tube} = \frac{1}{L_{Tube}} \cdot \int (p_{1Tube} - p_{2Tube}) dt$$

Diese Gleichung kann auch in der Form:

$$\frac{dQ_{Rohr}}{dt} \cdot L_{Rohr} = p_{1Rohr} - p_{2Rohr}$$

geschrieben werden. Diese Schreibweise bedeutet, dass eine zeitliche Änderung des Volumenstromes, z.B. durch die kinematische Ungleichförmigkeit, zu einer Druckpulsation führt. Die Höhe der auftretenden Druckpulsation wird durch die Größe der hydraulischen Induktivität bestimmt. Diese berechnet sich für eine Bohrung zu:

$$L_{Rohr} = \frac{4}{d_{Rohr}^2} \cdot \dots$$

Um die Induktivität zu verringern, kann man den Bohrungsdurchmesser vergrößern oder die Länge der Bohrung verkürzen. Einer Vergrößerung des Durchmessers sind konstruktive Grenzen gesetzt. Deshalb wurde bei der Auslegung der RKP-II die Länge der Bohrung im Steuerzapfen reduziert (Bild 6). Die Auswirkung dieser Maßnahme auf die gemessene Niederdruckpulsation wird in Bild 7 deutlich. Die beiden untersuchten Pumpen haben die gleiche Anzahl von Arbeitskolben. Bei der RKP100-II ist der verkürzte Saugkanal realisiert. Dieser resultiert in einer deutlichen Verringerung der gemessenen Druckpulsation über den gesamten Betriebsbereich.

Aus strömungstechnischer Sicht ist es bei der Auslegung des Saugkanales wichtig, Strömungsverwirbelungen und Druckverluste möglichst gering zu halten, um Kavitation und damit zusätzliches Geräusch und Verschleiß zu verhindern. Um den Einfluss verschiedener Geometrien zu untersuchen, wurde das statische Strömungsverhalten mit Hilfe von CFD-Berechnungen analysiert (Bild 8). Insgesamt konnten durch die Optimierung der Geometrie des Saugkanales der Druckverlust bei der RKP-II in einer Größenordnung von 20 % reduziert werden.

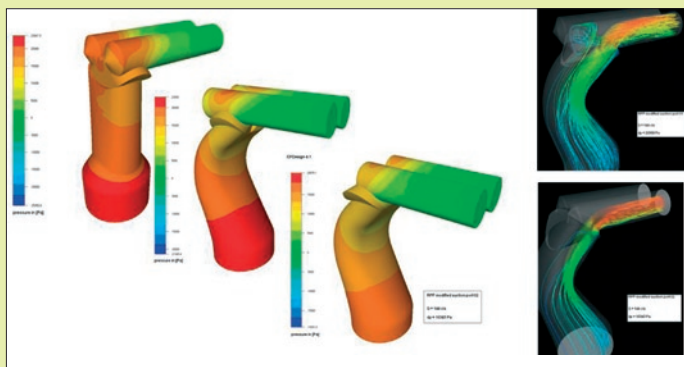
Luftschall

Körper- und Flüssigkeitsschall werden an der Oberfläche von Bauteilen direkt in Luftschall umgesetzt. Im Vergleich des Schalleistungspegels zwischen RKP und RKP-II konnte beim neuen Design eine betriebspunktabhängige Reduzierung um 3 bis 4 dB(A) erreicht werden. Dies entspricht einer Halbierung der Schalleistung. In Bild 9 ist für die Baugrößen RKP63-II, RKP80-II und RKP100-II der Schalldruckpegel bei maximaler Exzentrizität in Abhängigkeit

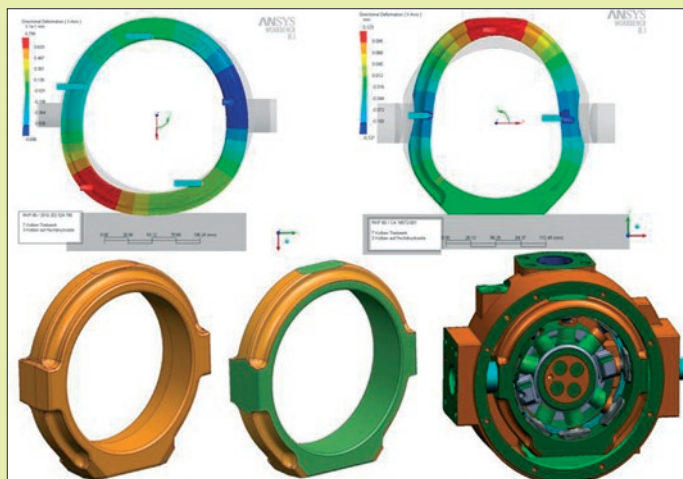
INFO Das Unternehmen Moog

Moog Industrial ist Hersteller und Lieferant von hochleistungsfähigen elektrischen, hydraulischen und hybriden Antriebslösungen für industrielle Anwendungen. Die Experten helfen leistungsorientierten Firmen aus den Gebieten Metall- und Plastikverarbeitung, Textil, Energieerzeugung und Simulation Maschinen der nächsten Generation zu entwickeln.

Moog Industrial ist mit weltweit 26 Niederlassungen und einem Umsatz von 315 Mio. USD (2005) Teil der Moog Inc. (NYSE: MOG.A und MOG.B). Die deutsche Moog wurde 1965 in Böblingen gegründet und erwirtschaftet mit rund 500 Mitarbeitern als größte Auslandsniederlassung der Moog Inc. Unternehmensgruppe einen Umsatz von etwa 100 Mio. Euro. Weitere Informationen unter www.moog.com/industrial.



8: Einsatz von CFD-Simulationen zur Reduzierung von Verwirbelungen und Druckverlusten im Saugkanal



10: Neues Hubringdesign zur Vermeidung von Verschleiß

vom Betriebsdruck dargestellt. Dabei überschreiten die beiden kleineren Baugrößen in keinem Betriebspunkt den Wert von 70 dB(A).

Lebensdauer

Neben der Geräuschabstrahlung ist die Lebensdauer einer Pumpe ein wichtiges Auswahlkriterium. Nicht zuletzt durch den konsequenten Einsatz von Wärmebehandlungsverfahren wie Härten und Nitrieren bei allen zueinander in Bewegung stehenden Oberflächen innerhalb der Pumpe hat sich die RKP den Ruf einer robusten Kolbenpumpe erarbeitet. Um diese Eigenschaft weiterzuentwickeln wurde bei der RKP-II zusätzlich das Design des Hubrings überarbeitet. Eine mögliche Rotation des Hubrings wird so ausgeschlossen, was zusätzlich Verschleiß verhindert.

Anstatt eines runden Außendurchmessers verfügt er jetzt über eine abgeflachte Fläche auf der der Hubring zu einer Gegen-

flächendurchmesser von Hubring und Außendurchmesser des Gleitsteines insgesamt geringer ausfällt. Damit bleibt der Spalt zwischen diesen Bauteilen, der auf der Hochdruckseite die volumetrischen Verluste beeinflusst, deutlich geringer.

Zusammenfassung

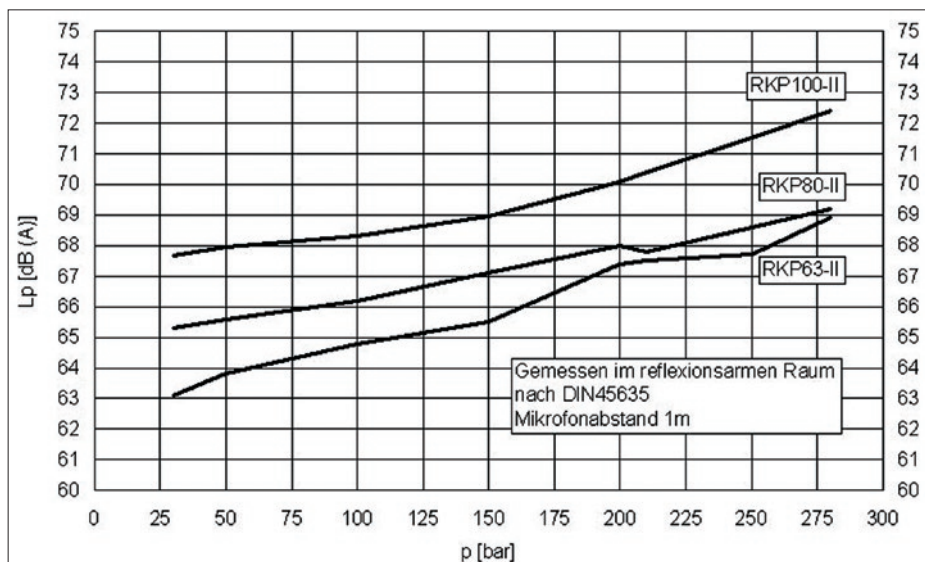
Schwerpunkte bei der Entwicklung der RKP-II waren eine deutliche Reduzierung der Geräuschabstrahlung sowie die Erhöhung der Lebensdauer. Durch Erhöhung der Kolbenzahl konnten die dynamischen Triebwerkskräfte sowie die Volumenstrompulsation auf der Hochdruckseite deutlich reduziert werden. Ein strömungsoptimierter Saugkanal führt gleichzeitig zu einer Reduzierung der Pulsation auf der Niederdruckseite. Insgesamt konnte die Schalleis-

tung der RKP-II im Vergleich zur alten Generation betriebspunktabhängig auf die Hälfte reduziert werden. Das neue Hubringkonzept trägt zu einer weiteren Erhöhung der Lebensdauer der Radialkolbenpumpe von Moog bei.

Strömungsverwirbelungen und Druckverluste möglichst gering halten

fläche im Gehäuse gleitet. Bild 10 zeigt die konstruktive Ausführung des Hubrings. Zur Auslegung wurde das Verformungsverhalten mit Hilfe von FE-Berechnungen analysiert. Ziel war es dabei, mit möglichst geringem Materialeinsatz ein ähnliches Verformungsverhalten wie beim runden Hubring zu erzielen. Die obere Abbildung in Bild 10 zeigt, dass der gleitende Hubring auf der druckbeaufschlagten Seite weniger zu Verformungen neigt. Das bedeutet, dass die Differenz der Kreisform zwischen In-

Weitere Informationen erteilt:
 Moog Deutschland
 Hanns-Klemm-Str. 28
 71034 Böblingen
 Telefon.: +49 (0)7031-622-0
 Telefax: +49 (0)7031-622-100
 E-Mail: info.germany@moog.com
 Internet: www.moog.com/industrial



9: Gemessene Werte für den Schalldruckpegel bei maximalem Fördervolumen (hydraulischer Druck-Stromregler)