

Verfahren zur Messung der Druckpulsation von Verdrängerpumpen

Von U. Heisel und J. Rothmund¹⁾

Die von hydrostatischen Verdrängerpumpen erzeugte Druckpulsation kann nachgeschaltete Bauteile zu Schwingungen und infolgedessen zu Geräuschabstrahlung anregen. Soll ein Pulsationskennwert nach einem standardisierten Verfahren ermittelt werden, erweist sich die Messung der Druckpulsation als schwierig, weil das Meßergebnis von den Eigenschaften des nachgeschalteten Systems beeinflusst wird. Die in diesem Beitrag abgehandelten Methoden haben zum Ziel, diese Systemeinflüsse zu unterbinden oder zu minimieren.

Einleitung

Durch die Kinematik des Verdrängungsvorgangs und durch die Kompressibilität des Hydraulikfluids (meist Öl) erzeugen hydrostatische Verdrängerpumpen Volumenstrom- bzw. Druckpulsationen, die sich in Form von Flüssigkeitsschall im nachgeschalteten System ausbreiten und die Bauteile des Systems zu Körperschallschwingungen anregen. Bei der Auslegung von Hydrosystemen ist es wichtig, die Pulsationen, die eine Pumpe erzeugt, möglichst genau zu kennen, um Voraussetzungen über die zu erwartende Schallemission oder die erzielbare Bearbeitungsgenauigkeit mit hydrostatisch betriebenen Maschinen zu ermöglichen.

Bisher gibt es weder in der internationalen Normung (ISO), noch in der deutschen Normung (DIN), eine Vorschrift, die ein Meßverfahren zur Messung von Druckpulsationen hydrostatischer Verdrängerpumpen und eine Methode zur Kennwertbildung definiert. Es sind zwar verschiedene Verfahren bekannt; über deren Vergleichbarkeit liegen aber bisher kaum Erkenntnisse vor.

Meßverfahren zur Bestimmung der Druckpulsation

Die Flüssigkeitsschallausbreitung innerhalb der in der Antriebs- und Steuerungshydraulik üblicherweise eingesetzten Stahlrohrleitungen erfolgt in der Form ebener Wellen [1, 2]. An jeder Stelle, an der sich die Ausbreitungsgeschwindigkeit der Wellen ändert, tritt eine Reflexion auf.

Die Wellen breiten sich mit der Schallgeschwindigkeit

$$c = \frac{1}{\sqrt{\rho_{\text{Öl}} \left[\chi_{\text{Öl}} + \frac{2}{E_{\text{w}}} \cdot \frac{(d_{\text{e}}/d_{\text{i}})^2 + 1}{(d_{\text{e}}/d_{\text{i}})^2 - 1} \right]}} \quad (1)$$

aus.

Darin bedeuten:

- $\rho_{\text{Öl}}$: Dichte des Öls
- $\chi_{\text{Öl}}$: Kompressibilität des Öls
- E_{w} : Elastizitätsmodul des Rohrleitungsmaterials
- d_{e} : Außendurchmesser der Rohrleitung
- d_{i} : Innendurchmesser der Rohrleitung

Die Schallgeschwindigkeit c im Öl wird also außer durch dessen Stoffeigenschaften noch durch die Elastizität der Leitung beeinflusst. Bei Schläuchen, die wesentlich elastischer sind als Stahlleitungen, ist deshalb die Schallgeschwindigkeit meist deutlich geringer.

Pumpe, Leitungen und Abschlußelemente besitzen z. T. ausgeprägte frequenzabhängige Widerstände, also Impedanzen, mit rechnerisch imaginären Anteilen. In Analogie zur Elektrotechnik wird das akustische Verhalten von hydraulischen Rohrleitungen häufig durch die Begriffe hydraulische Kapazität, Induktivität und Resistanz beschrieben, wie sie in Bild 1 näher erläutert und dargestellt sind.

In hydraulischen Leitungssystemen treten an allen Stellen, an denen sich die Schallgeschwindigkeit ändert, Reflexionen auf, besonders am Leitungsende. Diese führen zu Überlagerungen von hin- und rück-einer Welle, also zur Ausbildung von stehenden Wellen und im un-

günstigsten Fall zu Resonanz. Man ist daher bestrebt, bei der Druckpulsationsmessung Reflexionen überhaupt, oder zumindest störende Resonanzen, zu vermeiden. Dazu werden verschiedene Wege beschritten, die in den bekannten Meßverfahren ihren Niederschlag finden. Dies sind:

- die Messung mit kurzer Druckleitung,
- die Messung mit reflexionsfreiem Rohrleitungsabschluß und
- die Messung bei Antiresonanz,

wobei letzteres Meßverfahren in der Britischen Norm BS 6335 [3] mitberücksichtigt ist. Es handelt sich dabei aber eigentlich um ein Impedanzverfahren, dem die Überlegung zugrundeliegt, daß die Meßergebnisse dann unabhängig vom System sind, wenn die Eingangsimpedanz des Systems wesentlich höher als die Ausgangsimpedanz der Pumpe ist. Antiresonanz wird bei diesem Verfahren nur zur zusätzlichen Sicherheit eingestellt.

Messung mit kurzer Druckleitung

Bei diesem Verfahren macht man sich die Tatsache zunutze, daß bei gleichbleibender Schallgeschwindigkeit die Länge der Meßleitung zur ersten auftretenden Resonanzfrequenz umgekehrt proportional ist, d. h. je kürzer die Leitung desto höher die Resonanzfrequenz und umgekehrt. Auf diese Weise versucht man nun die Resonanzfrequenz der Meßleitung in Bereiche zu verlagern, die für die Ermittlung eines Pulsationskennwerts nicht mehr von Bedeutung sind. Dies trifft in der Regel auf Frequenzen über 3000 Hz zu. Die Beziehung zwischen Frequenz f , Wellenlänge λ , und Schallgeschwindigkeit c beschreiben folgende Gleichung:

$$f = \frac{c}{\lambda} \quad (2)$$

Messung mit reflexionsfreiem Rohrleitungsabschluß

Der sogenannte reflexionsfreie Rohrleitungsabschluß besteht aus einer Kombination eines reinen Strömungswiderstands mit einem nachgeschalteten Ölvolume [4]. Durch die Verstellung des Strömungswiderstands kann diese Abschlußimpedanz auf die Impedanz des davorliegenden Systems abgestimmt werden. Dadurch tritt keine Schallgeschwindigkeitsänderung am Übergang zwischen Leitungssystem und Abschlußelement auf und folglich auch keine Reflexion.

Messung bei Antiresonanz

Bei diesem Verfahren sollen die Systemeinflüsse ausgeschlossen werden, indem die Länge der eingesetzten Rohrleitung so gewählt wird, daß für bestimmte Frequenzen Antiresonanz herrscht. Dies trifft dann zu, wenn die Länge der eingesetzten Rohrleitung ein Viertel der Wellenlänge der betreffenden Frequenz beträgt (siehe Gl. 2). Zur Messung eines Frequenzspektrums bis zur 9. Oberfrequenz werden also vier Leitungen benötigt:

- $l_1 = 1/4$ der Grundfrequenz (GF) für die GF, 2., 4., 6. und 8. OF,
- $l_2 = 1/8$ der GF für die 1., 5. und 9. OF,
- $l_3 = 1/16$ der GF für die 3. OF und
- $l_4 = 1/32$ der GF für die 7. OF.

Antiresonanz wird z. B. in einem Verfahren angewendet, das in der Britischen Norm BS 6335 [3] festgelegt ist. Dort sollen die verwendeten Druckleitungen jedoch in erster Linie eine hohe Eingangsimpedanz besitzen, weil dadurch „die gemessene Druckpulsation unabhängig vom System“ sei, wenn die Impedanz der Pumpe wesentlich kleiner ist. Neben der Leitungslänge ist die wichtigste Größe zur Erzeugung einer hohen Eingangsimpedanz der Innendurchmesser des Rohres. Die BSI-Norm gibt dazu folgende Beziehung an:

$$d_{\text{i}} = \left[7,8 \cdot 10^{-4} \cdot \rho \cdot l_1 \cdot v_{\text{Öl}}^{2,25} \cdot \frac{Q_{\text{p}}^{0,75}}{p} \right]^{0,21} \quad (3)$$

¹⁾ Prof. Dr. Ing. U. Heisel, Dipl.-Ing. J. Rothmund, Institut für Werkzeugmaschinen, Universität Stuttgart

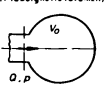
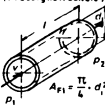
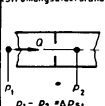
	HYDRAULISCHE KAPAZITÄT C_H	HYDRAULISCHE INDUKTIVITÄT L_H	HYDRAULISCHE RESISTANZ R_H
Physikalische Erklärung	Federcharakter — Elastizität der Druckflüssigkeit — Druckerhöhung ergibt zusätzliche Volumen- bzw. Massenspeicherung — Energie wird gespeichert mittels potentieller Energie	Massenträgheit der Druckflüssigkeit — Volumenstromänderung erfordert Druckdifferenz — Energie wird gespeichert mittels kinetischer Energie	Wirkwiderstand — Dissipationseffekt — Strömungsverlust aufgrund von Reibung — Druckabfall bei örtlichen Widerständen (Krümmen, Abzweigungen, Ventile usw.) — Energie wird dissipiert, d.h. in Wärme umgesetzt
Wirkung			
Mathematische Beziehung	$Q = C_H \cdot \frac{dp}{dt}$ $C_H = \frac{dV}{dp} = \frac{V_0}{K_F}$	$\Delta p = L_H \cdot \frac{dQ}{dt}$ $L_H = \frac{\rho l}{A_{F1}}$	$\Delta p = R_H \cdot Q$ R_H in der Praxis nicht linear — Wurzelform, Abhängigkeit Q von Δp
Einheit	$[C_H] = \frac{m^3 \cdot m^2}{N} = \frac{m^5}{N}$	$[L_H] = \frac{\rho \cdot kg}{m^3 \cdot m^2} = \frac{kg}{m^4}$	$[R_H] = \frac{Ns}{m^5}$
Elektrische Analogie	$i = C_E \cdot \frac{dU}{dt}$	$U = L_E \cdot \frac{dI}{dt}$	$i = \frac{U}{R_E}$
Beispiel	Behälterelement (Flüssigkeitsvolumen)	Leitungselement (Flüssigkeitssnüle)	Drossелеlement (Strömungswiderstand)
Daten der Druckflüssigkeit	 — Dichte ρ — Kompressionsmodul K_{F1}	 $A_{F1} = \frac{\pi}{4} \cdot d_1^2$	 $p_1 - p_2 = \Delta p_{s1}$
Beziehung	$Q = \frac{V_0}{K_{F1}} \cdot \frac{dp}{dt}$	$p_1 - p_2 = \frac{\rho l}{A_{F1}} \cdot \frac{dQ}{dt}$	$p_1 - p_2 = R_H \cdot Q$
Hydraulische IMPEDANZ	$Z_C(\omega) = \frac{1}{i \cdot \omega \cdot C_H}$	$Z_L(\omega) = i \cdot \omega \cdot L_H$	$Z_R = \frac{p}{Q}$ $Z_{Dr} = j \Delta p_s / Q_m$
Einheit	$[Z_C] = \frac{1}{1/s \cdot m^5/N} = \frac{Ns}{m^5}$	$[Z_L] = \frac{1 \cdot kg}{s \cdot m^4} = \frac{kg \cdot m}{s \cdot m^4} = \frac{Ns}{m^4}$	$[Z_R] = \frac{Ns}{m^5} = \frac{Ns}{m^5}$

Bild 1 Hydraulische Impedanzen

Dabei ist:

- ρ : Dichte,
- l_1 : Länge,
- ν : Viskosität,
- Q : Volumenstrom und
- p : Betriebsdruck.

Dieser Innendurchmesser soll im Zusammenhang mit der Länge l_1 zu einem Druckverlust von ca. 75% des Betriebsdruckes führen.

Gewisse Schwierigkeiten treten bereits bei der Auswahl der Rohre auf. Zum einen wird in der Norm für das Verhältnis zwischen Innendurchmesser d , und Wandstärke t gefordert $d/t = 10$. Für den Mittel- und Hochdruckbereich werden so dünnwandige Rohre gar nicht angeboten. Zum anderen soll möglichst genau ein Druckverlust von 75% des am Pumpenausgang eingestellten Betriebsdruckes verwirklicht werden. Die Stufung der Innendurchmesser bei genormten Präzisionsstahlrohren ist jedoch in der Regel so groß, daß der Druckverlust entweder zu hoch oder zu gering ist.

Kennwertbildung

Aus den durch die Messungen gewonnenen Frequenzspektren können auf unterschiedliche Weise Pulsationskennwerte gebildet werden. Häufig werden Summenpegel nach folgender Beziehung angegeben:

$$L_p = 10 \cdot \lg \sum_{i=1}^n 10^{0.1 \cdot L_{pi}} \quad (4)$$

worin L_{pi} den Pegelwert der i -ten Harmonischen wiedergibt. Eine gleichwertige Aussage ergibt sich aus der Beziehung

$$P_{\text{sum}} = \sqrt{p_1^2 + p_2^2 + \dots + p_n^2} \quad (5)$$

die in der BS 6335 vorgeschrieben ist. Darin bedeuten p_1, p_2, \dots, p_n die Wechseldrücke der n -ten Harmonischen. Die so gebildeten Kennwerte entsprechen einander, weil in Gleichung (4) lediglich die Wechseldrücke in Pegelwerte umgerechnet sind nach der Gleichung:

$$L_p = 20 \cdot \lg \frac{p}{p_0} \quad (6)$$

mit $p_0 = 1 \cdot 10^{-6}$ bar.

Die aus den Gleichungen (4) und (5) gebildeten Kennwerte sind im Wesentlichen von der Grundfrequenz abhängig. Auch die beiden ersten Oberfrequenzen können den Kennwert noch beeinflussen, aber die Pegel ab der 3. oder 4. Oberfrequenz sind praktisch bedeutungslos, weil sie meist um etwa 10 dB und mehr unter dem Grundfrequenzpegel liegen.

Eine andere Möglichkeit besteht in der Berechnung eines energetischen Mittelwertes

$$L_{em} = 10 \cdot \lg \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n 10^{0.1 \cdot L_{pi}} \quad (7)$$

wodurch höherfrequente Anteile eher berücksichtigt werden.

Ein weiterer Vorschlag [5] sieht die Bildung von zwei Kennwerten vor, einem für die niederfrequenten Anteile und einem für die höherfrequenten. Es soll demnach ein Wert aus den Pegeln bis zur 3. Oberfrequenz (1. bis 4. Harmonische) und einer aus den Pegeln der 4. bis 9. Oberfrequenz (5. bis 10. Harmonische) gebildet werden. Dabei ist eine Rechnung nach allen angegebenen Gleichungen möglich. In einer Untersuchung von baugleichen Kfz-Flügelzellenpumpen hat es sich bewährt, statt eines Summenpegels eine Pegelsumme als Kriterium zur Geräuschbeurteilung zu verwenden. Man erhält dadurch zwar einen Wert, der von der Anzahl der berücksichtigten Pegel abhängig ist, der aber in der Lage ist bei vergleichenden Untersuchungen die Obertonhaltigkeit und gleichzeitig das Vorhandensein von Nebenordnungen sehr zuverlässig wiederzugeben.

Von Gösele [6, 7] wurde die Pulsation von Hydraulikpumpen auch im sogenannten Ungleichförmigkeitsgrad ausgedrückt. Diese Größe basiert auf der Wechselwirkung zwischen Volumenstromschwankung und Druckschwankung. Der Ungleichförmigkeitsgrad nach Gösele wird aus gemessenen Wechseldruckpegeln ermittelt, nach der Beziehung

$$\sigma = \frac{2 \cdot \sqrt{2} \cdot p_{\text{eff}} \cdot z}{j \cdot p_B \cdot V_G} \cdot \sqrt{[2 \cdot j \cdot V_G \cdot \gamma \cdot p_B \cdot (\gamma + 1)]^2 + [V_G \cdot z]^2} \quad (8)$$

Hierin bedeuten:

- j : normierte Steigung des Drosselventils
- p_B : Betriebsdruck
- p_{eff} : Effektivwert des Wechseldrucks
- V_G : Volumen zwischen dem Ort der Verdrängung und der Voxelstelle
- V_G : geometrisches Fördervolumen
- z : Anzahl der Verdrängerelemente
- γ : Kompressibilität des Fluids
- ν : Nummer der Harmonischen

Der Ungleichförmigkeitsgrad wird meist aus dem Wechseldruckpegel der Grundfrequenz errechnet, deshalb kann dieser Wert die Obertonhaltigkeit einer Druckpulsation nicht wiedergeben. Pumpen bestimmter Bauarten wie z. B. Kolbenpumpen erzeugen aber gerade Pulsationen mit besonders hohen Anteilen an Obertönen, so daß deren Pulsation durch den Ungleichförmigkeitsgrad ungenügend charakterisiert ist.

Untersuchungen mit den verschiedenen Verfahren

Bei den Untersuchungen wurde eine Außenzahnradpumpe, eine Flügelzellenpumpe und eine Axialkolbenpumpe mit jeweils einem geometrischen Fördervolumen von $V_G = 32 \text{ cm}^3/\text{U}$ verwendet. Die Pumpendaten sind in Tafel 1 dargestellt.

Versuchsaufbau

Für jedes Verfahren besteht der Versuchsaufbau im Wesentlichen aus einer Pumpe, einem Leitungssystem und einem Abschlußelement. Der Betriebsdruck wird dabei auf 50 bar, 100 bar und 150 bar eingestellt, wenn für die jeweilige Pumpe zulässig auch auf 200 bar. Die eingestellten Drehzahlen sind 1000 min^{-1} , 1500 min^{-1} und 2000 min^{-1} bzw. die Höchstdrehzahl (FZP: 1800 min^{-1}).

Der prinzipielle Aufbau der Versuchssysteme nach den drei Meßmethoden ist in Bild 2 gezeigt.

Tafel 1 Daten der untersuchten Pumpen

Pumpe	Bauart	Hubvolumen	Verdrängerkammern	Ungleichförmigkeitsgrad
1	AZP	$\approx 32 \text{ cm}^3$	10	$\approx 8\%$
2	FZP	$\approx 32 \text{ cm}^3$	13	$\approx 1,2\% - 3\%$
3	AKP	$\approx 32 \text{ cm}^3$	7	$\approx 4,7\% - 9,3\%$

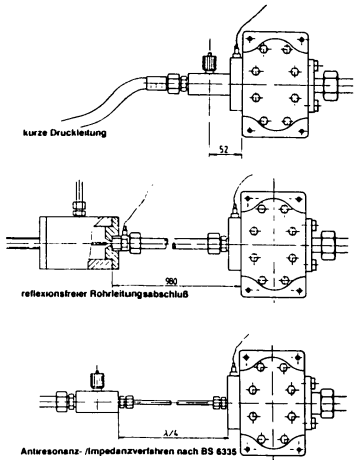


Bild 2 Aufbau der Versuchssysteme

Frequenzspektrum

Die gemessenen Wechseldrücke werden im Strukturanalysator mittels der Fourier-Transformation weiterverarbeitet und im Frequenzbereich dargestellt. Die Darstellung erfolgt dabei in Pegelschreibweise. Die Pegel werden nun für die Grundfrequenz und die ersten neun Oberfrequenzen (1. bis 10. Harmonische) abgelesen und zu Kennwerten umgerechnet.

Ungeachtet dessen, daß sich einige der erwähnten Kennwerte für die Beurteilung eines obertonhaltigen Signals möglicherweise wenig oder gar nicht eignen, werden folgende Kennwerte gebildet:

- Summenpegel bis zur 3. Oberfrequenz: L_3 in dB
- Summenpegel 4. bis 9. Oberfrequenz: L_{10} in dB
- Summenpegel GF bis 9. Oberfrequenz: L_1 in dB
- Energetischer Mittelwert: L_{eff} in dB
- Kennwert nach BS 6335: P_{BS} in bar

Der Summenpegel von der Grundfrequenz (GF) bis zur 9. Oberfrequenz L_1 hat dabei die gleiche Aussagekraft, wie der Kennwert nach BS 6335 P_{BS} . Die beiden Kennwerte lassen sich auch nach Gl. (6) ineinander umrechnen.

Die Kennwerte aller drei Pumpen sind für $p_B = 100 \text{ bar}$ und $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ in Tafel 2 dargestellt. Es zeigt sich, daß die verschiedenen Verfahren zu höchst unterschiedlichen Kennwerten führen. Dabei sind die auftretenden Differenzen je nach Pumpe unterschiedlich. Bei der Axialkolbenpumpe differieren die Werte z. B. um 6 bis 12 dB, bei der Flügelzellenpumpe nur um 2 bis 3 dB.

Die Frequenzspektren, wie sie in Bild 3 für die Messung mit kurzer Druckleitung an allen drei Pumpen dargestellt sind, scheinen für die einzelnen Pumpen charakteristische Schaubilder zu sein. Man erkennt, daß z. B. bei der Flügelzellenpumpe die Pegel der ersten zwei Harmonischen kaum auszumachen sind, weil sie von niederfrequenten Pegeln überlagert werden. Es handelt sich dabei um Impulse

Tafel 2 Pulsationskennwerte nach den verschiedenen Verfahren

	P1			P2			P3		
	KDL	REFL	BSI	KDL	REFL	BSI	KDL	REFL	BSI
L_{T4} [dB]	131,5	128,7	133,5	113,3	112,3	114,8	131,3	124,0	136,8
L_{T10} [dB]	105,9	103,2	106,3	104,6	101,7	103,8	109,2	108,5	113,3
L_T [dB]	131,5	128,8	133,5	113,8	112,7	115,1	131,3	124,2	136,8
$L_{n,n}$ [dB]	121,5	118,8	123,5	103,8	102,7	105,1	121,3	114,2	126,8
P_{BSI} [bar]	3,75	2,74	4,72	0,49	0,43	0,57	3,69	1,62	6,94

KDL : kurze Druckleitung
 REFL: reflexionsfreier Rohrleitungsabschluß
 BSI : Antiresonanzverfahren nach BSI

bei der Drehfrequenz der Pumpenwelle (Nebenordnungen). Erst die dritte Harmonische steht deutlich aus dem Gesamtverlauf hervor. Auch bei der Axialkolbenpumpe haben die Nebenordnungen beachtliche Amplituden, jedoch sind dort die Anregungspegel der Pumpe (175 Hz und Harmonische) um nahezu 20 dB höher, so daß die Nebenordnungen deutlich überlagert werden. Dies zeigt, wie wichtig die Mitberücksichtigung der Nebenordnungen und höheren Harmonischen ist.

Die kurze Druckleitung ist gegen Änderungen in Länge oder Durchmesser recht empfindlich. Bild 4 zeigt dies, wo zwei Frequenzspek-

tren abgebildet sind, die bei ein und derselben Pumpe und ein und demselben Betriebszustand mit zwei verschiedenen kurzen Druckleitungen gemessen wurden. Der Grund dafür ist das geringe eingeschlossene Ölvolume. Es verleiht der kurzen Druckleitung eine extrem niedrige Kapazität und damit eine hohe Impedanz. Dies führt generell zu hohen Pulsationspegeln sowie zu einer sehr direkten Reaktion der Druckpulsation auf Impedanzänderungen.

Beim reflexionsfreien Rohrleitungsabschluß ergibt sich ein anderer Sachverhalt. Auch größere Längenänderungen der Leitung ändern das Meßergebnis hier nicht. In Tafel 3 sind die fünf schon beschriebenen Kennwerte für Leitungen mit 0,5 m bis 2,5 m Länge angegeben (Axialkolbenpumpe, $n = 1500 \text{ min}^{-1}$, $p_a = 100 \text{ bar}$). Die Abweichungen betragen weniger als 2 dB vom höchsten zum niedrigsten Wert. Erste Untersuchungen zeigen aber, daß die Veränderung des Leitungsdurchmessers das Meßergebnis in bestimmten Fällen beeinflusst. Dies

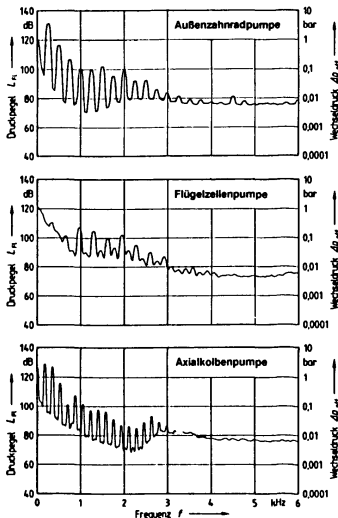


Bild 3 Frequenzspektren aus der Messung mit kurzer Druckleitung

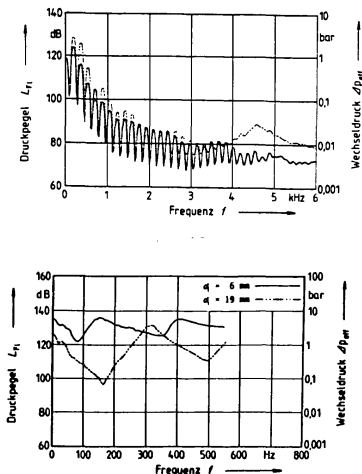


Bild 4 Frequenzspektren bei verschiedenen kurzen Druckleitungen

Tafel 3 Pulsationskennwerte aus der Messung mit reflexionsfreiem Rohrleitungsabschluß mit verschiedenen Leitungslängen

	0,5m	1,0m	1,5m	2,0m	2,5m
$L_{\Sigma 4}$ [dB]	124,9	125,5	124,6	125,1	124,5
$L_{\Sigma 10}$ [dB]	107,8	109,4	108,4	108,8	108,1
L_{Σ} [dB]	124,9	125,6	124,7	125,2	124,6
$L_{R, \text{eff}}$ [dB]	114,9	115,6	114,7	115,2	114,6
p_{BSI} [bar]	177	191	171	182	170

ist voraussichtlich auf die Leitungsimpedanz zurückzuführen, die sich mit dem Leitungsdurchmesser quadratisch, mit der Leitungslänge aber nur linear ändert (siehe Bild 1).

Beim Verfahren nach BS 6335 sollen die Pegel der auf Antiresonanz abgestimmten Frequenzen zu einem Kennwert verrechnet werden. Die einzelnen Pegel sind für alle vorgeschriebenen Leitungen in Tafel 4 dargestellt. Bildet man den Kennwert wie vorgeschrieben aus den grau unterlegten Werten (Antiresonanz), ergibt sich dieser zu 133,5 dB, respektive 4,71 bar effektivem Wechseldruck. Würde man nun den Kennwert aus den Pegelwerten der Leitung l. alleine bilden, ergäben sich 133,4 dB, respektive ein effektiver Wechseldruck von 4,69 bar. Dieser Unterschied ist aber vernachlässigbar klein. Das Vorliegen von Antiresonanz muß daher bezweifelt werden. Zumindest ist nicht nachvollziehbar, welchen Vorteil das aufwendige Abstimmen der Leitungen auf ein Viertel der Wellenlänge bei diesem Verfahren hat.

Verlauf der Wechseldruckpegel

Der Wechseldruckpegelverlauf gibt die Reaktion des gesamten Leitungssystems auf eine über der Frequenz konstante Anregung wieder. Außer den Kapazitätseigenschaften der Pumpe läßt sich damit das Schwingungsverhalten des Systems generell ermitteln. Auf diese Weise kann man auch die Frequenzen, bei denen Resonanz- oder Antiresonanzzustände auftreten, feststellen. Die Untersuchungen führten zu dem beflüchtenden Ergebnis, daß in einem nach BS 6335 aufgebauten Rohrleitungssystem Antiresonanz und Resonanz bei völlig anderen Frequenzen liegen, als dies der Berechnung nach zu erwarten wäre (166 Hz). Dieser Sachverhalt ist in Bild 5 gezeigt.

Es zeigt sich, daß bei Verwendung eines Rohres mit größerem Innendurchmesser (z. B. $d = 19$ mm) eine solche Verschiebung nicht stattfindet, also Resonanz und vor allem Antiresonanz wie erwartet eintreten. Der Grund dafür liegt in einer Veränderung der Zusammensetzung der Leitungsimpedanz und damit einer Veränderung des Phasenwinkels bei der Reflexion.

Tafel 4: Pegelwerte aus der Messung nach BS 6335

Frequenz [Hz]	L1	L2	L3	L4	
GF	250	133,3	134,4	133,8	133,6
10F	500	117,5	118,1	117,7	117,1
20F	750	107,9	107,5	108,1	107,8
30F	1000	99,4	100,4	101,9	101,8
40F	1250	100,0	100,0	99,6	99,7
50F	1500	101,2	102,0	101,9	102,2
60F	1750	95,5	95,4	96,0	95,3
70F	2000	96,6	96,9	96,4	98,4
80F	2250	93,3	92,9	94,4	92,8
90F	2500	93,9	93,0	94,8	94,7

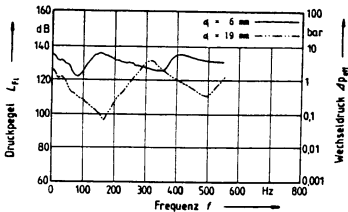


Bild 5 Verlauf der Wechseldruckpegel bei verschiedenen Leitungsinndurchmessern

Vergleiche und Schlußfolgerungen

Zur systemabhängigen Messung von Druckpulsationen sind bisher drei Verfahren bekannt, die vergleichend untersucht wurden:

- Messung mit kurzer Druckleitung,
- Messung mit reflexionsfreiem Rohrleitungsabschluß und
- Messung nach BS 6335 (Antiresonanz-Impedanz)

Die Untersuchungen konnten Schwachstellen der Verfahren aufzeigen. Besonders bei dem sehr aufwendigen Verfahren nach BS 6335 stellten sich Zweifel an der Existenz von Antiresonanz in der vorausgesagten Weise ein. Die bisherigen Erkenntnisse deuten darauf hin, daß der Einfluß der Abschlußimpedanz entgegen den getroffenen Annahmen berücksichtigt werden muß.

Die beiden anderen Verfahren lassen sich mit gewissen Einschränkungen anwenden. Der reflexionsfreie Rohrleitungsabschluß zeigt die Grenzen seiner Anwendbarkeit dadurch zuverlässig an, daß dann die Signale am Anfang und am Ende der Leitung nicht zur Überdeckung zu bringen sind. Ein Abschlußbauteil ist immer für ein größeres Spektrum von Pumpen bzw. Systemen aus Pumpe und Leitung einsetzbar. Diese Methode kann in vielen Fällen als Laborverfahren mit erhöhter Genauigkeit angewandt werden, auch zur Ermittlung von Pulsationskennwerten.

Die kurze Druckleitung wird wegen ihrer Einfachheit vielfach in der Praxis bevorzugt. Man ist damit z. B. in der Lage, einfach und zuverlässig Optimierungs- und Pulsationsminderungsmaßnahmen zu überwachen. Vergleiche zwischen Messungen mit unterschiedlichen kurzen Druckleitungen sind allerdings nicht möglich, da Änderungen in Durchmesser und Länge zu merklichen Abweichungen bei den gemessenen Frequenzspektren führen. Pulsationskennwerte können damit also nicht ohne weiteres ermittelt werden.

Zusammenfassung

Untersucht wurden drei Methoden zur Druckpulsationsmessung. Sollen Kennwerte ermittelt werden, kann häufig der reflexionsfreie Rohrleitungsabschluß eingesetzt werden, der sehr zuverlässig, aber sehr teuer ist. Wesentlich einfacher ist die kurze Druckleitung, die sich aber nur zu vergleichenden Untersuchungen am selben Pumpentyp eignet. Das Verfahren, das in der BS 6335 niedergelegt ist, muß bis heute mit Vorbehalten gesehen werden, weil bisher nicht bekannte Systemeinflüsse das Meßergebnis beeinflussen.

Schrifttum

- 11) Velt I Technische Akustik 2 Aufl Würzburg Vogel Kamprath-Reihe kurz und bündig 1978
- 12) Wacker K Flüssigkeitsschall in öhydraulischen Leitungssystemen Bd 37: Berichte aus dem Institut für Werkzeugmaschinen der Universität Stuttgart Stuttgart Grossmann 1986 Stuttgart Universität Das 1986
- 13) Norm: BS 6335 Part 1, 1983 Method for determining pressure ripple levels generated in hydraulic fluid power systems and components
- 14) Thessen H Volumenstrompulsation von Kolbenpumpen o+p 24 (1980) Nr 8 S 588 ff
- 15) Widmann R Ermittlung der Druckpulsation hydrostatischer Verdrängerpumpen in o+p 30 (1986) Nr 1 S 48-56
- 16) Gössle R Messung von Volumenstromschwankungen bei hydrostatischen Pumpen in o+p 21 (1977) Nr 2 S 92-94
- 17) Gössle R Volumenstromschwankungen hydrostatischer Pumpen in o+p 23 (1979) Nr 5 S 371-376