

Aufnehmer für die Messung des Fluidschalldruckes in Rohrleitungen mit kleinem Durchmesser

Karin Künzel

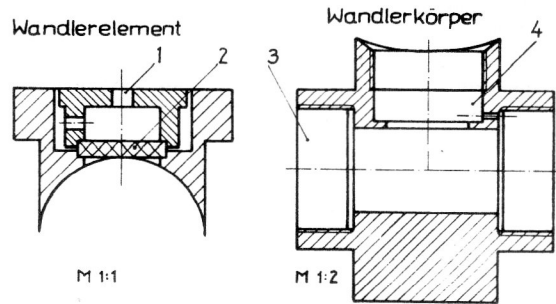
1. Einführung

Eine Begleiterscheinung des Transports von Gas- und Flüssigkeitsströmungen in Rohrleitungen ist in der Regel die Fortleitung von Schallwellen und Vibrationen in der Rohrwand und im eingeschlossenen Fluid. Hierdurch werden weit von der Quelle entfernt gelegene Maschinen- und Gehäuseteile zu Schwingungen und zur Schallabstrahlung angeregt. Ursprung der Schall- und Schwingungsvorgänge im Rohrleitungssystem können z. B. funktionsbedingte Druckwechselforgänge in einer Pumpe, in einem Verdichter bzw. Strömungsvorgänge und Turbulenzen hinter Ventilen sein.

Dynamische Druckänderungen im Inneren von Rohrleitungen haben nicht zuletzt entscheidenden Einfluß auf die Lebensdauer von Baugruppen, Maschinen und Anlagen, so daß dem Konstrukteur schon von dieser Seite her daran gelegen ist, diese auf ein Mindestmaß zu senken. Der Fluidschalldruckpegel ist dabei ein sehr sensibler und zuverlässiger Parameter zur Beurteilung der Wirksamkeit konstruktiver Veränderungen an den die Druckschwankungen erregenden Bauelementen. Gegenwärtig sind noch keine handelsüblichen Aufnehmer zur Bestimmung dieser Meßgröße auf dem Markt. Am Institut für Mechanik wurden für strömungsakustische Untersuchungen Fluidschallwandler entwickelt, die im folgenden vorgestellt werden sollen.

Ausgangspunkt für den Bau dieser speziellen Aufnehmer war der Umstand, daß bei experimentellen Arbeiten in-

situ bzw. in nicht besonders ausgestatteten Meßräumen selten die Bedingungen erfüllt sind, die an das akustische Umfeld zur Erzielung exakter, reproduzierbarer Meßergebnisse gestellt werden müssen. Störender Körper- und Luftschall von benachbarten Maschinen und Räumen stellen zumeist das Ergebnis der Messung in Frage. Um diese Einflüsse aus der Umgebung weitgehend auszuschließen, wurde nach einer Möglichkeit gesucht, welche es gestattet, unmittelbar im Inneren des Fluids zu mes-



- 1 Kabeldurchführung
- 2 PK 51
- 3 Anschluß an die Rohrleitung
- 4 Bohrung für die Aufnahme des Wandlerelementes

Bild 1
 Konstruktiver Aufbau des Fluidschallwandlers 1, entwickelt für Hydraulik-Rohrleitungen

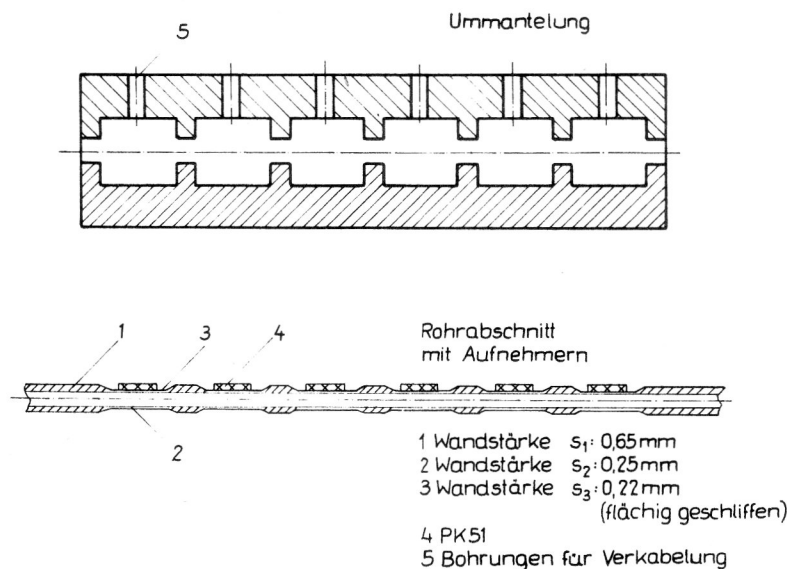
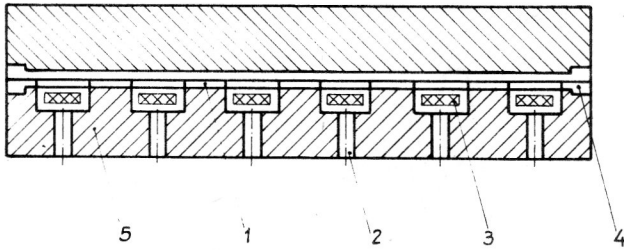


Bild 2
 Prinzipskizze des Fluidschallwandlers 2, entwickelt für Hermetik-Kreisläufe



- 1 Nachbildung der Rohrleitung
- 2 Bohrungen für Verkabelung
- 3 PK 51, eingebettet in Silikonkautschuk
- 4 Anbindung der Rohrleitung
- 5 Ummantelung

Bild 3
Prinzipische Skizze des Fluidschallwandlers 3, entwickelt für Hermetik-Kreisläufe

sen, in dem die dynamischen Druckänderungen und somit auch Schallvorgänge erzeugt werden und sich ausbreiten. Anregungen zu einer solchen Verfahrensweise kamen von Marx [1] und Börner [2]. Eine erste Konstruktionsform dieses Fluidschallwandlers war den Bedingungen für den Einbau in das Rohrleitungssystem eines Hydraulik-Kreislaufes angepaßt (Bild 1). Zwei weitere Wandler sind für Untersuchungen im Kältemittelstrom hinter einem Hermetikverdichter vorgesehen (Bild 2, 3).

2. Konstruktive Gestaltung der Flüssigkeitsschallwandler

Eine strenge Forderung für jede Art von experimentellen Untersuchungen in einem Schall- oder Strömungsfeld ist es, daß von den Meßaufnehmern selbst keinerlei Störungen der Ausbreitungsvorgänge verursacht werden dürfen. Das bedeutet, daß die Wandler im speziellen Fall hinsichtlich ihrer Form ein absolut integraler Bestandteil der Rohrwand bzw. der Rohrleitung selbst sein müssen. Diese Bedingung wurde bei den Fluidschallwandlern (FSW) nach Bild 1 bis 3 in folgender Weise realisiert:

FSW 1: Das Sensormaterial, eine kleine Scheibe aus Bleizirkonattitanat-Keramik, PK 51, (Hersteller: VEB Keramische Werke Hermsdorf) ist in ein Wandlerelement eingebettet, dessen Kontaktfläche zum Fluid der geometrischen Gestalt der Rohrwand angeglichen ist. Die Silberelektrode der PK 51-Scheibe ist mit einer Schutzschicht aus Epoxydharz überzogen, womit gleichzeitig fertigungsbedingte Unregelmäßigkeiten ausgeglichen wurden.

FSW 2: Die Wandstärke eines Abschnittes der Rohrleitung wurde in definierten Abständen so reduziert, daß bei schnellen Druckänderungen Membranwirkung angenommen werden kann. Auf eine zusätzlich eben geschliffene Fläche eines jeden Membransegments wurde ein stabförmiges Element aus PK 51 aufgeklebt. Die Innenfläche des Rohres ist somit in ihrem ursprünglichen Zustand erhalten geblieben.

FSW 3: Der Wandler selbst übernimmt in einem bestimmten Rohrabchnitt die Funktion der Leitung. In den oberen und unteren Teil eines Metallmantels ist eine Nachbildung der Rohrwand eingefräst worden. Beide Teile werden später miteinander verschraubt und

abgedichtet. Der untere Teil enthält außerdem Kammern, in welche rechteckige PK 51-Scheiben, allseitig von Silikonkautschuk umgeben, eingebettet sind. Silikonkautschuk eignet sich infolge seines geringen Schermoduls sehr gut als Füllstoff für die Kammern, um bei vertretbarem Umfang des auswertbaren Meßfrequenzbereiches ungestörte Ausbreitungsbedingungen zu garantieren [3]. Dem Kautschuk, Cenasil electronic, wurde beim Aushärten ebenfalls die Form der Rohrwand aufgeprägt.

Eine weitere Forderung ist zu stellen: Die in der Rohrwand ausbreitenden Körperschallwellen dürfen nicht auf die piezoelektrischen Wandler übertragen werden. Hierdurch käme es zu einer Beeinflussung des Meßergebnisses. Als Anregung darf nur die dynamische Druckänderung im Inneren des Fluides wirksam werden. Das ist zu erreichen, indem das mechanische System Rohrleitung – Meßaufnehmer entsprechend

$$\omega_0 = \frac{1}{\sqrt{mn}} \quad (1)$$

- ω_0 Resonanz-Kreisfrequenz
- m Mitschwingende Masse
- n mechanische Nachgiebigkeit

durch eine große Masse des Fluidschallwandlers den Charakter eines Tiefpasses erhält.

3. Berechnung des Übertragungsverhaltens der piezoelektrischen Wandler

Die Empfindlichkeit piezoelektrischer Wandlerelemente läßt sich für den jeweiligen Anwendungsfall, d. h. entsprechend der Einspannung und den Randbedingungen, aus den piezoelektrischen Zustandsgleichungen [4] berechnen:

$$D, T = f(E, S) \quad D_n = \epsilon_{nm}^S E_m + e_{ni} S_i \quad (2)$$

$$T_j = -e_{mj} E_m + c_{ji}^E S_i$$

$$D, S = f(E, T) \quad D_n = \epsilon_{nm}^T E_m + d_{nj} T_j \quad (3)$$

$$S_i = d_{mi} E_m + s_{ij}^E T_j$$

$$E, S = f(D, T) \quad E_m = \beta_{mn}^T D_n - g_{mj} T_j \quad (4)$$

$$S_i = g_{ni} D_n + s_{ij}^D T_j$$

$$T, E = f(D, S) \quad E_m = \beta_{mn}^S D_n - h_{mi} S_i \quad (5)$$

$$T_j = -h_{nj} D_n + c_{ji}^D S_i$$

Dabei bedeuten:

- T mechanische Spannung
- S mechanische Dehnung
- D dielektrische Verschiebung
- E elektrische Feldstärke.

Die Werte für die Koeffizienten ϵ , e , c , d , s , β , g und h können den Herstellerangaben für die jeweilige Piezokeramik entnommen werden.

Während bei FSW 1 und FSW 3 die dynamischen Druckwechselvorgänge im Fluid eine Dicken-Dehnungsschwingung des Piezoelements verursachen (zu berechnen nach Gl. (3)), wird bei FSW 2 eine der Druckänderung proportionale Dehnung und somit Spannung in der Rohrwand hervorgerufen, welche der Piezokeramik aufgeprägt wird (zu berechnen nach Gl. (2)). Die so für die Fluidschallwandler theoretisch vorausbestimmten Übertragungsfaktoren liegen zwischen 11 und 22 $\mu\text{V}/\text{Pa}$.

Den dynamischen Druck in Rohrleitungen hinter Pumpen – hier ausgedehnt auf Verdichter – berechnet Mühle [5] aus dem zeitlich veränderlichen Volumenfluß $Q(t)$, der Kennimpedanz des Fluids ρc und dem Querschnitt S der Leitung:

$$p(t) = \frac{\rho c}{S} Q(t) = \frac{\rho c Q}{S} \cdot \epsilon, \quad (6)$$

wobei ϵ für den Ungleichförmigkeitsgrad des Förderprozesses steht. Nach (6) ist in den Kreisläufen, für welche die Fluidschallwandler entwickelt wurden, mit einem Wechseldruck in der Größenordnung von 100 kPa zu rechnen. Aus den Druckänderungen $p(t)$ wird somit bei den angegebenen Übertragungsfaktoren – trotz Abweichungen von den Modellvorstellungen, z. B. infolge von Klebeverbindungen – eine ausreichend hohe, gut auflösbare Signalspannung resultieren, was sich experimentell bestätigt hat.

Bei FSW 2 und 3 werden die Meßsignale miniaturisierten Ladungsverstärkern zugeführt, die im Gehäuse der Fluidschallwandler untergebracht sind. Von den Verstärkern – ebenfalls eine Entwicklung des Institutes für Mechanik – gelangen die Signale zur Verarbeitungskette.

Bei FSW 1 liegt zwischen piezoelektrischem Aufnehmer und der Signalverarbeitung lediglich ein Adapter B63 mit Mikrofonvorverstärker (VEB Mikrofontechnik Gefell).

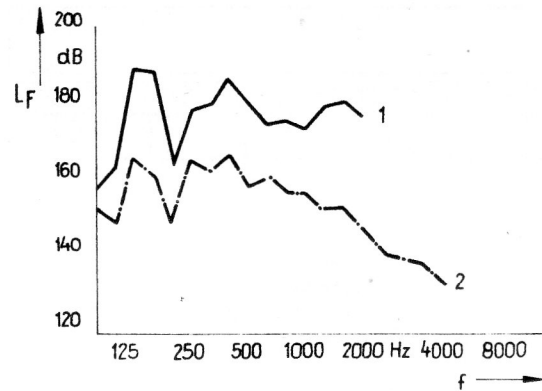
Schwankungen im Frequenzgang der Wandler wurden durch die Aufnahme von Korrekturkurven, für FSW 1 näher beschrieben in [6], eliminiert.

Im folgenden Abschnitt sollen an Hand von Arbeiten mit dem FSW 1 die Funktionstüchtigkeit der Wandler sowie die durch deren Einsatz deutlich erweiterten experimentellen Möglichkeiten bei der Untersuchung der Schallausbreitung in Rohrleitungen gezeigt werden. Ausführlich wurde darüber auch in [7], [8] berichtet.

Wegen des grundsätzlich andersartigen Meßregimes bei Arbeiten mit den Aufnehmern FSW 2 und FSW 3 muß die Beschreibung dieser Untersuchungen einem späteren Beitrag vorbehalten bleiben.

4. Experimentelle Untersuchungen mit dem Fluidschallwandler 1

Bei Verwendung selbstgefertigter Meßmittel sollte zunächst die Vertrauenswürdigkeit der erhaltenen Meßergebnisse überprüft werden. Hierfür bot sich u. a. ein Vergleich mit Ergebnissen von Mühle [5] an. In beiden Fällen wurde das Spektrum des Fluidschalls hinter einer Axialkolbenpumpe aufgenommen (Bild 4). Die Kurven zeigen nahezu identische Verläufe. Abweichungen oberhalb 1 kHz liegen in der Verschiedenartigkeit der Testkreisläufe begründet (Rohrleitungslänge u. a.). Die höhe-



	Kolbenzahl	N [min ⁻¹]	f ₀ [Hz]	Q [lmin ⁻¹]
Testpumpe I Mech(1)	11	960	174	7
Testpumpe MÜHLE(2)	7	1500	170	37

Bild 4
Terzspektrum des Fluidschalldruckes zweier Axialkolbenpumpen

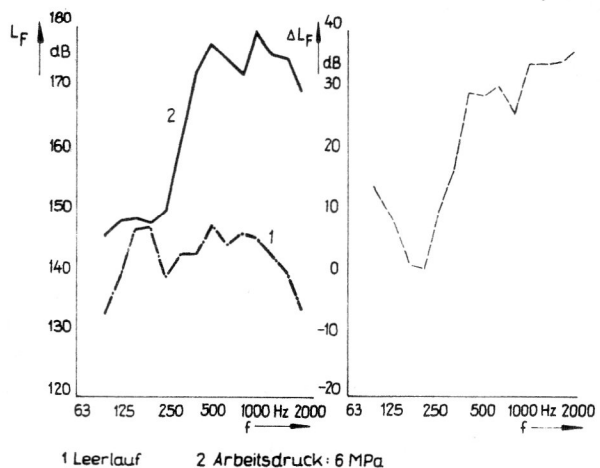


Bild 5
Terzspektrum des Fluidschalldruckes hinter einem Ventil und Differenz der Terzpegel bei unterschiedlichen Arbeitsdrücken im Hydraulik-Kreislauf

ren Pegel in Kurve 1 sind auf unterschiedliche Pumpenfabrikate zurückzuführen.

Bild 5 zeigt das bei verschiedenen Arbeitsdrücken p_A hinter einem Ventil im Hydraulik-Kreislauf aufgenommene Spektrum des Fluidschalls. Bei höheren Arbeitsdrücken treten Strömungsgeräusche in Erscheinung, welche durch im Ventil erzeugte Turbulenzen [9] verursacht werden. Die gravierenden Unterschiede zwischen Leerlauf und Belastung von mehr als 30 dB bei höheren Frequenzen lassen darauf schließen, daß die Fluidschallwandler auch auf andere, z. B. konstruktive Veränderungen im Kreislauf sehr sensibel reagieren, sei der Effekt im Hinblick auf das akustische Abstrahlverhalten der Maschine positiver oder negativer Art. Bild 5 gibt jedoch auch Aufschluß darüber, daß die akustischen Ver-

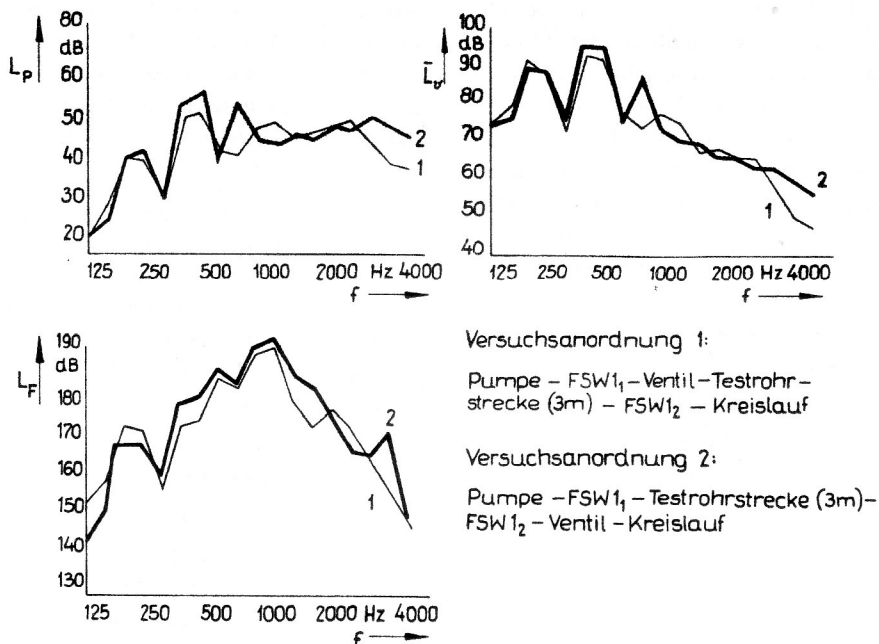


Bild 6
Abhängigkeit des Schalldruckpegels L_P im Fluid, des Schwinggeschwindigkeitspegels L_v auf der Rohrwand und des abgestrahlten Schalleistungspegels L_P von der Anordnung der Hydraulik-Bauelemente im Kreislauf

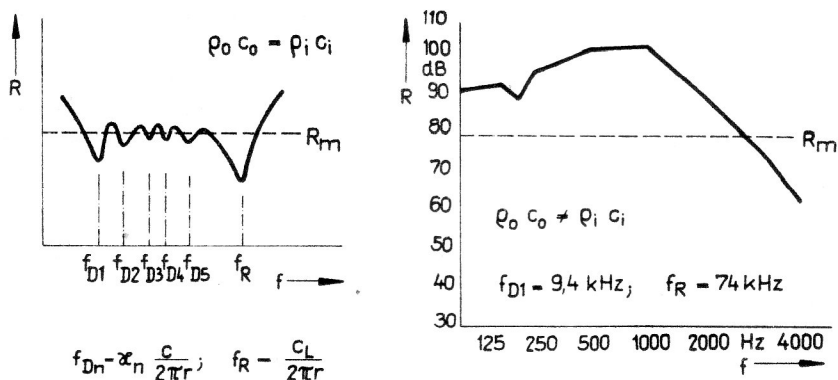


Bild 7
Schalldämmung von Rohrleitungen bei unterschiedlichen Fluiden innerhalb und außerhalb der Leitung, berechnet mit Hilfe des gemessenen Fluidschalldruckes

hältnisse im Kreislauf insgesamt bei tiefen Frequenzen ausschließlich von der Pumpe, bei höheren Frequenzen dagegen von den Stellgliedern und weiteren Bauelementen bestimmt werden.

Die Bestimmung des Schalldruckes im Fluid erlaubt Aussagen über die Zweckmäßigkeit der Auswahl und der Anordnung von Bauelementen im Kreislauf im Hinblick auf die resultierende Schallabstrahlung. Eine wichtige Größe ist die Länge der Rohrleitung zwischen der Hydraulikpumpe als Erreger und dem ersten nachfolgenden Bauelement, z. B. einem Ventil. Mit zunehmender Leitungslänge wächst die Anzahl der möglichen Eigen-schwingungen des Systems. Damit kommt es durch die Ausbildung von Resonanzerscheinungen zu einer Erhöhung des Fluidschalldruckes, folglich auch zu einem Anstieg der Schwinggeschwindigkeit auf der Rohrwand und als Konsequenz zu einem Anwachsen der abgestrahlten Schalleistung (Bild 6).

Der vor allem oberhalb der Anregungsfrequenz f_0 der Pumpe wesentlich von den Druckschwankungen im Fluid beeinflusste Schwinggeschwindigkeitspegel L_v steht mit dem Schalleistungspegel L_P über die Beziehung

$$\sigma \stackrel{\text{def.}}{=} \frac{P}{\rho c S \bar{v}_n^2} \text{ bzw. daraus abgeleitet} \quad (6)$$

$$L_P = (\bar{L}_v + 10 \lg \frac{S}{m^2} + 10 \lg \sigma) \text{ dB} \quad (7)$$

im Zusammenhang.

Es bedeutet:

σ Abstrahlgrad

P abgestrahlte Schalleistung

\bar{v}_n Normalkomponente der auf der Fläche gemittelten Schwinggeschwindigkeit

S Strahlerfläche

Beobachtet man nun durch Messung bei der Bearbeitung von Optimierungsproblemen die Tendenz des Fluidschalldruckes, so kann im frühestmöglichen Stadium qualitativ der Einfluß konstruktiver Veränderungen auf die resultierende Geräuschemission der Maschine vorausgesagt werden. Für Hydraulikventile wurde eine halbempirische Beziehung gefunden, um aus Meßwerten des Fluidschalldruckes sofort, d. h. ohne den Weg über die Schwinggeschwindigkeit, den Schalleistungspegel berechnen zu können [7].

Ein letztes Beispiel behandelt das Problem: Schalldämmmaß von Rohrleitungen mit kleinem Durchmesser, in denen ein anderes als das die Leitung umgebende Medium transportiert wird. Hierzu sind in der Literatur nur sehr vereinzelt Aussagen zu finden.

Die Schallabstrahlung und Schalldämmung von Zylinderschalen wurde erstmals von Heckl [10] umfassend theoretisch behandelt, jedoch nur für den Fall, daß die Fluide innerhalb und außerhalb der Rohrleitung die gleichen sind. Für unterschiedliche Medien mit den Schallkennimpedanzen $\rho_o c_o$ (z. B. die umgebende Luft) und $\rho_i c_i$ (hier z. B. das Hydrauliköl in der Leitung) vervollkommnete Költzsch [11] die bei Heckl angegebene Beziehung für die mittlere Schalldämmung einer Rohrleitung, wobei jetzt steht:

$$R_m = \left(10 \lg \frac{c_L \rho_w h}{\rho_o c_o d} + 10 \lg \frac{1}{2} \left(1 + \frac{\rho_i c_i}{\rho_o c_o} \right) + 9 \right) \text{ dB, mit} \quad (8)$$

h Dicke der Rohrwand
d Durchmesser der Rohrleitung
 c_L Longitudinalwellengeschwindigkeit
 ρ_w Dichte des Rohrwandmaterials

Das Gültigkeitsbereich dieser Beziehung ist jedoch beschränkt auf

$$1,5 < \frac{2 \pi f}{c_i} \cdot r < 0,6 \frac{c_L}{c_i}, \quad (9)$$

so daß die Hydraulikleitung diesen Gesetzmäßigkeiten infolge ihres geringen Durchmessers erst oberhalb 28 kHz folgen würde. Berechnet man, wie in Bild 7 dargestellt, die mittlere Schalldämmung nach (8), so erhält man $R_m = 79,9$ dB. Die erste Durchlaßfrequenz f_{D1} , ein Einbruch im Schalldämmverhalten, liegt bei 9,4 kHz. Interessant ist jedoch gerade das Frequenzbereich unterhalb f_{D1} , da sowohl die Anregung durch die Pumpe als auch von der Strömung erzeugte Geräusche zwischen 100 Hz und etwa 5 kHz in Erscheinung treten. Hierfür konnten nun mit Hilfe des gemessenen Fluidschalldruckes p_F in der Leitung und mit einer Beziehung von Holmer und Heymann [12] unter Einbeziehung des Transmissionsgrades τ Informationen gewonnen werden. Definitionsgemäß gilt:

$$R = 10 \lg \frac{1}{\tau}, \quad (10)$$

mit

$$\tau = \frac{I_{\text{rad}}}{I_{\text{in}}} = \rho_i c_i \rho_o c_o \sigma \frac{\nu^2}{P_F}, \quad (11)$$

wobei I_{rad} und I_{in} für die abgestrahlte bzw. die Schallintensität im Fluid stehen.

Es zeigte sich, daß die so berechnete und in Bild 7 angegebene Schalldämmung der Versuchs-Rohrleitung unterhalb 4 kHz teilweise bis zu 20 dB über dem nach (8) erhaltenen Wert liegt.

Kenntnisse über die Schalldämmung und Schallabstrahlung von Rohrleitungen sind besonders bei solchen Maschinen von großem Wert, bei denen ein dichtes System von Rohrleitungen auf kleinstem Raum untergebracht ist und somit maßgeblich zur Gesamtschallabstrahlung des Aggregates beiträgt, wie das z. B. bei Hydraulikschranken der Fall ist.

5. Zusammenfassung

Für die Messung des Fluidschalldruckes im Inneren von Rohrleitungen mit kleinem Durchmesser wurden piezoelektrische Meßwandler entwickelt. Deren Konstruktion und Arbeitsweise sowie der Weg zur Berechnung ihrer Empfindlichkeit sind beschrieben. Anhand von Meßbeispielen wird die Funktionstüchtigkeit der Fluidschallwandler nachgewiesen, wofür bevorzugt Probleme der Schallausbreitung in Hydraulik-Kreisläufen herangezogen werden. Ihre spezielle Bauform schließt Störungen des Schall- und Strömungsfeldes in der Rohrleitung aus, so daß sie außer für maschinenakustische Untersuchungen besonders für den Einsatz in der Strömungsakustik geeignet sind.

Die Autorin dankt Herrn Prof. Dr. A. Lenk, Technische Universität Dresden, Sektion 9, Bereich 4 – Akustik und Meßtechnik – für die wertvollen Anregungen und Informationen.

LITERATUR

- [1] Marx, B.: Persönliche Mitteilungen. Bauakademie der DDR, 1982.
- [2] Börner, H.: Zur Schallentstehung in turbulenten Strömungen. *Acustica* 18 (1967), S. 151 – 158.
- [3] Lenk, A.: Persönliche Mitteilungen. TU Dresden, 1987.
- [4] Lenk, A.: Elektromechanische Systeme. Bd. 2: Systeme mit verteilten Parametern, 2. Aufl., VEB Verlag Technik Berlin 1977, S. 145 ff.
- [5] Mühle, Ch.: Schallentstehung bei Pumpen. In: Heckl, M., Müller, H. A.: Taschenbuch der Technischen Akustik. Springer Verlag Berlin, Heidelberg, New York 1975, S. 236 ff.
- [6] Künzel, K. et al.: Theoretische und meßtechnische Grundlagen zur Qualitätssteigerung von Hydraulik-Kreisläufen. AdW der DDR, Institut für Mechanik, Forschungsbericht 1984.
- [7] Künzel, K. et al.: Theoretische und experimentelle Bestimmung des Einflusses von Flüssigkeitsschall auf die Schallabstrahlung von Hydraulikleitungen. AdW der DDR, Institut für Mechanik, Forschungsbericht 1985.
- [8] Künzel, K.: Measurement of Fluid Sound in a Hydraulic System. 26. Akustische Konferenz der CSSR, Strbske pleso, Oktober 1987.
- [9] Veit, I.: Ein Beitrag zur Geräuschanalyse in Hydraulikventilen, DAGA '78, VDE-Verlag, S. 251 – 254.

- [10] Heckl, M.: Schallabstrahlung von Zylinderschalen. Diss. Univers. Berlin (West), 1957.
- [11] Költzsch, P.: Zur Schalldämmung von Zylinderschalen bei unterschiedlichen Fluiden innerhalb und außerhalb des Zylinders. 16. Fachkolloquium Informationstechnik, TU Dresden 1983.
- [12] Holmer, C. I., Heymann, F. J.: Transmission of sound through pipe walls in the presence of flow. J. of Sound and Vibr. 70 (1980) 2, S. 275 – 301.

Anschrift des Verfassers:

Dr. Karin Künzel
AdW der DDR
Institut für Mechanik
PF 408
Karl-Marx-Stadt
9 0 1 0