

11 (1984) Neue Forschungsergebnisse, kurz gefaßt

## Fraunhofer-Institut für Bauphysik

H.V. Fuchs; U. Klöppner

### Kavitationsgeräusche in Armaturen der Wasser-Installation \*)

Neben dem durch Strömungsturbulenz angeregten Mitschwingen loser oder zu schwacher Ventil-Komponenten und strömungsakustischen Rückkoppelungen mit Resonanzen der Wassersäule sowie dem Pulsieren der Fluid-Masse im engsten Querschnitt spielen Kavitations-Geräusche in Armaturen der Wasser-Installation eine wichtige Rolle. In [1] wurde zwar gezeigt, daß bei den extrem kleinen Machzahlen ( $< 0,03$ ), wie sie in Armaturen der Sanitär-Installation auftreten, die hydroakustische Schallerzeugung durch freie Turbulenz praktisch keine Rolle spielt. Bei den abzubauenen Fließdrücken von einigen bar tritt aber die im Wasser gelöste Luft unmittelbar hinter dem engsten Querschnitt als fein verteilte Bläschen aus. Die bekannten Blasen-Resonanzen liegen zwar überwiegend im hier praktisch nicht interessierenden Frequenzbereich oberhalb 10 kHz. Bei tieferen Frequenzen kann aber die gegenüber Wasser sehr hohe Kompressibilität der Bläschen zu turbulenten Volumen-Pulsationen führen, die bei kleinen Machzahlen so wirkungsvoll abstrahlen.

#### Abhängigkeit von Strömungs-Parametern

Für das Verständnis der hydraulischen Eigenschaften von Flüssigkeits-Ventilen hat sich ein mit der Fluid-Dichte  $\rho$  und der über dem engsten Strömungs-Querschnitt gemittelten Geschwindigkeit  $\bar{v}$  gebildeter Widerstandsbeiwert  $\zeta$  als sehr praktisch erwiesen:

$$\zeta = \Delta p / \rho \bar{v}^2 / 2. \quad (1)$$

Untersuchungen mit einem Wasserschall-Armaturen-Prüfstand nach [1] an sehr vielen Ventil-Modellen, in denen die Geometrie am Ventilschlitz  $x$  stark verändert wurde, haben gezeigt [2], daß  $\zeta$  in nur sehr engen Grenzen zwischen 1,5 ("strömungsgünstig") und 3 ("ungünstig") variiert. Die für die Schallanregung so wichtige Geschwindigkeit  $\bar{v}$  ist also mit guter Näherung unabhängig von der Einstellgröße  $x$  nur eine Funktion der dort abgebauten Druck-Differenz, vgl. Bild 1. Dieselben Untersuchungen [2] ergaben, daß Kavitation unweigerlich dann einsetzt, wenn - unabhängig von  $\Delta p$  - eine andere dimensionslose Kennzahl,

$$\sigma_{krit} = \bar{p} / \rho \bar{v}^2 / 2. \quad (2)$$

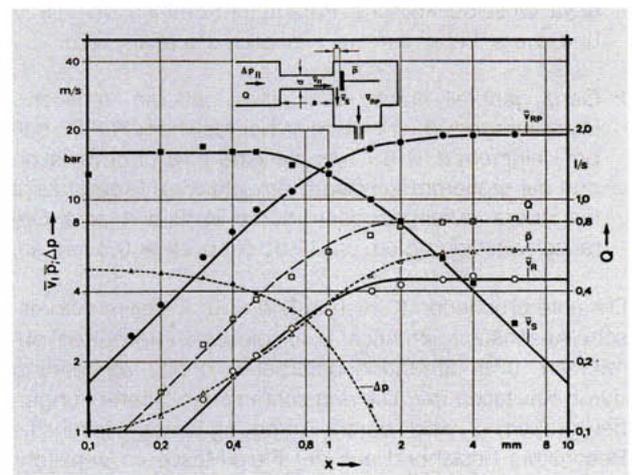
unterschritten wird, wobei  $\bar{p}$  den Druck unmittelbar hinter dem engsten Querschnitt darstellt. Interessant ist daran vor

allem, daß auch  $\sigma_{krit}$  weitgehend unabhängig von  $x$  bei den üblichen Konfigurationen ebenfalls nur in relativ engen Grenzen zwischen 1,5 und 3 variiert. Kavitation ist also immer dann zu erwarten, wenn die von einem Ventil abzubauenende Druck-Differenz  $\Delta p$  größer ist als der Druck  $\bar{p}$  hinter demselben. An dieser Situation läßt sich grundsätzlich wenig ändern, auch nicht durch noch so sorgfältige Wahl der Ventil-Geometrie. In einer Auslauf-Armatur, die Fließdrücke bis 5 bar abbauen muß, wird das Einsetzen der Kavitation ganz unvermeidbar.

Bild 2 zeigt die dramatischen Änderungen im Schallpegel durch Einsetzen der Kavitation bei  $\bar{v}_{krit} = 10$  m/s (ohne Auslauf-Widerstand,  $\bar{p} = 1$  bar). Wie auch die eingeblendeten Pegelschriebe zeigen, fällt der auch intermittierend auftretende Schallpegel-Sprung für die drei  $x$ -Einstellungen sehr unterschiedlich aus: 13 dB für  $x = 2$ , 9 dB für  $x = 1$  und 4 dB für  $x = 0,5$  mm. Oberhalb  $\bar{v}_{krit}$  steigt der Schallpegel etwa wie

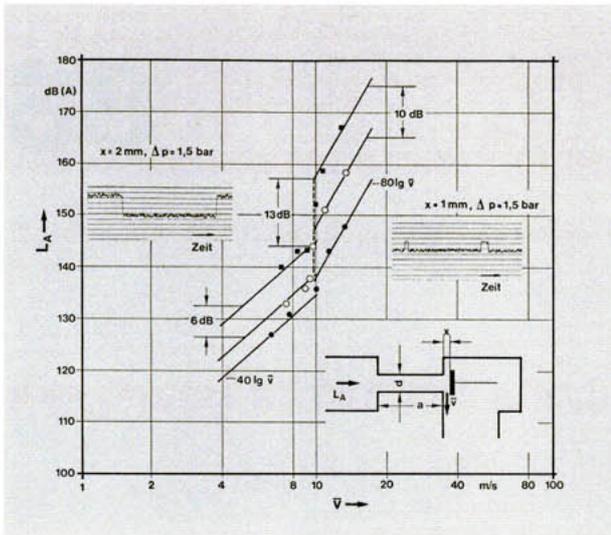
$$L = 80 \lg \bar{v} / v_0 + const \quad (2)$$

viel steiler als unterhalb  $\bar{v}_{krit}$  an, wo eher  $40 \lg \bar{v} / v_0$  gilt.



**Bild 1:** Hydraulische Charakteristik eines Ventil-Modells mit R.P.D. als Auslauf-Widerstand  $\Delta p_{R1} = const = 5$  bar;  $d = 15$  mm;  $a = 60$  mm

\*) Untersuchungen mit Unterstützung durch das Bundesministerium für Raumordnung, Bauwesen und Städtebau



**Bild 2:** Schallpegelverlauf im Bereich  $\sigma \approx \sigma_{\text{krit}}$  beim freien Ausströmen aus dem Ventil.  $d = 15 \text{ mm}$ ;  $a = 60 \text{ mm}$   
 ■  $x = 2 \text{ mm}$ ; ○  $x = 1 \text{ mm}$ ; ●  $x = 0,5 \text{ mm}$

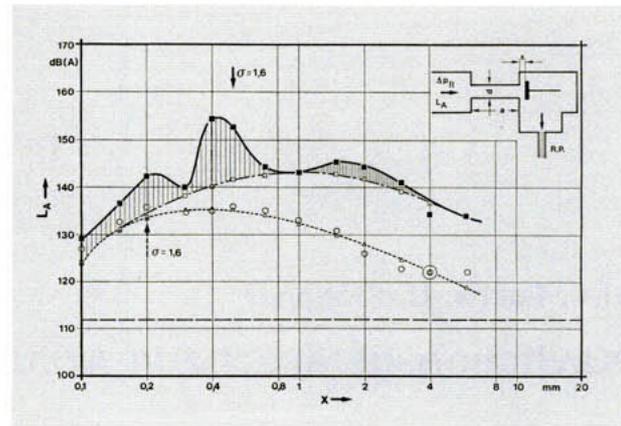
## Lärmminderungs-Maßnahmen

Bild 2 deutet bereits an, daß ein Ventil nicht unbedingt sofort um 20 dB (A) lauter werden muß, wenn es in den kritischen Drosselbereich hineinkommt. Ein sehr großes Lärmminderungs-Potential liegt offenbar darin, das Einsetzen der Kavitation zu möglichst kleinen  $x$  zu verschieben. Dies kann praktisch durch zwei Maßnahmen erreicht werden:

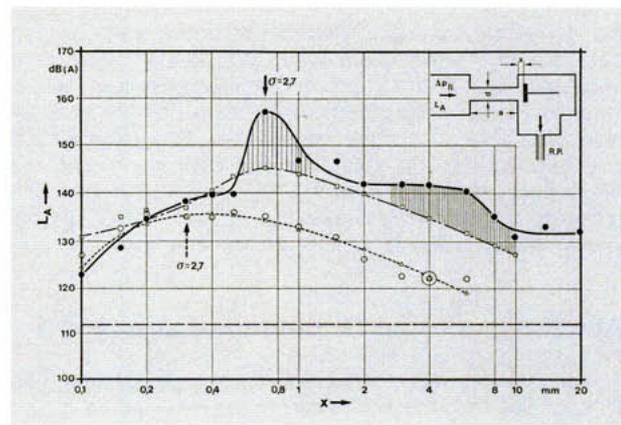
1. Bei Auslauf-Armaturen durch einen möglichst großen nachgeschalteten Auslauf-Widerstand. Für konstanten Fließdruck  $\Delta p_{\text{fl}} = 5 \text{ bar}$  und  $d = 15 \text{ mm}$  zeigt die Geräusch-Charakteristik in Bild 3, daß bei Betrieb mit einem (geräuscharmen) Röhrchenpaket R.P.A nach DIN 52 218 die Verstärkung durch Kavitation fast ganz entfällt, während sie bei Betrieb mit R.P.D bei demselben  $\sigma_{\text{krit}} = 1,6$  für  $x < 0,8 \text{ mm}$  bis zu 15 dB (A) beträgt. Der größere Auslauf-Widerstand sorgt hier also dafür, daß in etwa dieselbe kritische Parameter-Kombination von  $\bar{v}$  und  $\bar{p}$  erst bei einem viel kleineren  $x$  erreicht wird.
2. Ganz generell durch Wahl eines größeren Ventilrohr-Durchmessers  $d$ . Bild 4 zeigt bei gleichem R.P.D, daß bei kleinerem  $d = 6,7 \text{ mm}$  dieselbe  $\bar{v}$ ,  $\bar{p}$ -Kombination nun bei größerem Ventilspalt erreicht wird. Prompt zeigt die obere durchgezogene Kurve in Bild 4 eine Geräuschverstärkung um ca. 12 db (A) bei  $x \approx 0,8 \text{ mm}$  an.

Die unterbrochenen Kurven in Bild 3 u. 4 stellen theoretische Abschätzungen nach [2] für dieselben Ventil-Konfigurationen und Strömungsparameter ohne Verstärkung durch Kavitation dar. Die eng schraffierten Überhöhungen bei großem  $x$  sind durch Anregung eines Helmholtz-Resonators bestehend aus der Fluid-Masse im Ventilrohr

und dem Feder-Volumen im Ventil-Gehäuse zu erklären. Ein Grund für den großen Einfluß von  $x$  auf das Kavitationsgeräusch ist sicher, daß der Frequenzbereich mit kleinerem  $x$  zu immer höheren Frequenzen verschoben wird. Als Sekundär-Maßnahme zur Minderung der stets relativ hochfrequenten Kavitationsgeräusche haben sich die in [3] beschriebenen Luftkissen-Dämpfer bewährt, die zwischen Armatur und Leitungsnetz eingebaut werden.



**Bild 3:** Einfluß des Auslauf-Widerstands auf die Geräusch-Charakteristik  $\Delta p_{\text{fl}} = 5 \text{ bar}$ ;  $d = 15 \text{ mm}$ ;  $a = 60 \text{ mm}$   
 ■ Messung mit R.P.D  
 ○ Messung mit R.P.A  
 △---△ Berechnungen für kavitationsfreie Strömung nach [2]  
 --- Störpegel



**Bild 4:** Einfluß des Ventilrohr-Durchmessers auf die Geräusch-Charakteristik  $\Delta p_{\text{fl}} = 5 \text{ bar}$ ;  $a = 60 \text{ mm}$   
 ○ Messung;  $d = 15 \text{ mm}$   
 ● Messung;  $d = 6,7 \text{ mm}$   
 △---△ Berechnungen nach [2]  
 --- Störpegel

## Literatur

- [1] Voigtsberger, C.A.; Fuchs, H.V. "Messung des von Sanitär-Armaturen erzeugten Wasserschalls", IBP-Mitt. 37 (1979)
- [2] Fuchs, H.V.; Klöppner, U. "Geräuscharmes Ventil für Flüssigkeiten", IBP-Bericht SA 08/84 (1984)
- [3] Fuchs, H.V., Voigtsberger, C.A. "Wasserschall-Dämpfer", IBP-Mitt. 52 (1980)

