

# Untersuchungen über Wasserschalldämpfer

**F 1625**

F 1625

Bei dieser Veröffentlichung handelt es sich um die Kopie des Abschlußberichtes einer vom Bundesministerium für Verkehr, Bau- und Wohnungswesen -BMVBW- geförder-ten Forschungsarbeit. Die in dieser Forschungsarbeit enthaltenen Darstellungen und Empfehlungen geben die fachlichen Auffassungen der Verfasser wieder. Diese werden hier unverändert wiedergegeben, sie geben nicht unbedingt die Meinung des Zuwendungsgebers oder des Herausgebers wieder.

Dieser Forschungsbericht wurde mit modernsten Hochleistungskopierern auf Einzelanfrage hergestellt.

Die Originalmanuskripte wurden reprototechnisch, jedoch nicht inhaltlich überarbeitet. Die Druckqualität hängt von der reprototechnischen Eignung des Originalmanuskriptes ab, das uns vom Autor bzw. von der Forschungsstelle zur Verfügung gestellt wurde.

© by Fraunhofer IRB Verlag

Vervielfältigung, auch auszugsweise,  
nur mit ausdrücklicher Zustimmung des Verlages.

**Fraunhofer IRB Verlag**

Fraunhofer-Informationszentrum Raum und Bau

Postfach 80 04 69  
70504 Stuttgart

Nobelstraße 12  
70569 Stuttgart

Telefon (07 11) 9 70 - 25 00  
Telefax (07 11) 9 70 - 25 08

E-Mail [irb@irb.fraunhofer.de](mailto:irb@irb.fraunhofer.de)

[www.baufachinformation.de](http://www.baufachinformation.de)

# Fraunhofer-Institut für Bauphysik Stuttgart

Amtlich anerkannte Prüfstelle für die Zulassung neuer Baustoffe, Bauteile und Bauarten  
Institutsleiter: Prof. Dr. F. P. Mechel

BS 41/79

## UNTERSUCHUNGEN ÜBER WASSERSCHALLDÄMPFER

durchgeführt im Auftrag des  
Bundesministeriums für Raumordnung, Bauwesen und Städtebau

vom  
FRAUNHOFER-INSTITUT FÜR BAUPHYSIK  
Stuttgart

Az.: B I 5 - 80 01 77 - 36

47 Seiten Text  
2 Tabellen  
38 Bilder

Sachbearbeiter:

Institutsleiter:

*C.A. Voigtsberger* *H.V. Fuchs*

Ing. C.A. Voigtsberger

Dr. H.V. Fuchs

Prof. Dr. F. P. Mechel

Stuttgart, den 31.1.1980

Der Bundesminister für Wohnbau

*Dr. H.V. Fuchs*  
*als Sachbearbeiter*  
BIS-800177-36  
4.2.80

Informationsverbundzentrum RAUHA und BAU  
der Fraunhofer-Gesellschaft

Investor-Nr. F 1625

Id. Nr. 80113210



Nr. 1625

BIS

<u>Inhalt:</u>	Seite
1. Zielsetzung	3
2. Geräusche in Wasserleitungen	5
2.1 Wasserschall	5
2.2 Körperschall	5
2.3 Rohrschall	5
3. Arten von Schalldämpfern für Wasserschall	6
3.1 Abzweig-Resonatoren	7
3.1.1 Leitungs-Resonatoren	8
3.1.2 Helmholtz-Resonator	9
3.1.3 Mechanischer Resonator	10
3.2 Feder-Elemente	12
3.2.1 Kammer-Federung	12
3.2.2 Luft-Federung	14
3.2.3 Wand-Federung	15
3.3 Impedanz-Sprünge	18
3.3.1 Querschnitt-Änderungen	18
3.3.2 Umweg-Leitung	20
3.3.3 Medium-Wechsel	21
4. Abschätzung der Wirksamkeit von Wasserschall-Dämpfern	21
4.1 Grundsätzliche Wirkungsweise	24
4.2 Frequenzabhängigkeit der Dämmung	26
4.3 Wirkung von ungelöster Luft	29
5. Entwicklung von Rechen-Verfahren	30
6. Ausgewählte Test-Objekte	31
6.1 Expansions-Kammern	31
6.2 Luft-Polster	35
6.3 Gummi-Kompensatoren	36
7. Meßaufbau und -durchführung	36
8. Experimentelle Ergebnisse	39
8.1 Expansions-Kammern	39
8.2 Luft-Polster	41
8.3 Gummi-Kompensatoren	42
9. Schlußfolgerungen	43
Literatur	45
Tabellen und Diagramme	48

Untersuchungen über Wasserschalldämpfer

1. Zielsetzung

Schalldämpfer werden überall dort als Sekundär-Maßnahme zur Lärm-bekämpfung eingesetzt, wo Primär-Maßnahmen an der Geräuschquelle nicht möglich oder zu aufwendig sind. In der Haustechnik lassen sich heute die allermeisten Lärmprobleme bei der Frischwasser-Versorgung einfach dadurch vermeiden, daß nur solche Auslauf-Armaturen eingebaut werden, die z.B. durch das Institut für Bau-technik in die Gruppe I (sehr geräuscharm) eingestuft worden sind. Trotzdem spielen Schalldämpfer auch in diesem Bereich eine wichtige Rolle z.B. aus folgenden Gründen:

- (a) Viele Armaturen der Wasser-Installation sind heute nur in Verbindung mit einem Schalldämpfer lärmarm (gewisse Druckspüler, Einhand- und Thermostat-Mischbatterien).
- (b) Geräusche von Pumpen in Druckerhöhungsanlagen und Heißwasser-kreisläufen lassen sich am wirksamsten durch Schalldämpfer vermindern, die in der Nähe ihres Entstehungsortes angebracht werden.
- (c) In besonderen Fällen empfiehlt es sich, das Wassernetz zwischen Reihenhäusern oder Geschossen (auch als Nachbesse-rungs-Maßnahme) durch einen Schalldämpfer gründlich zu trennen.

Untersuchungen über Wasser-Schalldämpfer sind sehr rar. Seit den vor mehr als 20 Jahren durchgeführten Experimenten von Gösele und Bach [1] sind in Deutschland keine für die Praxis auswertbaren Forschungsergebnisse mehr bekannt geworden. Trotzdem sind von der Industrie, so auch von Herstellern von Sanitär-Armaturen, im Laufe der Jahre durch mehr empirisches Vorgehen verschiedene Schalldämpfer entwickelt worden, die offenbar ihren Zweck erfüllen.

Der Stand der Technik auf diesem Gebiet ist aber durch folgende Umstände charakterisiert:

- (1) Während z.B. Schalldämpfer für den Einbau in Lüftungskanälen mit größter Genauigkeit berechnet und zuverlässig ausgelegt werden können, erscheint es bisher unmöglich, die Wirksamkeit von Schalldämpfern für den Einsatz in Wasserleitungen im voraus abzuschätzen.
- (2) Die Lärminderung durch Wasser-Schalldämpfer hängt offensichtlich stark vom Einbauort und den Einbau-Verhältnissen sowie der Art des Störgeräusches ab.
- (3) Beim Einbau eines Dämpfers in der Nähe des Geräuscherzeugers kann dieser auch die Schallerzeugungs-Mechanismen direkt beeinflussen.
- (4) Die verschiedenen Mechanismen, die Flüssigkeits-Schalldämpfern zugrunde liegen, können sich so überlagern, daß die einzelnen Dämpfungseffekte nicht voneinander zu trennen sind.
- (5) Nur wenn die Wirkungsweise der Dämpfer (z.B. als Feder-Element für die vom Schallerzeuger ausgehenden Druck-Pulsationen oder als Impedanz-Sprung für die auf der Wassersäule sich ausbreitenden Wellen) besser als bisher bekannt wäre, ließen sich Rechenregeln zu ihrer Dimensionierung aufstellen.

Ziel dieser Untersuchung ist es daher, an einigen ausgesuchten Dämpferarten ihre Wirksamkeit unter "sauberen" Laborbedingungen (d.h. unter Ausscheidung aller denkbaren Nebeneffekte) zu demonstrieren und dabei die Mechanismen, die ihrer Wirkungsweise zugrunde liegen, zu klären. Wo Analogien zur Wirkungsweise gewisser Schalldämpfer für Luftschall zutage treten, sollen die entsprechenden Berechnungs-Grundlagen auf Wasserschall-Dämpfer übertragen werden.

## 2. Geräusche in Wasserleitungen

Das Wasserleitungsnetz stellt eine der kritischen Schallbrücken für die Übertragung von Geräuschen aller Art in Wohnbauten dar. Hier sollen uns aber in erster Linie solche Geräusche interessieren, die von direkt an die Leitung angeschlossenen Schallquellen herrühren. Generell lassen sich neben Luftschall drei weitere Schallarten bei der Anregung, Übertragung und Abstrahlung unterscheiden:

### 2.1 Wasserschall

Eine auf das Leitungsnetz arbeitende Pumpe erzeugt Förderstrom-Schwankungen und Druck-Pulsationen, die sich über die Wassersäule übertragen können. Eine andere Art strömungsmechanischer Schallerzeugung liegt in den verschiedenen Auslauf-Armaturen vor, wo an Drosselstellen, in engen Querschnitten und an scharfkantigen Umlenkungen, Wasserschall-Wellen entstehen.

### 2.2 Körperschall

Außerdem kann von Pumpen und Armaturen auch Körperschall über alle möglichen Bauteile ausgesendet werden. Man muß auf jeden Fall versuchen, seine Übertragung auf große, abstrahlende Flächen (z.B. leichte Trennwände, Heizkörper) zu vermeiden. Dem Installateur ist bereits eine ganze Reihe von Abwehr-Maßnahmen bekannt, die richtig angewendet, sehr wirkungsvoll die Körperschall-Anregung und Fortleitung unterbinden können. Isolierende Befestigungen und dämpfende Umhüllungen der Leitungen sind deshalb nicht Gegenstand dieser Arbeit.

### 2.3 Rohrschall

Eine spezielle Art von Körperschall sei hier besonders erwähnt: Selbst wenn das Lärm erzeugende Gerät von sich aus keinen Körperschall erzeugt, können dennoch die über das Wasser wandernden Störungen in der Rohrwandung Schallwellen anregen. Dieser "Rohrschall"

unterliegt eigenen Ausbreitungsgesetzen. Er läßt sich relativ leicht durch eine der in Bild 1 skizzierten Abwehr-Maßnahmen abfedern, abblocken oder auch absorbieren [2 - 5]. Kurve a in Bild 2 zeigt aber gleichzeitig, daß sich der Rohrschall z.B. hinter einer Sandschüttung sofort neu, in nahezu gleicher Stärke, wieder aufbaut.

Diese Beobachtung spiegelt einen wichtigen Tatbestand wieder:

- o Wasserschall und Rohrschall stehen in enger Wechselbeziehung zueinander.
- o Die Schallausbreitung auf der Wassersäule erfolgt über große Entfernungen praktisch ungedämpft.
- o Maßnahmen zur Minderung des Rohrschalls allein lassen den Wasserschall-Pegel nahezu unbeeinflußt.

Wir schließen daraus, daß es der Wasserschall ist, der, wenn er einmal angeregt wurde, entscheidend ist für die Übertragung über große Entfernungen. Man muß daher gegebenenfalls versuchen, die Wasserschall-Anregung an der Quelle zu unterbinden oder seine Fortleitung durch Einfügung ganz spezieller Wasserschall-Dämpfer zu verhindern. Der zweite Weg wird im folgenden beschrieben.

### 3. Arten von Schalldämpfern für Wasserschall

In der technischen Akustik unterscheidet man allgemein zwei grundverschiedene Typen von Schalldämpfern:

- A. Dissipative Schalldämpfer
- B. Reaktive Schalldämpfer.

Erstere sind nach dem Prinzip aufgebaut, die ankommenden Schallwellen möglichst ungehindert (ohne Widerstand) eintreten zu lassen. Die Wechselbewegung der Teilchen wird dann im Innern des Dämpfers durch Reibung in Wärme umgesetzt. Das geschieht um so wirkungsvoller, je größer die Teilchengeschwindigkeit im Absorber-Material ist. Dagegen wirken reaktive Dämpfer in erster Linie so, daß sie

die ankommenden Schallwellen möglichst vollständig reflektieren. Dies kann um so wirkungsvoller geschehen, je größer die örtliche Änderung des Wellen-Widerstandes ist.

Nun liegt der Wellen-Widerstand für freie Ausbreitung ebener Wellen in Wasser um Größenordnungen über dem in Luft (siehe Tabelle 1):

$$\frac{Z_W}{Z_L} = 3\,570. \quad (1)$$

Das bedeutet, daß unabhängig von dem jeweiligen Luftschall- bzw. Wasserschall-Pegel das Verhältnis von Schalldruck zu Schallschnelle oder die spezifische Schall-Härte (Schalldruck  $p$ /Teilchen-Auslenkung  $\xi$ ) in Wasser 3 570 mal größer ist als in Luft. Bei diesen verhältnismäßig geringen Teilchenbewegungen in Wasser ist es einleuchtend, daß man Dämpfer für Wasserschall nicht nach dem Prinzip der Absorption, etwa durch geschwindigkeitsproportionale Reibung, aufbauen kann.

Dagegen fällt es relativ leicht, Dämpfer für Wasser nach dem Reflexionsprinzip zu entwerfen, die also Druck abbauen ohne Energie zu absorbieren. Und zwar fällt es, im Gegensatz zu den Verhältnissen in Luft, relativ leicht, den Wasserschall-Wellen örtlich einen sehr viel kleineren Wellen-Widerstand als den in der ankommenden Rohrleitung entgegenzusetzen. Eine konsequente Anwendung dieses Prinzips führt zu verschiedenen Dämpferarten, die in drei Gruppen unterteilt im folgenden beschrieben werden.

### 3.1 Abzweig-Resonatoren

In Bild 3 sind solche Dämpfer-Arten skizziert, die als Resonatoren aufgebaut sind: in einem durch Material-Eigenschaften und geometrische Parameter bestimmten Frequenzbereich werden diese Dämpfer durch Wasserschall zu einem starken Mitschwingen angeregt. Das kann drei ganz wesentliche Auswirkungen auf die Schall-Fortleitung haben:

- o Den Schallwellen wird am Ort des Dämpfers plötzlich ein verschwindend kleiner Widerstand entgegengesetzt. Der größte Teil der Energie wird daher von hier reflektiert.
- o Wenn im Innern des Resonators größere Schwingungs-Amplituden auftreten, besteht bei entsprechender Ausführung außerdem die Möglichkeit, der ankommenden Schallwelle Energie zu entziehen und durch Reibung in Wärme umzuwandeln.
- o Bei ungünstiger Auslegung können im Dämpfer mitschwingende Teile aber auch neue Schallwellen in die fortführende Rohrleitung senden.

Allen Dämpfern nach dem Resonator-Prinzip ist in Wasser wie in Luft gemeinsam, daß sie nur schmalbandig wirksam sind. Neben der für jeden einzelnen Dämpfer typischen, frequenzabhängigen "Härte"  $p/\xi$  werden daher im folgenden auch die jeweiligen Resonanzfrequenzen angegeben.

### 3.1.1 Leitungs-Resonatoren (A1. in Bild 3)

Ein gerades Leitungsstück hat bereits Resonanz-, allerdings kaum Dämpfungs-Eigenschaften. Zwei Fälle lassen sich unterscheiden und in Wasserleitungen leicht realisieren:

#### (a) Einseitig hart abgeschlossene Leitung.

Der (nicht flächenbezogene) Wellen-Widerstand am Eintritt in die Stich-Leitung ist nach Gl.(21.24) [6]

$$Z_1 = \frac{p}{v_1} = -i \rho_w c_w \cot k l, \quad (2)$$

wobei  $k = \omega/c_w = 2 \pi f/c_w$  die Wellenzahl bedeutet.

Es sind:

- $p$  = Schalldruck
- $\xi$  = Schallauslenkung
- $H_w = p/\xi = \omega \rho_w c_w$  Schall-Härte
- $\rho_w$  = Dichte des Wassers
- $c_w$  = Schallgeschwindigkeit in Wasser

Daraus läßt sich mit dem Flächen-Verhältnis  $m = S_1/S_0$  und  $\xi = \xi_1 m$  die Härte an der Stelle des Dämpfers angeben,

$$\frac{p}{\xi} = \frac{1}{m} \frac{p}{\xi_1} = \frac{i\omega}{m} Z_1 = H_W \frac{1}{m} \cot k l \quad (3)$$

Resonanz tritt also auf bei

$$l = \frac{\lambda}{4} (1 + 2n) \quad \text{oder} \quad f_n = \frac{c_W}{4l} (1 + 2n) \quad (4)$$

mit  $n = 0, 1, 2, 3 \dots$

(b) Beidseitig weich abgeschlossene Leitung.

Wegen der beschriebenen großen Schall-Härte des Wassers muß, zur Verwirklichung dieses Zustands, die Leitung nicht unbedingt (wie etwa in Luft) "offen" sein.

Mit Gl. (21.17) [6],

$$Z_1 = i \rho_W c_W \tan k l, \quad (5)$$

ergibt sich die Härte an der Stelle des Dämpfers zu

$$\frac{p}{\xi} = -H_W \frac{1}{m} \tan k l \quad (6)$$

und die Resonanz-Bedingung lautet in diesem Fall:

$$l = \frac{\lambda}{2} (1 + n) \quad \text{oder} \quad f_1 = \frac{c_W}{2l} (1 + n). \quad (7)$$

### 3.1.2 Helmholtz-Resonator (A2. in Bild 3)

Ähnlich wie in Luft läßt sich auch mit dem Übertragungsmedium Wasser ein regelrechter Volumen-Resonator, bestehend aus einer konzentrierten Masse (im Querschnitt  $S_1$ ) und dem Volumen  $V$  als Feder, anregen.

Mit Gl. (21.40) [6],

$$Z_1 = i \rho_W c_W \left( \frac{c_W S_1}{\omega V} - \frac{\omega l}{c_W} \right), \quad (8)$$

läßt sich wiederum die Härte angeben, die die ankommende Schallwelle an der Stelle des Resonators vorfindet:

$$\frac{p}{\xi} = H_W \frac{1}{m} \left( \frac{c_W S_1}{\omega V} - \frac{\omega l}{c_W} \right). \quad (9)$$

Bei sehr niedriger Anregungsfrequenz überwiegt offenbar die Federwirkung des Volumens  $V$ , während bei sehr hoher Frequenz die Massehemmung des Wassers im Resonator-Hals dominiert. Resonanz erhalten wir nur bei der Frequenz

$$f_0 = \frac{c_W}{2\pi} \sqrt{\frac{S_1}{V l}}. \quad (10)$$

Damit läßt sich Gl. (9) auch schreiben als

$$\frac{p}{\xi} = H_W \frac{1}{m} \frac{\omega_0}{\omega} \sqrt{\frac{S_1 l}{V}} \left[ 1 - \left( \frac{\omega}{\omega_0} \right)^2 \right]. \quad (11)$$

Es sei hier nur erwähnt, daß bei der Auslegung von Dämpfern der oben beschriebenen Art anstelle der in Bild 3 nur angedeuteten Längen  $l$  sogenannte "wirksame" Längen  $l + \alpha$  in vorstehende Gleichungen eingesetzt werden müssen, wobei  $\alpha$  die jeweils in der Hauptleitung mitschwingende Masse berücksichtigt. Von den zahlreichen Variationsmöglichkeiten für Resonator-Dämpfer sind in Bild 3 nur zwei (A4. und A5.) skizziert.

### 3.1.3 Mechanischer Resonator (A3. in Bild 3)

Der Eingangs-Widerstand des ebenfalls in Bild 3 schematisch dargestellten, mechanisch aufgebauten Masse-Feder-Systems ist bei Vernachlässigung der Reibungsverluste nach Gl. (2.81) [7]:

$$Z_1 = -i \left( \frac{F}{\omega S_1} - \frac{\omega M}{S_1} \right), \quad (12)$$

wobei  $F$  die Federsteife und  $M$  die Masse der einseitig den Druck-Pulsationen im Wasser ausgesetzten Membran darstellen. Daraus ergibt sich, ähnlich wie beim Helmholtz-Resonator:

$$\frac{p}{\xi} = \frac{1}{m S_1} (F - \omega^2 M) = \frac{1}{m} \frac{F}{S_1} \left[ 1 - \left( \frac{\omega}{\omega_0} \right)^2 \right] \quad (13)$$

$$\text{mit } f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{F}{M}} \quad (14)$$

Alle hier beschriebenen Abzweig-Resonatoren wirken auch in der Umgebung ihrer Resonanzfrequenz als Dämpfer, besonders wenn sie durch einen zusätzlichen Reibungs-Widerstand stark gedämpft werden können. Diese Möglichkeit entfällt im Wasser allerdings weitgehend. Deshalb soll hier auf die Wiedergabe der aus der Literatur über Luftschall-Dämpfer bekannten Formeln für die Durchgangsdämmung (siehe z.B. Gl. (12.5) bis (12.8) in [8]) verzichtet werden. Es sei aber darauf hingewiesen, daß bei genügend großem "Übersetzungsverhältnis"  $m$  die Härte aller oben beschriebenen Dämpfer auch abseits der Resonanzfrequenzen klein gegen  $H_w$  sein kann. Dem Prinzip,  $m$  möglichst groß zu machen, widerspricht zwar die Forderung, daß alle Abmessungen der Abzweig-Resonatoren klein gegenüber der Schall-Wellenlänge  $\lambda$  (akustisch "kompakt") bleiben müssen. Diese Randbedingung läßt sich aber - wegen der im Vergleich zu Luft größeren Wellenlängen - in Wasser leichter erfüllen.

Indem wir uns vom eigentlichen Resonanzbereich ab- und den Mechanismen bei tiefen und hohen Frequenzen zuwenden, kommen wir bereits auf eine zweite Gruppe von Wasserschall-Dämpfern zu sprechen:

### 3.2 Feder-Elemente

Das Prinzip der Luftschall-Dämmung durch akustisch harte und schwere Wandkonstruktionen ist der physikalischen Gegebenheit angepaßt, daß das Medium Luft, jedenfalls bei niedrigen statischen Drücken, akustisch so überaus weich ist. Wir folgen daher nur den besonderen Gegebenheiten in Wasser, das akustisch so überaus hart ist (siehe Tabelle 1), wenn wir nunmehr möglichst nachgiebige Feder-Elemente in die Wasserleitung einbringen (Bild 4). Sie sollen der ankommenden Schallwelle einen möglichst geringen Widerstand entgegensetzen, ohne dabei auf den unter 3.1 beschriebenen Resonanz-Mechanismus angewiesen zu sein. Dies sollte klar sein, auch wenn die Elemente der Gruppe B denen der Gruppe A durchaus ähneln. Die Wirkungsweise der Feder-Elemente wird am deutlichsten, wenn wir zunächst alle Längs- und Querabmessungen als klein gegenüber der Wellenlänge annehmen. Diese Bedingung bedeutet im interessierenden Frequenzbereich

$$l_i \ll \frac{c_w}{f} = 15 \text{ m} - 0,25 \text{ m} \quad (15)$$

für  $f = 100 \text{ Hz} - 6 \text{ kHz}$ .

#### 3.2.1 Kammer-Federung (B1. in Bild 4)

Bereits eine einfache Aufweitung der Rohrleitung mit beliebiger Geometrie kann als Feder-Element wirken. Anstelle der Federsteife  $F$  wollen wir auch weiterhin die Härte  $p/\xi$  an der Stelle der Leitung herleiten, wo das Dämpfungselement eingebracht ist,

$$F = \frac{\text{Kraft}}{\text{Auslenkung}} = S_o \frac{p}{\xi} \quad (16)$$

Bei der Ermittlung von  $F$  ist zu unterscheiden:

(a) Medium flüssig

Die Auslenkung am Eintritt in das Federelement ist

$$\xi = \frac{-\Delta V}{S} = \beta \frac{V p}{S_0} \quad (17)$$

mit  $\beta = -\frac{\Delta V}{V p} = \frac{1}{\rho_w c_w^2} =$  spezifische Federung, Kompressibilität des Mediums. (18)  
(z.B.:  $0,58 \times 10^{-4} \text{ bar}^{-1}$  für Wasser  
 $0,51 \times 10^{-4} \text{ bar}^{-1}$  für Öl)

Die Härte an derselben Stelle, ausgedrückt durch die geometrischen und Material-Parameter:

$$\frac{p}{\xi} = \frac{1}{\beta} \frac{S_0}{V} = \frac{1}{\beta} \frac{1}{m l_1} \quad (19)$$

Natürlich kann jedes Feder-Element u.U. mit einer mitschwingenden Wassersäule in der Zu- oder Ableitung in Resonanz geraten, z.B. der zwischen Schallquelle und Schalldämpfer,

$$M = \rho_w S_0 l \quad (20)$$

Bei der entsprechenden Resonanzfrequenz,

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{F}{M}} = \frac{c_w}{2\pi} \sqrt{\frac{1}{m l l_1}} \quad (21)$$

wird dann allerdings - so wie der Schwinger jetzt eingesetzt ist - eine verstärkte Schallübertragung durch das Feder-Element stattfinden.

(b) Medium gasförmig.

Unter der Annahme adiabater Zustandsänderungen ergibt sich die Steife der Luftfeder nach Gl. (1.131) [9]

$$F = \kappa p_L \frac{S_0^2}{V} \quad (22)$$

mit  $p_L$  = statischer Druck,  $\rho_L$  = Luftdichte,  $c_L$  = Schallgeschwindigkeit,

$$\kappa p_L = \rho_L c_L^2 = \text{Kompressionsmodul} \quad (23)$$

$\kappa$  = Adiabatenexponent = 1.4 für Luft

Die Härte am Eintritt in die Dämpfer-Kammer wird

$$\frac{p}{\xi} = \kappa p_L \frac{S_0}{V} = \kappa p_L \frac{1}{m l l_1} \quad (24)$$

und ist damit bei  $p_L = 1$  bar und gleichen Abmessungen um den Faktor  $1.23 \times 10^4$  kleiner als in Wasser! Die entsprechende Resonanzfrequenz,

$$f_0 = \frac{c_L}{2\pi} \sqrt{\frac{1}{m l l_1}}, \quad (25)$$

liegt bei gleichem  $m$ ,  $l$  und  $l_1$  aber nur um den Faktor  $c_w/c_L = 4.32$  unter der für Wasser.

Die hohe Nachgiebigkeit von Luft läßt sich auch in Wasserleitungen nutzen, indem man Luft-Volumina  $V$  beliebiger Geometrie an die Leitung ankoppelt:

### 3.2.2 Luft-Federung (B2. in Bild 4)

Wenn man die Kompressibilität des in der Nähe des angeschlossenen Luftspeichers mitschwingenden Wassers vernachlässigt, läßt sich schreiben:

$$\frac{p}{\xi} = \frac{1}{\beta} \frac{S_0}{V} = \kappa p_w \frac{S_0}{V} \quad (26)$$

mit  $p_w$  = statischer Druck im Wasser-Rohrnetz.

Nach diesem Prinzip aufgebaute Dämpfer haben sich vor allem in der Hydraulik als sogenannte Blasen-Speicher [10] und in der Haustechnik als senkrecht angebrachte Blind-Rohre [11] zum Abbau der Druckstöße bewährt, die beim plötzlichen Schließen eines Ventils oder Schiebers entstehen können. Über die Wirksamkeit als Wasserschall-Dämpfer finden sich dagegen kaum Hinweise in der Literatur.

### 3.2.3 Wand-Federung (B 3. in Bild 4)

Wegen der großen Härte von Wasser sind dünne Rohre im allgemeinen nicht als akustisch völlig hart anzusehen. Ihre Nachgiebigkeit kann nicht nur die Ausbreitungsgeschwindigkeit im Wasser beeinflussen [12, 13], sondern auch zu einem ungewollten Mitschwingen führen. Uns interessiert hier nur die Wirkungsweise eines konzentrierten, federnden Wand-Elements als Reflexionsdämpfer:

#### (a) Dünnwandiges Rohrstück.

Wenn man die Einspannung der Zylinderschale durch die Flansche, die sie mit der Rohrleitung verbindet, vernachlässigt, läßt sich mit  $\Delta p = p_w - p_o$  die radiale Dehnung leicht berechnen:

$$\beta = \frac{\Delta V}{V \Delta P} = \frac{2 \pi r_1 l_1}{\pi r_1^2 l_1} \frac{\Delta r_1}{\Delta P} = \frac{2}{r_1} \frac{\Delta r_1}{\Delta P} = \text{spezifische Federung, Nachgiebigkeit der Wand} \quad (27)$$

Nach Kuhl [14], Gl. (1), läßt sich im Bereich der elastischen Dehnung  $\beta$  auch durch die Rohrabmessungen und die Materialeigenschaften ausdrücken:

$$\frac{\Delta p}{\Delta r_1} = E \frac{r_2 - r_1}{r_1^2} \quad \text{mit } E = \text{Elastizitätsmodul des Wandmaterials} \quad (28)$$

(z.B.  $2 \times 10^6$  bar für Stahl  
 $1 \times 10^6$  bar für Grauguß  
 $3 \times 10^4$  bar für Plexiglas)

Damit erhalten wir endlich die akustische Härte am Eintritt in das nachgiebige Rohrstück:

$$\frac{p}{\xi} = \frac{1}{\beta} \frac{S_0}{V} = E \frac{r_2 - r_1}{2 r_1} \frac{1}{m l_1} \quad (29)$$

Sie wird nach unten begrenzt durch die statische Druck-Differenz  $\Delta p = p_w - p_0$  (auch Fließdruck genannt), der das Rohrstück mit Sicherheit standhalten soll. Für  $\Delta p > 10$  bar kommen deshalb Schlauchleitungen aus Gummi als Dämpfer-Elemente nicht in Frage. Da der aus Festigkeitsgründen zu fordernde E-Modul durch eine zulässige Grenz-Dehnung nach Gl. (28) festgelegt wird, kann  $p/\xi$  vor allem noch durch die Länge  $l$  klein gehalten werden. Wie bei der Kammerfederung (vergl. Gl. (19) und (24)) ist für  $l_1$  aber eine obere Grenze gesetzt durch die Bedingung (15) bei hohen Frequenzen.

Bei höheren Frequenzen können nicht nur Leitungs-Resonanzen nach Abschnitt 3.1.1 auftreten. Kuhl und Tamm [12] haben gezeigt, daß die Rohrwand als Masse-Feder-System durch Pulsationen in der Wassersäule in ihrer Ring-Dehn-Mode angeregt werden kann. Für dünnwandige Rohre geben sie auf Seite 310 die Resonanzfrequenz dieser radialen Dehnungsschwingung an:

$$f_{or} = \frac{1}{2 \pi r_1} \left(1 - \frac{r_2 - r_1}{2 r_1}\right) \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad (30)$$

mit  $c = \sqrt{\frac{E}{\rho}}$  = Ausbreitungsgeschwindigkeit  
longitudinaler Dehnwellen im Rohr  
(z.B. 3680 m/s für St und GG  
1580 m/s für Plexiglas).

$\rho$  = Dichte des Wandmaterials

(b) Federndes Wandelement.

Die Anpassung der Nachgiebigkeit der Wand an den jeweiligen Fließdruck im Rohr läßt sich lokal auch durch einen Wand-Ausschnitt der Fläche  $S_1$  bewerkstelligen (etwa wie A 3. in Bild 3), der über eine Feder abgestützt ist. Bei einer Spiralfeder läßt sich die Federsteife F

z.B. über die Gangzahl  $n$  variieren:

$$F = S_1 \frac{p}{\xi_1} = F_1 \frac{1}{n} \text{ mit } F_1 = \text{spezifische Federsteife.}$$

Die Härte, die eine Wasserschall-Welle an der Stelle des Feder-elementes vorfindet, ist damit gegeben durch:

$$\frac{p}{\xi} = \frac{1}{m} \frac{p}{\xi_1} = \frac{F_1}{n} \frac{1}{m S_1} \text{ mit } m = S_1/S_0. \quad (31)$$

Man kann sich wiederum sehr viele Varianten der oben beschriebenen Feder-Elemente vorstellen, die die Kompressibilität des Mediums oder die Elastizität der Wand ausnützen oder beides. Vor allem der Einbau zusätzlicher Feder-Elemente wie etwa in B 4. und B 5. von Bild 4 bietet interessante Möglichkeiten. Unter Umständen lassen sich, aufbauend auf diesen Grundmustern, auch Absorptionsdämpfer für Wasserschall aufbauen. Hier sei in diesem Zusammenhang nur auf Vorschläge von Dinkelacker und Meseth [15] und Eckhardt [16] hingewiesen.

Alle beschriebenen Feder-Elemente wird man in der Regel so auslegen, daß sie (anders als die Abzweig-Resonatoren von Abschnitt 3.1) erzwungene Schwingungen ausführen. Bei der Kombination mehrerer Feder-Elemente in einem Schalldämpfer addieren sich die Kehrwerte der für jedes Element  $i$  einzeln berechenbaren Härte,  $(\xi/p)_i$ , zur Gesamthärte:

$$\left(\frac{p}{\xi}\right)_{\text{ges}} = \left(\sum_i \left(\frac{\xi}{p}\right)_i\right)^{-1} \quad (32)$$

z.B. für  $i$  gleiche Elemente:

$$\left(\frac{p}{\xi}\right)_{\text{ges}} = \frac{1}{i} \left(\frac{p}{\xi}\right)_i. \quad (33)$$

### 3.3 Impedanz-Sprünge

Eine dritte Gruppe von reaktiven Flüssigkeits-Schalldämpfern, auf die wir uns im Rahmen dieser Arbeit besonders konzentriert haben, kommt ganz ohne den Einbau von Resonatoren und Federn aus. Sie basieren zwar ebenfalls auf der Wirkung, die plötzliche Impedanz-Änderungen auf die Ausbreitung von Schallwellen haben. Um aber voll wirksam zu werden, müssen die Ausbreitungswege des Schalls im Einflußbereich des Dämpfers in der Größenordnung der akustischen Wellenlänge liegen. Der Dämpferbereich kann also in keiner der in Bild 5 skizzierten Arten als akustisch kompakt angesehen werden. Wegen der in Wasser größeren Wellenlängen (vergl. Gl. (15)) müssen diese Dämpfer notwendigerweise in Ausbreitungsrichtung größer gebaut werden als ihre für denselben Frequenzbereich ausgelegten Entsprechungen in Luft.

In dieser Gruppe C lassen sich wiederum drei Haupttypen unterscheiden:

#### 3.3.1 Querschnitt-Änderungen

Eine sprunghafte Änderung in der Impedanz oder Härte, die eine in einer Rohrleitung geführte Wasserschall-Welle erfährt, läßt sich am einfachsten durch eine plötzliche Querschnitt-Änderung herbeiführen:

Während der Schalldruck an der Unstetigkeitsfläche im allgemeinen als konstant angesehen werden kann, verlangt die Kontinuitätsbedingung, daß sich die Geschwindigkeit  $v$  und damit auch die Teilchen-Auslenkung  $\xi$  stets umgekehrt proportional zur Querschnittsfläche verhält (der Übergang von  $v_1$  nach  $v_2$  erfolgt innerhalb eines sehr kurzen Übergangsbereichs):

$$p = \text{const}; \quad \frac{v_2}{v_1} = \frac{\xi_2}{\xi_1} = \frac{S_1}{S_2} . \quad (34)$$

(a) Querschnitt-Erweiterung (C 1. in Bild 5).

Daraus folgt für den Impedanz-Sprung an einer einfachen Erweiterung

$$\left(\frac{p}{\xi}\right)_1 = \left(\frac{p}{\xi}\right)_0 \frac{S_0}{S_1} = \left(\frac{p}{\xi}\right)_0 \frac{1}{m} = H_w \frac{1}{m} \quad (35)$$

und bei Schallausbreitung in der umgekehrten Richtung

(b) Querschnitt-Verengung (C 2 in Bild 5)

$$\left(\frac{p}{\xi}\right)_0 = \left(\frac{p}{\xi}\right)_1 \frac{S_1}{S_0} = \left(\frac{p}{\xi}\right)_1 m = H_w m . \quad (36)$$

Bei dieser Art von Reflexions-Dämpfern darf man aber hintereinander geschaltete Elemente in ihrer Wirkung nicht mehr einfach addieren wie das bei den Feder-Elementen möglich war. Da die Impedanz-Sprünge überhaupt nur voll zur Wirkung kommen, wenn zwischen zwei Diskontinuitätsflächen eine im Verhältnis zur Wellenlänge endliche Wegdifferenz zurückgelegt werden kann, kommt bei mehr als einer Querschnitt-Änderung zu den konstanten Parametern in Gl. (35) und (36) noch eine für die Wirksamkeit ganz entscheidende Frequenzabhängigkeit:

(c) Expansions-Kammer (C 3. in Bild 5).

Wir haben den doppelten Querschnitt-Sprung bereits (mit eingezogenen Rohrstützen) unter den sehr schmalbandig wirkenden Resonatoren (Gruppe A) kennengelernt und auch als Feder (Gruppe B) war er uns schon begegnet. Hier nun behandeln wir ihn als Expansions-Kammer, die nicht mehr sehr klein gegenüber  $\lambda$  ist. Für die Schallausbreitung im Innern der Kammer und durch die Kammer hindurch wird jedesmal, wenn die Schallwelle auf eine Erweiterung oder eine Verengung trifft, ein Impedanz-Sprung entsprechend den in Gl. (35), (36) bereits angegebenen Formeln wirksam. Die Folge sind Mehrfach-Reflexionen mit vielfach interferierenden Wellen. Man kann

sich daher leicht vorstellen, daß bei bestimmten Frequenzen die Kammer eine bedeutend stärkere Wirkung hat als nur ein Querschnitt-Sprung für sich allein betrachtet. Ebenso klar ist es aber auch, daß es Frequenzen geben muß, bei denen sich die Wirkung beider total aufhebt.

### 3.3.2 Umweg-Leitung (C 4. in Bild 5).

Die oben angedeuteten Interferenz-Mechanismen haben Ähnlichkeit mit denjenigen in Leitungs-Resonatoren (Abschn. 3.1.1). Eine besonders übersichtliche Überlagerung zweier Schallwellen liegt bei einer Umwegleitung vor, bei der die Wegdifferenz gerade ungeradzahlige Vielfache von  $\lambda/2$  beträgt: die am Eintritt in diesen Dämpfer in zwei gleiche Teilwellen aufgespaltene Schallenergie kommt am Austritt in zwei Wellen gerade so an, daß sie sich in der abgehenden Rohrleitung vollständig auslöschen. Dieser Mechanismus ist natürlich von der Länge  $l$  unabhängig; C 4. wird mit  $l \rightarrow 0$  auch im äußeren Aufbau identisch mit der hart abgeschlossenen Stichleitung (A 1.). Wir können daher mit  $m = 1$  und  $\Delta l = 2l$  genau wie unter Abschnitt 3.1.1 (a) schreiben:

$$\frac{P}{\xi} = H_w \cot \frac{k \Delta l}{2} \quad . \quad (37)$$

Vollständige Reflexion tritt also in einem sehr engen Frequenzbereich auf bei

$$\Delta l = \frac{\lambda}{4} (1 + 2n) \text{ oder } f_n = \frac{c_w}{2 \Delta l} (1 + 2n) \quad (38)$$

mit  $n = 0, 1, 2, 3 \dots$  wie zuvor.

### 3.3.3 Medium-Wechsel (C 5. in Bild 5)

Eine Änderung in der Schallwellen-Impedanz kann selbstverständlich nicht nur durch Querschnitt-Änderungen sondern ebenso durch Übergang auf ein anderes Ausbreitungs-Medium erreicht werden. Der abrupte Wechsel im Schall-Kennwiderstand läßt sich in einer stehenden Flüssigkeits-Säule z.B. durch eine als praktisch schallweich anzusehende Plexiglas-Membran erreichen, die beide Medien (das zweite könnte z.B. ein Wasser-Luft-Gemisch sein) voneinander scheidet.

$$\text{Mit } \left(\frac{p}{\xi}\right)_0 = 2 \pi f \rho_w c_w \quad \text{und} \quad \left(\frac{p}{\xi}\right)_1 = 2 \pi f \rho_1 c_1$$

ergibt sich für die Schall-Härte, die eine Welle an der Stoßstelle vorfindet:

$$\left(\frac{p}{\xi}\right)_1 = \left(\frac{p}{\xi}\right)_0 \frac{\rho_1 c_1}{\rho_w c_w} = H_w \frac{\rho_1 c_1}{\rho_w c_w} . \quad (39)$$

Luft, die in Wasser eingeschlossen ist, kann also auf sehr vielfältige Art und Weise die Schallausbreitung beeinflussen. Wir werden darauf in Abschnitt 4.3 zurückkommen.

## 4. Abschätzung der Wirksamkeit von Wasserschall-Dämpfern

Die früheren Untersuchungen an Wasserschall-Dämpfern sind nicht nur sehr spärlich, sondern in ihrer Aussage auch merkwürdig vage. Gerade so, als vermutete man in ihrer Wirkungsweise Mechanismen, die mit dem, was wir über akustische Filter wissen, nicht recht in Einklang zu bringen sind. Gösele und Bach [1] haben die in Bild 6 dargestellten Expansionskammern untersucht. Sie konnten zwar sehr überzeugend demonstrieren, daß ihr Dämpfer A über einen breiten Frequenzbereich eine Luftschall-Pegelminderung bis 20 dB im Meßraum bringt, während eine Sandschüttung praktisch wirkungslos ist (Bild 7).

Auch die Schwingungen einer Meßwand, die wiederum durch eine Auslauf-Armatur angeregt wurden, konnten durch Einbau von Wasserschall-Dämpfern erheblich reduziert werden (Bild 8). Es wird aber nicht versucht, diese Ergebnisse auch quantitativ in Beziehung zu bringen zu den Reflexions-Schalldämpfern in Luft, über deren Dimensionierung Gösele [17] im selben Jahr eine grundlegende Arbeit veröffentlichte. Vielleicht hat man die nach der Theorie zu erwartenden Dämpfungs-Maxima und Minima vermißt. (Bei  $f = 2.5$  KHz sollte der Dämpfer A entsprechend seiner Länge  $l = \lambda/2$  eigentlich unwirksam sein). Es kann aber auch sein, daß man nicht ausschließen wollte, daß trotz aller erdenklichen Vorkehrungen doch noch Luftblasen in den Dämpfern eingeschlossen blieben. So haben die wenigen Ergebnisse Eingang gefunden in Nachschlagewerke wie das von Kurtze et.al. [7]. Bei Bobran [4] wird daraus das Prinzip eines Wasserschall-Dämpfers abgeleitet "mit einem Wirkungsgrad von konstant ca. 20 dB im Frequenzbereich zwischen 200 und 3000 Hz".

Die wesentlichen Prinzipien bei der Schalldämmung in Wasserleitungen sind in Ansätzen bereits von Wintergerst [2] beschrieben worden. Allerdings fehlen auch hier konkrete Auslegungshinweise und Abschätzungen für die tatsächliche Wirksamkeit einzelner Maßnahmen. Erst in jüngster Zeit werden im Bereich der Ölhydraulik Anstrengungen unternommen, Flüssigkeits-Schalldämpfer systematischer zu untersuchen. Herzog [18] hat sich dabei ganz besonders auf den Reihen-Resonator konzentriert, der aus unserem Grundtyp B 1. entsteht, wenn die Kammer über ein kurzes Rohrstück an eine Hydropumpe angeschlossen und auf der anderen Seite unmittelbar am Austritt in die fortführende Leitung durch ein Drosselventil schallhart abgeschlossen wird.

Bei der Resonanzfrequenz nach Gl. (21) hat dieses System eine Verstärkung der auf die abgehende Leitung wirkenden Druck-Pulsationen um bis zu 12 dB zur Folge. Kurven a und b in Bild 9 zeigen die Durchgangsdämmung für zwei verschiedene Kammer-Volumina V. Einer

Verschiebung von  $f_0$  zu möglichst tiefen Frequenzen durch Auslegung großer  $m$ ,  $l$  und  $l_1$  sind Grenzen gesetzt durch das Auftreten von Leitungs- und Kammer-Resonanzen. Herzog schlägt daher bereits den Einbau eines zusätzlichen Luft-Polsters vor zur Erhöhung der Federung  $1/F$  anstelle der Masse  $M$  in Gl. (21) (Kurve c in Bild 9).

Oberhalb der Resonanz wirkt der Reihen-Resonator ganz ähnlich wie ein sehr schwach gedämpfter, mechanischer Schwingungs-Isolator: der Feder-Widerstand tritt gegenüber der Masse-Hemmung in der vorgeschalteten Leitung immer mehr zurück (vergl. Kurtze et.al. [7], Kap. 2.72). Für  $f \gg f_0$  folgt nach Gl. (3.97) [7] das Isolations- oder Dämm-Maß der Beziehung

$$D_d \hat{=} R = 40 \lg \frac{f}{f_0} \quad (40)$$

bis zur ersten Leitungs-Resonanz, die sich in Bild 9 oberhalb 1000 Hz bereits andeutet. Wenn wir annehmen, daß in diesem Beispiel die  $l = 0,56$  m lange Hydroleitung als beidseitig offen zu betrachten ist, erhalten wir nach Gl. (7) mit  $c_{öl} = 1360$  m/s für die erste Leitungs-Resonanz:

$$f_{01} = \frac{c_{öl}}{2l} = 1,21 \text{ kHz.} \quad (41)$$

Leider lassen sich die Verhältnisse in der kurz an- und hart abgeschlossenen Expansions-Kammer nicht auf die Schallübertragung in Rohrleitungen allgemein übertragen. Eine andere kürzlich erschienene Dissertation von Hoffmann [19] vermittelt den Eindruck, daß der oben diskutierte Fall der erzwungenen Schwingungen eines Feder-Masse-Systems oberhalb  $f_0$  nicht einmal typisch für Anwendungen in der Ölhydraulik ist.

Auch in Gesprächen mit Vertretern der Hydraulik-Industrie erhält man den Eindruck, daß Wirkungsweise und Wirksamkeit von Flüssigkeitsschall-Dämpfern noch nicht hinreichend bekannt sind. Über die Auslegungskriterien herrscht offenbar noch weitgehend Unklarheit [20].

Lediglich über die Wirkung sogenannter Ausgleichs-Behälter, Blasen- oder Membran-Speicher und Kompensatoren (nach dem Grundtyp B 5. in Bild 4) als Feder-Elemente, die plötzliche Druckstöße etwa beim Schließen eines Schiebers abfangen, sieht man klar.

#### 4.1 Grundsätzliche Wirkungsweise

In dieser Situation erscheint es sinnvoll, das Grundsätzliche der verschiedenen Arten von reaktiven Schalldämpfern in einer einheitlichen Form darzustellen. Zu ihrer Charakterisierung eignet sich besonders ihre jeweilige typische Härte im Vergleich zur Schallhärte der Flüssigkeit. Diese wurde daher bei der Beschreibung der Grundtypen in Abschnitt 3 immer angegeben.

Das Verhältnis der Amplituden der reflektierten und einfallenden Druck-Wellen (d.h. der Reflexionsfaktor  $r$ ) schreibt sich nämlich nach Gl. (2.29) [7] mit den Wellen-Widerständen

$$Z = \frac{1}{i\omega} \frac{p}{\xi} \quad (42)$$

$$\text{als: } r = - \frac{1 - Z_1/Z_0}{1 + Z_1/Z_0} = - \frac{1 - (p/\xi)_1/(p/\xi)_0}{1 + (p/\xi)_1/(p/\xi)_0}, \quad (43)$$

wobei  $(p/\xi)_0$  z.B. die Härte des Wassers in der ankommenden Leitung und  $(p/\xi)_1$  die Härte an der Stelle des Dämpfers darstellt. Für einen einfachen Impedanz-Sprung ergibt sich hieraus sofort nach Gl. (3.55) [7] das Durchgangsdämm-Maß  $D_d$ ,

$$D_d = 10 \lg \frac{1}{1 - |r|^2} \quad (44)$$

Am Beispiel der einfachen Querschnitt-Änderung (Grundtyp C 1. und C 2. in Bild 5) wollen wir ein Gefühl dafür entwickeln, wie weich ein Dämpfer-Element wirklich sein muß, um eine gewünschte Dämmung zu erreichen.

Mit Gl. (35) und (36) erhalten wir

$$r = - \frac{m-1}{m+1} \quad \text{und} \quad D_d = 10 \lg \frac{(1+m)^2}{4m} \quad \text{für die Erweiterung} \quad (45)$$

$$r = + \frac{m-1}{m+1} \quad \text{und} \quad D_d = 10 \lg \frac{(1+m)^2}{4m} \quad \text{für die Verengung.}$$

Ein Querschnitt-Sprung hat also in beiden Ausbreitungsrichtungen dieselbe Dämmwirkung. Dieselbe Reziprozität ist natürlich bei einem beliebigen Impedanz-Sprung gegeben: Übergang schallweich/schallhart (Prinzip der Luftschall-Dämmung) und Übergang schallhart/schallweich (Prinzip der Wasserschall-Dämmung). Bild 10 gibt diesen grundsätzlichen Sachverhalt quantitativ wieder als Funktion des Verhältnisses  $(p/\xi)_0 / (p/\xi)_1$ , das in Wasser stets groß gegen 1 sein sollte. Zwei Dinge sollen mit dieser Darstellung demonstriert werden:

- o Um eine merkliche Schall-Dämmung zu erzielen, muß sich der Wellen-Widerstand um Größenordnungen verändern lassen. Bei einem Faktor 2 oder 3 wäre der Effekt kaum meßbar.
- o Man könnte vielleicht meinen, daß von einem gewissen Verhältnis  $(p/\xi)_0 : (p/\xi)_1$  an ein Dämpfer als "hinreichend weich" anzusehen ist, um eine optimale Dämmung zu erreichen. Dies ist aber keinesfalls so, vorausgesetzt, daß sich Schallübertragung auf anderen Nebenwegen vermeiden läßt.
- o Oberhalb  $(p/\xi)_0 / (p/\xi)_1 \approx 10$  wächst  $D_d$  etwa nach

$$D_d = 10 \lg \frac{(p/\xi)_0}{(p/\xi)_1} - 6 \text{ [dB]}. \quad (46)$$

Bereits mit dieser sehr globalen Abschätzung der Wirksamkeit von reaktiven Schall-Dämpfern kann man zwei gleich aufgebaute Dämpfer (z.B. mit zwei verschieden großen Luft-Volumina) direkt miteinander vergleichen. Aber auch Dämpfer ganz unterschiedlichen Aufbaus lassen sich nun mit Hilfe der Formeln in Abschnitt 3 quantitativ vergleichen.

Manche Dämpfer, z.B. Grundtypen B 3. und C 3., legen der durchgehenden Schallwelle zwei Impedanz-Sprünge in den Ausbreitungsweg. Bei völlig symmetrischem Aufbau kann man dann, ganz grob abgeschätzt, die doppelte Dämmung erwarten. Allerdings kommt dann immer auch die unter 3.3.1 (c) bereits grundsätzlich beschriebene Frequenzabhängigkeit herein.

#### 4.2 Frequenzabhängigkeit der Dämmung

Aus der Theorie der Luftschall-Dämmung durch ein- oder mehrschalige Wände kennen wir eine ganze Reihe von Frequenzeinflüssen, besonders bei schrägem Schalleinfall. Wegen der im Verhältnis zur Wellenlänge in Wasser fast immer sehr kleinen Querabmessungen der Rohrleitung, können wir hier aber stets ebene Wellenausbreitung annehmen. Wir haben es dann nur noch mit drei ganz unterschiedlichen Frequenzabhängigkeiten zu tun, die man zurückführen kann auf:

##### a) Interferenz-Mechanismen im Dämpfer.

Bereits bei der Diskussion der Leitungs-Resonatoren (3.1.1) hatten wir den Mechanismus der interferierenden Schallwellen kennengelernt. In abgewandelter Form trat er ebenfalls bei der Umweg-Leitung (3.3.2) in Erscheinung. Er ist dadurch gekennzeichnet, daß bestimmte Eigenschaften der Dämpfer sich periodisch mit der Frequenz wiederholen. In der Expansions-Kammer (3.3.1(c)) tritt der Interferenz-Mechanismus zusammen mit dem Mechanismus der teilweisen Reflexion von Wellen an Diskontinuitäts-Flächen auf. Davis [6] und Kurtze et.al. [7] haben im einzelnen vorgeführt, wie hieraus eine frequenzabhängige

Dämmung resultiert:

$$D_d = 10 \lg \left[ 1 + \frac{1}{4} \left( m - \frac{1}{m} \right)^2 \sin^2 k l_1 \right] . \quad (47)$$

Anstelle des Flächen-Verhältnisses  $m$  könnten wir diese Rechnung allgemein für ein beliebiges Impedanz-Verhältnis  $(p/\xi)_0 / (p/\xi)_1$  an den beiden symmetrischen Diskontinuitätsflächen wiederholen. Wir erhielten dann:

$$D_d = 10 \lg \left\{ 1 + \frac{1}{4} \left[ \frac{(p/\xi)_0}{(p/\xi)_1} - \frac{(p/\xi)_1}{(p/\xi)_0} \right]^2 \sin^2 k l_1 \right\} , \quad (48)$$

wobei jetzt der Impedanz-Sprung am Ein- und Austritt des Dämpfers mit endlicher Abmessung  $l_1$  nicht unbedingt durch eine Querschnitt-Änderung hervorgerufen sein muß. Mit Gl. (48) können wir nun z.B. auch einen zweifachen Wechsel im Ausbreitungsmedium (3.3.3) berechnen.

Für den besonders interessanten Fall  $(p/\xi)_1 \ll (p/\xi)_0$  können wir Gl. (48) noch erheblich vereinfachen:

$$D_d = 10 \lg \left\{ 1 + \frac{1}{4} \frac{(p/\xi)_0^2}{(p/\xi)_1^2} \sin^2 k l_1 \right\} . \quad (49)$$

Dämmungs-Maxima stets gleicher Werte,

$$\begin{aligned} D_{d,\max} &= 10 \lg \frac{1}{4} \left[ \frac{(p/\xi)_0}{(p/\xi)_1} + \frac{(p/\xi)_1}{(p/\xi)_0} \right]^2 \\ &\approx 20 \lg \frac{(p/\xi)_0}{(p/\xi)_1} - 6 \text{ [dB]} , \end{aligned} \quad (50)$$

treten dann auf bei

$$l_1 = \frac{\lambda}{4} (1 + 2n) \quad \text{oder} \quad f_n = \frac{c_w}{4 l_1} (1 + 2n) , \quad (51)$$

wenn die durch Diskontinuität 1 durchgelassene, an Diskontinuität 2 reflektierte und danach an Diskontinuität 1 wieder reflektierte Welle sich mit der ersten, durch Diskontinuität 2 durchgelassenen Welle teilweise auslöscht.

Entsprechend haben wir ungehinderten Schall-Durchgang zu erwarten für

$$l_1 = \frac{\lambda}{2} n \quad \text{oder} \quad f_n = \frac{c_w}{2 l_1} n \quad (52)$$

mit  $n = 0, 1, 2, 3 \dots$

Der Vergleich von Gl. (50) mit Gl. (46) zeigt, daß die maximale Dämmung  $D_{d,max}$  theoretisch um 6 dB höher liegt als die doppelte Dämmung an der einfachen Diskontinuität. In Bild 11 ist die nach Gl. (48) bestimmte Maximal-Dämmung einer zweifachen, symmetrischen Diskontinuität dargestellt, Bild 12 zeigt die entsprechende Frequenzabhängigkeit  $f/f_n$  mit  $f_n$  nach Gl. (51).

#### (b) Frequenzunabhängige Federung

Querschnitt-Erweiterungen und Verengungen sind dadurch charakterisiert, daß das Verhältnis der Wellen-Widerstände,  $(p/\xi)_0 / (p/\xi)_1$ , von der Frequenz unabhängig ist.  $p/\xi$  steigt in diesen Fällen (Gl. (35) und (36)) also, ebenso wie beim Übergang in ein anderes Medium (Gl. 39) ebenso linear mit der Frequenz an wie die Schall-Härte  $H_w$ . In Bild 13, das wir als eine Art Kennfeld für reaktive Schalldämpfer ansehen können, stellen sich die charakteristischen Wellen-Widerstände daher als Parallelen zur jeweiligen Schall-Härte des Übertragungs-Mediums dar. Wir haben zur Orientierung  $(p/\xi)_0$  für Wasser und für Luft in Bild 13 markiert.

Im Gegensatz hierzu sind alle Dämpfer der Gruppe B, die in irgend einer Form als Feder-Elemente wirken, dadurch charakterisiert, daß ihr Widerstand bzw. ihre Nachgiebigkeit oder Kompressibilität

stets frequenzunabhängig sind. Die Ergebnisse in Gl. (19), (24), (26), (29) und (31) stellen sich im Kennfeld (Bild 13) also alle als waagrechte Linien dar. Im Vergleich zur Härte des Wassers werden alle konzentrierten Feder-Elemente mit höherer Frequenz immer weicher. Ohne also die spezifischen Parameter der verschiedenen Grundtypen im einzelnen zu betrachten, läßt sich schon ganz allgemein sagen, daß die Wirksamkeit dieser speziellen Art von Dämpfern mit der Frequenz zunimmt. Eine Grenze für die erreichbare Schalldämmung ist nur dadurch gegeben, daß die Wellenlänge in die Größenordnung der Dämpferabmessungen kommt.

(c) Frequenzabhängige Impedanz-Änderung.

Die stärkste Frequenzabhängigkeit der Dämmung erhalten wir natürlich dann, wenn die in allen unseren theoretischen Betrachtungen gewählte charakteristische Größe  $p/\xi$  an der Stelle des Dämpfers selbst eine oder mehrere Resonanzen aufweist. Dies wird in den Gl. (3), (6), (11) und (13) für die verschieden aufgebauten Abzweig-Resonatoren ganz deutlich: der Abstand zur Härte des Wassers würde, wenn keine echte Dämpfung vorhanden wäre, in einem engen Frequenzbereich so groß, daß die Dämmung über alle Grenzen wachsen müßte.

#### 4.3 Wirkung von ungelöster Luft

Wir sind bereits wiederholt auf Effekte zu sprechen gekommen, bei denen Luft - gewollt oder ungewollt - eine wichtige Rolle spielt. Bevor wir zu den eigenen experimentellen Untersuchungen kommen, wollen wir daher zusammenfassen, in welcher Form Luft die Schallausbreitung in Wasser beeinflussen kann:

(a) Feder-Wirkung eines Lufteinschlusses.

Die Ausführungen unter 4.2 (b) haben deutlich machen wollen, daß selbst der geringste Feder-Mechanismus einen enormen Effekt haben kann, wenn die zu übertragende Frequenz nur genügend groß ist.

Selbst kleinste Luft-Bläschen können durch ihre Kompressibilität in ihrer näheren und weiteren Umgebung noch eine erhebliche Dämm-Wirkung haben. Das macht Messungen an Dämpfern mit Querschnitt-Erweiterungen und Kammern so problematisch, weil eventuelle Luft-Einschlüsse die Ergebnisse verfälschen können.

(b) Kenn-Widerstand lufthaltigen Wassers.

Luft kann in Wasser auch sehr gleichmäßig verteilt auftreten. Sie reduziert dann entsprechend den Kenn-Widerstand des Ausbreitungs-Mediums etwa so wie das in Gl. (39) zum Ausdruck kommt.

(c) Blasen-Resonanz.

Ein eigentlicher Dämpfungs-Effekt, d.h. dissipative Verluste, müssen mit den Mechanismen (a) und (b) nicht verbunden sein, obwohl man versucht hat, durch Kombination des Feder- mit dem Reibungs-Mechanismus die erreichbare Dämpfung noch zu erhöhen. Anders ist es aber, wenn freie Luftblasen in Wasser durch den Wasserschall in eine pulsierende Resonanz geraten. Nach Meyer [21] läßt sich die Resonanzfrequenz auf einfache Weise aus

$$f_0 = \frac{1}{\pi d} \sqrt{\frac{3 \times p_w}{\rho_w}} = 652 \frac{\sqrt{p_w}}{d} \quad [\text{Hz}] \quad (53)$$

mit Hilfe des hydrostatischen Drucks  $p_w$  (in bar) und des Blasen-Durchmessers  $d$  (in cm) berechnen.

## 5. Entwicklung von Rechenverfahren

In Abschnitt 3. wurden alle denkbaren Reflexions-Dämpfer für Wasserschall in systematischer Gruppierung vorgestellt. Unter 4. wurde dann der Weg gezeigt, wie man die Dämm-Wirkung prinzipiell aus den geometrischen und Material-Parametern jeweils berechnen kann. Es muß allerdings betont werden, daß diese Rechnung nur dann leicht zum Ziel führt, wenn die an den Dämpfer angeschlossenen Leitungen praktisch reflexionsfrei abgeschlossen sind. Andernfalls

müssen umfängliche Wellenausbreitungs-Rechnungen durchgeführt werden, die das gesamte Leitungs-System einbeziehen. Hoffmann [19] hat hierfür ein spezielles Wellenplan-Verfahren entwickelt. Munjal et al. [22] schlagen ein den Rechenaufwand reduzierendes Matrizen-Verfahren vor. Alle diese Techniken funktionieren natürlich genau so wie in Gas-Leitungen (z.B. zu Verbrennungs-Motoren). Bevor diese Rechnungen aber in Wasserleitungen angestellt werden können, hatten wir uns mit dieser ersten Untersuchung zum Ziel gesetzt, die ganz andersartigen Mechanismen in den Wasserschall-Dämpfern selbst grundsätzlich darzustellen. Deshalb wollen wir hier zunächst darauf verzichten, fertige Formeln für die Durchgangsdämmung der verschiedensten Grundtypen aus den in Abschnitt 3. und 4. angegebenen Beziehungen abzuleiten. Dies soll an anderer Stelle geschehen. Hier wollen wir stattdessen an Hand einiger typischer Vertreter von Feder- und Interferenz-Elementen nachweisen, daß sich reaktive Dämpfer in Wasser durchaus im Einklang mit der Theorie akustischer Filter verhalten. Voraussetzung ist allerdings, daß man die vielen möglichen Dämmungs-Mechanismen im Experiment gezielt voneinander trennen und die Messungen entsprechend sorgfältig durchführen kann.

## 6. Ausgewählte Test-Objekte

Aus historischen Gründen und weil einige früher am IBP durchgeführte Messungen einige Fragen offen ließen, steht die einfache Expansionskammer etwas im Vordergrund auch dieser Untersuchung:

### 6.1 Expansions-Kammern

Da die Geometrie des Kammer-Dämpfers uns bei den verschiedensten Grundtypen (A 4., A 5.; B 1., B 2., B 3.) begegnet, müssen wir um z.B. nur den Grundtyp C 3 zu testen, einige Vorkehrungen treffen:

- o Wir wollen zunächst keine der Rohrleitungen in die Kammer hineinragen lassen. Vermutlich bleibt die dissipative Dämpfung in Wasser immer so klein, daß sich genügend breitbandig wirkende Resonatoren ohnehin nicht aufbauen lassen. Sehr selektiv wirksame Dämpfer sind für die hier ins Auge gefaßten Anwendungen aber uninteressant.
- o Expansions-Kammern neigen beim Betrieb mit geringem Fließdruck
$$\Delta p = 1 \div 5 \text{ bar}$$
und kleiner Fließgeschwindigkeit
$$U < 2.5 \text{ m/s}$$
wie sie in Wasserversorgungs-Leitungen üblich sind, besonders dazu, Lufteinschlüsse zu bilden. Da das Wasser selbst meistens stark lufthaltig ist, müssen unbedingt Entlüftungs-Vorrichtungen eingebaut werden, die das Entweichen der Luft mit Sicherheit erlauben. Dies gelingt z.B. durch kleine Maden-Schrauben in den kritischen Bereichen der Kammer-Wandung.
- o Wählt man große Querschnitts-Verhältnisse  $m$  zur Erreichung einer hohen Kammer-Dämpfung entsprechend Gl. (47), so müssen alle Wände der Kammer sehr steif, d.h. dickwandig, ausgeführt werden, um zu vermeiden, daß die Wand-Federung nach Abschn. 3.2.3.(a) die Meßergebnisse verfälscht. In Gl. (29) tritt ja  $m$  ebenfalls im Nenner auf!
- o Um zu sehen, ob die Kammer nicht auch als Feder-Element (Grundtyp B 1.) wirkt, ist vorgesehen, die Dämpfer in zwei verschiedenen Abständen von der Geräuschquelle anzuordnen, und zwar etwa
$$l = 30 \text{ und } 130 \text{ cm.}$$

In Bild 14 sind die drei Versuchs-Modelle I - III mit zwei verschiedenen Flächen-Verhältnissen  $m$  und Längen  $l_1$  skizziert. Ein weiteres, absichtlich mit einer federnden Wandung ausgestaltetes Versuchs-Modell ist in Bild 15 mit seinen für seine Funktionsweise wesentlichen Abmessungen dargestellt. Diese wie auch alle übrigen Test-Objekte sind mit 1"-Rohrstücken aus verzinktem Stahl am Ein- und Austritt versehen.

Wir wollen die charakteristischen Eigenschaften dieser fünf Dämpfer noch einmal in einer einheitlichen Art darstellen, um sie qualitativ direkt miteinander vergleichen zu können.

(a) als Kammer-Federung (B 1. in Bild 4)

Aus Gl. (19) leiten wir mit  $\beta_w = 0,58 \times 10^{-4} \text{ bar}^{-1}$  die für eine mögliche Reflexions- und damit Dämpfer-Wirkung nach Gl. (43) und (44) entscheidende Kenngröße, die "relative Nachgiebigkeit", her:

$$\frac{(p/\xi)_0}{(p/\xi)_1} = 2 \pi f \rho_w c_w \beta_w m l_1 = 541 \times 10^{-7} m l_1 f, \quad (54)$$

wobei  $l_1$  in cm und  $f$  in Hz einzusetzen ist. Wenn dieser Feder-Mechanismus eine Rolle spielen sollte, erwarten wir nach Gl. (21) eine sogar verstärkte Schallübertragung bei

$$f_0 = \frac{23600}{\sqrt{m l l_1}} \quad (55)$$

mit  $l = 30$  bzw.  $130$  cm je nach dem, ob der Dämpfer über das kurze oder lange Rohrstück an die Quelle angeschlossen wird.

(b) als Wand-Federung (B 3. in Bild 4)

Aus Gl. (25) läßt sich mit den entsprechenden E-Modulen des jeweiligen Wandmaterials herleiten:

$$\frac{(p/\xi)_0}{(p/\xi)_1} = \frac{2 \pi f \rho_w c_w}{E} \frac{2 r_1}{r_2 - r_1} m l_1 f \quad (56)$$

$$\text{(z.B. } 933 \times 10^{-9} \frac{2 r_1}{r_2 - r_1} m l_1 f \quad \text{für Grauguß}$$

$$317 \times 10^{-7} \frac{2 r_1}{r_2 - r_1} m l_1 f \quad \text{für Plexiglas}$$

$$467 \times 10^{-9} \frac{2 r_1}{r_2 - r_1} m l_1 f \quad \text{für Stahl)}$$

Resonanz der hier ausschließlich betrachteten Ring-Dehn-Mode haben wir nach Gl. (30) zu erwarten bei

$$f_{or} = \frac{58.6}{r_1} \left(1 - \frac{r_2 - r_1}{2 r_1}\right) \text{ [kHz]} \quad \text{für GG und St} \quad (57)$$

$$\frac{25.1}{r_1} \left(1 - \frac{r_2 - r_1}{2 r_1}\right) \text{ [kHz]} \quad \text{für Plexiglas,}$$

wenn  $r_1$  in cm eingesetzt wird.

(c) als Expansions-Kammer.

Aus Gl. (35) läßt sich zunächst die für das jeweilige Flächen-Verhältnis typische Impedanz-Änderung an der Diskontinuitätsfläche ermitteln,

$$\frac{(p/\xi)_0}{(p/\xi)_1} = m, \quad (58)$$

Das unabhängig vom Kammer-Material und auch weitgehend unabhängig von der Geometrie der Ein- und Austrittsflächen ist.

Wie wir in Abschn. 4.2 (a) gesehen und in Bild 11 dargestellt hatten, ist die maximale Dämmung  $D_{d,max}$  bedeutend größer als der Reflexion an der einfachen Erweiterung entspricht. Zur Kennzeichnung der Expansions-Kammer im Bereich der größten Dämm-Wirkung läßt sich eine "äquivalente relative Nachgiebigkeit" definieren, die man erhält, indem man in Diagramm 11 (oder in Gl. (45) und (50)) den entsprechenden Wert der Nachgiebigkeit aufsucht, bei welchem die einfache Diskontinuitätsfläche dieselbe Dämmung erreichen würde. Das ist bis zu ziemlich kleinen Nachgiebigkeiten mit hinreichender Genauigkeit für die Einordnung dieser Dämpfer:

$$\frac{(p/\xi)_0}{(p/\xi)_{\text{äqu.}}} \approx \left( \frac{(p/\xi)_0}{(p/\xi)_1} \right)^2 = m^2 \quad (59)$$

nach Gl. (51) jeweils bei:

$$f_n = \frac{1485}{4 l_1} (1 + 2n) \text{ [Hz]}, \quad \text{mit } l_1 \text{ in m.} \quad (60)$$

In Tabelle 2 haben wir alle Daten zusammengestellt, die für eine Abschätzung der (dominierenden) Wirkungsweise und ihrer Wirksamkeit im Vergleich zu Dämpfern ganz anderen Aufbaus nötig sind.

## 6.2 Luft-Polster

Für viele Anwendungen, vor allem wenn die Flüssigkeit nur unter einem geringen hydrostatischen Druck  $p_w$  steht, bieten sich Schall-dämpfer des Grundtyps B 2. und B 4. an, die die federnde Wirkung eines Luft-Polsters ausnutzen. Bild 16 zeigt ein relativ kleines Dämpfungselement, wie es in ähnlicher Form häufig in Auslauf-Armaturen eingebaut wird. Das in den acht radialen Bohrungen eingeschlossene Luft-Volumen ist insgesamt nur etwa  $V = 1.25 \text{ cm}^3$  groß. In dem hier vorgesehenen Einbaufall mit  $S_0 = 5.72 \text{ cm}^2$  ergibt sich nach Gl. (26):

$$\frac{p}{\xi} = \kappa p_w \frac{S_o}{V} = 6.4 p_w \left[ \frac{\text{bar}}{\text{cm}} \right]$$

$$\frac{(P/\xi)_o}{(P/\xi)_1} = \frac{2 \pi f \rho_w c_w}{\kappa p_w} \frac{V}{S_o} = 666 \times 10^{-3} f \frac{1}{p_w} \frac{V}{S_o} \quad (61)$$

Worin  $f$  in Hz,  $p_w$  in bar,  $V$  in  $\text{cm}^3$  und  $S_o$  in  $\text{cm}^2$  einzusetzen sind.

Definiert man eine Frequenz  $f_o$ , bei welcher  $(p/\xi)_1 = (p/\xi)_o$  wird,

$$f_o = 1.5 p_w \frac{S_o}{V}, \quad (62)$$

so läßt sich Gl. (61) auch schreiben als:

$$\frac{(P/\xi)_o}{(P/\xi)_1} = \frac{f}{f_o}. \quad (63)$$

Ein bedeutend größeres Luft-Polster, nämlich  $V = 63 \text{ cm}^3$ , weist das Versuchs-Modell VII (Bild 17) auf. Die 16 zylindrischen Luft-Kammern sind in ein Elastomer-Material eingebettet.

### 6.3 Gummi-Kompensatoren

Um die Übersicht über unterschiedlich aufgebaute Wasserschall-Dämpfer abzurunden, werden auch einige handelsübliche Kompensatoren in die Untersuchungen einbezogen. Ihre wirksame Länge beträgt etwa 17.5 cm. Der innere Aufbau der beiden Versionen (relativ weich für  $\Delta p \leq 10$  bar und relativ hart für  $\Delta p \leq 16$  bar zugelassen) kann aber leider nicht angegeben werden.

### 7. Meßaufbau und -durchführung

Die früheren Untersuchungen an Wasserschall-Dämpfern haben als Meßgrößen entweder den Rohrschall vor und hinter dem Dämpfer ( $V_R$  in Bild 2), den vom Rohr auf einer Meßwand einmal ohne und einmal mit zwischengeschaltetem Schalldämpfer angeregten Körperschall

( $V_W$  in Bild 8) oder den über das Rohrsystem in einen Meßraum einmal mit und einmal ohne Dämpfer abgestrahlten Luftschall ( $\Delta L_e$  in Bild 7) benutzt. In der Hydraulik wird häufig nur der Luftschall in geringem Abstand von der Rohrleitung oder der Hydropumpe gemessen (Bild 18). Mit solchen Messungen mag zwar der praktische Nutzen von Flüssigkeitsschalldämpfern unter den gegebenen Einbau-Verhältnissen getestet werden; eine Vorhersage für die Wirksamkeit eines Dämpfers unter anderen Bedingungen ermöglichen sie kaum. Aber auch die vereinzelt Messungen des Flüssigkeitsschalls (Bild 19) konnten bisher nicht mit theoretischen Abschätzungen in Einklang gebracht werden.

Unser Meßaufbau ist in Bild 20 schematisch dargestellt. Als Wasserschall-Erzeuger dient ein sogenanntes Installationsgeräusch-Normal (IGN) nach DIN 52 218. In der Version A wird das Test-Objekt über eine  $l = 1.30$  m lange 1"-Rohrleitung angeschlossen. An je 5 Meßstellen vor und hinter dem Dämpfer können dann die Wasserschall-Pegel gemessen und daraus eine mittlere Pegel-Differenz  $\Delta L_d$  bestimmt werden, die am ehesten der berechneten Durchgangsdämmung  $D_d$  entspricht. Mißt man dagegen nur an einer Meßstelle der 7 m langen 1"-Rohrleitung einmal ohne und einmal mit dem Test-Objekt, dann läßt sich ein der Einfügungsdämmung  $D_e$  entsprechendes Maß  $\Delta L_e$  ermitteln.

Die Version B des Meßaufbaus dient der Messung von  $\Delta L_e$  für den Fall, daß das Test-Objekt über eine kurze Leitung an das IGN angeschlossen ist. Nach Gl. (15) ist  $l = 0,30$  m im interessierenden Frequenzbereich als klein gegenüber der Schallwellenlänge anzusehen.

Das Meßverfahren baut auf Erfahrungen am IBP mit einem "Vereinfachten Prüfstand" zur Messung von Armaturen-Geräuschen auf [23]. Die Meßtechnik, die piezoresistive Wandler zur Aufnahme der Druck-Pulsationen auf der Wassersäule benützt, wurde in [24] näher beschrieben.

Die separate Wasserversorgung für die Meßstrecke erlaubt ein Arbeiten mit weitgehend "entlüftetem" Wasser. Die Störgeräusche stellten, auch auf der leiseren Seite hinter dem Dämpfer, bis zu einer Schalldämmung von etwa 50 dB kein Problem dar.

Bild 21 zeigt ein Spektrum des vom IGN auf der Meßleitung erzeugten Geräuschs. Nur bei tiefen Frequenzen bis etwa 300 Hz sind die Terz-Pegel an den 10 Meßstellen unterschiedlich (durch Balken angedeutet). Oberhalb 300 Hz kann die Meßleitung dagegen als homogen und reflexionsfrei abgeschlossen gelten, wenn die Absperrhähne offen sind. Nach dem Einbau der Dämpfer erwarten wir - je nach Dämpferart - vielfache Reflexionen. Die Folge sind Welligkeiten in beiden Teilen der Meßleitung bis zu 10 dB. Diese verunsichern nicht nur die gemessenen Werte für  $\Delta L_d$ ; sie bewirken auch, daß die Messungen der Durchgangsdämmung eigentlich nicht mehr ohne Vorbehalt mit theoretischen Abschätzungen für  $D_d$  verglichen werden dürfen. Diese Schwierigkeit haben unsere Messungen aber mit entsprechenden Luftschall-Messungen nach dem Kanal-Verfahren gemein.

Vor der Untersuchung der eigentlichen Schalldämpfer-Modelle wird der Versuchsaufbau mit zwei Test-Objekten getestet, die den Wasserschall völlig unbeeinflusst lassen sollten: einem 25 cm langen 1"-Stahlrohr (Wandstärke 3 mm) und einem 1"-Rohrstück mit einer 17.5 mm-Grauguß-Wandung. Nach Tabelle 2, Spalte 5, liegen die Resonanz-Frequenzen der Ring-Dehn-Mode bei 38.6 bzw. 15.3 kHz, also weit oberhalb des interessierenden Frequenzbereichs. Bei tiefen und mittleren Frequenzen (bis 1000 Hz) kann die Wand-Federung in Spalte 4 von Tabelle 2 gegenüber der Nachgiebigkeit des Wassers vernachlässigt werden. Die Maxima und Minima zwischen 50 und 200 Hz in den gemessenen  $\Delta L_d$ -Kurven (Bild 22) sind daher auch nicht auf das Test-Objekt sondern eher auf den Meßaufbau zurückzuführen. Aus dem Kurvenverlauf zwischen 200 Hz und 20 kHz kann man aber schließen, daß die Schalldämpfer-Messungen mit ausreichender Genauigkeit durchgeführt werden können. Der Anstieg

von  $\Delta L_d$  für Test-Objekt IV ist wahrscheinlich nicht auf seine Wand-Federung zurückzuführen sondern auf seine Wirkung als Sperrmasse für den über die Wandung übertragenen Rohrschall.

Kurve (b) in Bild 21 zeigt das Geräusch-Spektrum, das von einem besonders geräuscharmen Auslauf-Widerstand, einem sogenannten Röhrrchen-Paket [28] anstelle des IGN erzeugt wird. Es ist außerdem durch einen später noch zu beschreibenden Wasserschall-Dämpfer abgeschwächt worden und veranschaulicht so die in etwa erreichbare Dynamik für die Wasserschall-Messungen.

## 8. Experimentelle Ergebnisse

Bei allen Messungen wurden immer auch die Terz-Spektren des Wasserschalls vor und hinter dem Versuchs-Modell gemessen. Die Rückwirkung der Dämpfer z.B. auf das Schallfeld zwischen Quelle und Dämpfer erwies sich dabei i.a. als so gering, daß der Frequenzverlauf der gemessenen Durchgangsdämmung dadurch nicht wesentlich bestimmt wird. Die grundsätzliche Wirkungsweise der verschiedenen Grundtypen läßt sich jedenfalls in der beschriebenen Anordnung sehr gut demonstrieren:

### 8.1 Expansions-Kammern

Der unter Abschnitt 7 beschriebene Sperr-Massen-Effekt eines dickwandigen Test-Objekts ist in Bild 23 auch für Versuchs-Modell III zu beobachten. Die Steifigkeit der Wandung ist, wie wir auch der entsprechenden Markierung (III,W) im Kennfeld (Bild 13) entnehmen können, selbst bei hohen Frequenzen noch hinreichend groß. Dagegen reicht die geringe Erweiterung ( $m = 3.4$ ) offenbar aus, um einen Expansions-Kammer-Effekt anzudeuten (Markierung III,E bzw. III,EK<sub>max</sub> in Bild 13,  $D_d$  in Bild 23).

Letzterer ist natürlich viel ausgeprägter beim Versuchs-Modell II mit  $m = 20$ . Die Markierung II,EK<sub>max</sub> in Bild 13 und die Zahlen in Spalte 6 von Tabelle 2 lassen eine stark ausgeprägte Dämmung bei 6 kHz erwarten (nach Bild 11 oder 12 etwa 20 dB). Dies wird durch die Messungen von  $\Delta L_d$  in Bild 24 sehr gut bestätigt. Die Reflexions- und Interferenz-Eigenschaften dieses Typs sind noch bis etwa 500 Hz

hinunter deutlich zu erkennen. Darunter treten dann wieder die spezifischen Meßfehler der Anlage in Erscheinung. Die Dämmungs-Maxima für Frequenzen  $f_1 = 18$  kHz,  $f_2 = 30$  kHz nach Gl. (60) sind offenbar wenig ausgeprägt, für den praktischen Einsatz des Dämpfers aber auch kaum von Bedeutung.

Auch die gemessene Einfügungsdämmung  $\Delta L_e$  in Bild 25 zeigt die Wirksamkeit dieses Dämpfers. Allerdings erweist sich der Expansions-Kammer-Effekt als weniger breitbandig, weil offenbar bei tieferen Frequenzen  $f < 1000$  Hz der Pegel vor dem Dämpfer entsprechend angehoben wird.

In dieser Hinsicht verhält sich das Versuchs-Modell I etwas günstiger: die Dämmwirkung reicht bis 250 Hz hinab, auch das zweite Maximum bei  $f_1 = 9$  kHz ist sowohl in Bild 26 als auch in Bild 27 deutlich zu erkennen.

Bei keinem der bisher untersuchten Dämpfer spielen offenbar die Kammer- und Wand-Federungen eine sehr wesentliche Rolle. Um die Wirksamkeit auch dieser Mechanismen zu demonstrieren, wurde ein Versuchs-Modell V benutzt, dessen Markierung V,W in Bild 13 zumindest oberhalb 5 kHz einen deutlichen Dämm-Effekt erwarten läßt. Dies wird durch die Messungen (Bild 28 und 29) bestätigt. Aber auch bei tieferen Frequenzen, wo der Interferenz-Mechanismus der Expansions-Kammer nicht voll wirksam werden kann, erwarten wir eine zusätzliche Dämm-Wirkung, da sich die Wand- und Kammer-Federungen mit dem Zahlen in Spalte 2 und 4 von Tabelle 2 bei  $f = 315$  bzw. 630 Hz zu

$$\left( \frac{p/\xi}{(p/\xi)_1} \right)_0 \text{ ges} = 10 \text{ bzw. } 20$$

addieren. Da die gemessenen Dämmungen oberhalb der entsprechenden Werte nach Bild 10 liegen, kann angenommen werden, daß sich nicht nur alle drei Mechanismen bei tiefen Frequenzen unterstützen sondern

eventuell ein zusätzlicher Effekt durch die innere Reibung im Wandmaterial (Plexiglas) hinzukommt. In der Einfügungsdämmung  $\Delta L_e$  (Bild 29) ist ein Einbruch zu erkennen, der in etwa  $f_{or} = 4.51$  kHz der Radial-Dehn-Mode entspricht.

Wir wollen hier schon festhalten, daß das durch die Kammer-Federung (Spalte 2 in Tabelle 2) und die in der Zuleitung schwingende Wasser-Masse gebildete System konzentrierter Feder-Masse-Elemente offenbar bei den entsprechenden Frequenzen in Spalte 3 von Tabelle 2 nicht angeregt wird. Wir schließen daraus, daß - anders als in dem von Herzog [18] betrachteten Sonderfall - dieses System eben nicht als gegenüber dem angeschlossenen Leitungssystem hart abgeschlossen anzusehen ist.

## 8.2 Luft-Polster

Bei den bisher beschriebenen Messungen wurde die federnde Wirkung von Luft-Einschlüssen im Dämpfer sorgfältig vermieden. Das Versuchsmodell VI basiert auf dem im Vergleich zu den Expansions-Kammern winzigen Volumen  $V = 1,25 \text{ cm}^3$ , in dem ein Luft-Polster eingeschlossen bleibt. Mit dem Wert der daraus bei  $p_w = 4$  bar resultierenden relativen Nachgiebigkeit (siehe Tabelle 2, letzte Zeile) können wir entsprechend der Markierung  $V,L$  in Bild 13, oberhalb des Schnittpunkts mit der Schall-Härte des Wassers ( $f_o = 27.5$  Hz) eine wie in Bild 11, Kurve a, zunächst schwach, dann nach Gl. (46) und Gl. (63) wie

$$D_d = 10 \lg \frac{f}{f_o} - 6 \quad [\text{dB}] \quad (64)$$

steigende Durchgangsdämmung erwarten.

Dieser theoretische Verlauf ist in Bild 30 strichliert gezeichnet. Die gemessenen Werte  $\Delta L_d$  folgen den theoretischen recht gut. Die Überhöhungen und Unterschreitungen der theoretischen Kurve im mittleren Frequenzbereich sind bei der Messung von  $\Delta L_e$  (Bild 31)

besonders ausgeprägt und lassen sich durch starke Rückwirkung des Dämpfers auf das Schallfeld zwischen Quelle und Dämpfer erklären. Oberhalb 20 kHz fällt die Dämmung offenbar erheblich ab gegenüber der Theorie der Luft-Federung. Das kann mit den besonderen Eigenschaften des in diesem Dämpfer verwendeten Gummis zusammenhängen.

Hier genügt uns aber die Erkenntnis, daß - in vollkommener Übereinstimmung mit theoretischen Abschätzungen - bereits ein verhältnismäßig kleines Luft-Polster zu einer erheblichen Dämmung im gesamten Hörbereich führt.

Wir können davon ausgehen, daß sich mit einem größeren Luft-Polster bei etwa gleichem  $p_w$  eine noch höhere Dämm-Wirkung erzielen läßt. Einen ersten Vorstoß in diese Richtung mit Versuchs-Modell VII hält Bild 32 fest. Bei tiefen Frequenzen bleibt die gemessene Dämmung allerdings weit unterhalb der theoretischen. Dies kann auf eine mechanische Resonanz, z.B. die Radial-Dehn-Mode der Gummi-Auskleidung mit der darin eingeschlossenen Luft, zurückzuführen sein. Bei 1000 Hz und 2000 Hz erkennen wir die  $\lambda/2$ - und die  $\lambda$ -Resonanz der im Gummi eingeschlossenen Luftsäulen. Bei sehr hohen Frequenzen bleibt die Dämm-Wirkung, auch als  $\Delta L_e$  (Bild 33) gemessen, hinter den Erwartungen zurück, vielleicht aus demselben Grund wie beim Modell VI vermutet.

In Bild 32 ist außerdem demonstriert, wie die Dämmung für etwas geringeren hydrostatischen Druck bei diesem Dämpfer-Typ größer wird; die mechanische Resonanz verschiebt sich in der erwarteten Richtung.

### 2.3 Gummi-Kompensatoren

Einen noch steileren Anstieg der Dämmung mit der Frequenz (etwa nach  $10 \lg (f/f_0)^2$ ) zeigt ein sehr weicher Gummi-Kompensator in Bild 34, so daß oberhalb 5 kHz bereits die bei unseren Messungen verfügbare Dynamik überschritten wird (vergl. Bild 21).

Es sei noch bemerkt, daß die hohe Wirksamkeit des Kompensators auch bei Messungen mit einem Prüfstand nach DIN 52 218 verifiziert wird (Kurve c in Bild 35). Allerdings fällt die Dämmung auf die Werte der anderen hier untersuchten Dämpfer zurück, wenn ein etwas härterer Kompensator (für Drücke  $\Delta p \leq 16$  bar anstatt 10 bar zugelassen) eingesetzt wird. Aus Bild 36 geht außerdem hervor, daß Metallschlauch-Kompensatoren nicht unbedingt als Wasserschall-Dämpfer taugen (Kurve a in Bild 36).

### 9. Schlußfolgerungen

Es existiert eine umfangreiche Literatur aus der Hydroakustik-Forschung über Absorber, die den auftreffenden Schall möglichst wenig reflektieren sollen [25 - 27]. Auch über den Aufbau reflexionsarmer Leitungs-Abschlüsse liegen am III. Physikalischen Institut der Universität Göttingen Erfahrungen vor [15]. Vergleichsweise wenig wurde in der Vergangenheit über die reaktiven Schalldämpfer für Wasserschall in Rohrleitungen veröffentlicht, obgleich einige Analogien zu umfangreichen Entwicklungen für Abgas-Schalldämpfer im Automobilbau [6] auf der Hand liegen. Hier versucht die vorliegende Arbeit eine Lücke zu schließen, indem sie die spezifischen Mechanismen (Resonanzen, Federungen, Interferenzen) in Wasserschall-Dämpfern beschreibt und ihre Wirksamkeit an Hand einiger Versuchs-Modelle demonstriert.

Der Meßaufbau wurde bewußt einfach gehalten, der Wasserschall direkt mit Hilfe von piezo-resistiven Wandlern abgetastet. Die Genauigkeit der Messungen reicht aus, um zu grundsätzlichen Aussagen zu gelangen. Für eine standardisierte Meßvorschrift würde man allerdings noch einige Fehlerquellen beseitigen und die Genauigkeit auch für schmalbandige Messungen erhöhen wollen.

Als besonders kritisch haben sich ungewollte Luft-Einschlüsse in den Dämpfern herausgestellt. Bild 37 zeigt z.B. die Verfälschung der Ergebnisse für eine Expansions-Kammer durch Luftblasen verschiedener Größe. Typisch hierfür sind die resonanzartigen Überhöhungen und die scharfen Einbrüche im Spektrum der Dämmung, die auch bei den anderen Versuchs-Modellen auftraten, wenn sie nicht sorgfältig genug "entlüftet" wurden.

Die Wirkungsweise der verschiedenen Grundtypen von Wasserschall-Dämpfern läßt sich ohne große Umstände nach den Prinzipien akustischer bzw. mechanischer Filter erklären. Ihre jeweilige Wirksamkeit läßt sich auch quantitativ als Funktion der Frequenz abschätzen. Der Berechnung wird die charakteristische Härte oder Nachgiebigkeit am Eintritt in den Dämpfer im Vergleich zu der des Wassers zugrunde gelegt. Mit einer Reihe von Nomogrammen (Bilder 10, 11 und 13) und Formeln, in welche die jeweiligen geometrischen und Material-Eigenschaften der Dämpfer eingehen, läßt sich die Durchgangsdämmung  $D_d$  berechnen.

Der Vergleich der theoretischen und experimentellen Ergebnisse bringt eine Übereinstimmung, wie sie nach den zunächst vorgelegenen Daten aus älteren Untersuchungen kaum erwartet werden konnte. Wir sind jedenfalls nach Abschluß dieser ersten Studie optimistisch, daß man hierauf aufbauend die nötigen Unterlagen für eine verlässliche Dimensionierung von Flüssigkeitsschall-Dämpfern erarbeiten kann.

Wegen der Bedeutung, die Wasserschall-Dämpfer für den Bau von geräuscharmen Auslauf-Armaturen und für die Installationstechnik allgemein haben, schien es gerechtfertigt, einige andere Probleme im Zusammenhang mit der Schallausbreitung über Wasserversorgungsleitungen und durch die Armatur selbst zunächst zurückzustellen.

Um aber die Frage der Schallübertragung durch eine Auslauf-Armatur mit oder ohne eingebauten Schalldämpfer (nach dem Prinzip der Luft-Federung) wenigstens anzuschneiden, werden in Bild 38 einige vorläufige Ergebnisse mitgeteilt. Offenbar ist es nicht ganz gleichgültig für die Einfügungs-Dämmung, ob ein IGN (wie bei den Messungen zuvor) oder ein sogenannter Luftsprudler als Geräuschquelle benutzt wird.

#### Literatur

- [1] Gösele, K.; Bach, M.R. "Die Schallausbreitung in Installationsleitungen und ihre Verminderung". Gesundheits-Ingenieur 80 (1959), S.1-6
- [2] Wintergerst, E. "Wasserleitungsgeräusche". Gesundheits-Ingenieur 54 (1931), S.129-136
- [3] Callaway, D.B., Tyzzer, F.G. und Hardy, H.C. "Techniques for evaluation of noise-reducing piping components". J.Acoust.Soc.Amer., 24 (1952), S.725-730
- [4] Bobran, H.W. "Handbuch der Bauphysik". Verlag Vieweg, Braunschweig, 1976
- [5] Kuhl, W.; Wollherr, H. "Untersuchungen zur Körperschalldämmung bei Rohrleitungen". Acustica 42 (1979), S.37-46
- [6] Davis, D.D. "Acoustical filters and mufflers". Handbook of Noise Control, C.M.Harris, Ed., Mc Graw-Hill, 1957
- [7] Kurtze, G.; Schmidt, H. und Westphal, W. "Physik und Technik der Lärmbekämpfung". Verlag G.Braun, Karlsruhe, 1975
- [8] Embleton, T.F.W. "Mufflers". Noise and Vibration Control, L.L.Beranek, Ed., Mc Graw-Hill, 1971
- [9] Cremer, L. "Vorlesungen über Technische Akustik". Verlag Springer, Berlin, 1975
- [10] Föllner, D. "Geräuscharme Maschinenteile". Forschungskuratorium Maschinenbau e.V., Forschungsheft 26 (1974)

- [11] Goodfriend, L.S. "Fluid-flow systems; plumbing, piping, steam". Handbook of Noise Control, C.M.Harris, Ed., Mc Graw-Hill, 1979
- [12] Kuhl, W.; Tamm, K. "Messung der Schallausbreitung in flüssigkeitsgefüllten Rohren mit schallweichen Wänden". Acustica 3 (1953), S.303-316
- [13] Heymann, F.J. "Acoustic performance tests and parameters for fluid piping system-components: a critical evaluation of the state of the art". Appl. Acoustics 4 (1971), S.79-101 und 155-173
- [14] Kuhl, W. "Die Eigenschaften wassergefüllter Rohre für Widerstands- und Schallgeschwindigkeitsmessungen". Acustica 3 (1953), S.111-123
- [15] Dinkelacker, A.; Meseth, J. "Lärminderung in flüssigkeitsgefüllten Rohren durch Veränderung der Wandimpedanz". 2. DAGA, Stuttgart, 1972, S.349-352
- [16] Eckhardt, H.G., "Entwicklung, Bau und Erprobung der Prototypen von neuen Schalldämpfern für Flüsskeitsrohrleitungen". Im Rahmen des Programms "Humanisierung des Arbeitslebens" vom BMFT gefördertes Vorhaben
- [17] Gösele, K. "Über die Dimensionierung von Schalldämpfern nach dem Reflexionsprinzip". Hochfrequenztechnik und Elektroakustik 68 (1959), S.15-18
- [18] Herzog, W. "Untersuchungen über das Geräuschverhalten von Hydrauliksystemen". VDI Fortschr.Ber. R. 11, Nr.20, 1975
- [19] Hoffmann, D. "Die Dämpfung von Flüssigkeits-Schwingungen in Ölhydraulikleitungen". VDI-Forschungsheft 575, 1976
- [20] Krüger, H.W. "Geräuscharme Hydraulik" Zur Veröffentlichung eingereicht beim "Schweizer Maschinenmarkt"
- [21] Meyer, E. "Air bubbles in water". Technical Aspects of Sound, E.G.Richardson, Ed., Elsevier, 1957, S.222-239
- [22] Munjal, M.L.; Narasimhan, M.V. und Sreenath, A.V. "A rational approach to the synthesis of one-dimensional acoustic filters". J.Sound.Vib. 29 (1973), S.263-280

- [23] Gösele, K.; Voigtsberger, C.A. "Vereinfachte Anordnung zur Prüfung des Geräuschverhaltens von Armaturen". Sanitär- und Heizungstechnik 3 (1979), S.189-194
- [24] Voigtsberger C.A.; Fuchs, H.V. "Messung des von Sanitär-Armaturen erzeugten Wasserschalls". IBP Mitteilung Nr.37 (1979)
- [25] Tamm, K. "Broad-band absorbers for water-borne sound". Technical Aspects of Sound, E.G.Richardson, Ed., Elsevier, 1957, S.240-286
- [26] Oberst, H. "Resonant sound absorbers". Technical Aspects of Sound, E.G.Richardson, Ed., Elsevier, 1957, S.287-327
- [27] Lastinger, J.L; Sabin, G.A. "Underwater sound absorbers: A review of published research with an annotated bibliography". National Research Laboratory, NRL-Memo. Rep. 2146 (1970)
- [28] Gösele, K.; Voigtsberger, C.A. "Grundlagen zur Geräuschmin- derung bei Wasserauslaufarmaturen". Ges.-Ing. 91 (1970) H.4, S.108-117

Luft	Wasser
<p>Schall-Kennwiderstand:</p> $Z_L = \rho_L c_L = 41.3 \frac{\text{g}}{\text{s cm}^2}$	$Z_W = \rho_W c_W = 15 \times 10^4 \frac{\text{g}}{\text{s cm}^2}$
<p>Schall-Geschwindigkeit:</p> $c_L = 344 \frac{\text{m}}{\text{s}}$	$c_W = 1485 \frac{\text{m}}{\text{s}}$
<p>Dichte:</p> $\rho_L = 1.2 \times 10^{-3} \frac{\text{g}}{\text{cm}^3}$	$\rho_W = 1 \frac{\text{g}}{\text{cm}^3}$
<p>Schall-Härte:</p> $H_L = \left(\frac{p}{\xi}\right)_L = 2 \pi f \rho_L c_L$ $= 0.259 \times 10^{-3} f \left[\frac{\text{bar}}{\text{cm}}\right]$	$H_W = \left(\frac{p}{\xi}\right)_W = 2 \pi f \rho_W c_W$ $= 933 \times 10^{-3} f \left[\frac{\text{bar}}{\text{cm}}\right]$

Tabelle 1 Material-Eigenschaften von Luft und Wasser im Vergleich (bei  $T_0 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $p_0 = 1 \text{ bar}$ ,  $f$  in Hz).

Tabelle 2: Vergleich der Wirksamkeit verschiedener Dämm-Mechanismen  
bei den Test-Objekten I - VII

Versuchs-Modell (Bild 14 und 15)	Kammer-Federung (B 1.)		Wand-Federung (B 3.)		Expansions-Kammer (C 3.)	
	$\frac{(p/\varepsilon)_0}{(p/\varepsilon)_1}$ (54)	$f_0$ (55)	$\frac{(p/\varepsilon)_0}{(p/\varepsilon)_1}$ (56)	$f_{or}$ (57)	$\frac{(p/\varepsilon)_0}{(p/\varepsilon)_1} / \frac{(p/\varepsilon)_0}{(p/\varepsilon)_{aqu}}$ (58) / (59)	$f_0$ (60)
I $m = 20, l_1 = 12,5 \text{ cm}$ $r_1 = 6 \text{ cm}, r_2 = 7,75 \text{ cm}$	$13,5 \times 10^{-3} f$	131 Hz 273 Hz	$1,6 \times 10^{-3} f$	8,34 kHz	20 / 400	3 kHz
II $m = 20, l_1 = 6,25 \text{ cm}$ $r_1 = 6 \text{ cm}, r_2 = 7,75 \text{ cm}$	$6,76 \times 10^{-3} f$	185 Hz 385 Hz	$0,8 \times 10^{-3} f$	8,34 kHz	20 / 400	6 kHz
III $m = 3,4, l_1 = 12,5 \text{ cm}$ $r_1 = 2,5 \text{ cm}, l_1 = 4,25 \text{ cm}$	$2,29 \times 10^{-3} f$	317 Hz 661 Hz	$0,113 \times 10^{-3} f$	15,2 kHz	3,4 / 11,6	3 kHz
IV $m = 1, l_1 = 25 \text{ cm}$ $r_1 = 1,35 \text{ cm}, r_2 = 3,1 \text{ cm}$			$0,036 \times 10^{-3} f$	15,3 kHz	1	
V $m = 12, l_1 = 11,1 \text{ cm}$ $r_1 = 4,6 \text{ cm}, r_2 = 6,2 \text{ cm}$	$7,21 \times 10^{-3} f$	179 Hz 373 Hz	$24,3 \times 10^{-3} f$	4,51 kHz	12 / 144	3,3 kHz
St-Rohr $m = 1, l_1 = 25 \text{ cm}$ $r_1 = 1,35 \text{ cm}, r_2 = 1,65 \text{ cm}$			$0,15 \times 10^{-3} f$	38,6 kHz	1	
VI $S_0 = 5,72 \text{ cm}^2, V = 1,25 \text{ cm}^3$ $p_w = 4 \text{ bar}$	Luft-Federung (B 2.)		$\frac{(p/\varepsilon)_0}{(p/\varepsilon)_1} / \frac{(p/\varepsilon)_1}{(p/\varepsilon)_1}$ (61) $36,5 \times 10^{-3} f$	$f_0$ (62) 27,5 Hz		
VII $S_0 = 5,72 \text{ cm}^2, V = 63 \text{ cm}^3$ $p_w = 6 \text{ bar}$			$1220 \times 10^{-3} f$	0,817 Hz		

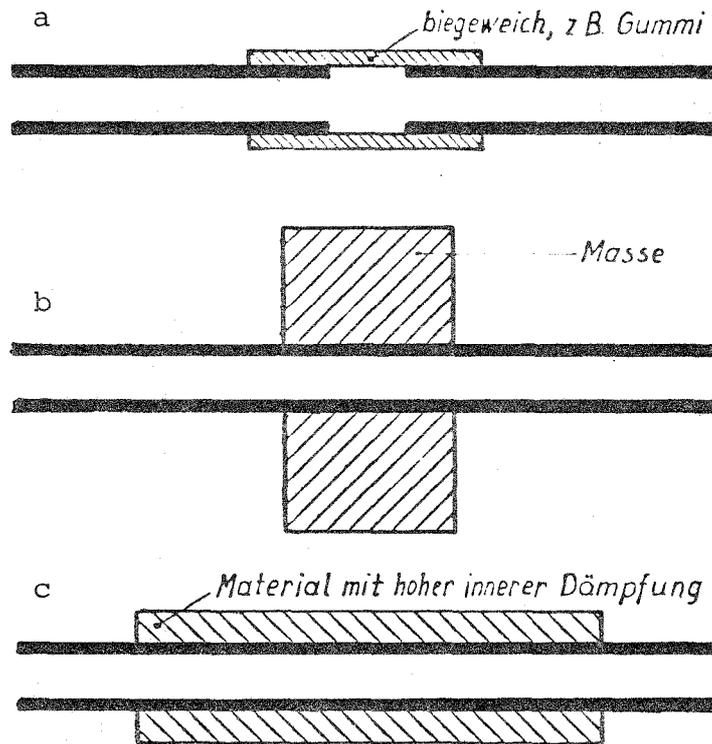


Bild 1 Abwehr-Maßnahmen gegen die Fortleitung von "Rohr-schall" [1]

- a Weichfedernde Unterbrechung
- b Abblockende Masse
- c Absorbierende Ummantelung

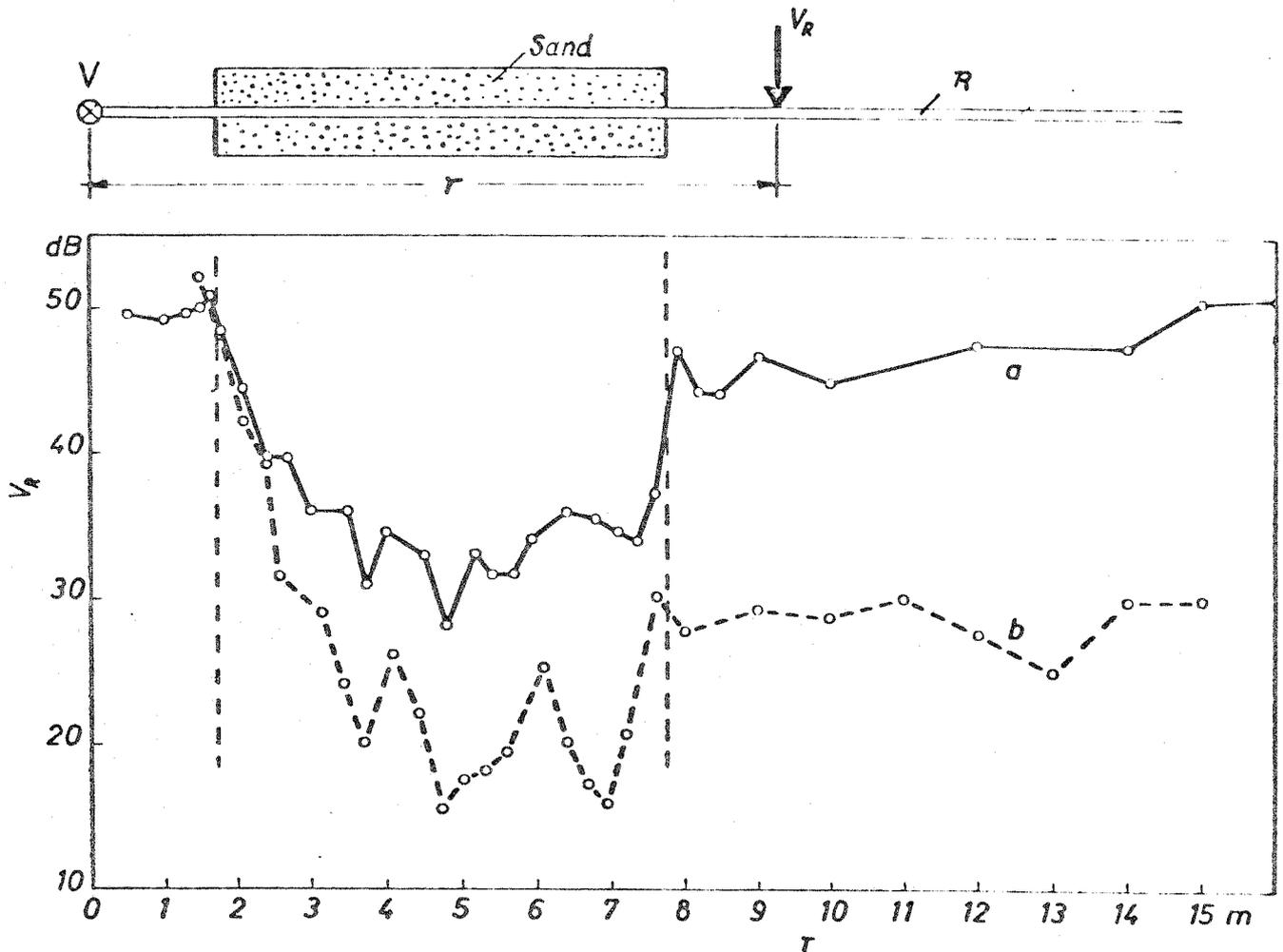
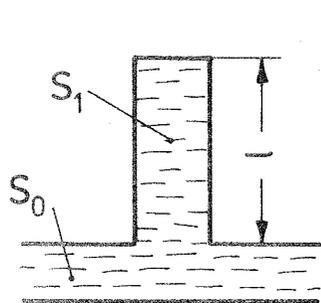


Bild 2 Rohrschall-Pegelminderung entlang Meßrohr R  
bei  $f = 900$  Hz durch:

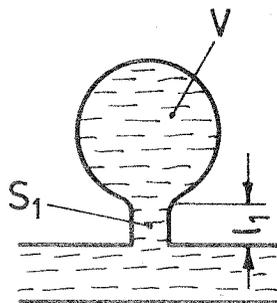
a Sandschüttung

b Sandschüttung und Wasserschalldämpfer B (Bild 6)

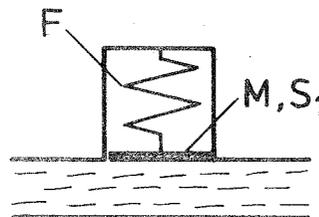
(Messungen mit Auslauf-Armatur V [1])



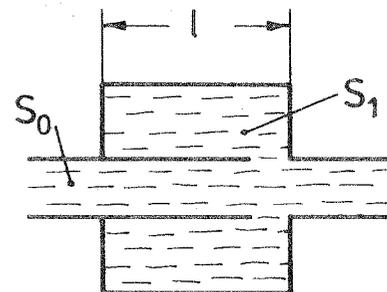
A 1. Stich-Leitung



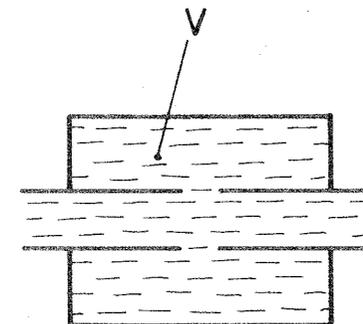
A 2. Helmholtz-Resonator



A 3. Mechanischer Resonator

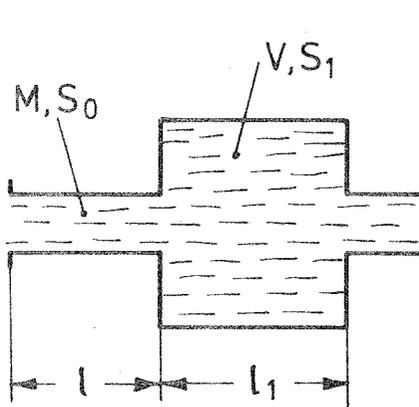


A 4. Pfeifen-Resonator

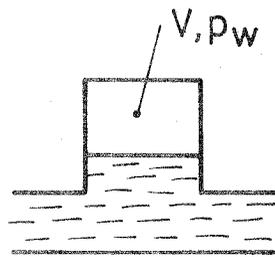


A 5. Volumen-Resonator

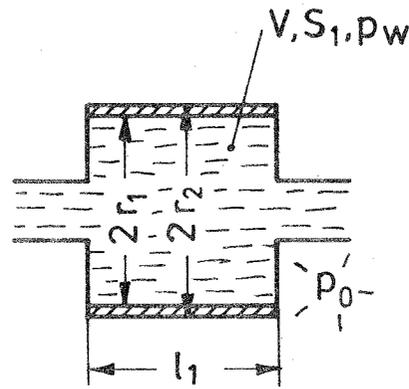
Bild 3      Verschiedene Arten von reaktiven Wasserschall-Dämpfern  
 Gruppe A :    Abzweig-Resonatoren



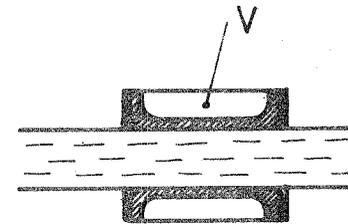
B1. Kammer-Feder



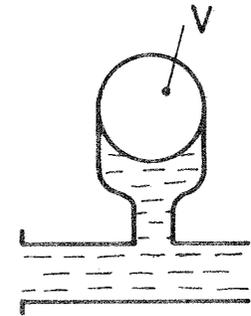
B2. Luft-Feder



B3. Wand-Feder



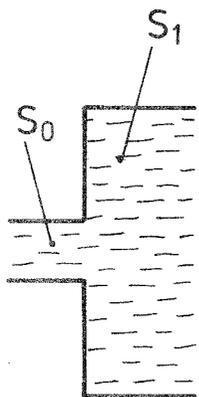
B4. Dämpfungs-Element



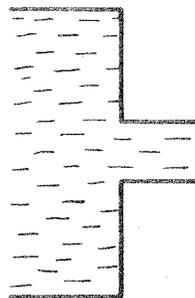
B5. Blasen-Speicher

Bild 4 Verschiedene Arten von reaktiven Wasserschall-Dämpfern

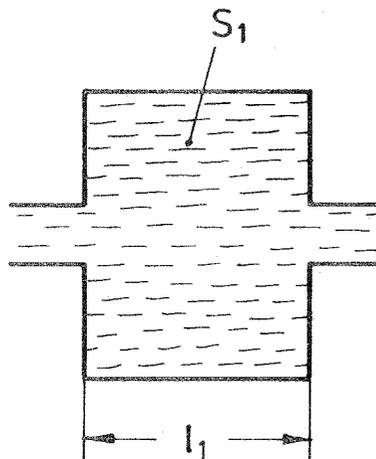
Gruppe B : Feder-Elemente ( $l, l_1 \ll \lambda$ )



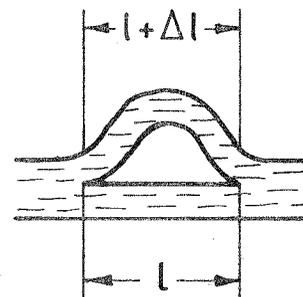
C 1. Querschnitt-  
Erweiterung



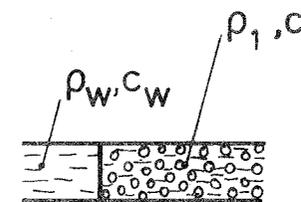
C 2. Querschnitt-  
Verengung



C 3. Expansions-Kammer



C 4. Umweg-Leitung



C 5. Medium-Wechsel

Bild 5    Verschiedene Arten von reaktiven Wasserschall-Dämpfern  
Gruppe C : Impedanz-Sprünge

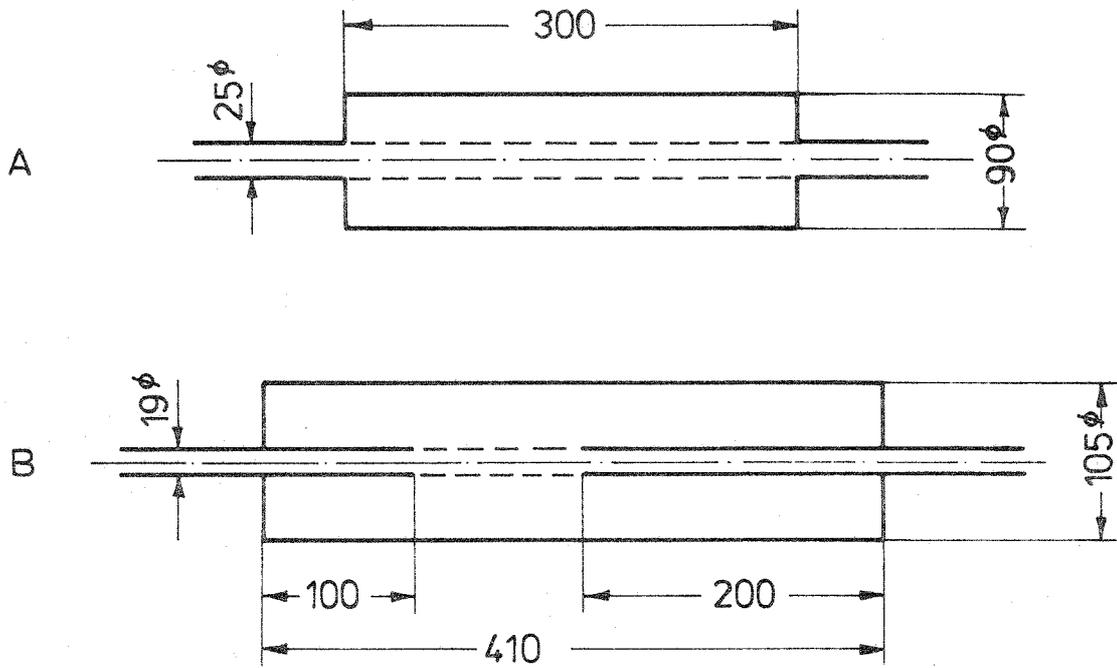


Bild 6 Von Gösele und Bach [1] untersuchte Wasserschall-Dämpfer

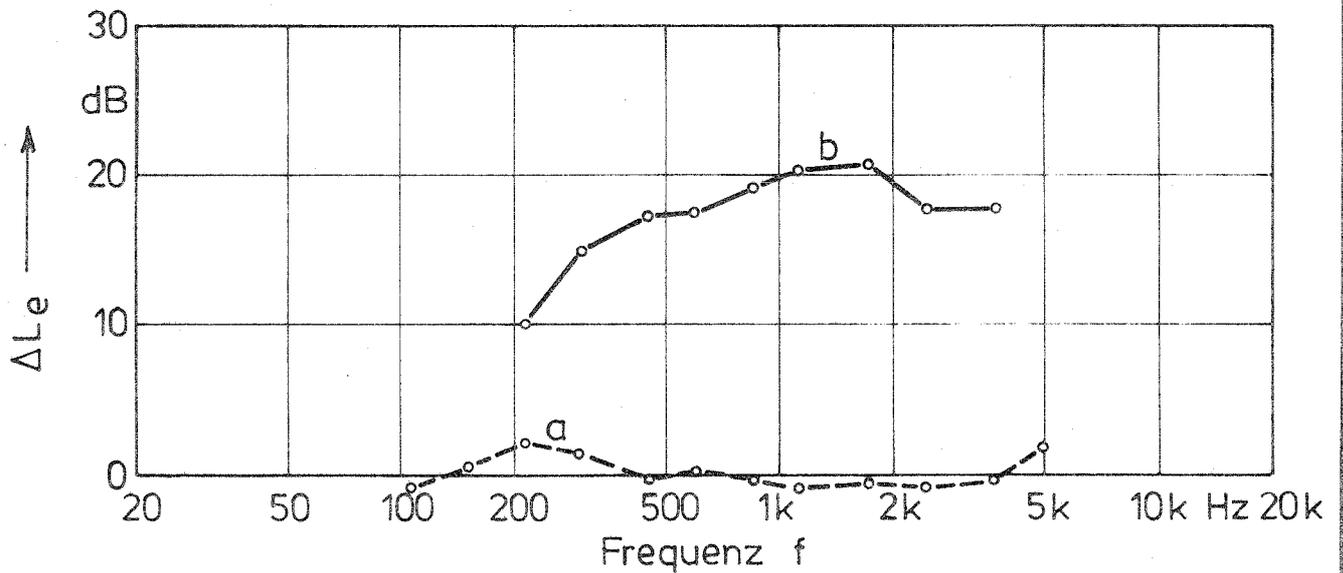
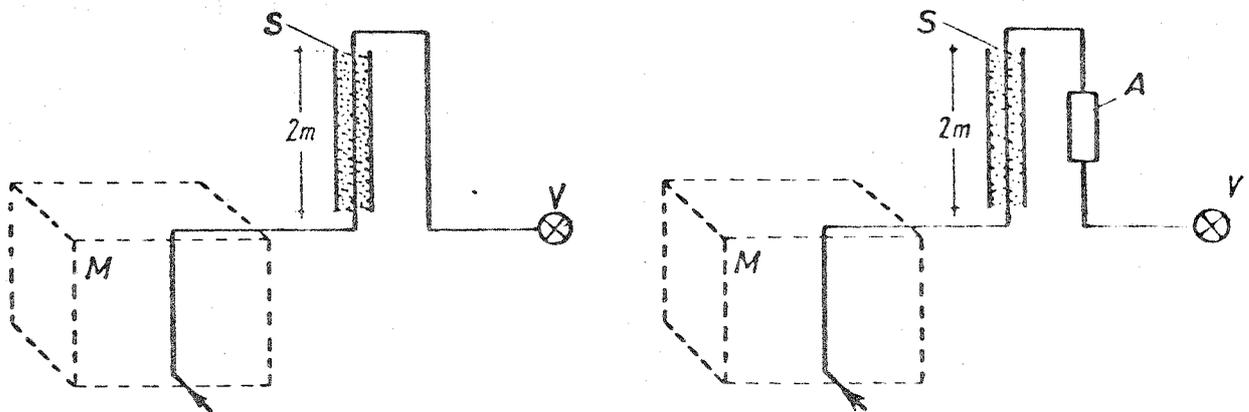


Bild 7 Luftschallpegel-Minderung im Meßraum M durch

- a Sandschüttung S
- b Wasserschall-Dämpfer A (Bild 6)

(Messungen mit Auslauf-Armatur V [1])

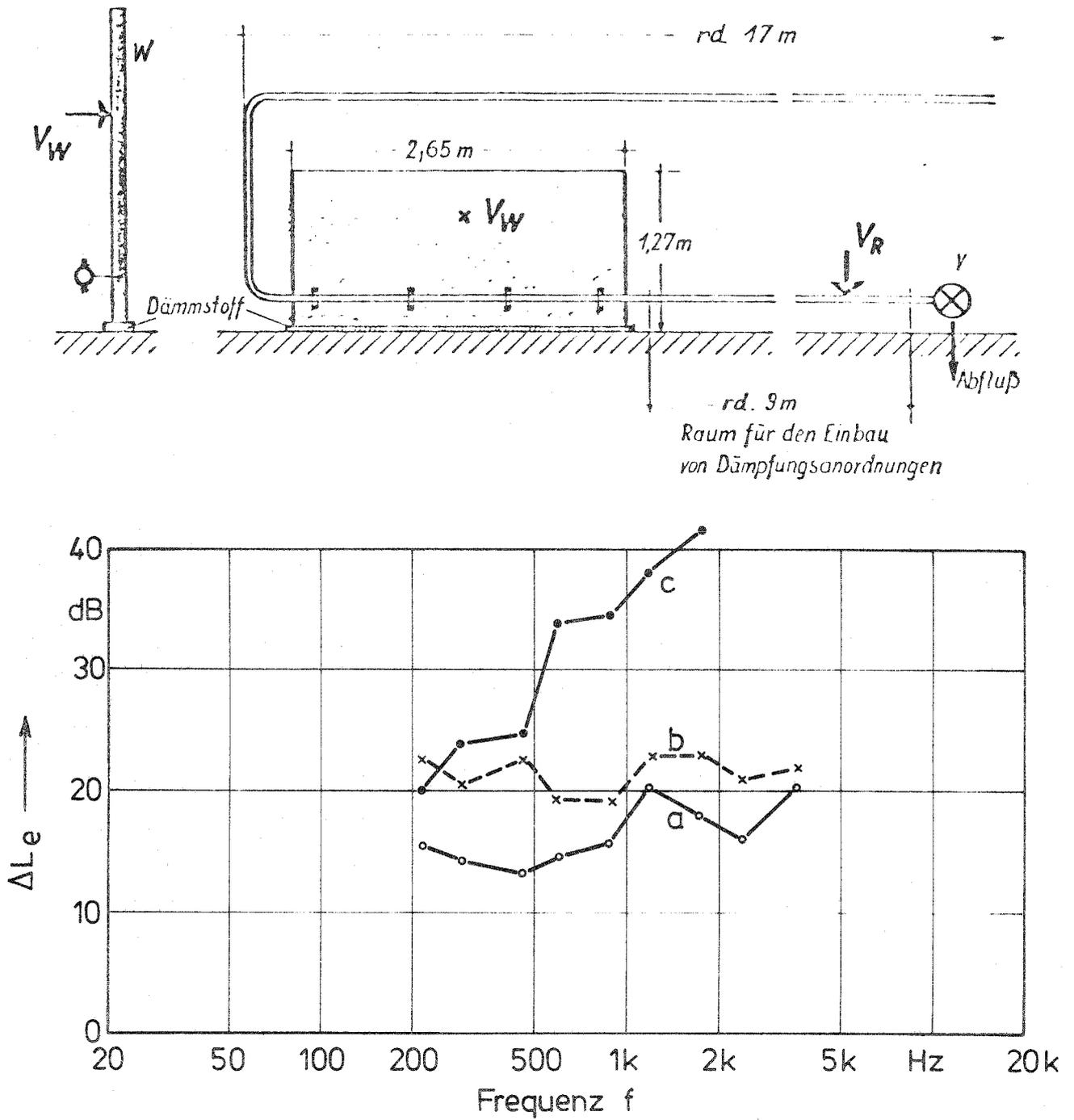


Bild 8 Körperschall-Pegelminderung auf Meßwand W durch:

- a Wasserschall-Dämpfer A (Bild)
- b Wasserschall-Dämpfer B (Bild)
- c Dämpfer A und B (über ein 1,9 m langes Rohr hintereinander geschaltet)

(Messungen mit Auslauf-Armatur [1])

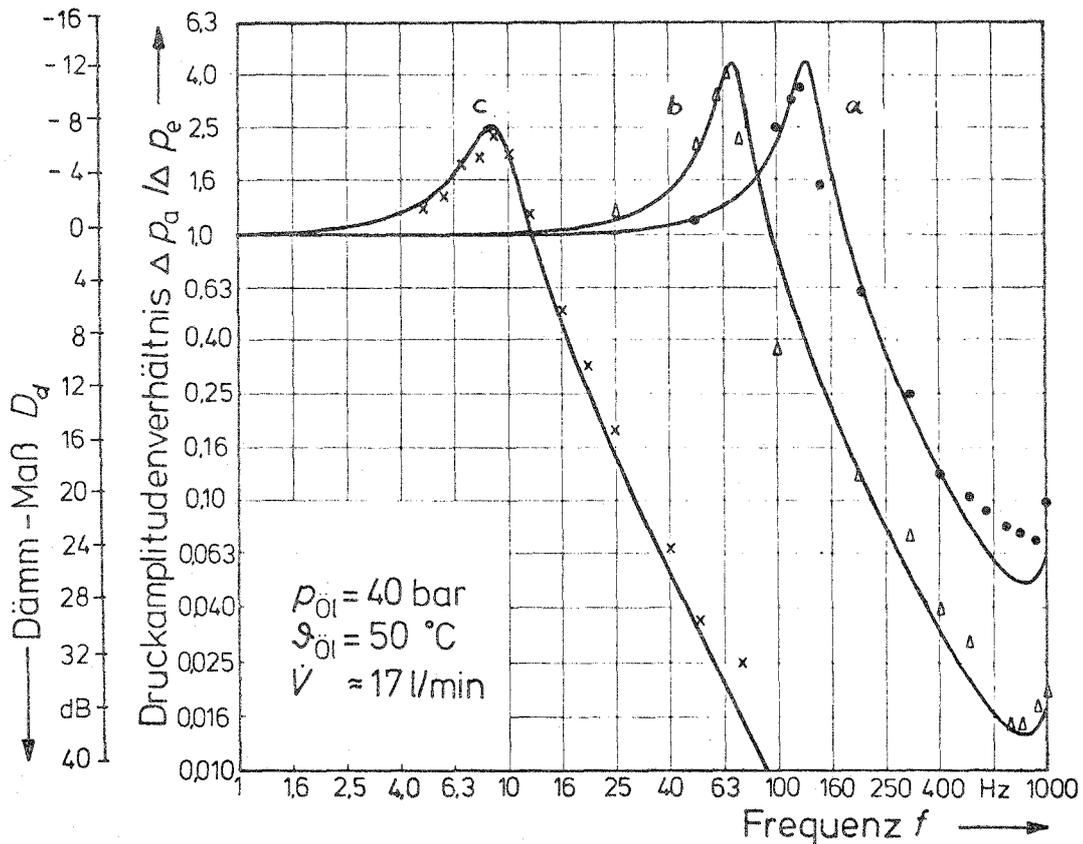


Bild 9 Dämmung  $D_d$  der Druck-Pulsationen einer Hydropumpe durch eine kurz an- und hart abgeschlossene Expansions-Kammer (Grundtyp B 1.,  $l = 0,56 \text{ m}$  [18])

- a  $V = 360 \text{ cm}^3$
- b  $V = 1300 \text{ cm}^3$
- c mit zusätzlichem Luft-Volumen

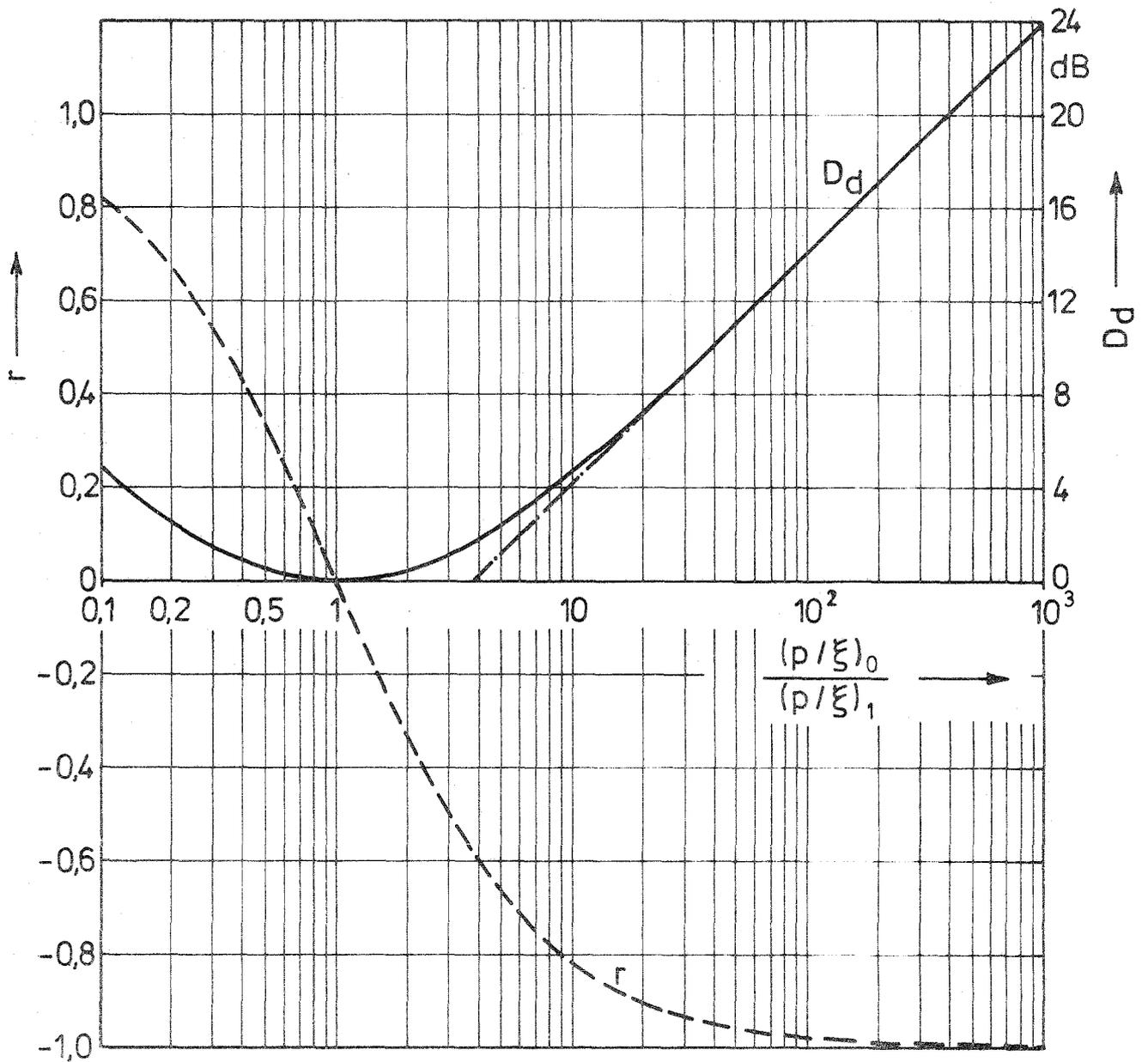


Bild 10 Reflexionsfaktor  $r$  einer einfachen, ebenen Diskontinuitätsfläche und entsprechende Durchgangsdämmung  $D_d$  in Abhängigkeit vom Verhältnis der Wellenwiderstände

- $r$  nach Gl. (43)
- $D_d$  nach Gl. (44)
- · - · -  $D_d$  nach Gl. (46)

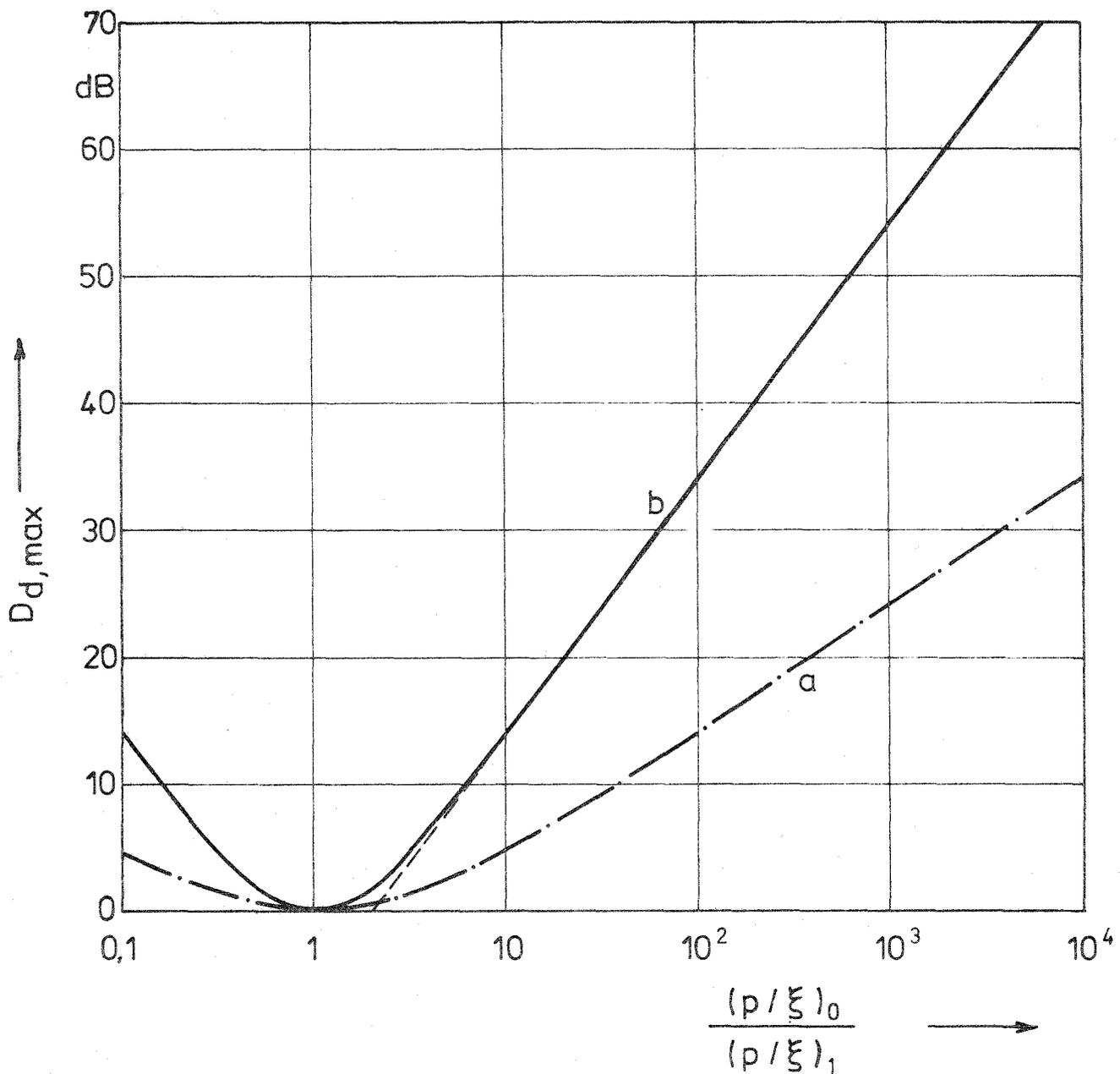


Bild 11 Maximal erreichbare Durchgangsdämmung

- a einfache Diskontinuitätsfläche  
nach Gl. (43), (44)
- b zweifache Diskontinuitätsfläche  
nach Gl. (50)  
(Näherung nach Gl. (50) strichliert)

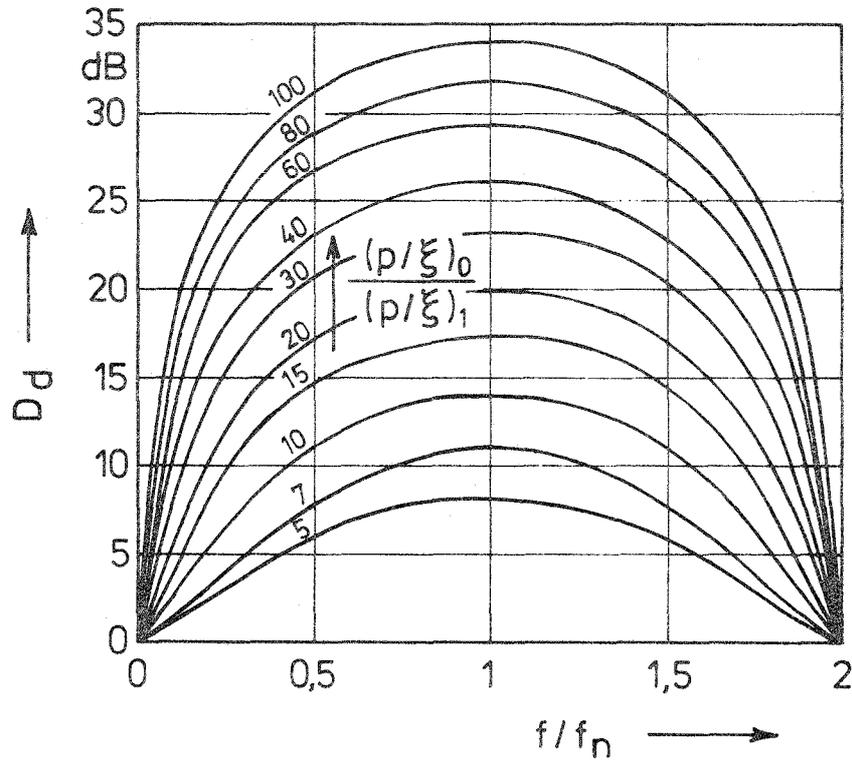


Bild 12 Durchgangsdämmung einer zweifachen, symmetrischen Diskontinuitätsfläche als Funktion der Frequenz für verschiedene Verhältnisse  $(p/\xi)_0 / (p/\xi)_1$ ;  $f_n$  nach Gl. (51)

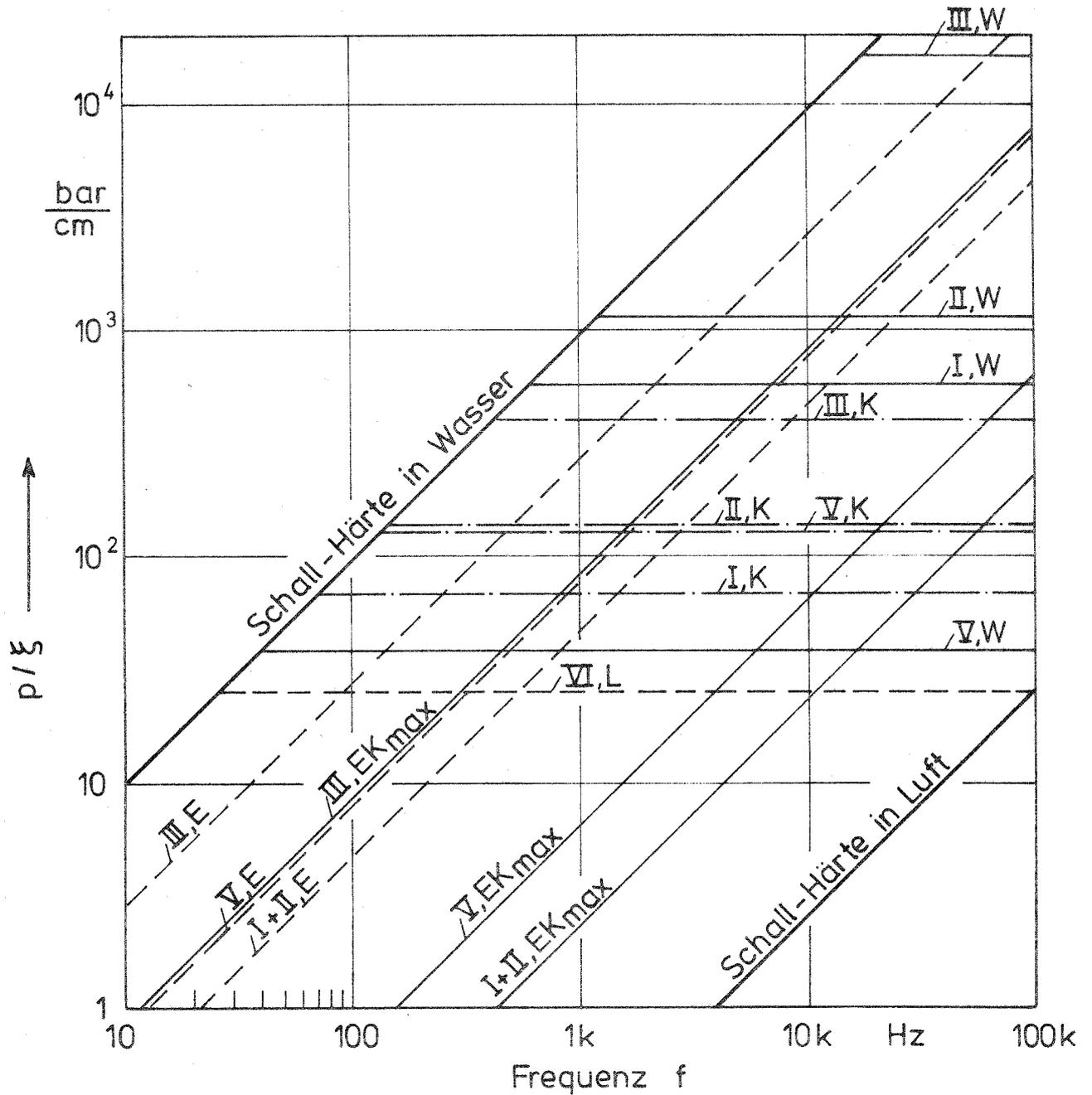


Bild 13 Charakteristische Eigenschaften verschiedener Schall-dämpfer-Elemente (Versuchs-Modelle I - VI) im Vergleich

- Index K : Kammer-Federung
- L : Luft-Federung
- W : Wand-Federung
- E : Querschnitt-Erweiterung
- EK : Expansions-Kammer

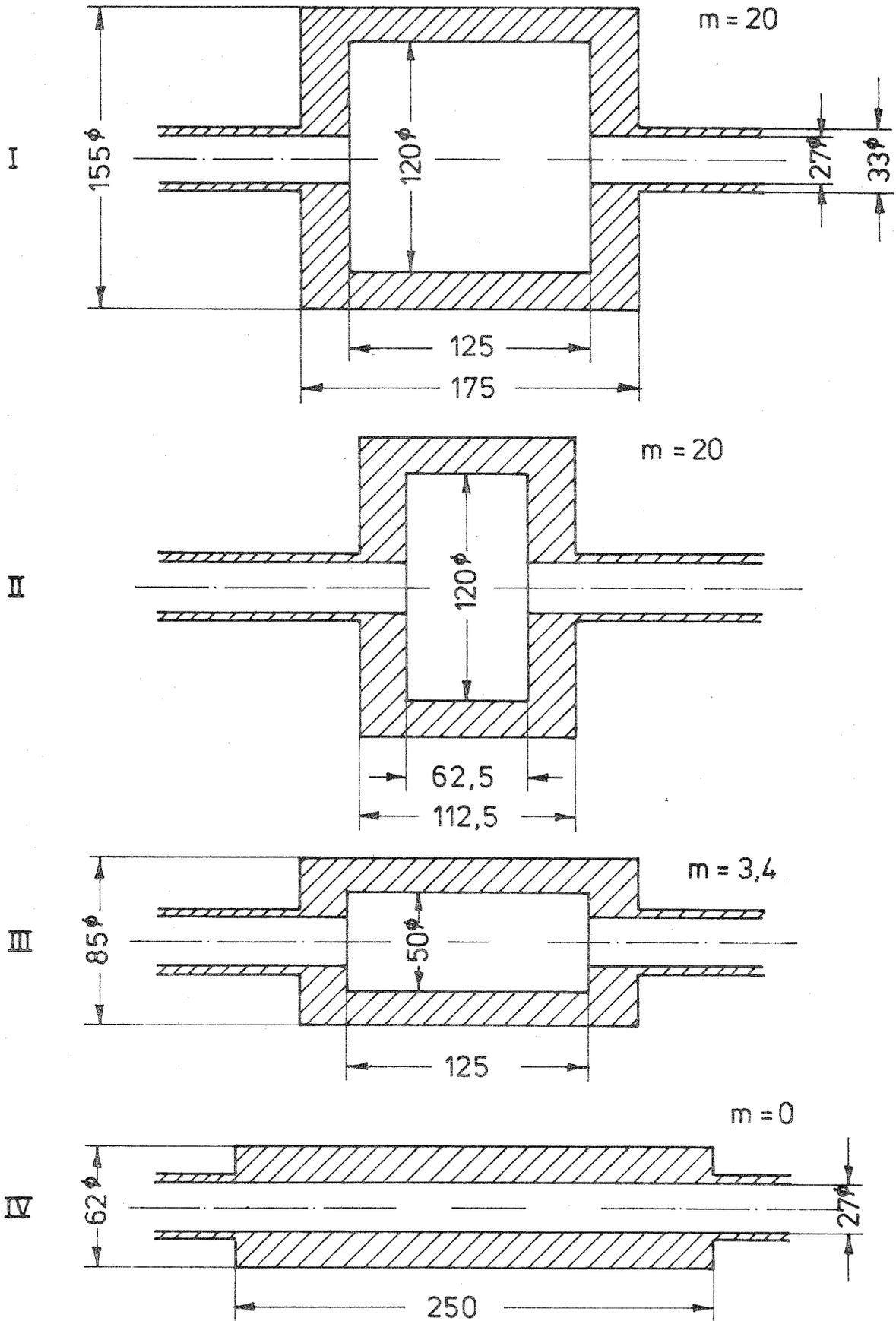


Bild 14 Versuchs-Modelle I - IV von Expansionskammer-Dämpfern  
(aus GG 25)

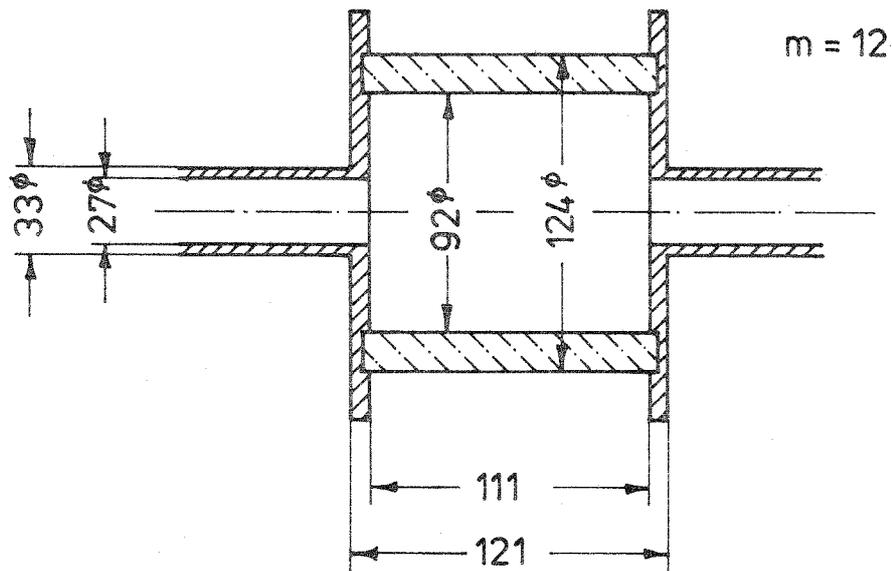


Bild 15 Versuchs-Modell V eines Expansionskammer-  
Dämpfers mit federnder Wandung  
(16 mm Plexiglas)

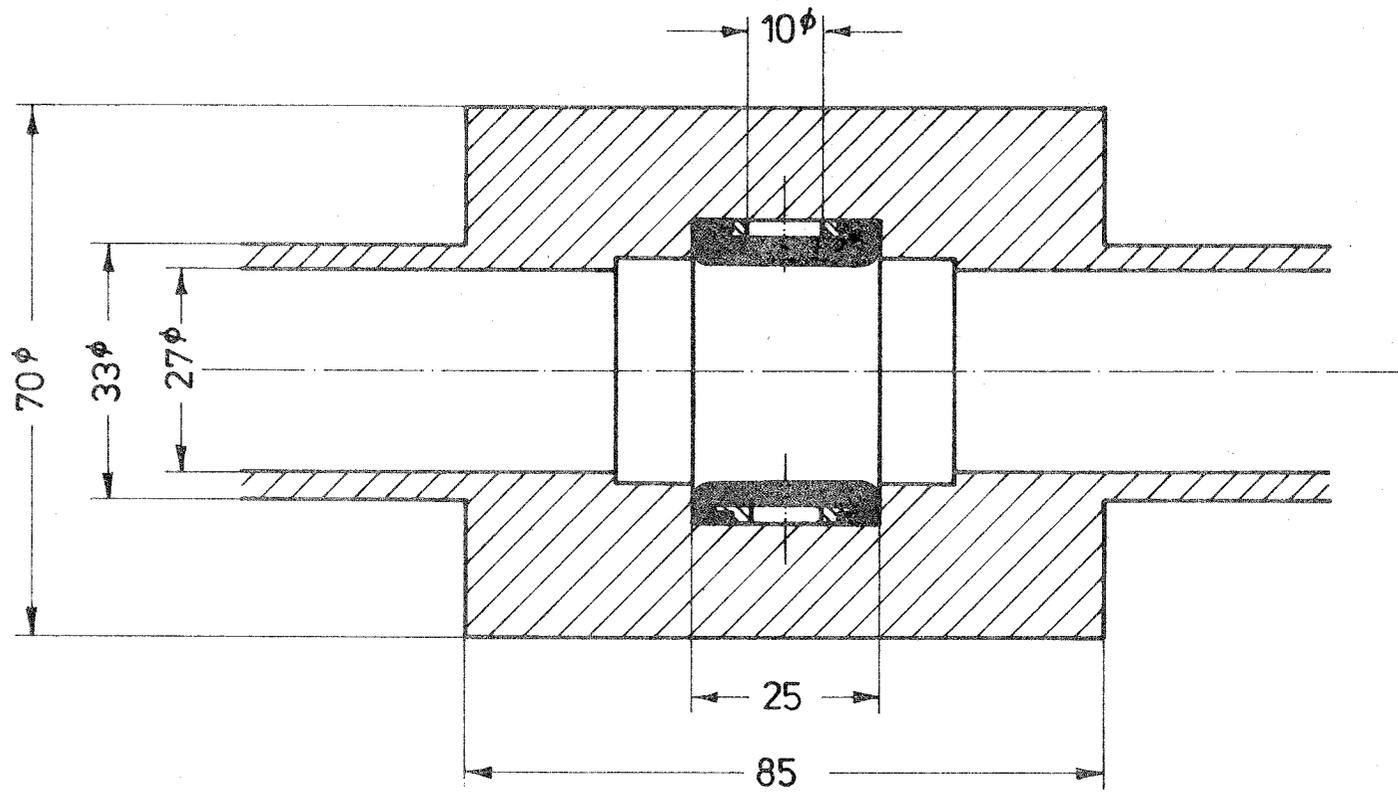


Bild 16 Versuchsmodell VI eines Dämpfungs-Elements  
(aus Gummi auf 2 mm starkem Ms-Ring mit 8 radialen 10 mm-Bohrungen)

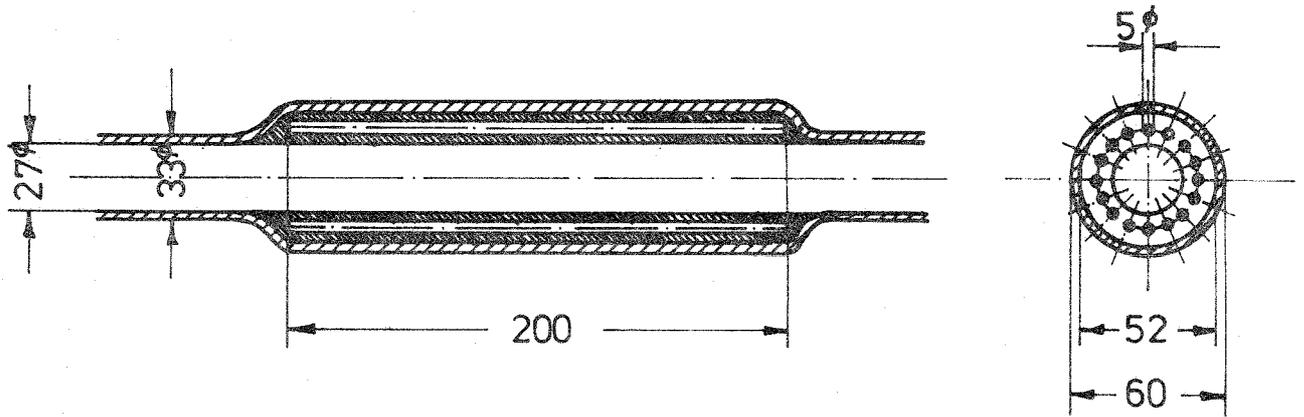


Bild 17 Versuchs-Modell VII eines Dämpfungs-Elements  
(aus Elastomer mit 16 axialen 5 mm-Bohrungen)

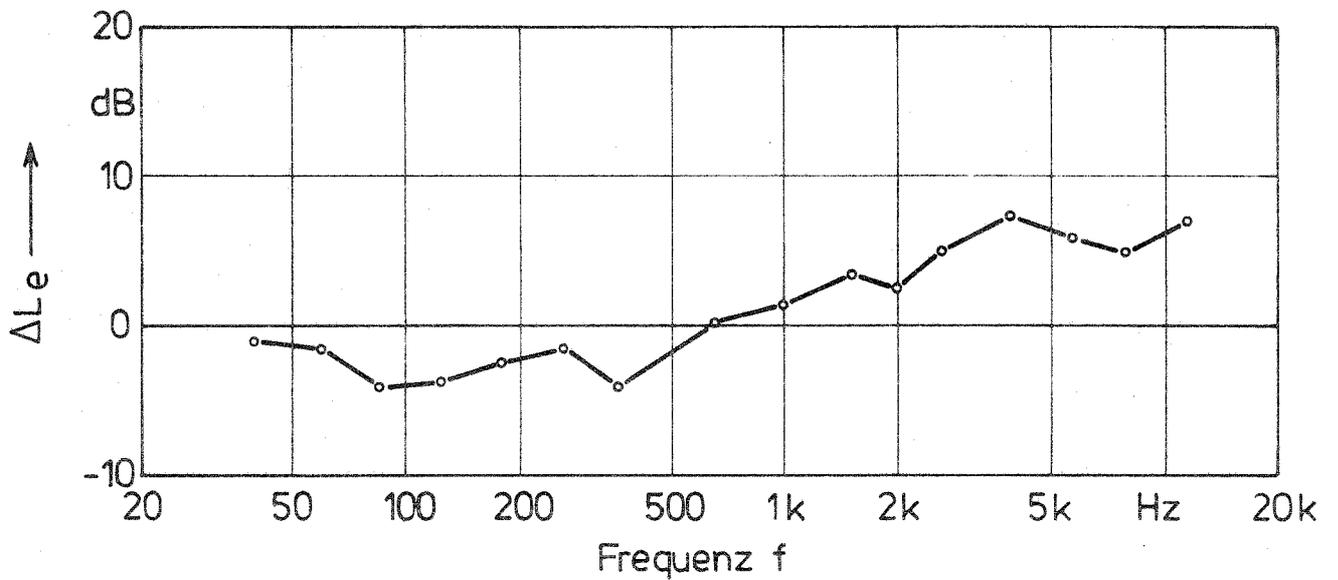
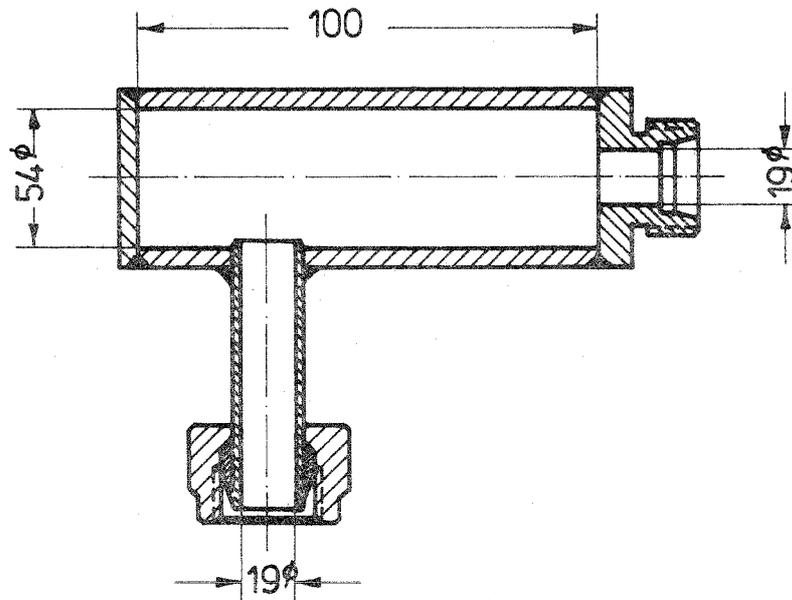


Bild 18 Minderung des von einer Flügelzellen-Pumpe über die Hydraulik-Leitung abgestrahlten Luftschalls durch einen nachgeschalteten Flüssigkeitsschall-dämpfer [20]

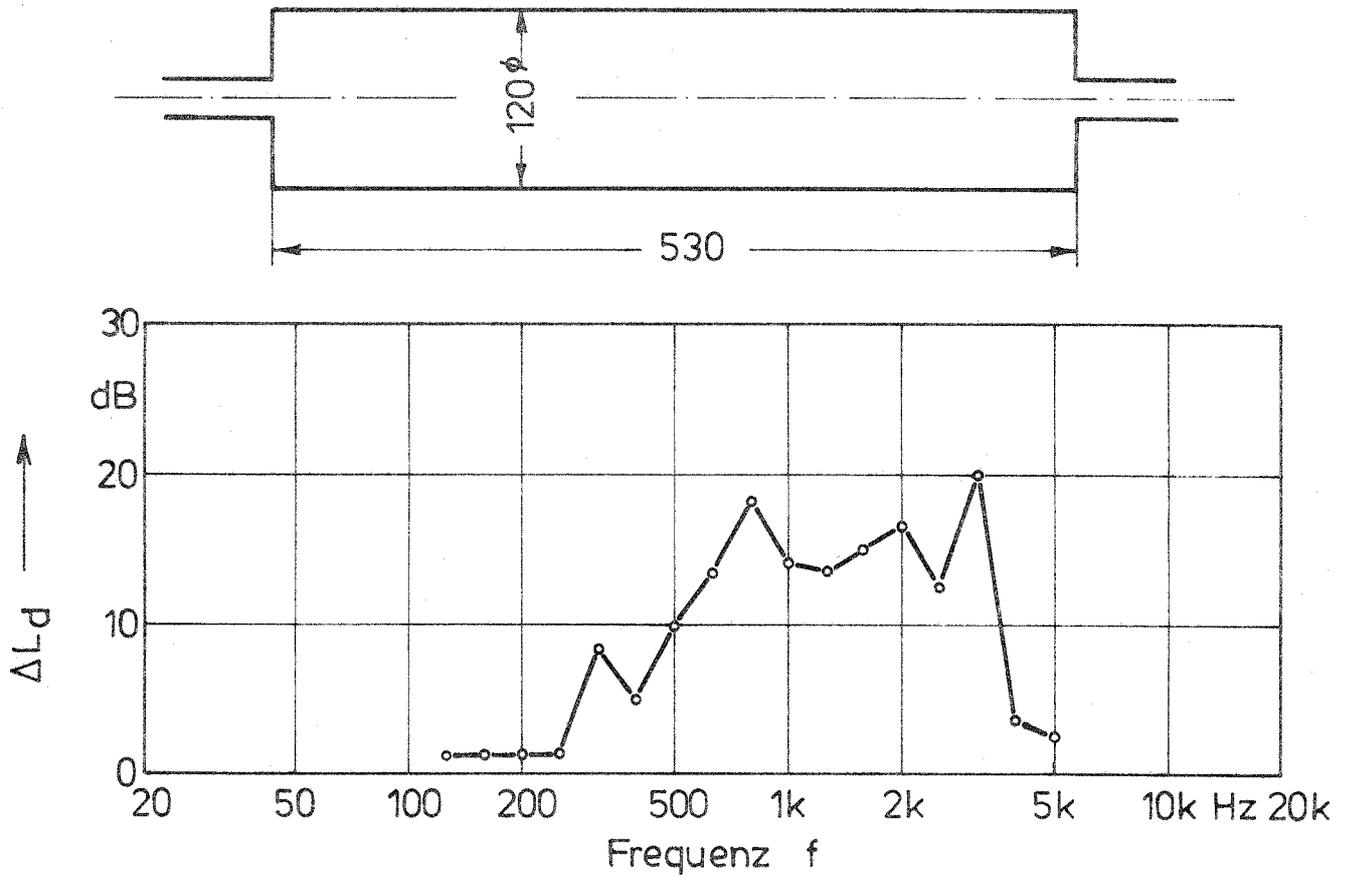


Bild 19 Minderung des Geräusches einer Axialkolbenpumpe in einem Hydraulik-Rohrsystem durch Flüssigkeitsschall-Dämpfer (Durchgangsdämmung nach [10])

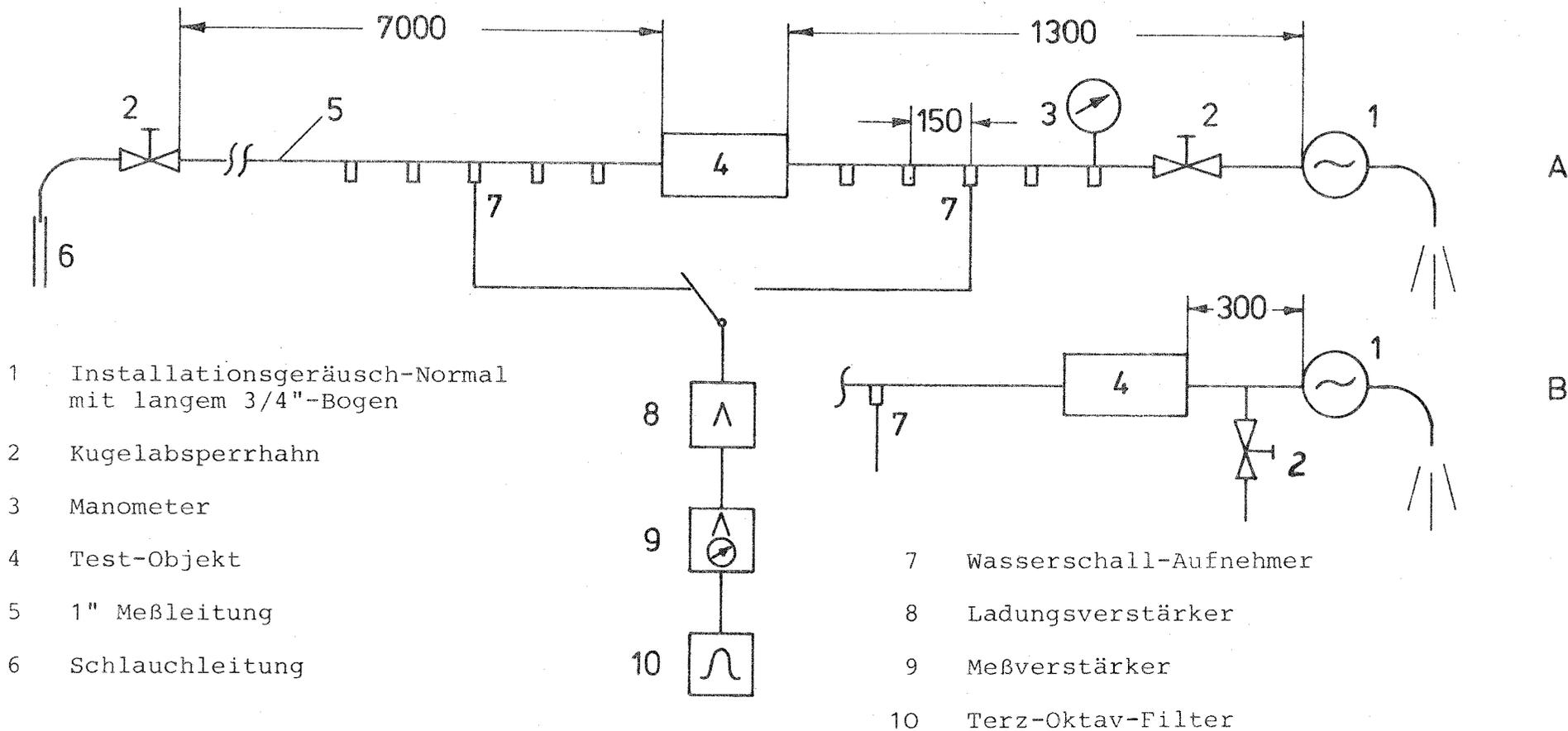


Bild 20 Meßaufbau zum Testen von Wasserschall-Dämpfern

Anordnung A: Messung der Einfügung und Durchgangsdämmung

Anordnung B: Testobjekt unmittelbar an Schallquelle angeschlossen

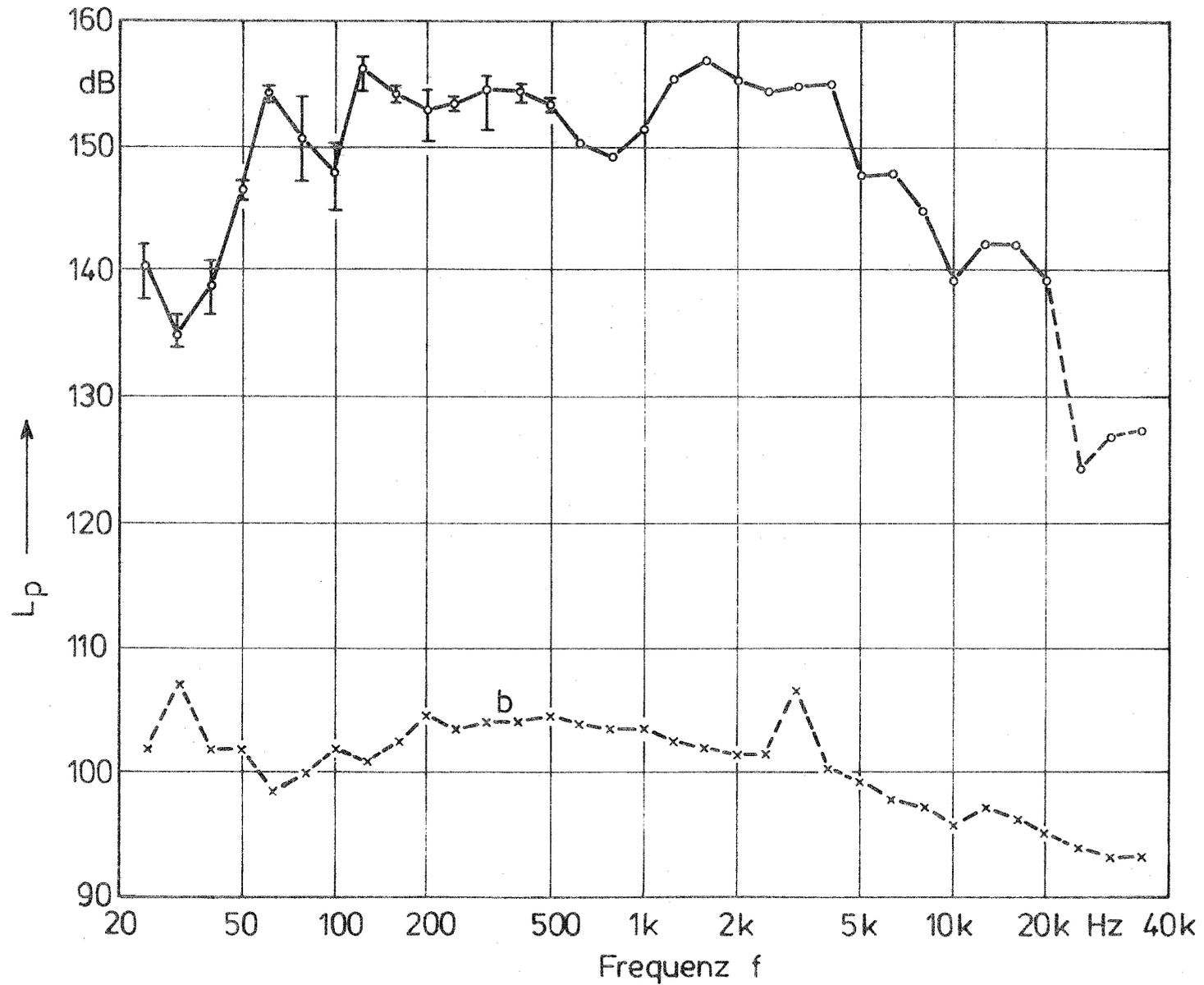


Bild 21 Terzspektrum des Wasserschalls in der Meßleitung nach Bild 20,  
 a ohne Schalldämpfer bzw. vor Dämpfer IV (Bild 14) (Schallquelle: IGN bei  $p = 3$  bar)  
 b hinter Schalldämpfer II (Bild 14) (Schallquelle: Röhrchen-Paket bei  $p = 3$  bar)

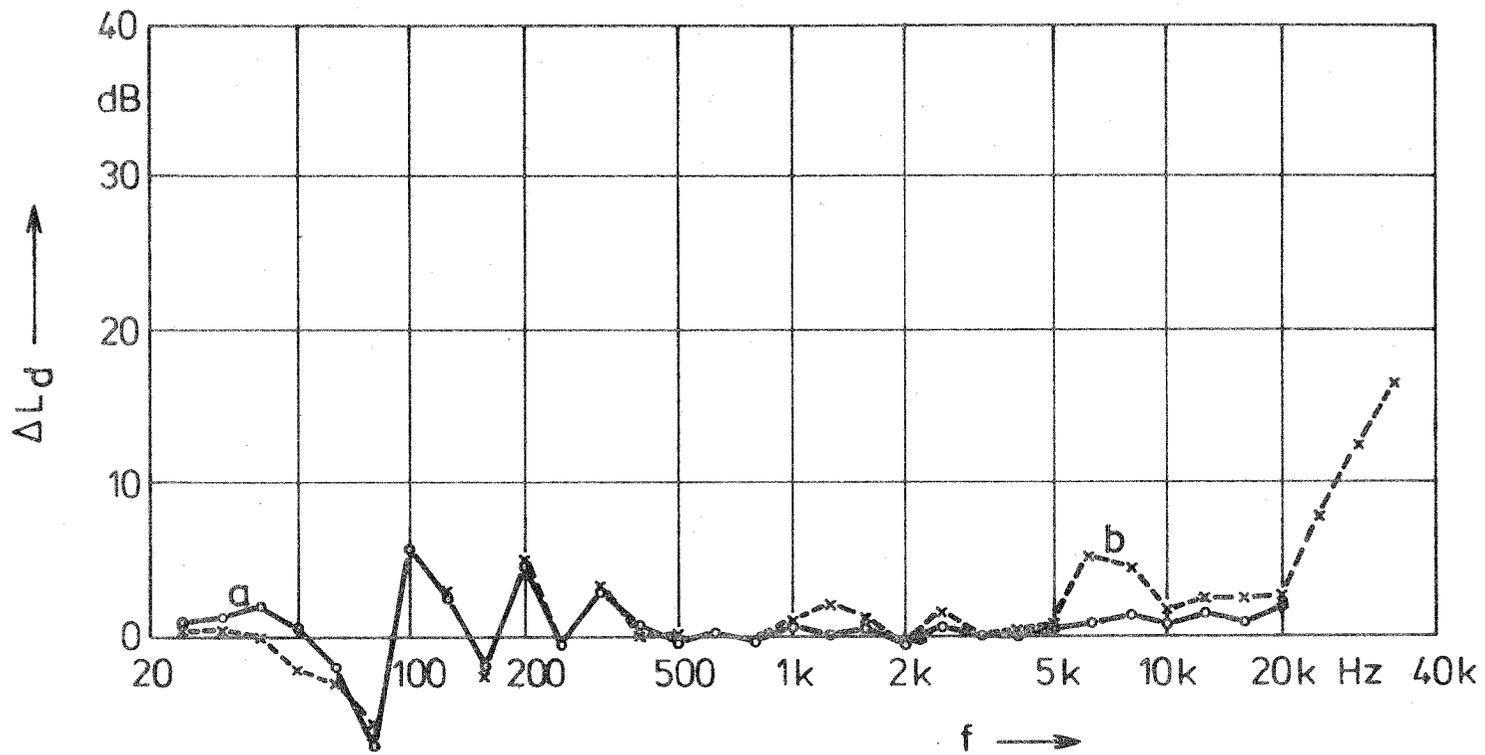


Bild 22 Durchgangsdämmung,  
 a eines 1"-Rohrstücks, Wandstärke 3 mm  
 b eines 1"-Rohrstücks, Wandstärke 17.5 mm  
 (Versuchsmodell IV in Bild 14)

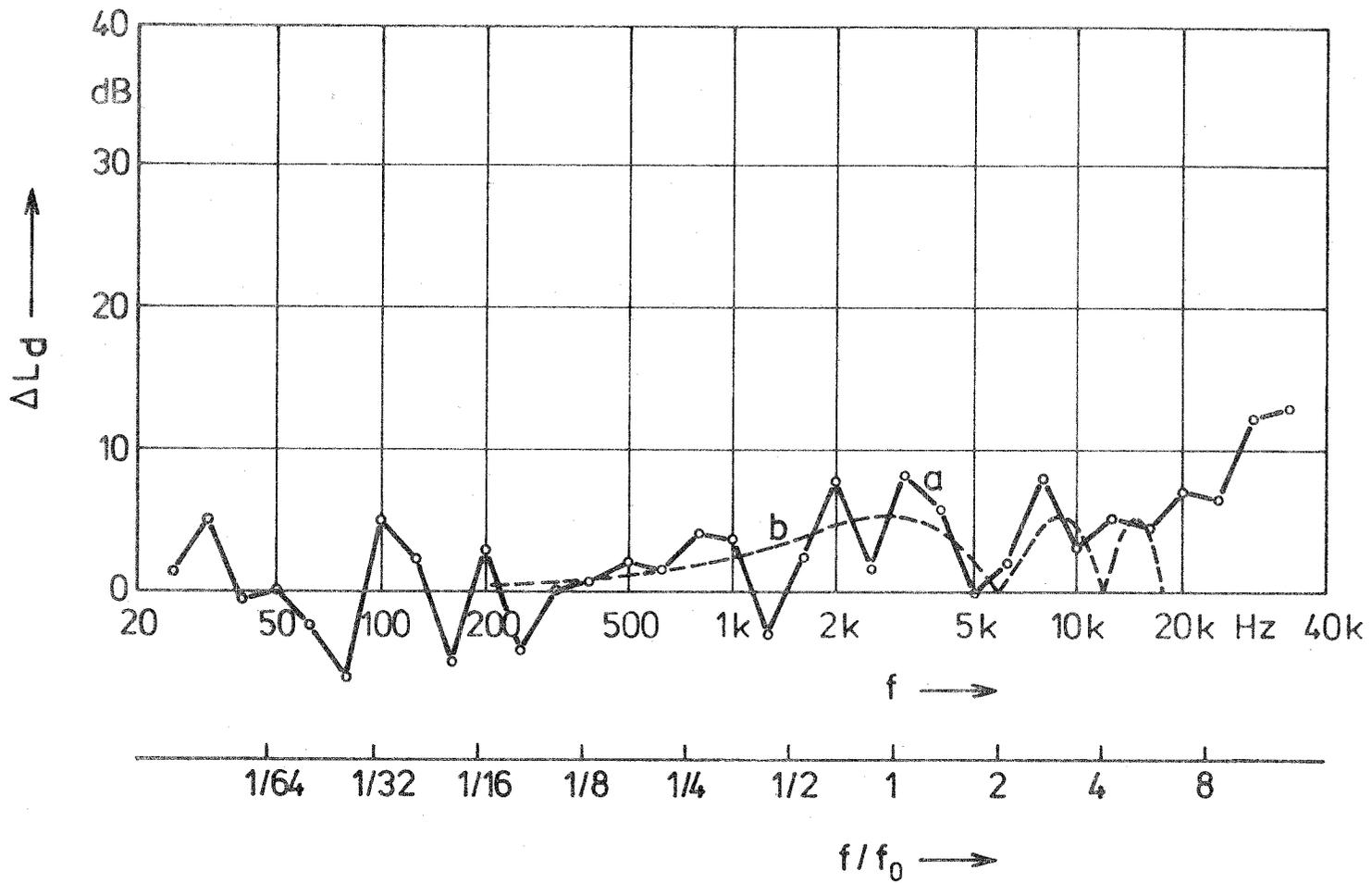


Bild 23 Durchgangsdämmung,

a Messung am Versuchsmodell III (Bild 14)

b Theorie für Expansionskammer ( $f_0 = 3 \text{ kHz}$ ,  $m = 3.4$ )

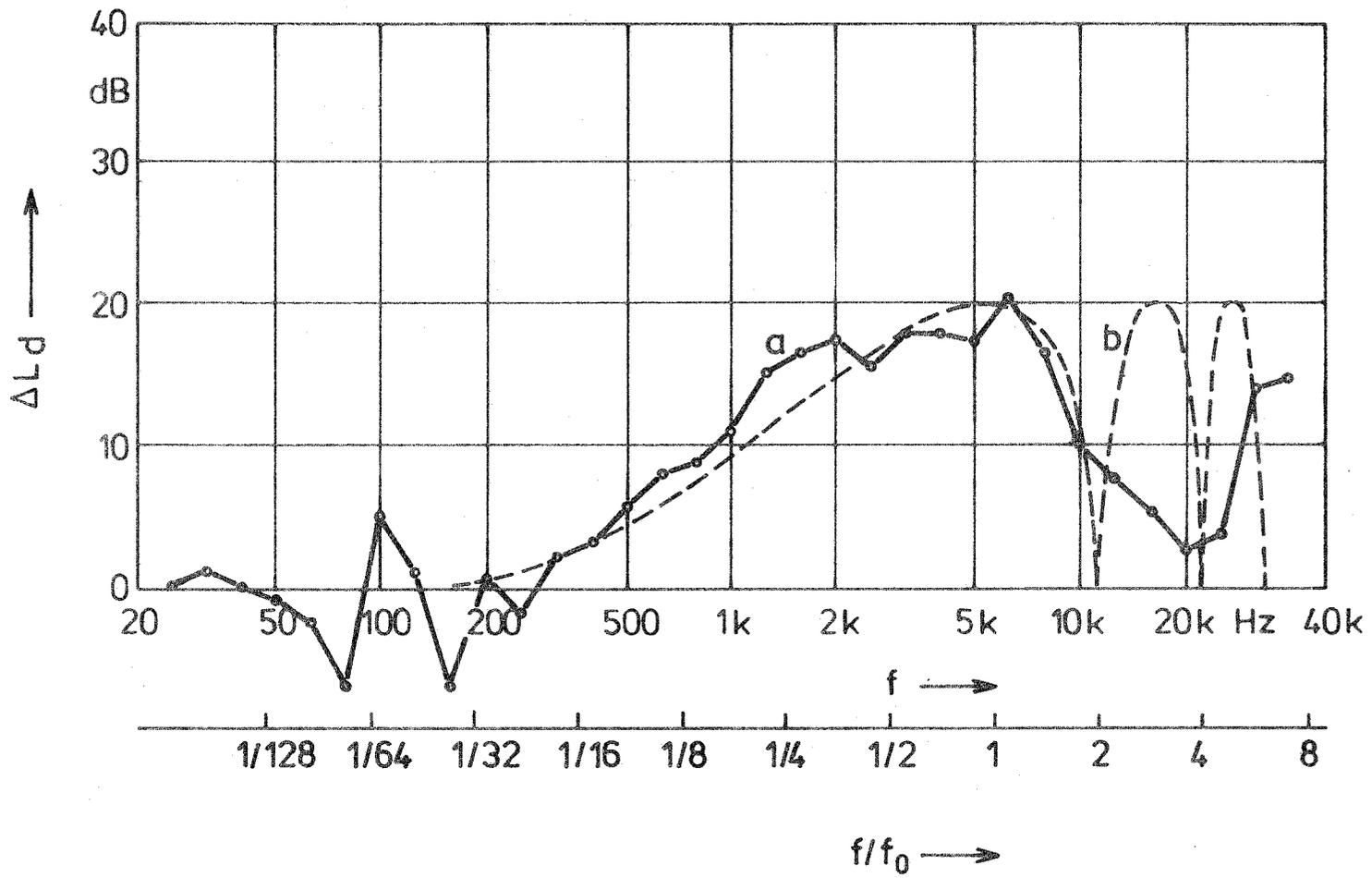


Bild 24

Durchgangsdämmung,

a Messung an Versuchsmodell II (Bild 14)

b Theorie ( $D_d$  nach Gl. (47)) für Expansions-Kammer ( $f_0 = 6 \text{ kHz}$ ,  $m = 20$ )

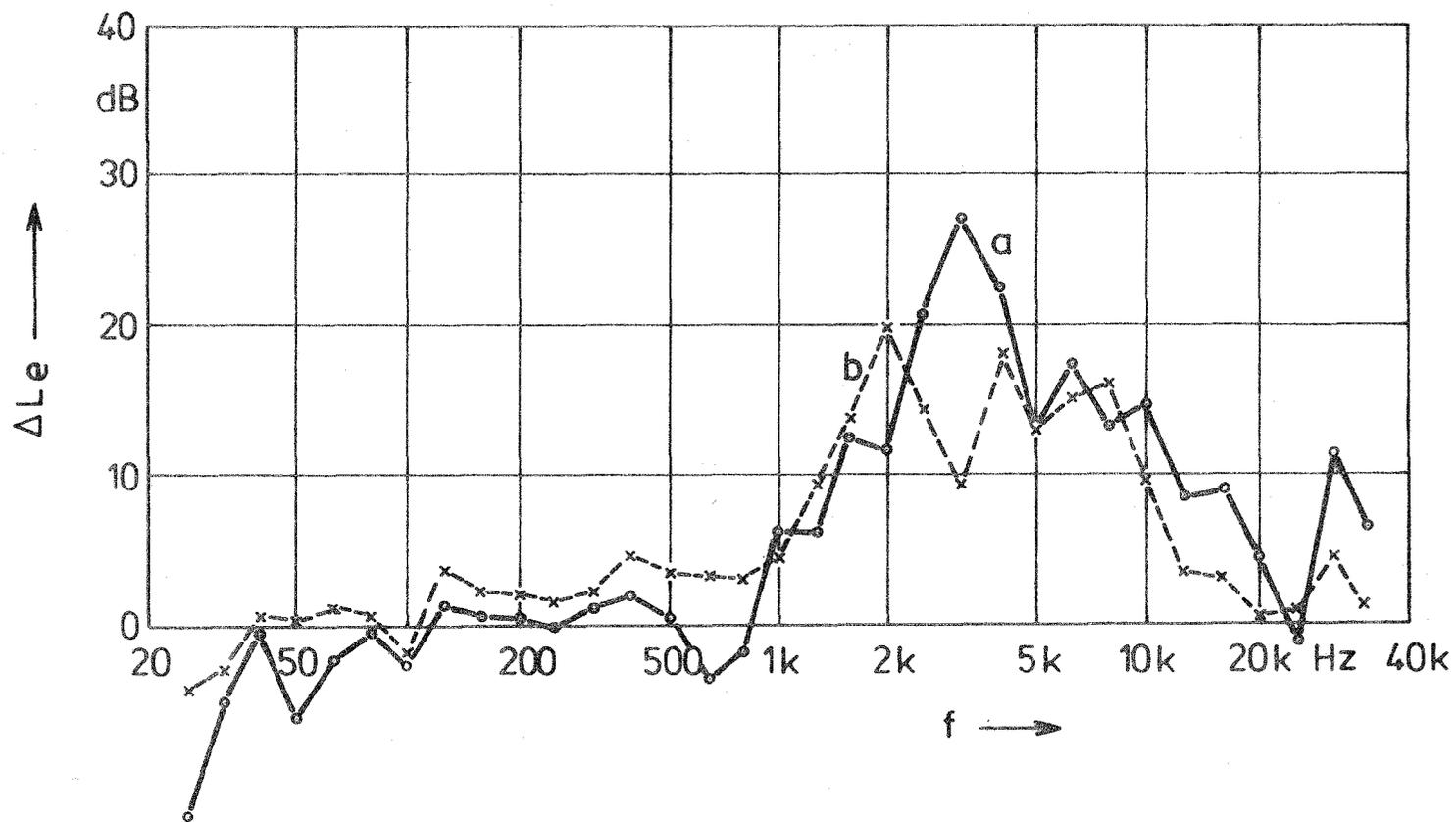


Bild 25 Einfügungsdämmung des Versuchsmodells II (Bild 14)  
 a im Abstand 1,30 m von der Schallquelle (IGN)  
 b im Abstand 0,30 m von der Schallquelle (IGN)

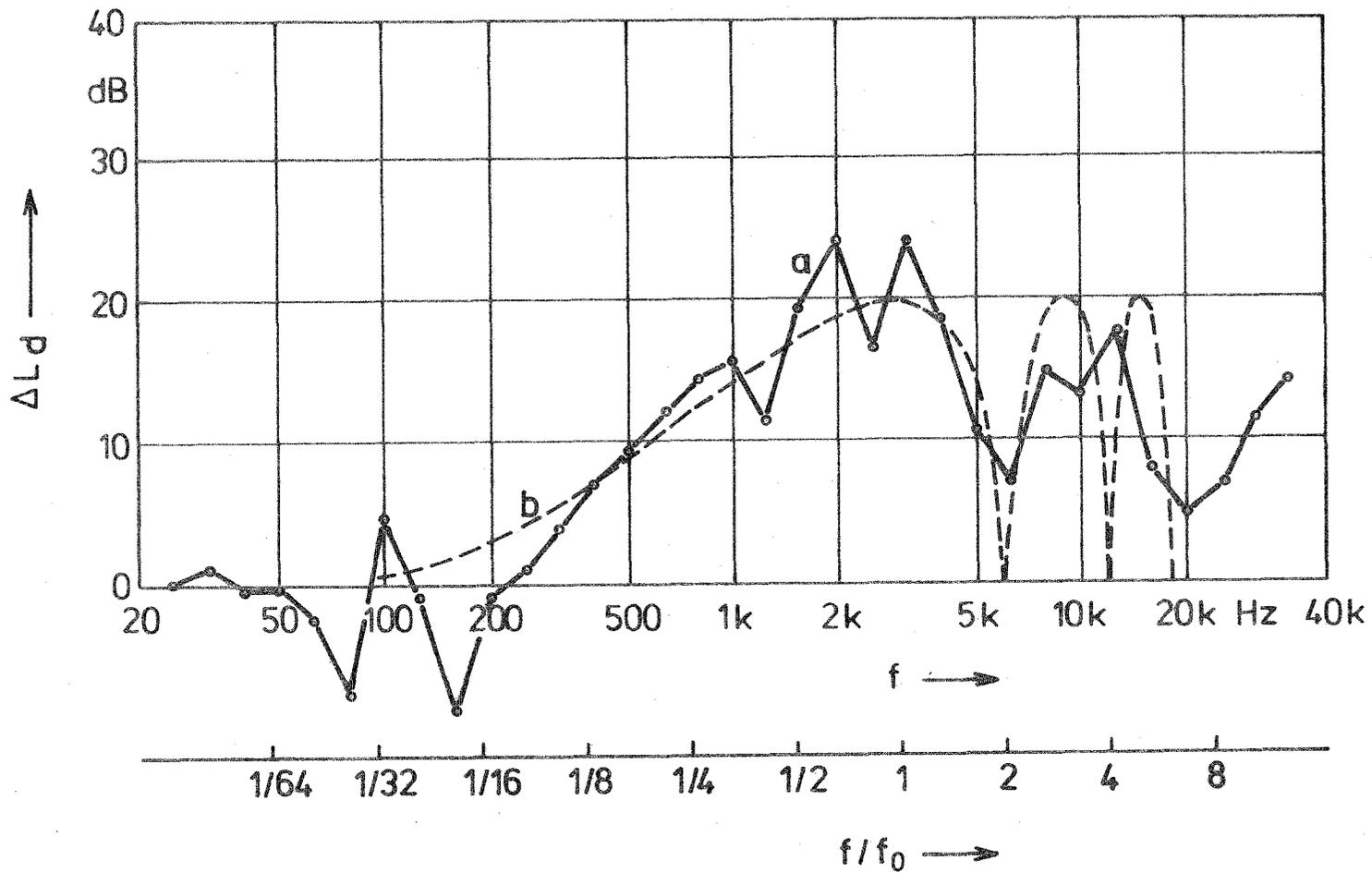


Bild 26

Durchgangsdämmung,

a Messung an Versuchsmodell I (Bild 14)

b Theorie  $D_d$  nach Gl. (47) für Expansionskammern ( $f_0 = 3$  kHz;  $m = 20$ )

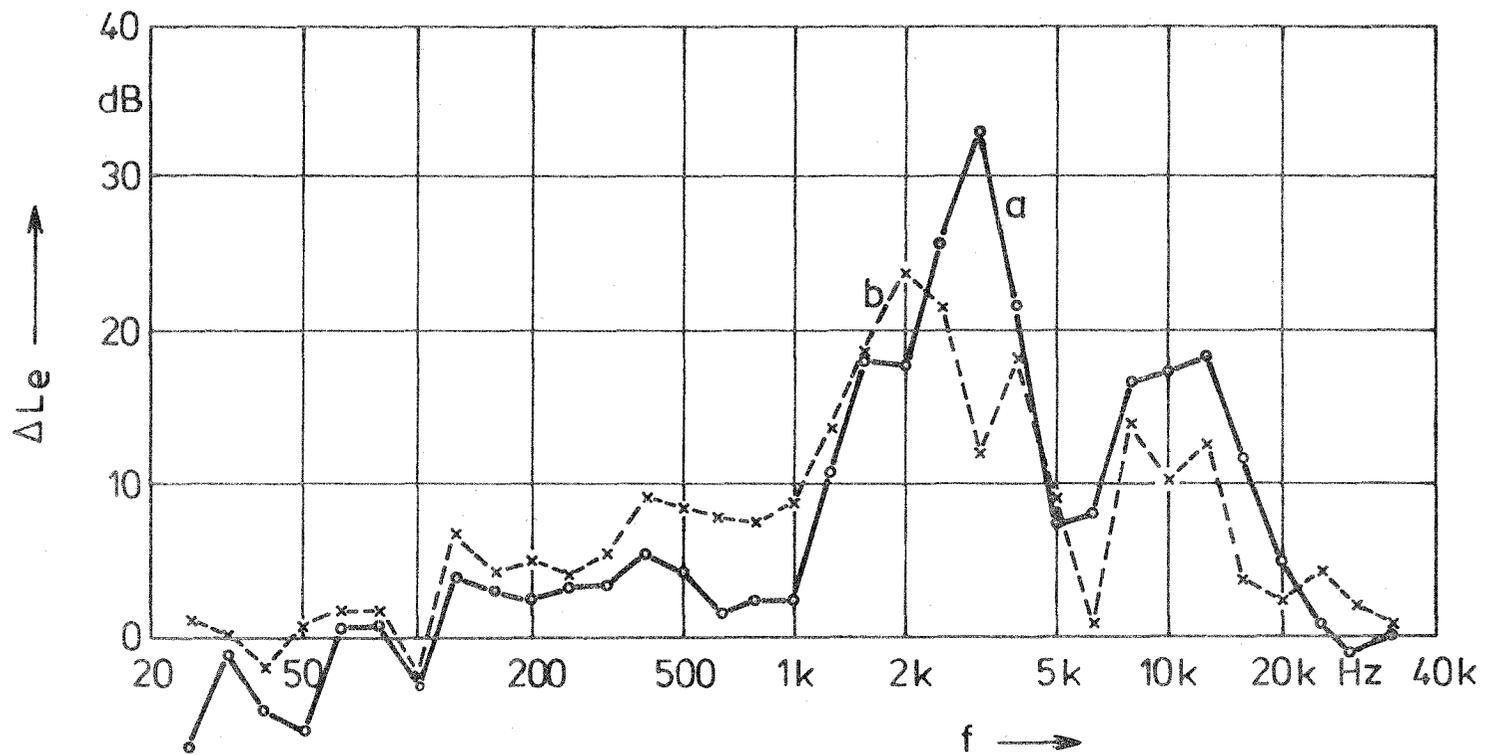


Bild 27 Einfügungsdämmung des Versuchsmodells I (Bild 14)  
 a im Abstand 1.30 m von der Schallquelle (IGN)  
 b im Abstand 0.30 m von der Schallquelle (IGN)

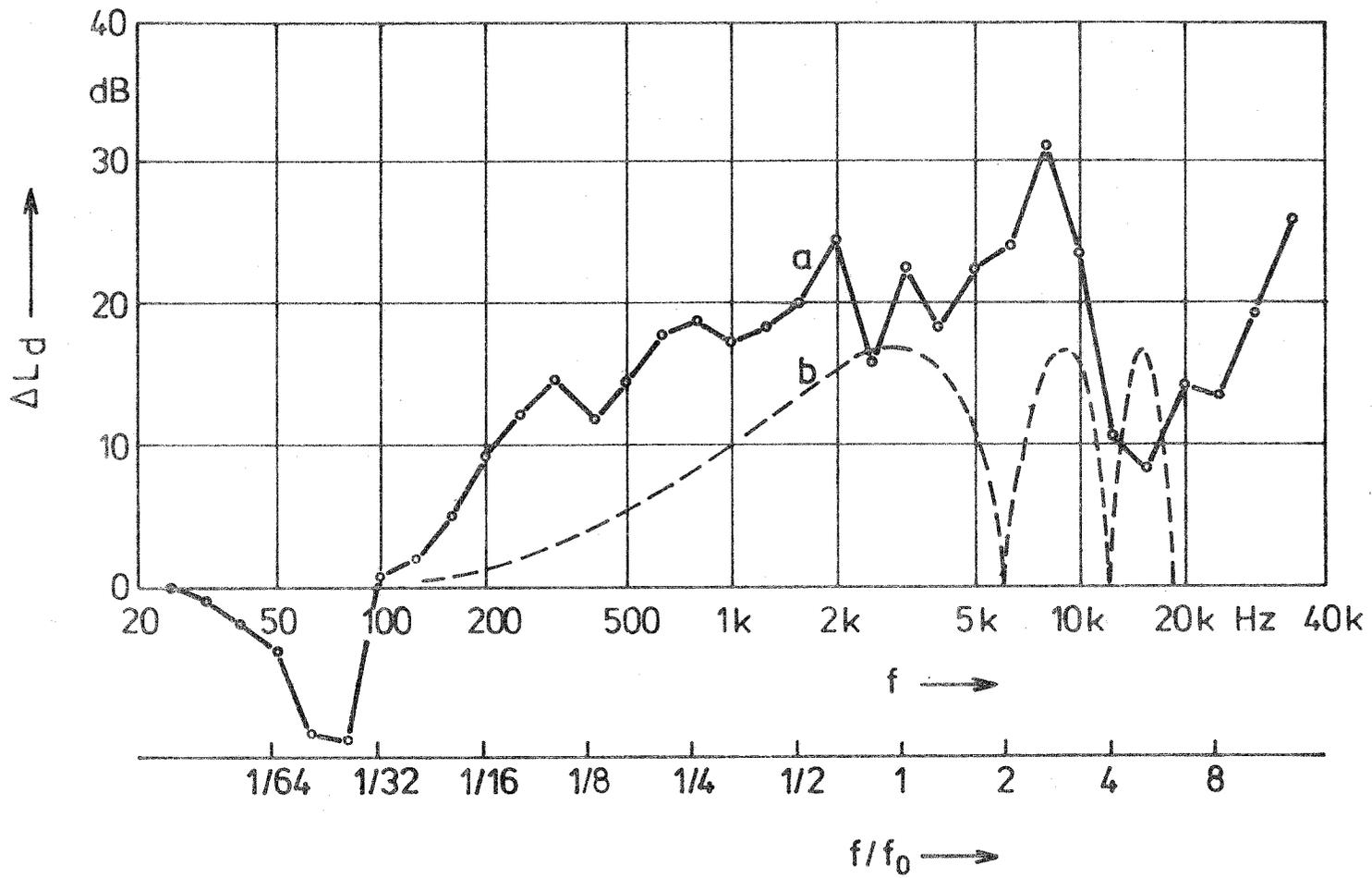


Bild 28

Durchgangsdämmung,

a Messung an Versuchsmodell V (Bild 15)

b Theorie  $D_d$  nach Gl. (47) für Expansionskammer ( $f_0 = 3.3$  kHz;  $m = 12$ )

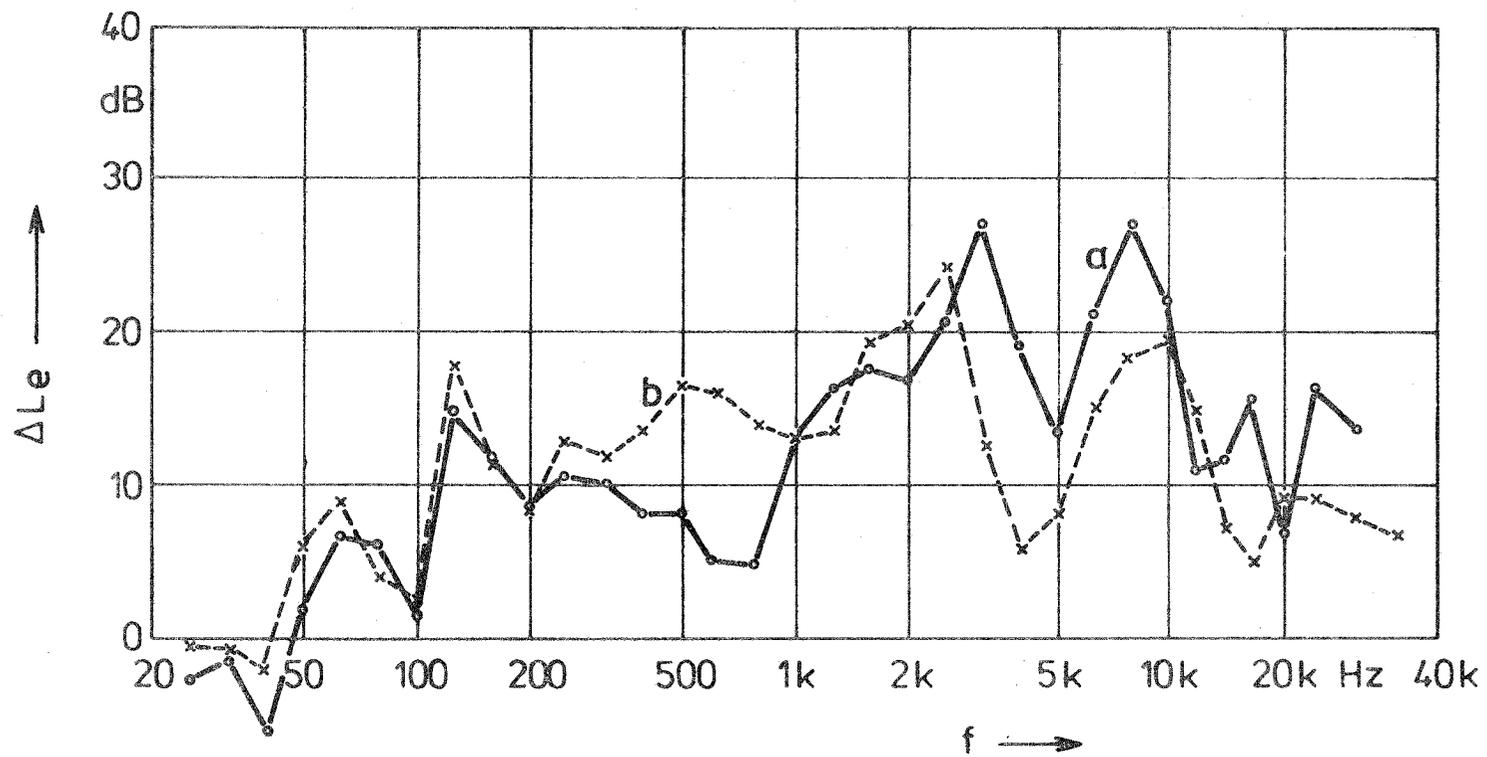


Bild 29 Einfügungsdämmung des Versuchsmodells V (Bild 15)

a im Abstand 1,3 m von der Schallquelle (IGN)

b im Abstand 0,3 m von der Schallquelle (IGN)

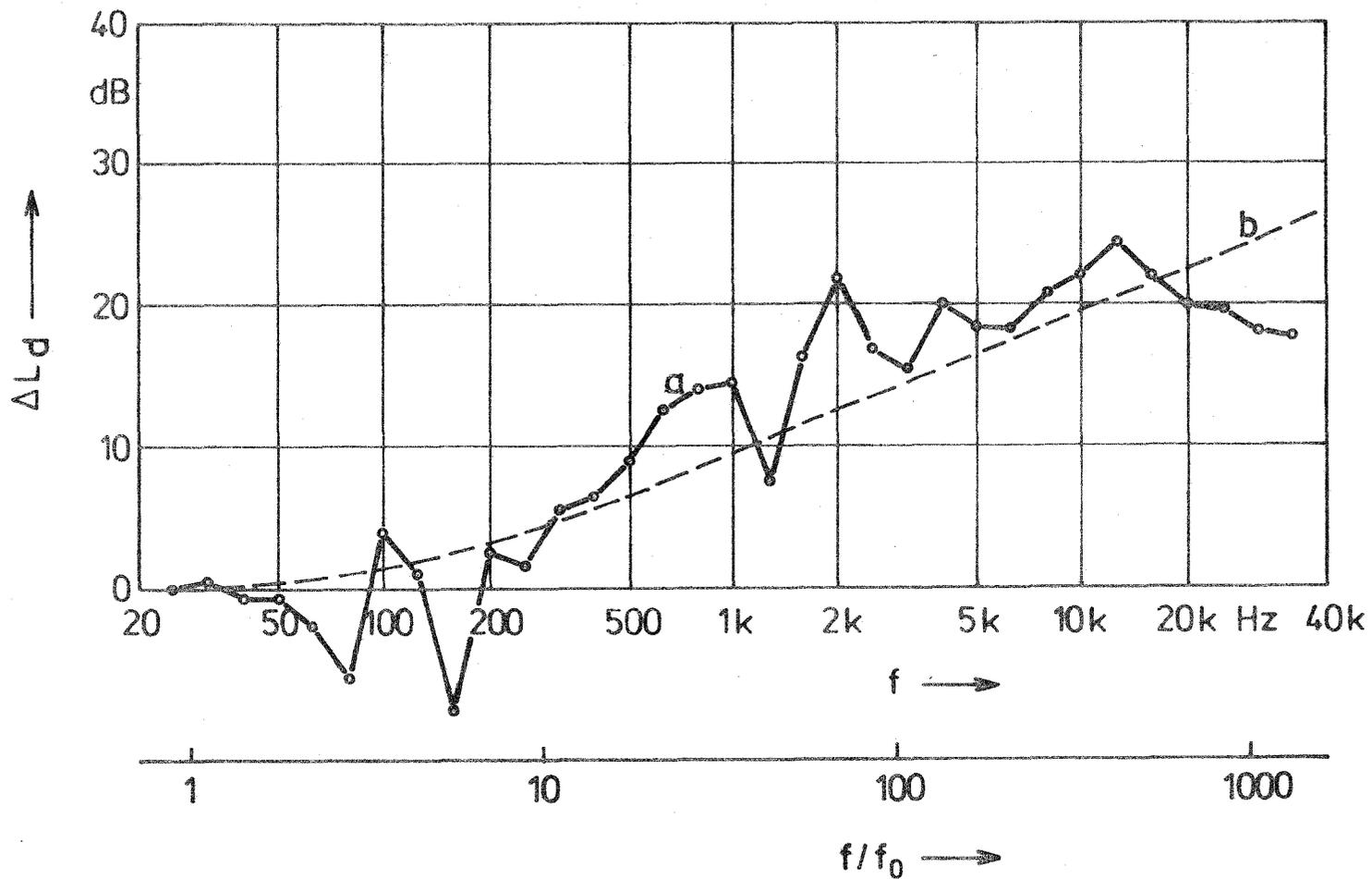


Bild 30 Durchgangsdämmung

a Messung an Versuchsmodell VI (Bild 16)

b Theorie  $D_d$  nach Gl. (43), (44), (63) für Luft-Federung ( $f_0 = 27.5$  Hz;

$\Delta p = 3$  bar)

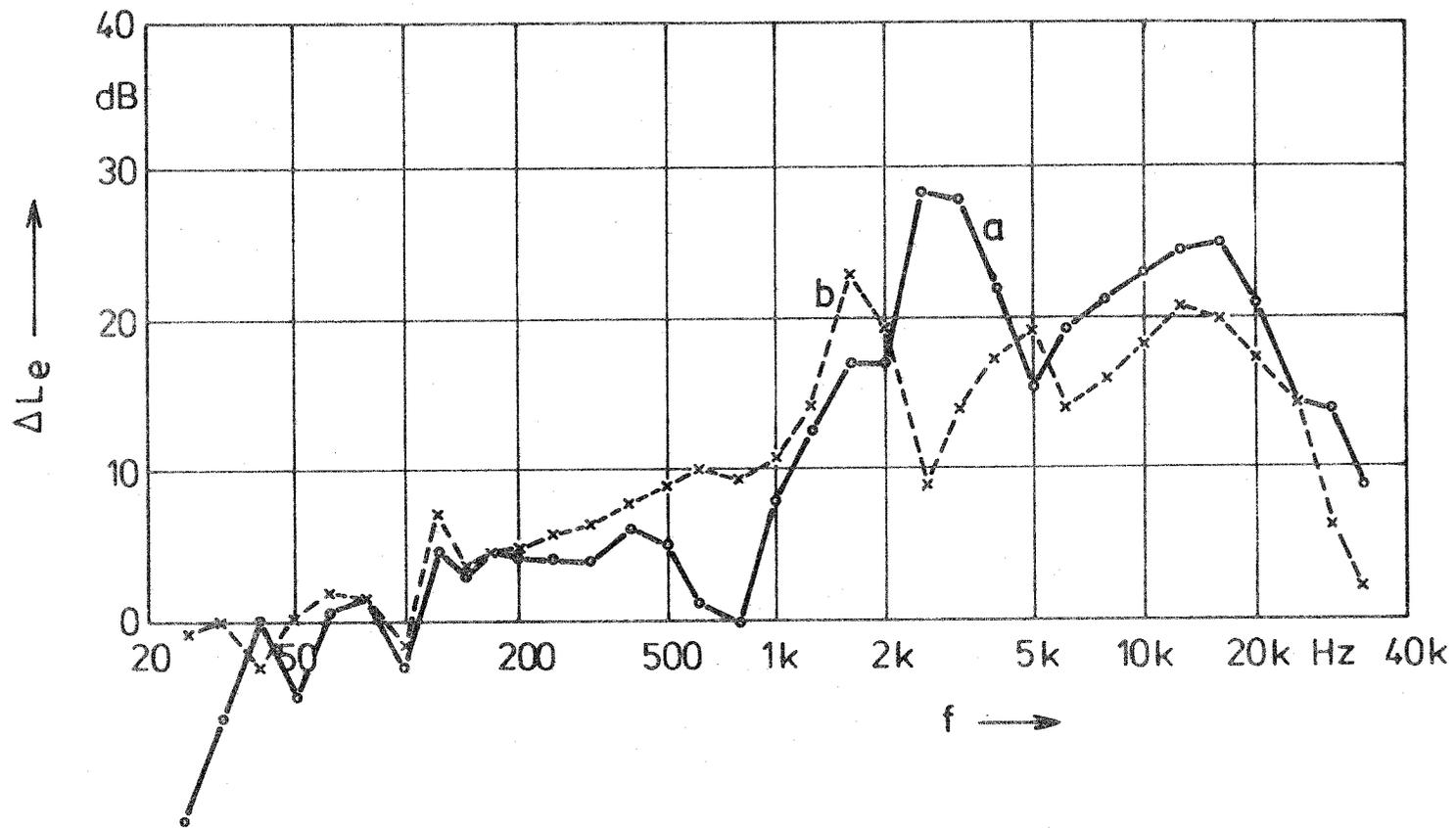


Bild 31 Einfügungsdämmung des Versuchsmodells VI (Bild 16)

a im Abstand 1,3 m von der Schallquelle (IGN)

b im Abstand 0,3 m von der Schallquelle (IGN)

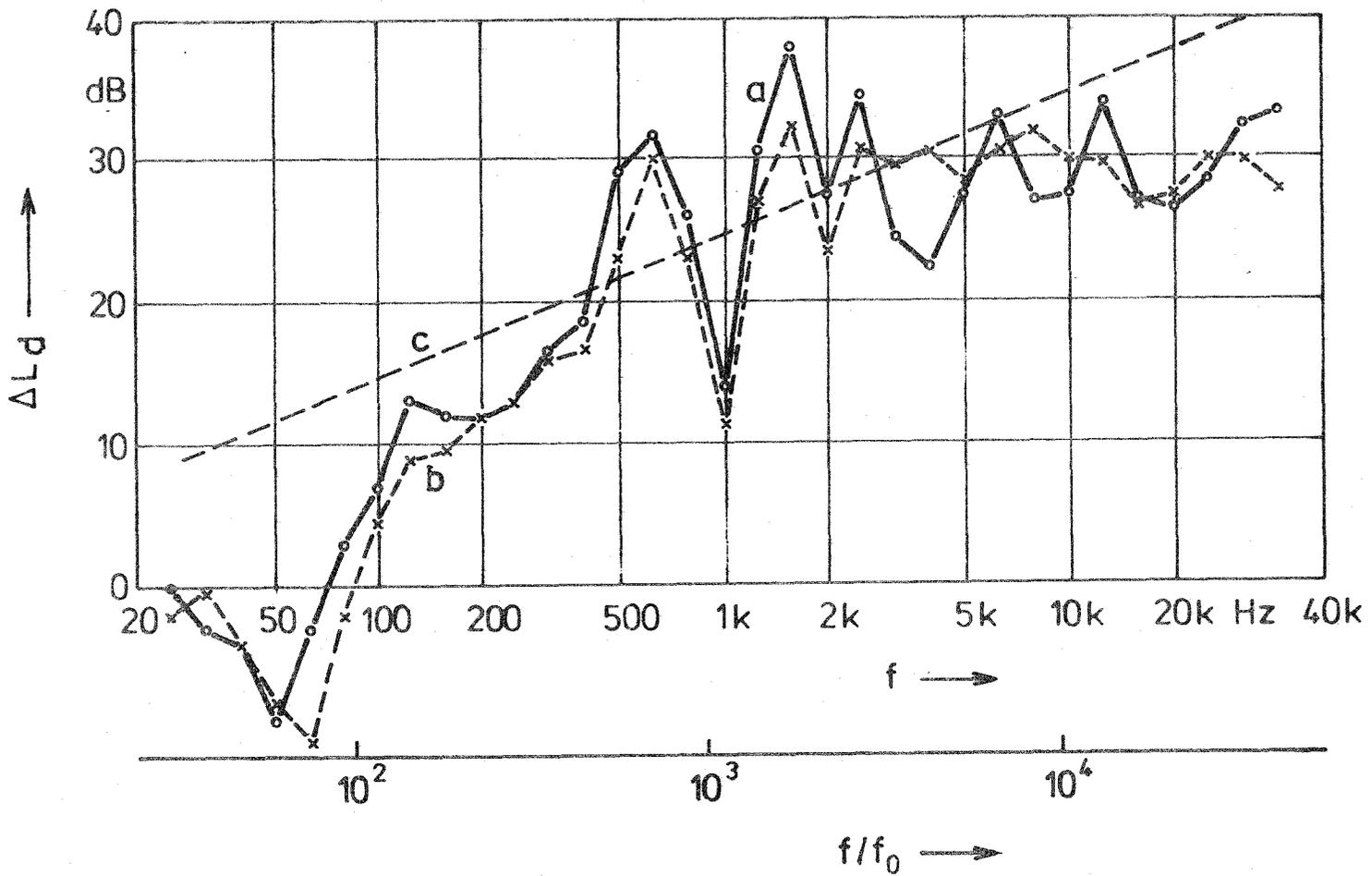


Bild 32

Durchgangsdämmung von Versuchsmodell VII (Bild 17)

a  $\Delta p = 3$  bar

b  $\Delta p = 5$  bar

c Theorie für Luft-Federung ( $f_0 = 0.817$  Hz,  $\Delta p = 5$  bar)

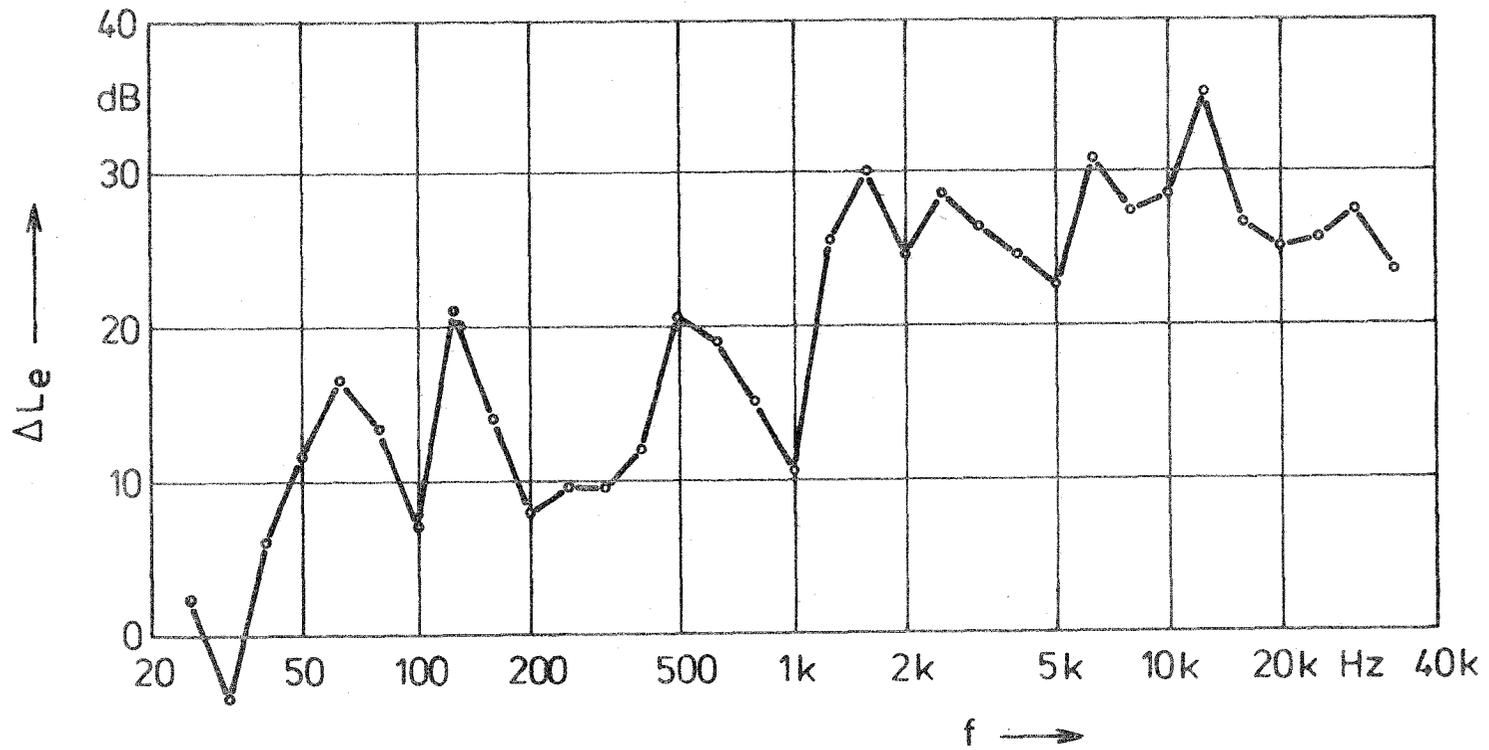


Bild 33

Einfügungsdämmung von Versuchsmodell VII (Bild 17) im Abstand 1.30 m von der Schallquelle.

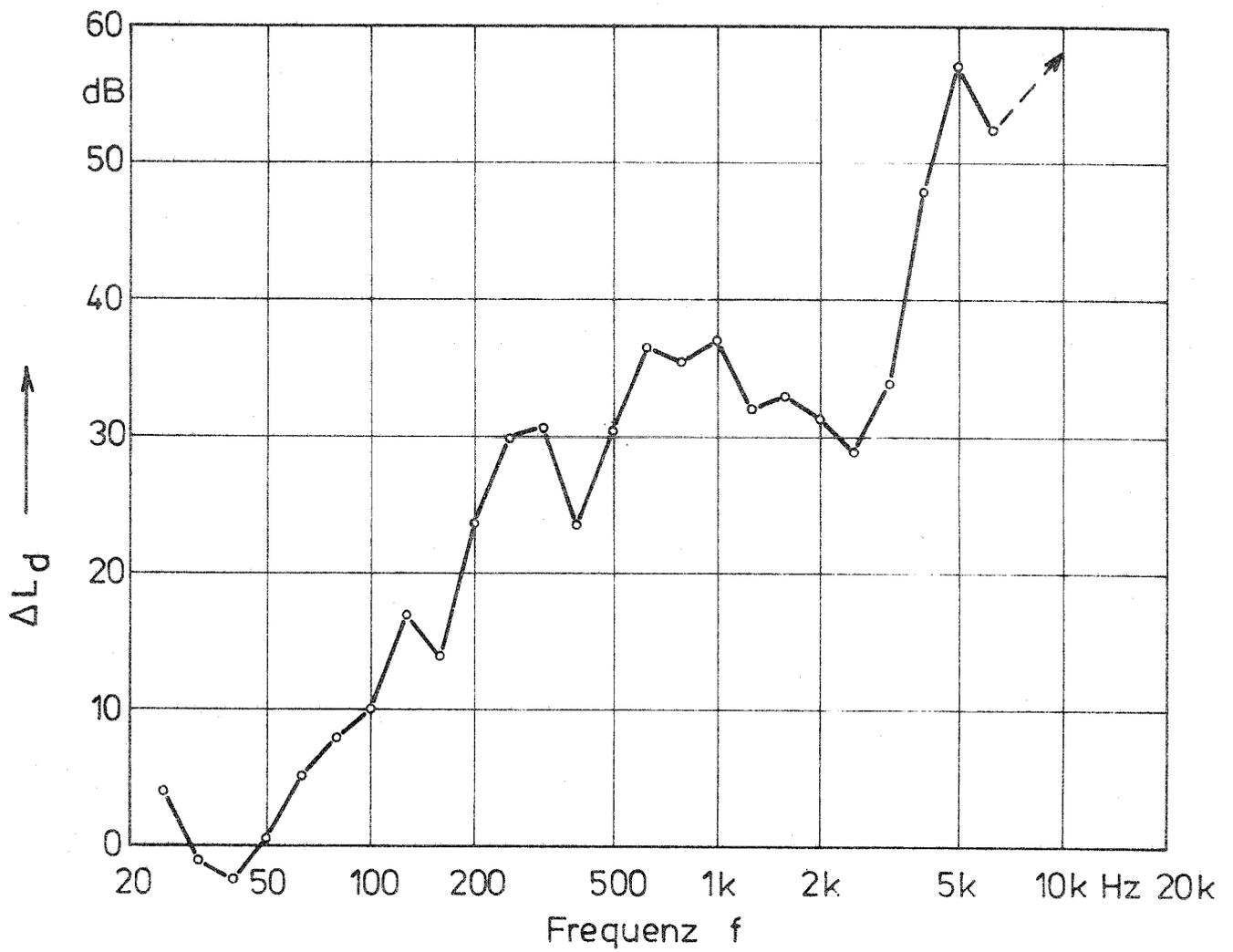


Bild 34 Durchgangsdämmung eines Gummi-Kompensators  
( $\Delta p = 3$  bar)

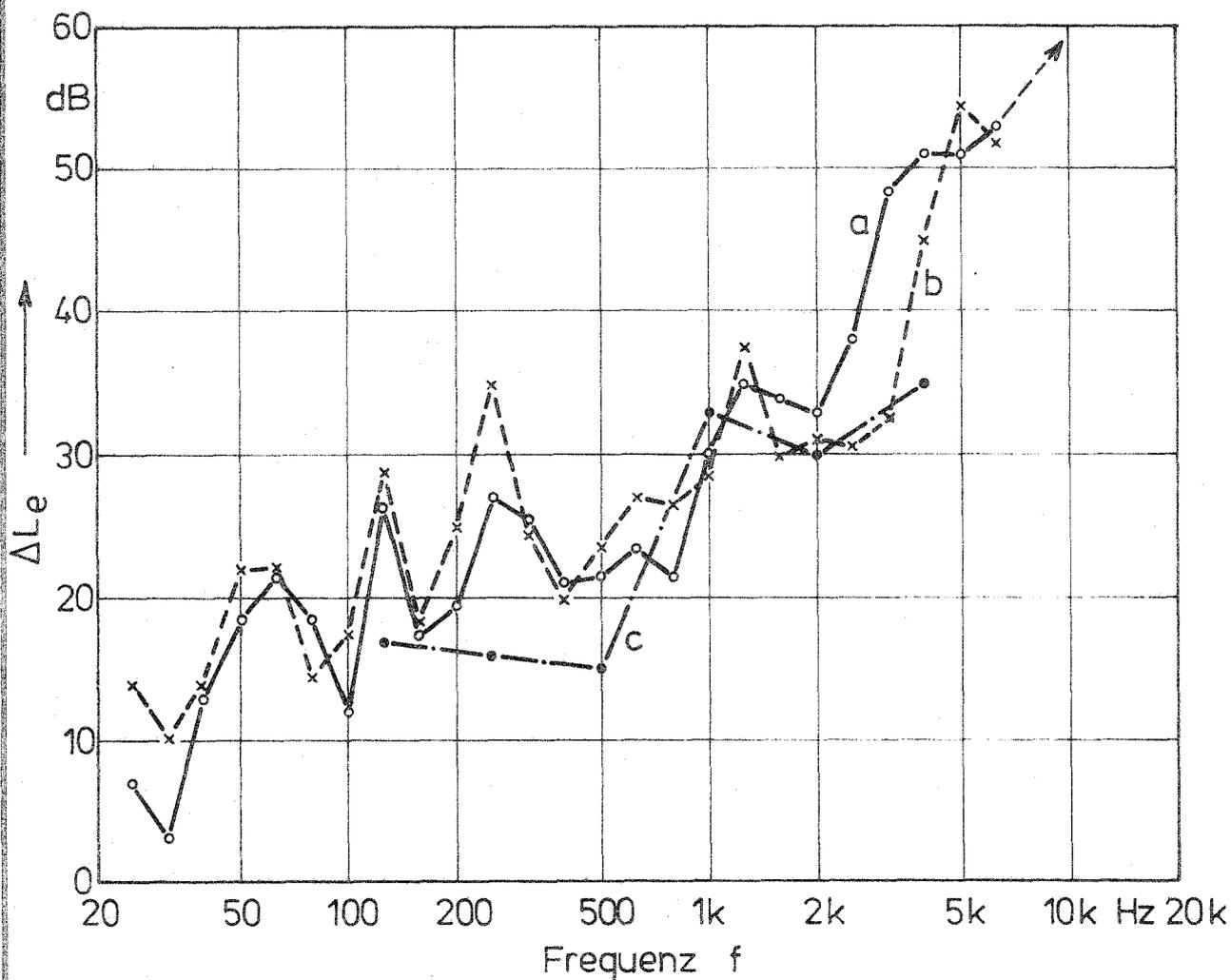


Bild 35 Einfügungsdämmung eines Gummi-Kompensators ( $\Delta p = 3 \text{ bar}$ )

- a im Abstand 1,30 m von der Schallquelle (IGN)
- b im Abstand 0,30 m von der Schallquelle (IGN)
- c Messung nach DIN 52 218 ( $\Delta p = 5 \text{ bar}$ )

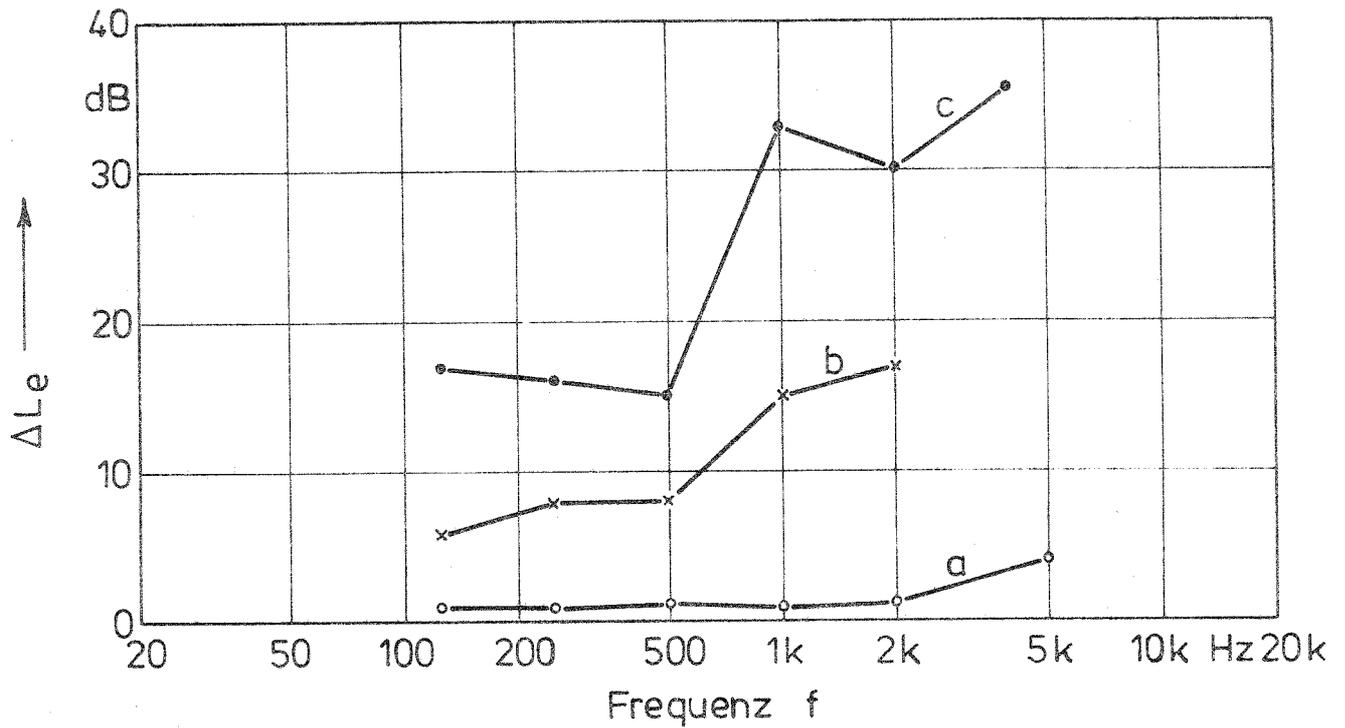
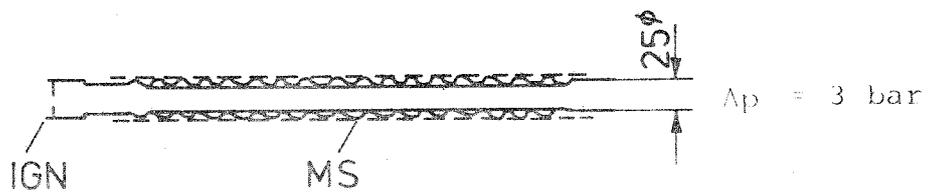


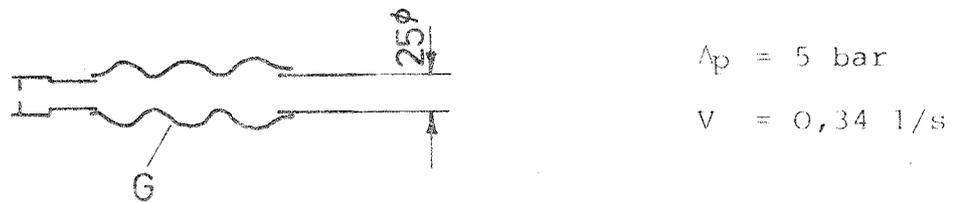
Bild 36 Pegelminderung des Geräuschs eines IGN durch Einfügung

a eines Metallschlauch-Kompensators MS:



b eines Gummi-Kompensators G (hart)

c eines Gummi-Kompensators G (weich)



(gemessen mit Prüfstand nach DIN 52 218)

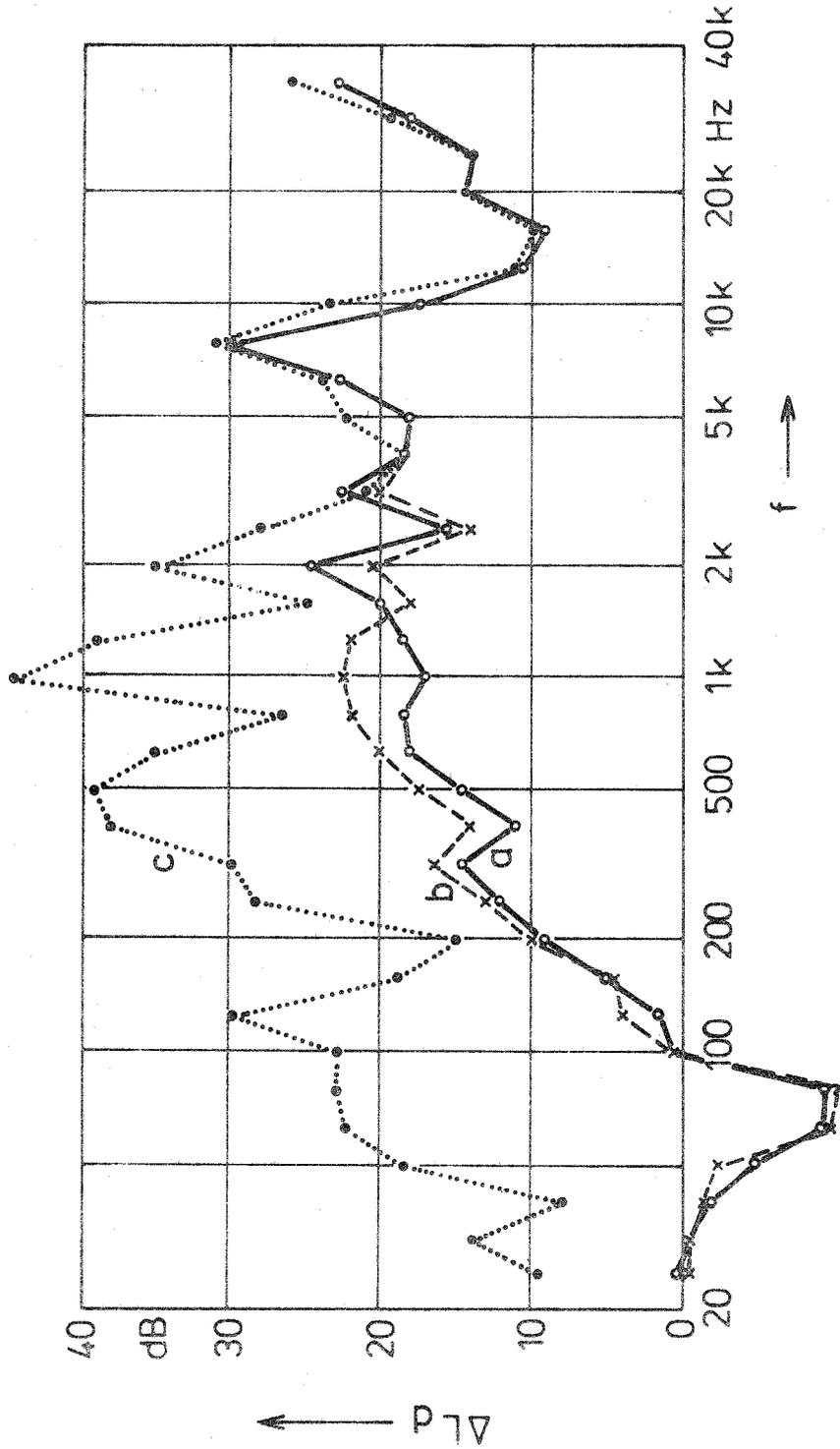


Bild 37. Einfluß von Luftinschlüssen auf die Durchgangsdämmung

a Versuchsmodell V (Bild 15)

b 5 l Luft in Kammer

c 25 l Luft in Kammer

bei  $\Delta p = 3 \text{ bar}$

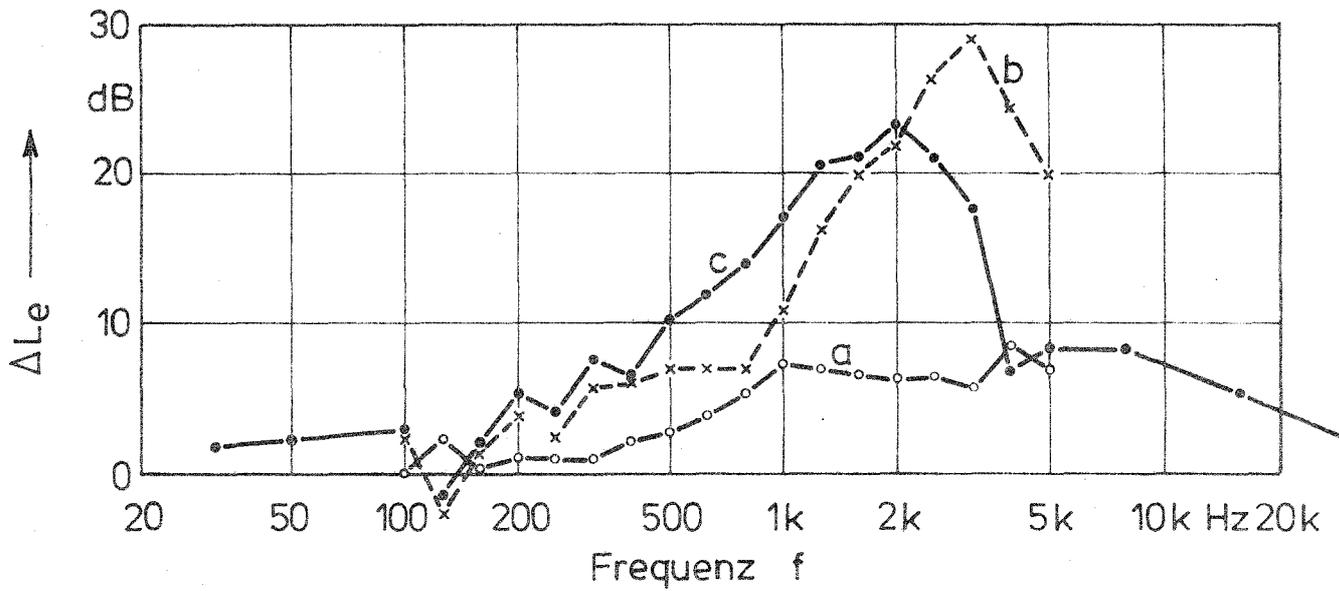
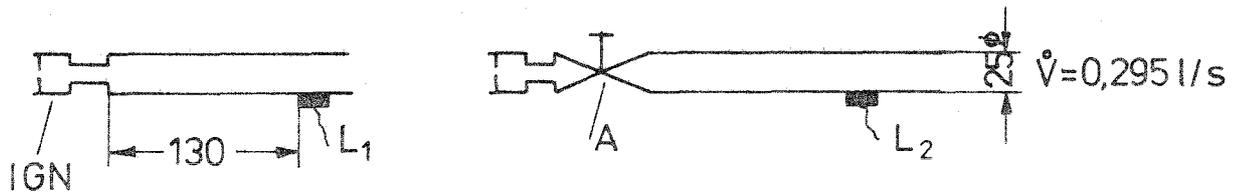
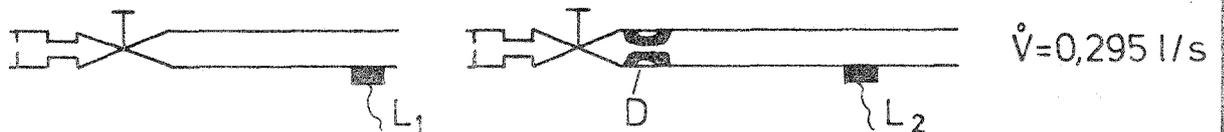


Bild 38 Wasserschall-Pegelminderung  $\Delta L_e = L_1 - L_2$  des Geräuschs

a eines IGN durch eine (ganz geöffnete) Armatur A:



b einer Armatur mit IGN durch (in die Armatur eingebauten) Dämpfer D:



c einer Armatur mit Luftsprudler L durch (in die Armatur eingebauten) Dämpfer:

