

Schallabwehr im Bau- und Maschinenwesen

Sechs Vorträge
und eine Tabellen- und Formelsammlung

von

**L. Cremer, W. Dürhammer, E. Lübecke, E. Meyer,
W. Piening, W. Zeller**

Veranstaltet durch das

Außeninstitut der Technischen Hochschule Berlin und den
Berliner Bezirksverein deutscher Ingenieure in Gemeinschaft mit
dem Fachausschuß des VDI für Schwingungs- und Schalltechnik
— vormals Fachausschuß für Lärminderung des VDI —

Herausgegeben

von

Ernst Lübecke
Berlin

Mit 145 Abbildungen



Berlin
Verlag von Julius Springer
1940

ISBN-13: 978-3-642-98738-0
DOI: 10.1007/978-3-642-99553-8

e-ISBN-13: 978-3-642-99553-8

Alle Rechte, insbesondere das der Übersetzung
in fremde Sprachen, vorbehalten.
Copyright 1940 by Julius Springer in Berlin.

Vorwort.

Im Rahmen der Technisch-Wissenschaftlichen Veranstaltungen des Berliner Bezirksvereins Deutscher Ingenieure wurde im Frühjahr 1938 gemeinsam mit dem Außeninstitut der Technischen Hochschule Berlin und dem Fachausschuß für Lärminderung des VDI eine Vortragsreihe über: „Schallabwehr im Bau- und Maschinenwesen“ veranstaltet. Die große Zahl der Teilnehmer ließ das Interesse an den behandelten Gegenständen erkennen. Außerdem wurde vielfach der Wunsch geäußert, das Material, welches in den Vorträgen an dem Hörer doch schnell vorüberzog, zum Nachschlagen zur Verfügung zu haben, um einzelne Fälle der Schallabwehr innerhalb des eigenen Wirkungskreises mit Erfolg angreifen zu können. Da z. B. keine moderne deutsche Zusammenfassung auf diesem für die Gesundheit eines sehr großen Teiles der Bevölkerung ungemein wichtigen Gebiet vorhanden ist, habe ich es mit großzügiger Unterstützung des Verlages übernommen, die einzelnen Vorträge gegeneinander abzustimmen, Wichtiges, was in der beschränkten Zeit des Vortrages ausgelassen werden mußte, einzufügen, weiterführende Literatur anzugeben und eine Formelsammlung anzufügen, die dem auf dem Gebiet der Schallabwehr tätigen Ingenieur die Bearbeitung bestimmter Aufgaben erleichtern soll. Damit die Zusammenstellung ihre Aufgabe als Nachschlagewerk besser erfüllen kann, ist ein ausführliches Inhalts- und Sachverzeichnis eingefügt. Ich hoffe, daß damit, wenn auch nicht etwas Vollkommenes, so doch für den praktischen Gebrauch Nützliches entstanden ist. Das Buch soll nicht allein eine kurze Einführung in dies Sondergebiet sein, sondern soll dem Praktiker zeigen, welche Aufgaben bereits gelöst sind, wo noch besondere Schwierigkeiten zu erwarten und wie Einzelfälle gemeistert sind. Da überall Wert darauf gelegt wurde, Zahlenwerte anzugeben, wird nicht allein der Architekt und Bauingenieur, der Maschinenbauingenieur, Fahrzeugbauer und Elektrotechniker aus der Darstellung Nutzen ziehen können, sondern auch der Bauherr und Fabrikleiter bei der Errichtung von Gebäuden und Fabrikanlagen und der Besteller von Maschinen und Fahrzeugen Anhalte finden, nach denen die Erzeugnisse der Technik von schalltechnischer Seite zu beurteilen sind. Ihnen zahlenmäßig verlässliche Unterlagen zu bieten, ist auch eine Aufgabe des Buches.

Infolge der vielfachen Inanspruchnahme der einzelnen Mitarbeiter hat die Überarbeitung für den Druck mehr Zeit beansprucht, als ursprünglich vorgesehen war. Es ist jedoch in jedem Abschnitt versucht worden, die Darstellung den neuesten Erkenntnissen und Veröffentlichungen anzupassen.

Berlin-Charlottenburg, im Januar 1940.

Ernst Lübecke.

Inhaltsverzeichnis.

Die wissenschaftlichen Grundlagen der Schalltechnik.

Von Dr. phil. **ERNST LÜBCKE** VDI, Abteilungsleiter im Dynamowerk der Siemens-Schuckertwerke A.G. Berlin-Siemensstadt, a. p. Professor u. Vorstand des Akust. Laboratoriums an der Technischen Hochschule Braunschweig. Seite

I. Grundbegriffe der physikalischen Akustik	1
II. Grundbegriffe der psychologischen Akustik	6
III. Meßgeräte	12
a) Schalldruckmesser	12
b) Geräuschmesser	13
c) Logarithmisches Voltmeter und Dämpfungsschreiber	15
d) Schalleistung	17
e) Bestimmung der Frequenzverteilung der Schallenergie	18

Schalltechnisches Prüfwesen.

Von Dr. phil. **ERWIN MEYER**, o. Professor an der Technischen Hochschule Berlin, Abteilungsleiter im Institut für Schwingungsforschung an der Technischen Hochschule Berlin.

I. Physikalische Meßverfahren	27
a) Schalltechnisches Prüfen durch Beklopfen	27
b) Bestimmung von Eigenschwingung, dynamischem Elastizitätsmodul und Werkstoffdämpfung	28
c) Bestimmung des Strömungswiderstandes	33
d) Werkstoffprüfung mit Ultraschall	34
II. Technische Meßverfahren	35
e) Messung der Luftschalldämmung von Bauteilen	35
f) Bestimmung der Körperschalldämmung	38
g) Messung des Schallschluckgrades	39

Die physikalischen Grundlagen der Schallabwehr im Hochbau.

Von Dr.-Ing. habil. **LOTHAR CREMER**, Oberingenieur am Institut für Mechanik der Technischen Hochschule Berlin.

I. Grundbegriffe der Luftschalldämmung	43
II. Wege für die Luftschallübertragung	50
a) Schalldurchgang durch Öffnungen	50
b) Schalldurchgang durch poröse Stoffe	53
c) Schalldurchgang durch luftdichte, schwere Stoffe (Wände)	57
III. Trittschall-Erregung und Messung	62

Praktische Schallabwehr im Hochbau.

Von Dipl.-Ing. WILHELM DÜRHAMMER VDI, Technische Abteilung der Vereinigten Korkindustrie A.G., Berlin-Schöneberg.	Seite
I. Maßnahmen und Stoffe zur Körperschalldämmung	68
a) Maßnahmen für Fundamente und aufgebendes Mauerwerk	69
b) Maßnahmen zur Verbesserung von Decken	75
II. Maßnahmen und Stoffe zur Luftschalldämmung	76
a) Doppelwände	79
b) Mehrfachwände	79
c) Wanddurchbrechungen, Türen und Fenster	81
III. Zulässiger Störschall in Bauten	85

Praktische Schallabwehr im Maschinenwesen.

Von Dr.-Ing. Dr. WERNER ZELLER , VDI, Beratender Ingenieur VBI, Berlin-Tempelhof, und Prof. Dr. phil. ERNST LÜBCKE , Berlin-Siemensstadt.	
I. Schalltechnische Vorbemerkungen	88
II. Vorgehen bei der Schallabwehr im Maschinenwesen	90
III. Anlage einer Fabrik und Stadtplanung	92
IV. Schallabwehr an Kraftanlagen und deren Maschinen	94
V. Schallabwehr an Förderanlagen	101
VI. Schallabwehr an Arbeits- und Werkzeugmaschinen.	103
VII. Lärmbeschränkung durch Organisation und Selbstschutz	112

Praktische Schallabwehr bei Fahrzeugen.

Von Dr.-Ing. WERNER PIENING VDI, Referent im Oberkommando der Kriegsmarine, Berlin, Babelsberg.	
I. Verkehrslärm	115
II. Geräuscherzeugung der hauptsächlich verwendeten Maschinen und ihre schalltechnische Beurteilung	116
III. Schalltechnische Maßnahmen zur Bekämpfung von Geräuschen	120
IV. Schallabwehr auf Schiffen	126
V. Schallabwehr auf Schienenfahrzeugen	132
VI. Schallabwehr auf Straßenfahrzeugen	138
VII. Schallabwehr auf Luftfahrzeugen	142

Tabellen und Formeln.

Zusammengestellt von Prof. Dr. phil. ERNST LÜBCKE VDI, Berlin-Siemensstadt.	
I. Schallgeschwindigkeit und Schallwellenwiderstände	149
II. Schallfeldgrößen	152
III. Schwingungszahlen, Schalleistungen	153
IV. Lautstärke von Geräuschen von Maschinen, auf Fahrzeugen und Straßen	155
V. Dezibel und Phon	156
VI. Eigenschwingungen von Hohlräumen und Körpern.	157
Sachverzeichnis.	163

Die wissenschaftlichen Grundlagen der Schalltechnik.

Von ERNST LÜBCKE, Berlin.

Eine Kenntnis der Grundlagen der Schalltechnik ist notwendig, um die Maßnahmen zur Schallabwehr im Bau- und Maschinenwesen für die behandelten Beispiele zu verstehen und um aus diesem Verständnis heraus in anders gearteten Fällen mit Aussicht auf Erfolg die geeignetsten Maßnahmen zu treffen.

Unter Schall verstehen wir dabei elastische Schwingungen und Wellen solcher Frequenz und solcher Stärke, daß sie vermittels unseres Gehörorganes einen Sinneseindruck hervorrufen. Wir haben somit beim Schall stets objektiv physikalisch nachweisbare Schwingungen in einem elastischen Medium, wobei die Nachgiebigkeit auch von Flüssigkeiten und festen Körpern zur Übertragung von Schallschwingungen völlig ausreicht. Der Begriff der Zusammendrückbarkeit, die Möglichkeit des Auftretens zeitlich und örtlich begrenzter Überdrücke in dem Medium liefert uns die Grundlagen für eine physikalische Akustik. Diese im Schallfelde vorhandenen mechanischen Schwingungen wirken in Luft unter Zwischenschaltung des äußeren und des inneren Ohres auf das Nervensystem des Menschen ein. Die Wahrnehmung der Schallwellen durch den Menschen bildet Gegenstand der physiologischen Akustik, wobei noch einzelne psychologische Erscheinungen dazukommen. Im folgenden sollen die wichtigsten Grundbegriffe beider Gebiete kurz behandelt werden. Im täglichen Leben haben wir stets ein Zusammenwirken der physikalischen und der physiologischen Akustik. Wenn wir die Grundlagen beider übersehen, sind wir erst in der Lage zu überschauen, wie sich Maßnahmen zur Schallabwehr, die immer physikalisch vorgenommen und meist auch gemessen werden, physiologisch auswirken.

I. Grundbegriffe der physikalischen Akustik.

Die Vorgänge in einer Schallwelle können wir uns beispielsweise an einer solchen klarmachen, die von der Membran eines Lautsprechers abgestrahlt wird. Die Schwingungen der Membran lenken die anliegenden Luftteilchen aus ihrer Ruhelage ab. Es folgen jetzt die Teilchen den

Membranbewegungen und führen dabei in der Richtung der Schallausbreitung Schwingungen um ihre Ruhelage aus. Bei diesen Schwingungen wird der Abstand zwischen benachbarten Luftteilchen verkleinert, damit tritt an dieser Stelle ein Überdruck auf. Dieser setzt wiederum benachbarte Luftteilchen in Bewegung. Auf diese Weise bleiben die Teilchen im Mittel an ihrem ursprünglichen Orte, übertragen aber die Bewegungs- und Druckzustände einer Schallwelle. Die Teilchen bewegen sich um einen Ausschlag a aus der Ruhelage. Ist A der Größtwert des Ausschlages, dann ist der

$$\text{Schallausschlag } a = A \cdot \sin 2\pi \cdot f \cdot t \text{ in cm,}$$

hierbei bezeichnet f die Frequenz der Schwingung, d. h. die Zahl der Schwingungen in der Sekunde und wird in Hertz (Hz) angegeben (Abb. 1). Die Schnelligkeit, mit der sich das Luftteilchen bewegt, ist die Schallschnelle $u = U \cdot \cos 2\pi \cdot f \cdot t = \frac{da}{dt} = 2\pi \cdot f \cdot A \cdot \cos 2\pi \cdot f \cdot t$

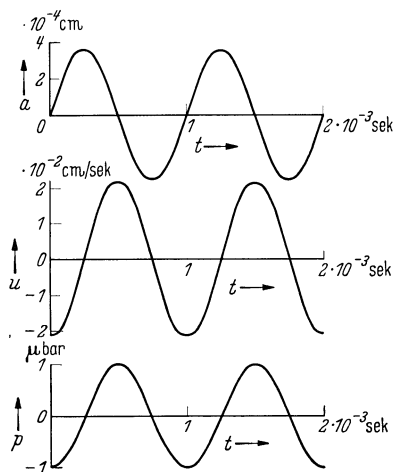


Abb. 1. Schallausschlag a , Schallschnelle u und Schalldruck p in einer fortschreitenden Schallwelle von $f = 1000$ Hz mit einem Schalldruck von 1μ bar, entsprechend einer Lautstärke von 74 phon Din.

in cm/sec. Gleichzeitig mit der Bewegung, die so schnell erfolgt, daß benachbarte Luftteilchen nicht ausweichen können, wird der Abstand zwischen benachbarten geändert, damit tritt zu dem atmosphärischen Luftdruck noch ein Schalldruck hinzu.

Der Schalldruck ist

$$p = P \cdot \cos (2\pi \cdot f \cdot t + \varphi) \text{ in } \text{g/cm sec}^2 = \text{dyn/cm}^2 \text{ oder } \mu\text{bar.}$$

Die Phasenverschiebung φ zwischen Schallschnelle und Schalldruck hängt von der Wellenform ab. In einer ebenen fortschreitenden Welle sind beide in Phase, also $\varphi = 0$; in einer stehenden Welle ist $\varphi = 90^\circ$.

Betrachten wir die auf die Masse einer Luftscheibe vom Schalldruck ausgeübte Kraft und setzen sie in Beziehung zur Schallschnelle, so ergibt sich

$$p = \rho \cdot c \cdot u,$$

wobei ρ die Dichte der Luft (gr/cm^3) und c die Schall(ausbreitungs-)geschwindigkeit (cm/sec)¹ ist. Daraus ergibt sich sofort der Schall(wellen)widerstand:

$$z = \rho \cdot c = p/u \text{ in } \text{gr/cm}^2 \cdot \text{sec. oder akust. Ohm.}$$

¹ Dies gilt für alle Angaben bei Rechnungen. Gewöhnlich wird für die Schallgeschwindigkeit der 10^2 fache Wert in m/sec angegeben. Vgl. Anhang S. 149 und 152.

Für einige Stoffe, welche bei der Schallabwehr im Bau- und Maschinenwesen eine häufige Rolle spielen, sind die Werte von c und z in abgerundeten Zahlen angegeben, sie sind den Stoff kennzeichnende Größen.

Die Wellenlänge λ der Frequenz f ist in jedem Stoff eine andere, nämlich $\lambda = c/f$ in m. Die Schall(ausbreitungs)geschwindigkeit c ist für alle Frequenzen konstant, aber von äußeren Einflüssen, wie Temperatur, Luftdruck usw. abhängig wie die Dichte ρ und die Elastizitätszahl E , da $c = \sqrt{E/\rho} \cdot 10^2$ (m/sec) ist. Damit ergibt sich auch, daß die Wellenlänge λ und der Schallwiderstand z auch von diesen Größen abhängen. Vgl. Anhang S. 149.

Tabelle 1.

Stoff	c in m/sec.	z in $\text{gr/cm}^2 \cdot \text{sec.}$ od. akust. Ohm
Stahl	5000	$4 \cdot 10^6$
Ziegel	3600	$6 \cdot 10^5$
Holz	2500	$2 \cdot 10^5$
Wasser	1500	$1,5 \cdot 10^5$
Kork	500	$1 \cdot 10^4$
Gummi	60	$5 \cdot 10^4$
Luft	340	41,5
Wasserstoff . .	1200	11

Die Richtung der Auslenkung a und auch der Schnelle u fallen mit der Ausbreitungsrichtung der Welle zusammen. a und u sind gerichtete Größen. Wir finden die Schallwellen als Longitudinalwellen. Der Schalldruck p ist dagegen ungerichtet und nach allen Richtungen gleich.

Mit Schallstärke (Schallintensität) bezeichnen wir die Schallenergie, die je Sekunde durch 1 cm^2 Fläche strömt. Sie wird in $\text{erg/cm}^2 \cdot \text{sec.}$ oder in 10^{-7} Watt/ cm^2 gemessen. In fortschreitenden, ebenen Wellen ist die Schallstärke

$$\begin{aligned}
 J &= p_{\text{eff}} \cdot u_{\text{eff}} \text{ in } 10^{-7} \text{ Watt/cm}^2, \quad p_{\text{eff}} = \frac{P}{j \cdot 2}, \quad u_{\text{eff}} = \frac{U}{j \cdot 2} \\
 &= p_{\text{eff}}^2 / \rho \cdot c \\
 &= u_{\text{eff}}^2 \cdot \rho \cdot c.
 \end{aligned}$$

Daraus ergibt sich dann die Schalleistung einer Schallquelle als die durch eine Fläche F , die die Quelle völlig einschließt, strömende Energie in erg/sec. oder 10^{-7} Watt, wenn F in cm^2 gemessen wird.

Die Schalleistung $N = \frac{F \cdot p_{\text{eff}}^2}{\rho \cdot c} = F \cdot u_{\text{eff}}^2 \cdot \rho \cdot c$ in 10^{-7} Watt.

Als Beispiel sollen in der Tabelle 2 die Zahlenwerte für die einzelnen kennzeichnenden Größen in verschiedenen Stoffen für Töne der Frequenz 1000 Hz angegeben werden.

Tabelle 2.

Stoff	Schallauschlag A in cm	Schnelle U in cm/sec.	Druck P in μ bar	Schallstärke J in Watt/ cm^2	Lautstärke L in phon
Luft	$3,5 \cdot 10^{-4}$	0,022	1	$2,2 \cdot 10^{-9}$	74
Kork	$1,6 \cdot 10^{-8}$	$1 \cdot 10^{-4}$	1	$1 \cdot 10^{-11}$	---
Wasser . . .	$1,06 \cdot 10^{-9}$	$6,7 \cdot 10^{-6}$	1	$1,6 \cdot 10^{-11}$	---
Ziegel	$2,7 \cdot 10^{-10}$	$1,7 \cdot 10^{-6}$	1	$1 \cdot 10^{-13}$	---

1*

Man ersieht aus ihr, daß die Auslenkungen bei beträchtlichen Energien nur gering sind und sich in festen und flüssigen Stoffen in der Größenordnung von Molekül- und Atomdurchmesser halten, aber hier schon beachtliche Drucke erzielen.

Auf die Wellenformen soll nicht näher eingegangen werden. Im ungestörten Schallfelde breiten sich die Wellen auf Kugelschalen aus. Die Energie nimmt dabei mit $1/r^2$ ab, wo r der Abstand von der Schallquelle in cm ist.

In geschlossenen Räumen können wir zur Ausbreitung in Zylinderwellen kommen. Hierbei ist die Energieabnahme gleich $1/r$. In Rohrleitungen, Kanälen usw. ist nur eine Ausbreitung in ebenen Wellen möglich. Diese erfolgt ohne Energieabnahme, abgesehen von den Wandverlusten. Im allgemeinen haben wir in der Nähe der Schallquelle Kugelwellen, in größerer Entfernung ebene Wellen.

Die Schwingungsform ist bisher als sinusförmig angenommen. Hierzu haben wir nach dem Grundgesetz der psychologischen Akustik von G. S. OHM (1843) eine Berechtigung, weil das Ohr nur eine sinusförmige Schallschwingung als reinen Ton empfindet. Jede andere Schwingungsform wird vom Ohr automatisch als eine Summe von reinen Tönen empfunden, also in eine Reihe von sinusförmigen Schallschwingungen zerlegt. Dasselbe geschieht mathematisch durch eine Darstellung des Schwingungsvorganges in einer Fourier-Reihe als Summe von Sinus- und Kosinusfunktionen. In seiner allgemeinen Form läßt sich demnach der Schalldruck schreiben:

$$\begin{aligned}
 p &= \sum_1^{\infty} P_n \sin(2\pi \cdot n \cdot f \cdot t + \varphi_n) \\
 &= P_1 \sin 2\pi \cdot f \cdot t + P_2 \sin 2\pi \cdot 2f \cdot t + P_3 \sin 2\pi \cdot 3f \cdot t + \dots \\
 &\quad Q_1 \cos 2\pi \cdot f \cdot t + Q_2 \cos 2\pi \cdot 2f \cdot t + Q_3 \cos 2\pi \cdot 3f \cdot t + \dots
 \end{aligned}$$

Die mathematische Behandlung auch komplizierter Schwingungsformen als Sinusfunktionen besitzt eine physikalisch-psychologische Realität.

Schwankt der Schalldruck sinusförmig, dann haben wir einen reinen Ton. Dies ist zum Unterschied der Bezeichnung „Ton“ in der Musik zu beachten. Setzt sich der Schalldruck aus mehreren Sinusschwingungen zusammen, dann erhalten wir einen Klang oder ein Klanggemisch oder ein Geräusch. Abb. 2—5 zeigen hiervon den zeitlichen Verlauf des Schalldruckes und das entsprechende Schallspektrum, das die Verteilung des Schalldrucks auf die einzelnen Frequenzen graphisch darstellt.

Unter Lärm verstehen wir nach der Festlegung des Deutschen Akustischen Ausschusses jeden störenden Schall, gleichgültig welche Schwingungsform und welche Schallstärke er hat. Meist wird Lärm ein

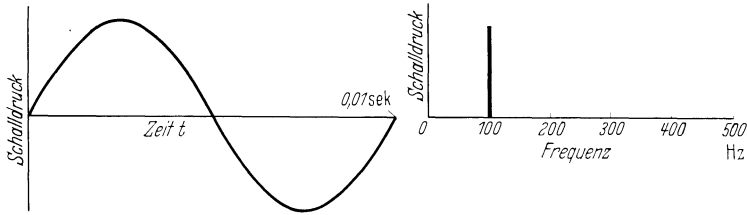


Abb. 2. Zeitlicher Verlauf des Schalldrucks und Schallspektrum eines Tones b von $f = 100 \text{ Hz}$: $b \cdot \sin 2\pi \cdot 100 t$.

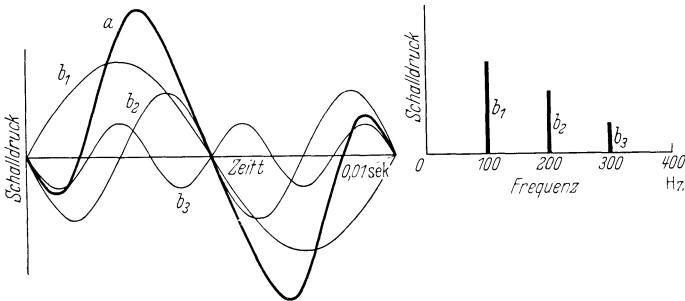


Abb. 3. Zeitlicher Verlauf des Schalldrucks und Schallspektrum eines Klanges a , zusammengesetzt aus den drei Teiltönen b_1, b_2, b_3 :
 $a = b_1 \cdot \sin 2\pi \cdot 100 t + b_2 \cdot \sin 2\pi \cdot 200 t + b_3 \cdot \sin 2\pi \cdot 300 t$.

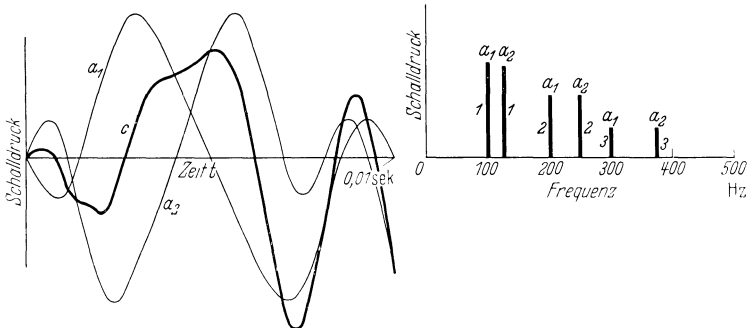


Abb. 4. Zeitlicher Verlauf des Schalldrucks und Schallspektrum eines Klängemisches c , zusammengesetzt aus den Klängen a_1 und a_2 : $c = [a_{11} \cdot \sin 2\pi \cdot 100 t + a_{12} \cdot \sin 2\pi \cdot 200 t + a_{13} \cdot \sin 2\pi \cdot 300 t] + [a_{21} \cdot \sin 2\pi \cdot 125 t + a_{22} \cdot \sin 2\pi \cdot 250 t + a_{23} \cdot \sin 2\pi \cdot 375 t]$.

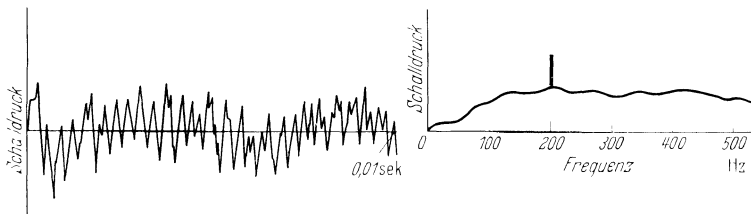


Abb. 5. Zeitlicher Verlauf des Schalldrucks und Schallspektrum eines Geräusches mit einem kontinuierlichen Untergrund und einem Tonanteil: $b \cdot \sin 2\pi \cdot 200 t$.

Schall größerer Schallstärke sein, aber bei großer Ruhe können auch schon geringe Schallenergien störend wirken. Mit dieser Feststellung haben wir den Übergang von den objektiven physikalischen Schallvorgängen zu den subjektiven, physiologisch bedingten Schallempfindungen vollzogen.

II. Grundbegriffe der physiologischen Akustik.

Hier beschäftigen uns folgende Fragen: Welche elastischen Schwingungen empfinden wir als Schall? Wie stark sind die Empfindungen bei bestimmten Schallenergien? Wie nimmt das Ohr zusammengesetzte Schalle und zeitlich schwankende auf?

Wir können als erstes feststellen, daß das menschliche Ohr von allen Sinnesorganen auf den größten Frequenzbereich der Reize, d. h. der Schallschwingungen reagiert. Die obere und die untere Frequenzgrenze liegt nicht fest, sondern ist individuellen Abweichungen unterworfen. Im Mittel kann man die untere Grenze des Hörbereiches auf 16—20 Hz und die obere auf 15 000—20 000 Hz legen. Mit zunehmendem Alter verschiebt sich die obere Grenze nach niedrigeren Frequenzen hin. Der Frequenzbereich des Ohres umfaßt demnach ungefähr 11 Oktaven, während das Auge für die Farben des Lichtes nur ungefähr eine Oktave von der Wellenlänge 400 μm (Blau) bis zur Wellenlänge 800 μm (Rot) umfaßt.

Wie das Auge im mittleren gelbgrünen Frequenzbereich am empfindlichsten ist, so ist das Ohr auch im mittleren Bereich zwischen 1000 und 3000 Hz am empfindlichsten. Hiervon kann man sich leicht überzeugen, indem man nacheinander Töne verschiedener Frequenzen aber von demselben, mittleren Schalldruck dem Ohre darbietet.

Die kleinste Energie, auf welche das Ohr bei 1000 Hz anspricht, liegt mit 10^{-16} Watt/cm² ungefähr in der gleichen Größenordnung wie der Schwellenwert des Auges. Wäre das Ohr nur eine Zehnerpotenz empfindlicher, dann würden wir bereits die Wärmebewegung der Luftteilchen als Schall, als Geräusch empfinden. Bei lautem Sprechen ist die Schallstärke 10^{-9} Watt/cm² und die gesamte Schalleistung eines Menschen 10^{-5} Watt. Von der Größe dieser Leistungen mag folgende Betrachtung einen anschaulichen Begriff vermitteln. Es ist: 1 cal = 4,184 Watt/sec = $4,84 \cdot 10^{-5}$ Watt/Tage = $133 \cdot 10^{-9}$ Watt/Jahre. Man kann also sagen: bei verlustloser Umwandlung einer Energie von 1 cal in Schall ergibt sich die Schalleistung des lauten Sprechens für eine Zeit von vier Tagen und 20 Stunden und zwar nach allen Seiten. Wird nur eine Fläche von 1 cm² beschallt, z. B. die Öffnung des Gehörganges, so reichte eine Energie von 1 cal aus, um 133 Jahre die Schallstärke des lauten Sprechens dort hervorzurufen; geht man mit der Erregung bis an

die Hörschwelle herunter, dann ergäbe sich eine Dauer von 1,33 Milliarden Jahre. Erhöhte man die Schallstärke auf 10^{-3} Watt/cm², wie sie in der Nähe eines schweren Geschützes beim Abfeuern beobachtet wird, dann lieferte 1 cal über eine Stunde lang diesen ungeheueren Krach als Dauerlärm. Steigert man die Schallenergie über 10^{-3} Watt/cm² hinaus, dann empfindet das Ohr keine Steigerung der Schalleindrücke mehr, wir haben den oberen Schwellenwert, die Schmerzgrenze, erreicht. Zwischen beiden Grenzen liegt die Hörfläche. Wir ersehen hieraus, daß das Ohr auf Energiebeträge im Verhältnis von 1:10¹³ anspricht, eine schon fast astronomische Zahl von 10 Billionen.

Logarithmische Maßstäbe: Dezibel und Phon. Wir müssen also zur Vereinfachung der Zahlen einen anderen Maßstab als den linearen einführen. Für diesen neuen Maßstab kommt uns die Eigenschaft des Ohres entgegen, daß es in Annäherung wie jedes Sinnesorgan dem Weber-Fechnerschen Gesetz gehorcht, d. h. die Empfindungsstärke S ist proportional dem Logarithmus des Reizes, in unserem Falle der Schallenergie J oder dem Quadrat des Schalldruckes P zu dem entsprechenden Schwellenwert für diesen Reiz J_0 bzw. P_0 .

In seiner algebraischen Form lautet hier das Weber-Fechnersche Gesetz: $S = k \cdot \log J/J_0 = k \cdot \log P^2/P_0^2 = 2k \cdot \log P/P_0$.

Wäre der Proportionalitätsfaktor k gleich 1, dann könnten die gesamten im Hörbereich vorkommenden Schallenergien durch die Verhältniszahlen 1—13 ausgedrückt werden. Diese Zahlen sind von den Amerikanern zu Ehren des amerikanischen Erfinders des Telephons mit dem Namen: Bel belegt worden. Da das Ohr aber bereits $1/10$ dieser Größe, die einer Steigerung der Energie um 25% entspricht, unterscheiden kann, ist durch Übereinkommen der Faktor $k = 10$ gesetzt. Die sich jetzt ergebenden Zahlen haben die Größe eines Dézibel (db). Wir haben im Dezibel-Maßstab ein reines Energieverhältnis, das für Energien im Bereich der Hörfläche zwischen den Werten von 0—130 db liegt. Man benutzt dieses Maß auch zum Vergleich von Schallenergien zu beiden Seiten einer Wand für die Schalldämmung, zur Bestimmung der Verstärkung eines Gerätes durch Vergleich der Spannungen von Eingang und Ausgang. Wir bezeichnen dies Maß mit

$$D = 10 \lg J_1/J_2 = 20 \log P_1/P_2 = 20 \lg U_1/U_2 \text{ in } db.$$

Wir müssen jetzt die Abhängigkeit der Hörschwelle von der Frequenz näher betrachten (Abb. 6). Bei tiefen und auch bei hohen Tönen ist dem Ohr, damit die Hörschwelle überschritten wird, eine wesentlich höhere Energie gegenüber dem Bereich von 1000—3000 Hz zu bieten. Die Frequenz 1000 Hz gilt als Normalton. Wenn man die Energie oder den Druck an der Hörschwelle für den Normalton als Bezugswert J_0 oder P_0 zugrunde legt, dann kann man für einen Ton von 1000 Hz eine db -Skala

aufbauen, und man nennt jetzt die Schallstärke eines 1000 Hz-Tones in der *db*-Skala, bezogen auf den Schwellenwert J_0 , z. B. 10^{-16} W/cm², die Lautstärke dieses Schalles in phon.

Wir haben das logarithmische Energiemaß: $D = 10 \lg J_1/J_2 = 20 \lg P_1/P_2$ in *db* für jede Frequenz und daneben das Maß für die Lautstärke: $L = 10 \lg J_1/J_0 = 20 \lg P_1/P_0$ in phon für 1000 Hz mit dem international festgelegten Pegel $P_0 = 0,0002 \mu\text{bar}$. Phon ist ein Maß für den Gehöreindruck, also eine zwar physikalisch für die Normalfrequenz 1000 Hz festgelegte objektive physikalische Größe, aber angewandt auf eine subjektive psychologische Empfindung. Wie man bei der Photometrie verschiedenfarbiges Licht vergleichen muß, so muß man bei Lautstärkenmessung auch Schalle verschiedener Frequenzen bewerten. Bietet man abwechselnd den Ohren einen Normalschall von 1000 Hz und einen lautstärkenmäßig zu erfassenden Schall anderer Frequenz dar, dann läßt sich durch Vergleich mit dem Ohr entscheiden, ob der Meßschall lauter oder leiser als der Normalschall ist¹. Führt man dies zur Ausschaltung persönlicher Fehler mit einer großen Zahl von Beobachtern durch, dann kann man den Mittelwert der Schallenergie, z. B. der Frequenz 50 Hz angeben, der ebenso laut empfunden wird, wie z. B. eine Energie von 10^{-12} W/cm² beim Ton 1000 Hz; dies sind 10^{-9} W/cm².

Für die Frequenz 1000 Hz entspricht die Schallenergie von 10^{-12} W/cm² einer Lautstärke $L = 10 \lg 10^{-12}/10^{-16}$ in phon, d. h. $L = 40$ phon. Bei der Frequenz 50 Hz entspricht bei der gewählten Lautstärke von 40 phon ihr eine wesentlich höhere Energie und zwar eine solche von 10^{-9} W/cm². Verbindet man in einer Darstellung die zu einer bestimmten Lautstärke gehörigen Werte der Schallenergien in Abhängigkeit von der Frequenz, dann übersieht man sofort die Frequenzempfindlichkeit des Ohres für diese Lautstärke. Man erhält so die Kurven gleicher Lautstärke, wie sie bisher nur von Amerikanern, zuerst KINGSBURY², dann FLETCHER und MUNSON³ veröffentlicht worden sind (Abb. 6). In der Abb. 6 ist rechts als Ordinate der Maßstab in Watt/cm² angegeben, wie er z. Zt. bereits von den Amerikanern und Engländern benutzt wird und wie er international in kurzer Zeit angewandt werden wird. In Deutschland sind die entsprechenden Entwürfe für ein DIN-Blatt seitens des Deutschen Akustischen Ausschusses bereits vorbereitet. Für mittleren Luftdruck und mittlere Temperaturen entspricht diesem Schwellenwert von $J_0 = 10^{-16}$ Watt/cm² ein Schalldruck von $P_0 = 2 \cdot 10^{-4}$ dyn/cm². — In der

¹ BARKHAUSEN, H.: Z. techn. Physik 7 (1926) S. 599.

² KINGSBURY, B. A.: Phys. Rev. 29 (1927) S. 588.

³ FLETCHER, H. u. W. A. MUNSON: J. acoust. Soc. Amer. 5 (1933) S. 1. — FLETCHER, H.: Ebenda 6 (1934) S. 59 u. 9 (1938) S. 275. — GEIGER, P. H. u. F. A. FIRESTONE: J. acoust. Soc. Amer. 5 (1933) S. 25.

Ordinate ist eine Schalldruckskala angegeben, die mit diesem Schwellenwert übereinstimmt. Nach der bisher gültigen Definition des AEF betrug für den Normalton von 1000 Hz bei einem Schalldruck von 1 dyn/cm² oder 1 μ bar

die Lautstärke genau 70 phon. Der Schwellenwert liegt dann bei $1 \cdot 10^{-4} \mu$ bar. Beide Skalen verlaufen vollkommen parallel, nur liegt der bisherige deutsche Zahlenwert für dieselbe Lautstärke um 3,8 phon niedriger als der internationale hier bereits angegebene. Hierauf ist beim Übergang vom

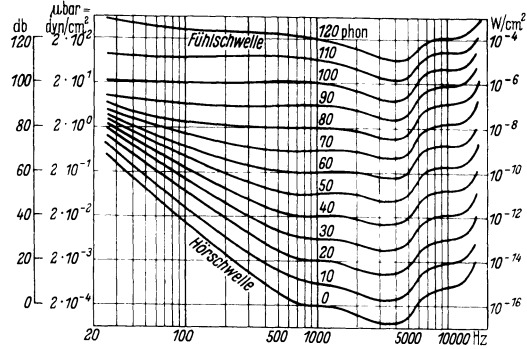


Abb. 6. Kurven gleicher Lautstärke (nach FLETCHER und MUNSON).

bisherigen Lautstärkenmaßstab auf den neuen in phon_{Din} zu achten.

Die Lautstärke ist ein nach den soeben genannten Gesichtspunkten festgelegtes Maß für die Schallempfindung. Steigt nun die Laut-

heit, d. h. die Größe der Schallempfindung proportional mit der Lautstärke? Dies ist wegen des beschränkten Umfanges des WEBER-FECHNERSCHEN Gesetzes nur im Bereich mittlerer Lautstärke der Fall. Ebenfalls nach FLETCHER und MUNSON (Abb. 7) steigt hier die Empfindung, bezeichnet mit Lautheit $G(L)$, auf das Doppelte bei einer Zunahme der Lautstärke um 8–10 phon. Diese Zahl wollen wir uns merken. Die Stufung der phon-Skala ist so, daß wir eine Änderung um 1 phon gerade bemerken können, daß eine Änderung auf den halben oder doppelten Eindruck rd.

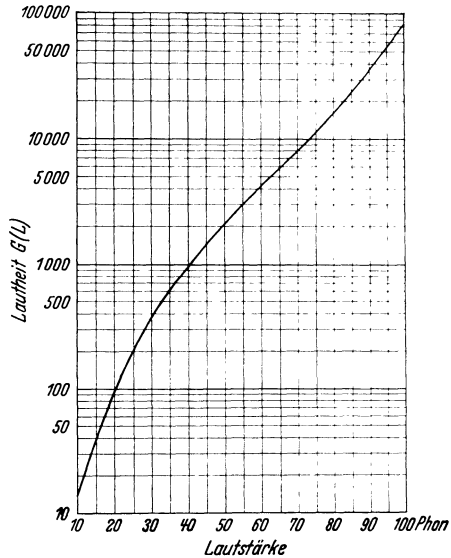


Abb. 7. Abhängigkeit der Größe der Schallempfindung: Lautheit $G(L)$ von der Lautstärke (nach FLETCHER und MUNSON).

10 phon Änderung verlangt. Im Bereich der Lautstärken unter 40 phon wird eine Verdopplung der Lautheitsfunktion bereits bei einer kleineren Änderung der Lautstärke in Phon erreicht. Unser Ohr ist für leise

Geräusche merklich empfindlicher als für solche, wie sie im Leben bei Tage vorkommen. Wenn also der allgemeine Schallpegel niedrig liegt, wie z. B. nachts, ist die Stärke für die Lautheitsempfindung

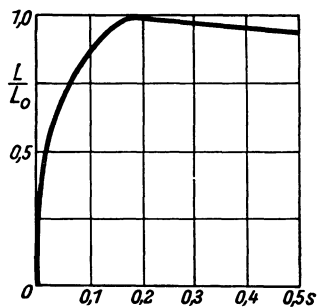


Abb. 8. Zeitlicher Verlauf der Lautstärke bei konstant gehaltenem Schalldruck nach v. BÉKÉSY.

wesentlich gesteigert.

Ohreigenschaften. Verlassen wir die logarithmischen Maße: das *db* als rein logarithmisches Energieverhältnis und die Lautstärke als Maß für die Schallempfindung und beachten noch einige Eigenschaften des Ohres.

a) Bietet man dem Ohr einen Schall, so wird der Höchstwert der Empfindung L_0 nach v. BÉKÉSY¹ nicht sofort erreicht, sondern erst nach 100–200msec (Abb. 8).

b) Bietet man dem Ohr kurzzeitig einen Ton, so wird er zunächst als Knack empfunden, es müssen erst eine Anzahl von vollen Schwingungen unser Ohr treffen, bei 1000 Hz etwa 10 Schwingungen,

bei 500 Hz 15 Schwingungen bis ein richtiger Toneindruck zustande kommt. Die Abhängigkeiten sind von BÜRCK, KOTOWSKI und LICHTÉ² vor kurzem genau untersucht (Abb. 9) und haben ältere Messungen von E. LÜBCKE³ bestätigt.

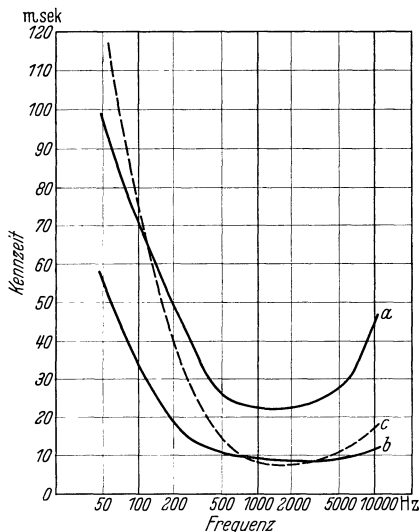


Abb. 9. Die für einen Toneindruck notwendige Tondauer. *a* obere, *b* untere Grenze der Meßwerte, *c* berechnete Kurve.

c) Dieselben Autoren⁴ stellten auch fest, daß man in einem gleichmäßigen Spektrum 70% der Gesamtenergie innerhalb 5% um eine Frequenz konzentriert haben muß, damit man ein Tonempfinden hat. Dies ist wichtig, weil man einem Geräusch auch Toncharakter zuordnen kann.

d) Tritt zu einem Ton der Frequenz f_1 noch ein zweiter der Fre-

¹ v. BÉKÉSY, G.: Ann. Phys. 16 (1933) S. 844; 20 (1934) S. 809; 26 (1936) S. 554. — Akust. Z. 1 (1936) S. 128.

² BÜRCK, W., P. KOTOWSKI u. H. LICHTÉ: Elektr. Nachr.-Techn. 12 (1935) S. 326.

³ LÜBCKE, E.: Z. techn. Phys. 2 (1921) S. 51.

⁴ BÜRCK, W., P. KOTOWSKI u. H. LICHTÉ: Ann. Phys. 25 (1936) S. 433.

quenz f_2 hinzu, so kann man diesen wegen des Verdeckungseffektes nur dann wahrnehmen, wenn er eine bestimmte Schallstärke im Vergleich zum ersten besitzt¹ (Abb. 10). In der Abb. 10 ist die Erhöhung des Schwellenwertes für einen Ton der Frequenz f_2 angegeben, wenn die Lautstärke von f_1 die als Parameter angeschriebenen Werte von 20 bis 80 phon besitzt. Die Kurven zeigen, daß tiefe Töne in viel stärkerem Maße höhere verdecken als umgekehrt. Es können dadurch aus einem Schall für unser Ohr einzelne, objektiv vorhandene Töne verschwinden.

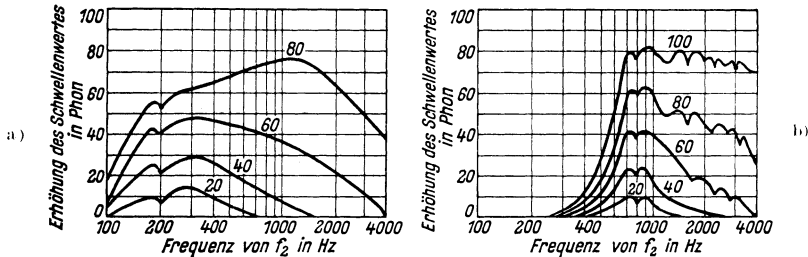


Abb. 10. Verdeckungerscheinungen reiner Töne f_2 : a) für $f_1 = 200$ Hz. b) für $f_1 = 800$ Hz.

Enthält ein Geräusch neben tiefen Anteilen noch hohe Töne, so treten sie nach diesen Kurven bei großer Lautstärke, d. h. in der Nähe der Schallquelle für das Ohr nicht in Erscheinung. Ist die Gesamtlautstärke aber herabgesetzt, z. B. dadurch, daß man das Geräusch in größerer Entfernung abhört, dann werden die hohen Töne nicht mehr verdeckt. treten jetzt hervor und können störend wirken.

e) Neue Töne treten dagegen durch Kombinationstonbildung hinzu. Unser Ohr arbeitet vor allem bei großen Lautstärken nicht mehr linear. Dann können z. B. außer den Frequenzen f_1 und f_2 noch die Frequenzen $nf_1 \pm mf_2$ auftreten, wo n und m ganze Zahlen sind. Am ausgeprägtesten ist der Differenzton für $n = m = 1$. Dieser macht den Klang unrein und rau².

Mit diesen Hinweisen auf die Grundlagen der physikalischen und physiologischen Akustik soll hier geschlossen werden. Die Maßeinheiten für die in der Schalltechnik vorkommenden Größen seien noch einmal kurz zusammengefaßt.

Schalldruck in μbar oder dyn/cm^2 oder $10 \text{ gr}/\text{m}^2$,

Schallstärke in $\text{erg}/\text{cm}^2 \text{ sec}$ oder $10^{-7} \text{ W}/\text{cm}^2$,

Schalleistung in erg/sec oder 10^{-7} Watt ,

Dezibel: logarithmisches Leistungs- oder Energieverhältnis

$D = 10 \lg J_1/J_2$ oder $10 \lg N_1/N_2$ oder $20 \lg P_1/P_2$.

Phon (Maß der Schallempfindung) logarithmisches Energieverhältnis zum Pegel J_0 , bzw. P_0 und für $f = 1000$ Hz.

$$L = 10 \lg J_1/J_0 = 20 \lg P_1/P_0.$$

¹ WEGEL, R. J. u. C. E. LANE: *Phys. Rev.* 23 (1924) S. 266.

² V. BÉKÉSY, G.: *Ann. Phys.* 20 (1934) S. 809; 25 (1936) S. 413.

III. Meßgeräte.

a) Schalldruckmesser.

Der Schalldruckmesser (Abb. 11 u. 12) besteht aus einem hochwertigen, eichbaren Kondensatormikrophon, einem eichbaren und meßbar verstellbaren Verstärker und einem Anzeigegerät, an dessen Skala



Abb. 11. Schalldruckmesser in Benutzung. Kondensatormikrophon links in der Nähe der Maschine stehend, Schalldruckmesser mit Anzeigegerät auf dem Tisch links, rechts Gerät zur Suchtonanalyse mit Schwebungssumme, vorn Tintenschreiber zur Aufzeichnung des Schallspektrums.

die Ablesung direkt in μbar , multipliziert mit einem Verstärkerfaktor, erfolgt¹. Für den ganzen in Frage kommenden Bereich, also von etwa 30—10 000 Hz, neuerdings auch bis 15 000 und 18 000 Hz, ist die Anzeige für denselben Schalldruck dieselbe. Die Eichkurven für verschiedene Meßbereiche sind alle parallele Horizontale. An das Meßgerät werden hinsichtlich Einstellzeit keinerlei besondere Anforderungen gestellt. Die Skala ist linear. — Die Lautstärke kann für einen Ton bei gegebener Frequenz aus dem Schalldruck an Hand der Kurven gleicher Lautstärke (Abb. 6) abgeleitet werden.

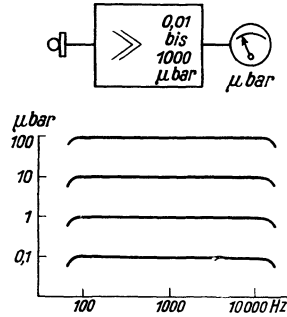


Abb. 12. Schalldruckmesser. Aufbau und Frequenzgänge.

b) Geräuschmesser.

Bei der Messung der Lautstärke mit dem Geräuschmesser benötigt man ebenso ein gutes Mikrofon wie beim Schalldruckmesser, darüber hinaus müssen aber Verstärker und Anzeigeelement besonderen Bedingungen genügen, weil man möglichst die Eigenschaften eines Normalohres nachbilden will (Abb. 13 u. 14).² Nach den seitens des Deutschen Akustischen Ausschusses festgelegten Normen³ soll der Verstärker keinen linearen Frequenzgang besitzen, sondern zumindest drei verschiedene Frequenzgänge aufweisen, die entsprechend dem Verlauf der Kurven gleicher Lautstärke durchgebogen sind. Für 1000 Hz haben wir außerdem eine in Phon lineare Verstärkereinstellung. Für Lautstärken unter 40 phon gilt die am stärksten durchgebogene Frequenzkurve, zwischen 40 und 60 eine mittlere, der 50 phon-Ohrkurve entsprechend, und für höhere etwa die 70 phon-Ohrkurve. Dies wird durch eine Siebschaltung erreicht, die automatisch beim Übergang von einem Meßbereich zum anderen betätigt wird. Der Verstärker reicht von 20—120 phon und ist in Stufen von 10—20 phon umschaltbar. Der Wechselstrom wird zur Effektivwertanzeige über einen quadra-

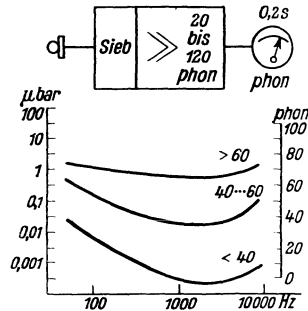


Abb. 13. Geräuschmesser. Aufbau und Frequenzgänge.

¹ LÜBCKE, E.: Z. f. phys. u. chem. Unterr. 51 (1938) S. 3.

² TRENDELENBURG, FERD.: Phys. Soc. London. Repr. Disc. on Audition Juni 1931. — SELL, H.: Siemens-Z. 15 (1935) S. 147.

³ Akust. Z. 2 (1937) S. 54.

tischen Gleichrichter einem Anzeigergerät zugeführt, das einen Meßbereich von 20—30 phon umfaßt. Wegen der logarithmischen Skala ist jetzt zu der Ablesung noch der am Verstärker eingestellte phon-

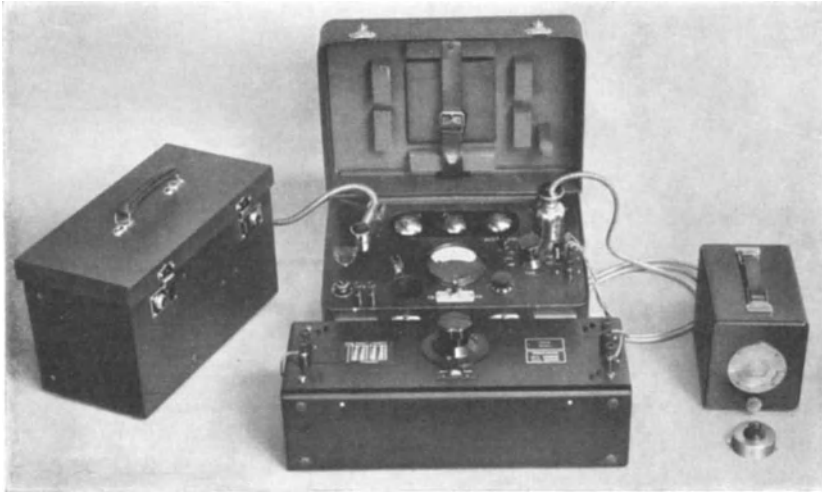


Abb. 14. Geräuschmesser mit Kondensatormikrophon und Oktavsieb.

Wert hinzuzuzählen. Damit das Instrument ebenso schnell, oder ebenso langsam wie das Ohr arbeitet, ist noch die Einstellzeit auf

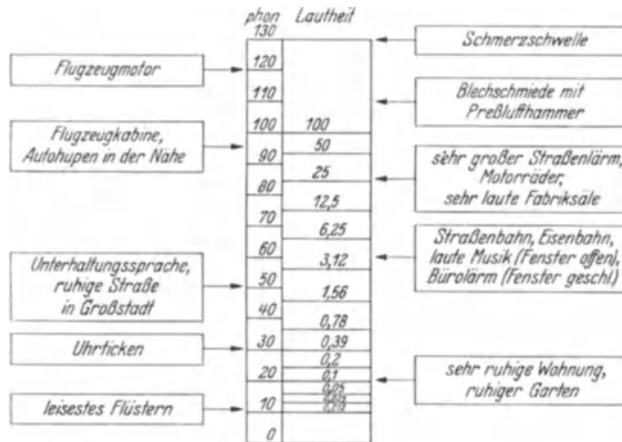


Abb. 15. Lautstärken und Lautheiten bekannter Geräusche.

200 msec festgelegt. Einige markante Lautstärken sind zusammen mit einer Lautheitsskala, wo willkürlich 100 phon = Lautheit 100 gesetzt ist, verzeichnet (Abb. 15). Wirken zwei gleichlaute Schallquellen

auf den Lautstärkenmesser ein, dann steigt die Phon-Zahl nicht auf den doppelten Wert, sondern nur um 3 phon an, ganz unabhängig von jeder Ausgangslautstärke. Erst zehn gleichlaute Schallquellen bewirken eine Zunahme um 10 phon und eine Verdopplung der Empfindungsstärke¹.

Ein einfacherer und zwar der historisch älteste Lautstärkenmesser ist der nach BARKHAUSEN¹, bei dem dem Ohr ein meßbar einzustellender Vergleichsschall zugeführt wird und das Ohr den Vergleich mit dem Meß-Schall durchführt. Hierbei sind jedoch subjektive Fehler von 10 phon und mehr möglich.

Erwähnt sei noch der Bezugspegel für deutsche und amerikanische bzw. englische Messungen. Nach AEF liegt er in Deutschland so, daß einem Schalldruck von $1 \mu\text{bar}$ beim Vergleichston 1000 Hz eine Lautstärke von 70 phon entspricht. Das ergibt ein $P_0 = 3,13 \cdot 10^{-4} \mu\text{bar}$. In den angelsächsischen Ländern ist der Nullpegel zu $J_0 = 10^{-16} \text{ W/cm}^2$ festgelegt. Den kann man nur indirekt durch den Schalldruck messen und findet $P_0 = 2 \cdot 10^{-4} \mu\text{bar}$. Durch internationale Übereinkunft der Normenausschüsse wird in Kürze eine Übereinstimmung erzielt werden derart, daß die Amerikaner Lautstärken nur mit phon bezeichnen und ihre Basis beibehalten. In Deutschland wird durch eine DIN-Norm der Nullpegel der amerikanischen Skala gewählt, so daß die zukünftigen phon_{Din} um 3,8 phon größer sind als die bisherigen.

c) Logarithmisches Voltmeter und Dämpfungsschreiber.

Zur Aufzeichnung von Schall- und Lautstärken kann man zur Erfassung des großen Intensitätsbereiches mit Vorteil logarithmische Voltmeter (Abb. 16) benutzen. In Deutschland existieren drei verschiedene Ausführungen²: mit mechanischer Spannungsabnahme an einem Elektrolyt-Trog und Lichtzeiger nach MEYER und KEIDEL, mit einer Röhrenschialtung und Tintenschreiber nach HOLLE und LÜBCKE und mit einem mechanischen Potentiometer und Wachspapieraufzeichnung nach v. BRAUNMÜHL und WEBER. Letzteres Gerät ist als Dämpfungsschreiber nach NEUMANN im Handel. Die Wirkungs-

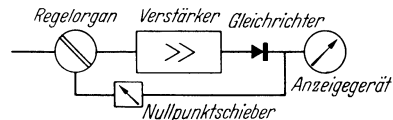


Abb. 16. Schaltung eines rückwärtsgeregelten logarithmischen Voltmeters.

¹ Vgl. Anm. 1 S. 8 u. U. einen stärkeren psychologischen Effekt: AIGNER, F. u. M. J. O. STRUTT: J. acoust. Soc. Amer. 6 (1935) S. 155. — LÜBCKE, E.: Z. techn. Physik 16 (1935) S. 77.

² MEYER, E. u. L. KEIDEL: Elektr. Nachr.-Techn. 12 (1935) S. 37. — v. BRAUNMÜHL, H. J. u. W. WEBER: Elektr. Nachr.-Techn. 12 (1935) S. 223. — HOLLE, W. u. E. LÜBCKE: Hochfreq. u. Elektroak. 48 (1936) S. 41.

weise beruht darauf, daß die Spannungsabnahme am Regelorgan (Potentiometer) (Abb. 17) derart selbständig vom Ausgang eines Verstärkers gesteuert wird, daß die Ausgangsleistung konstant bleibt, wobei die Stellung des Potentiometerabgriffes ein Maß für die Größe der ankommenden Spannung ist. Der Widerstand ist vom übrigen Gerät trennbar und kann nach beliebigen Gesetzen verlaufen, also auch nach

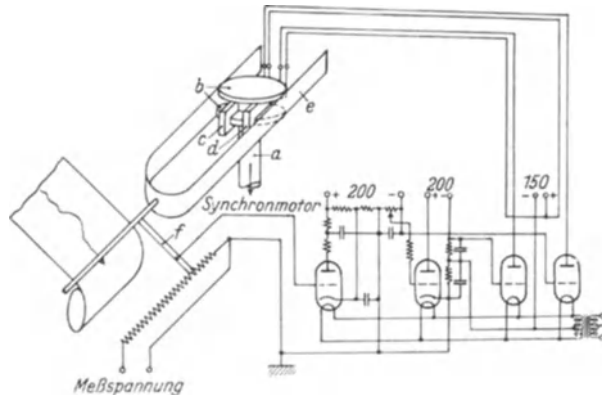


Abb. 17. Dämpfungsschreiber nach NEUMANN.

dem logarithmischen, und 25—75 *db* umfassen. Die Einstellzeit ist rund 150 msec. Abb. 18 zeigt als Beispiel die Aufzeichnung des zeitlichen Verlaufes des Schalldruckes in einer Schmiede¹. Bei *F* wurde gefeilt. Man erhält hier scharfe Einsattlungen mit oben abgeflachten Stücken, weil die Pausen zwischen den Einsätzen eines neuen Feilstückes kurz

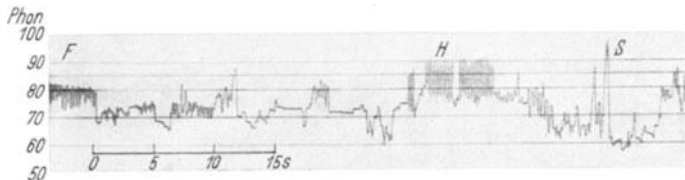


Abb. 18. Aufzeichnung des Schalldruckes in einer Schmiede.

sind. Beim Hämmern (*H*) ist der Kurvenverlauf umgekehrt, man hat hier scharfe Spitzen, herrührend von dem Schlag und abgeflachten Verlauf bei niederen Schalldrucken, weil zu jedem Schläge erst ausgeholt werden muß. Sehr hohe Spitzen (*S*) treten auf, wenn ein großes Blech mit Krachen zu Boden fällt.

Mit diesen Geräten kann man in einfacher Weise auch den Nachhall in Räumen messen.

¹ LÜBCKE, E.: Masch.-Bau 15 (1936) S. 145; 16 (1937) S. 575.

d) Schalleistung.

Die Schalleistung einer Schallquelle kann man nicht direkt messen, ein akustisches Wattmeter fehlt noch z. Zt. Man kann sie auf zweierlei Weise gewinnen: 1. Aus der Messung der Energiedichte in einem Hallraum (Abb. 19)¹. Diese hängt mit der Schalleistung N , der Oberfläche F des Hallraumes und ihrem mittleren Schluckgrad a zusammen. Es ist die Energiedichte im Hallraum:

$$E_0 = \frac{4 \cdot N}{a \cdot F \cdot c} = \frac{p^2}{\rho c^2}.$$

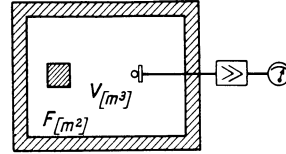


Abb. 19. Messung der Energiedichte im Hallraum.

Der Schluckgrad a ergibt sich aus Oberfläche F in m^2 , Raumvolumen V in m^3 und Nachhallzeit T in Sekunden zu:

$$a = 0,16 \cdot \frac{V}{T \cdot F}.$$

Daraus folgt die Schalleistung N_A in erg/sec oder 10^{-7} Watt:

$$N_A = 13,8 \cdot \frac{p^2}{\rho c^2} \cdot \frac{V}{T} = 9,7 \cdot \frac{p^2 \cdot V}{T} \text{ in erg/sec.}$$

2. Wenn keine geeigneten Meßräume zur Verfügung stehen, kann man das Schallfeld ausmessen und über eine die Schallquelle (schraffiertes Viereck) umgebende Fläche integrieren (Abb. 20). Es ist dann die Schalleistung $N_A = \frac{1}{\rho c} \oint p^2 dF$. Bestimmt man im Schallfeld nicht

den Schalldruck p , sondern die Lautstärke L , dann erhält man auch nicht die wirkliche Schalleistung, sondern nur eine über die db - μ bar Skala bei 1000 Hz umrechenbare äquivalente Schalleistung², d. h. die Schallquelle ist so laut wie ein Ton von 1000 Hz, den z. B. ein Lautsprecher von derselben Schalleistung abgibt. In Abb. 21 ist als Beispiel für die Bestimmung der Schalleistung einer elektrischen Maschine die Ausmessung des Schall-

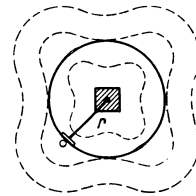


Abb. 20. Ausmessung eines Schallfeldes.

feldes um sie dargestellt. Es sind durch Isophonen die Punkte gleicher Lautstärke miteinander verbunden. Man kann aus ihrem Verlauf sofort sehen, daß die Schallabgabe nach allen Richtungen nicht dieselbe ist. An der oberen Maschine fehlt ein Maschinenschild. Die Angabe einer einzigen Lautstärke in phon hat also wenig Sinn. Richtig wäre es, aus dem Schallfeld die äquivalente Schalleistung der Maschine zu be-

¹ MEYER, E. u. P. JUST: Z. techn. Physik 10 (1929) S. 309.

² LÜBCKE, E.: Z. techn. Physik 15 (1934) S. 652; 16 (1935) S. 576. – Elektrotechn. u. Maschinenb. 54 (1936) S. 457. Vgl. Anhang S. 153.

stimmen und diese als die für die Schallabgabe der Maschine kennzeichnende Größe zu verwenden. Man kann daraus für jeden Aufstellungsort und jede Entfernung die zu erwartende mittlere Lautstärke berechnen.

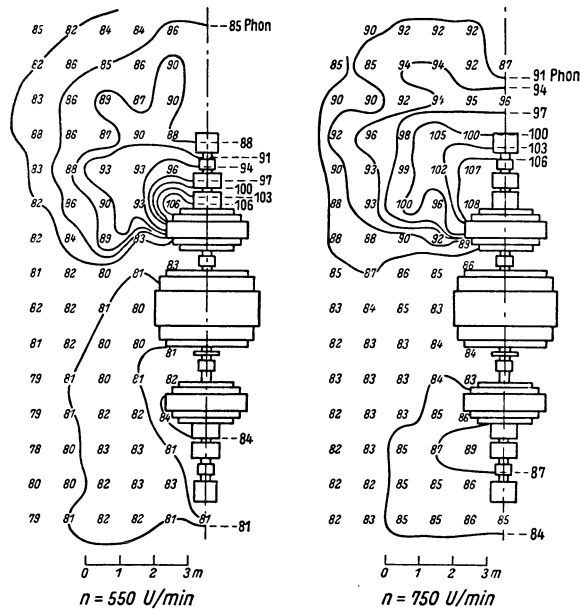


Abb. 21. Schallfeld um eine elektrische Maschine.

e) Bestimmung der Frequenzverteilung der Schallenergie.

Die Kenntnis der Frequenzverteilung der Schallenergie ist notwendig wegen der verschiedenen Wirkung der Schallanteile verschiedener Frequenzen auf unser Ohr. Hierfür stehen uns eine Reihe von Verfahren zur Verfügung:

1. Oszillographische Aufzeichnung des Verlaufes, z. B. des Schalldrucks mit Schleifenzillograph oder Braunscher Röhre (vgl. Abb. 2—5). Der Kurvenverlauf ist später nach den Verfahren der harmonischen Analyse in seine Teilschwingungen zu zerlegen. Dies Verfahren ist sehr zeitraubend.

2. Filterverfahren lassen sich mit Vorteil verwenden. Die einzelnen Verfahren sind in Abb. 22 schematisch dargestellt. Wir wollen uns aber gleich darüber klar sein, daß je kleiner die Siebweite ist, je genauer also die Größe eines Teiltones festgestellt werden soll, desto größere Zeit ist für die Durchführung einer Analyse erforderlich.

Zur Schnellanalyse muß man also möglichst breite Filter neh-

men. Hierfür ist z. B. das Oktavsieb¹ geeignet, bei dem eine Reihe fester Filter von je Oktavbreite, also z. B. 50—100, 100—200, 200—400 usw. Hz zeitlich nacheinander von dem Meßschall durchflossen werden, wenn es sich um einen längere Zeit bestehenden oder in reproduzierbarer Weise wiederholbaren Schall handelt.

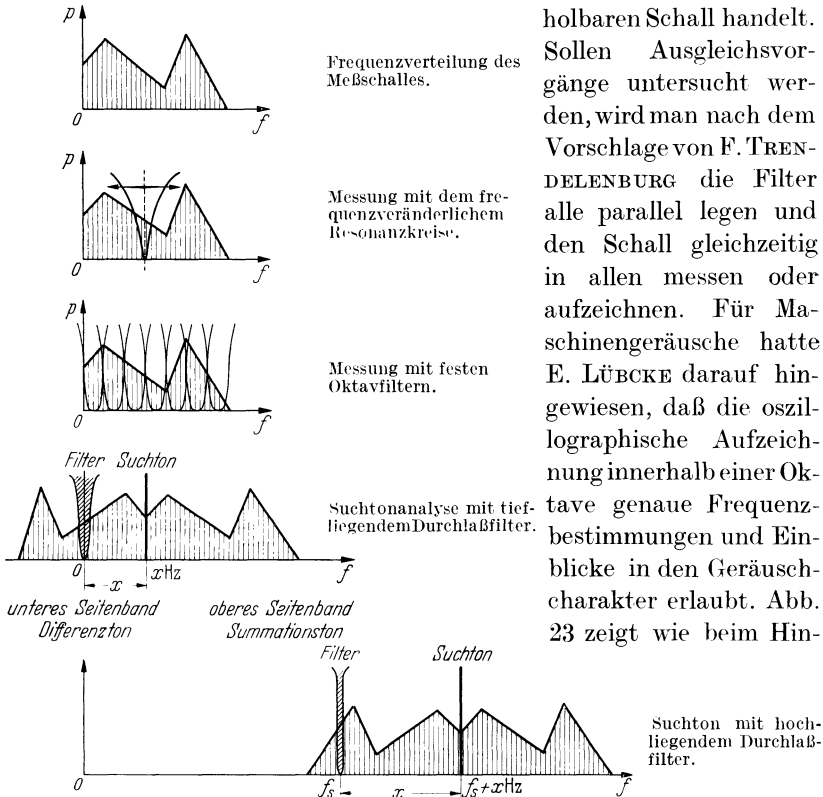


Abb. 22. Frequenzbestimmungsverfahren.

durchschicken eines von 0—10000 Hz veränderlichen Tones konstanter Stärke die einzelnen Oktavsiebe nacheinander einschwingen, wie sie sich für kurze Strecken überlappen². Außerdem sieht man noch, daß die tieferen Oktaven eine längere Ein- und Ausschwingzeit haben als die höheren. Als Beispiel für die Anwendungen des Oktavsiebsatzes zeigt Abb. 24 die Größe und die Frequenzverteilung beim Ein- und Ausschalten von Gleichstromschützen. Da es sich hier nur um Ener-

¹ WALTER, C. H.: Wiss. Veröff. Siemens-Konz. Bd. XIV/1 (1935) S. 56. -- WALTER, C. H. u. E. FREYSTEDT: Ebenda S. 63. — THILO, G. H. u. O. STEUDEL: Ebenda S. 78.

² TRENDELENBURG u. E. FRANZ: Wiss. Veröff. Siemens-Konz. Bd. XV/2 (1936).

gieverhältnisse handelt, wenn man die Wirksamkeit einer Schallminderungsmaßnahme nachweisen will, ist der *db*-Maßstab benutzt worden. Bei beiden Schaltern treten die von Eigenschwingungen der Federn herrührenden Frequenzen um 300 Hz. auf. Bei normalem Schalter ist

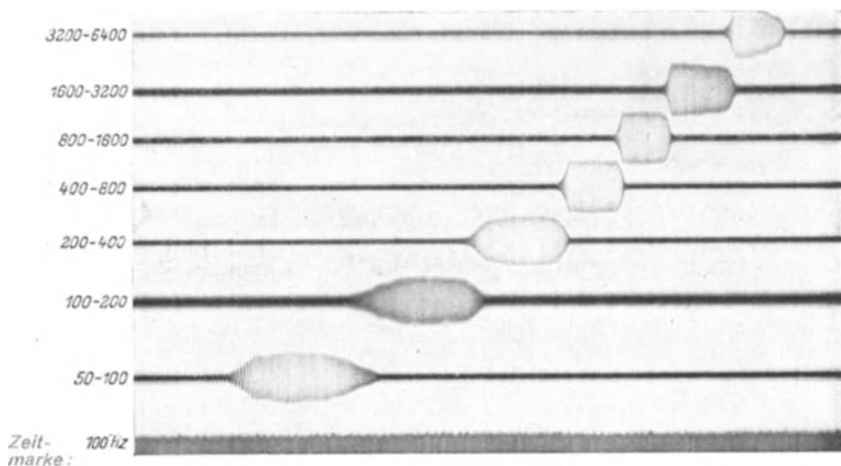


Abb. 23. Stromdurchgang durch Oktavsiebe nach F. TRENDLENBURG.

der Schlag des Schützen nicht gedämpft. Hier treten also hohe Frequenzen von merklicher Größe auf, während sie beim gedämpften Schalter

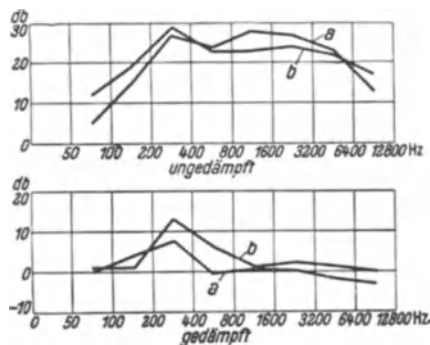


Abb. 24. Oktavschallspektren von Gleichstromschützen.

um rund 25 *db* tiefer liegen, d. h. ihre Schallenergie ist auf rund $\frac{1}{300}$ herabgesetzt worden.

Die oszillographische Aufzeichnung in den einzelnen Oktaven beim Schalten eines Expansionschalters (Abb. 25) läßt erkennen, daß die Hauptenergie in den Oktaven zwischen 800 und 3200 Hz liegt, Obertöne sind nur in der höheren Oktave noch merklich¹.

Wohl aber treten wegen des Anschlaggeräusches noch Schwingungen in den Oktaven 100—200

und 200—400 Hz auf. — Kann man die Lage der Filterdurchlässigkeit stetig verändern, dann kommt man zu einem Resonanzkreis². Die Veränderlichkeit von Filtern gleicher Dämpfung und Bandbreite bereitet Schwierigkeiten. Man kann aber entsprechend dem aus der Rundfunk-

¹ LÜBCKE, E.: Siemens-Z. 16 (1936) S. 204.

² WILLMS, W.: Elektrotechn. Z. 56 (1935) S. 25 u. 55.

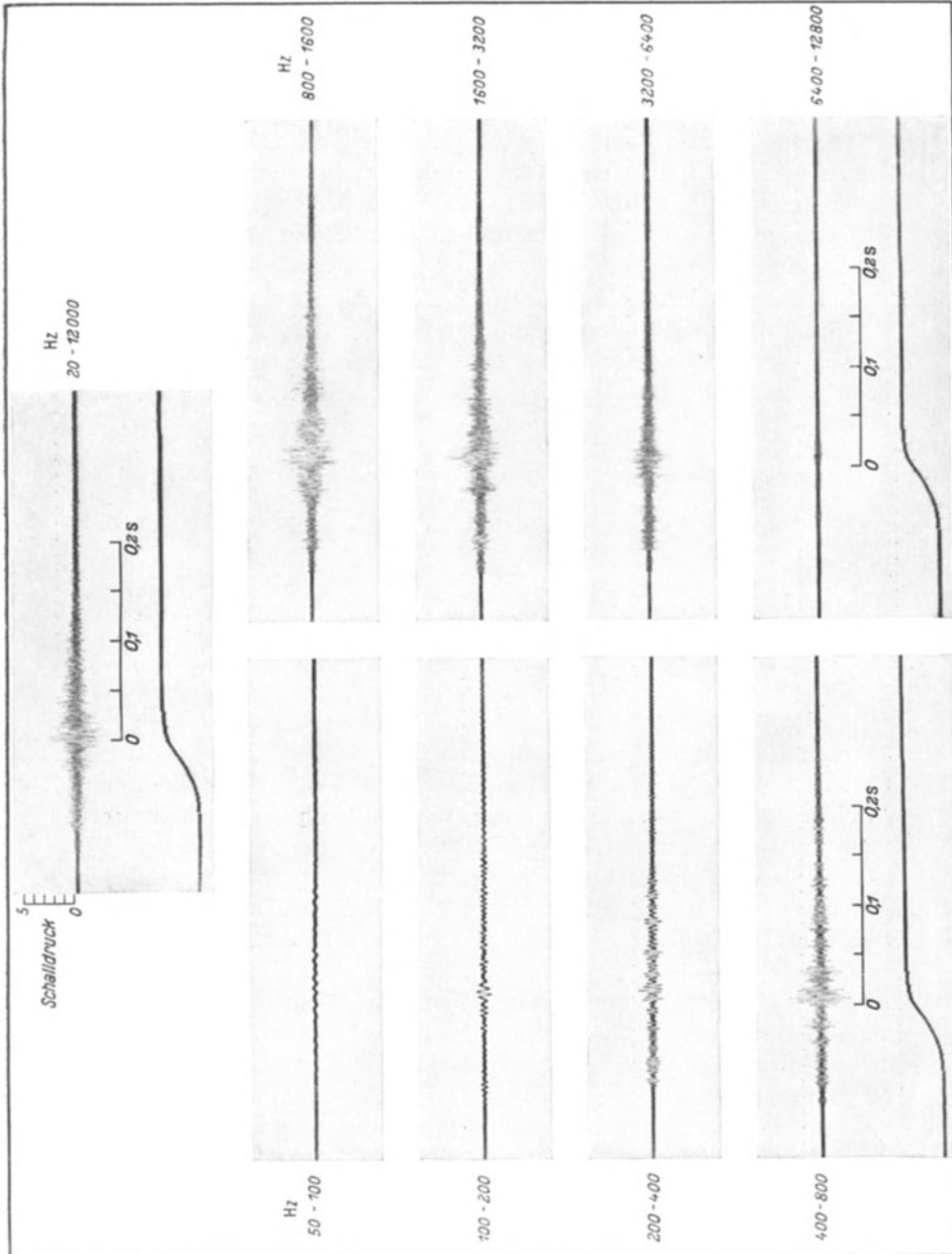


Abb. 25. Oktavenszillogramme beim Schalten eines Expansionsventils.

technik bekannten Überlagerungsverfahren des Superhets auch die Frequenzverteilung des Meß-Schalles in ihrer Frequenzlage verändern. Durch Hinzufügen eines Suchtones erhält man zwei Seitenbänder, d. h. die Bildung von Differenztönen und Summentönen zwischen dem Suchton f_s und der Frequenz des Meßschalles f_h , nämlich $f_h \pm f_s$.

Der entstehende Kombinationston ist in seiner Stärke proportional dem Meß-Schall der entsprechenden Frequenz. Man muß also durch geeignete Filter den Kombinationston herausziehen. Man kann den Differenzton wählen und zwar nach M. GRÜTZMACHER einen tiefen Ton¹ und einen Tiefpaß als Filter benutzen.

Zur Vereinfachung nimmt man als Filter hierzu eine Drosselkette. Die Schaltung zur Suchtonanalyse ist nicht ganz einfach². Man kann aber bei der Suchtonanalyse sofort das Schallspektrum aufzeichnen. Das Prinzipschaltbild eines derartigen Gerätes ist in Abb. 26 angegeben. Das

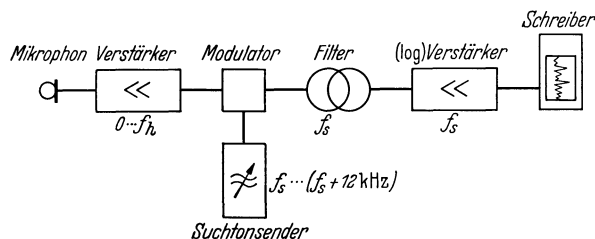


Abb. 26. Schaltbild eines Suchtonanalysators.

Mikrophon nimmt aus dem Meßschalle alle Frequenzen f_h zwischen 50 und 10000 Hz auf. Damit beim Tiefpaßfilter keine Meßschallanteile direkt durch die Spulenkette laufen können, werden durch eine Kondensator-kette mit einer höheren Grenzfrequenz diese von der Spulenkette ferngehalten. Der Suchtonerzeuger, meist ein Schwebungssummeer liefert die Frequenzen f_s z. B. zwischen 50 und 10000 Hz kontinuierlich. Der Meßschall f_h und der Suchton f_s werden in einem Modulator zum Differenzton $f_s - f_h$ (und $f_h - f_s$) zusammengesetzt. Der Differenzton wird bei der Grenzfrequenz der Spulenkette über einen Verstärker aufgezeichnet. Man erhält also immer zwei benachbarte Spitzen, deren Höhe ein Maß für die Stärke der Meßfrequenz ist. Die Frequenz des Meß-Schalles entspricht dabei der Einsenkung zwischen beiden Spitzen. Eine Analyse eines Klarinettenklanges zeigt Abb. 27³. Weil die mittlere Filterfrequenz (0 Hz) klein zur Filterbreite (16 Hz) ist,

¹ GRÜTZMACHER, M.: Elektr. Nachr.-Techn. 4 (1927) S. 533.

² MEYER, E. u. G. BUCHMANN: Sitzungsber. preuß. Akad. Wiss. Math.-Phys. Kl. 1931. S. 735.

³ BUCHMANN, G.: Z. VDI 81 (1937) S. 915.

dauert eine Analyse des Meß-Schalles von 30—10000 Hz 30 min, dagegen nur 25 sec, wenn man ein Hochpaßfilter benutzt¹.

Ist dessen Durchlaßbereich z. B. 12000—12020 Hz, dann kann man mit derselben Trennschärfe und für denselben Frequenzbereich eine Analyse durchführen, wenn man den Suchton f_s von 12030—24000 Hz verändert. Beim Hochbandpaß kann man statt des Differenztones $f_h - f_s$ auch einen Summenton ($f_h + f_s$) benutzen. Bei den bisher meist benutzten Analysen arbeiten der Anzeigeverstärker und der Schreiber linear. Man erhält damit nur eine lineare Abhängigkeit des Schalldruckes von der Frequenz. Da unser Ohr in Annäherung auf den Loga-

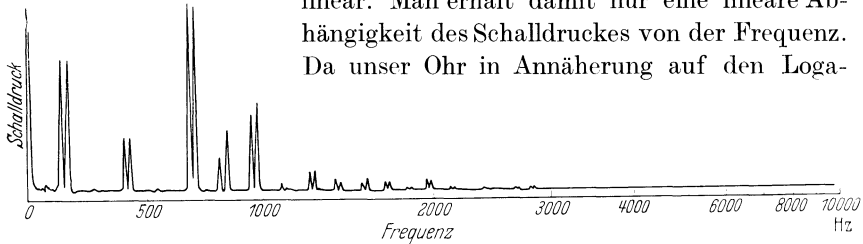


Abb. 27. Suchtonanalyse eines Klarinettenklanges mit Tiefpaß nach M. GRÜTZMACHER.

rithmus des Energieverhältnisses anspricht, ist eine Aufzeichnung im logarithmischen Maßstabe erwünscht. Während beim linearen Schalldruck-Maßstab der Bereich auf 10—15 db beschränkt ist, lassen sich hier 50 db erreichen. Als Beispiel zeigt Abb. 28 die Analyse eines 1000 Hz-

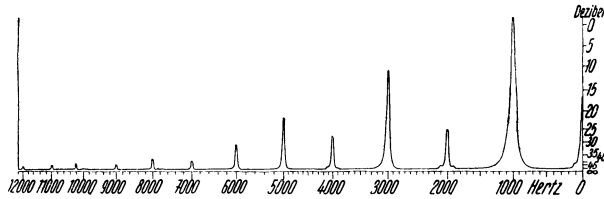


Abb. 28. Suchtonanalyse eines verzerrten 1000 Hz-Tones mit Hochpaß nach W. HOLLE und E. LÜBCKE.

Tones, bei dem durch Übersteuerungen in der Verstärkerapparatur eine Fülle von Obertönen unterschiedlicher Stärke zum Grundton hinzukommt. Würde sich der Aufzeichnungsbereich nur auf 15 db erstrecken, dann würde man zu dem Grundton nur den 3. Oberton finden. Selbst die noch sehr ausgeprägten 2., 4., 5. und 6. Obertöne ließen sich nicht mehr herausarbeiten². Beim Boshorn hat man einen sehr obertonreichen Klang, der durch die Eigenschwingung der elektromagnetisch angeschlagenen Membran und des Luftraumes bevorzugte Frequenzbereiche

¹ SALINGER, H.: Elektr. Nachr.-Techn. 6 (1929) S. 293.—FELDTKELLER, R.: Z. techn. Physik 14 (1933) S. 456.

² HOLLE, W.: Z. techn. Physik 18 (1937) S. 312.

besitzt (Abb. 29). Für Maschinengeräusche kennzeichnend ist z. B. die Aufzeichnung des Geräusches einer Bohrmaschine (Abb. 30). Man erhält hier ein kontinuierliches Spektrum, aus dem einzelne Spitzen, die bestimmten Tönen entsprechen, hervorragen; so entspricht z. B. 1200 Hz

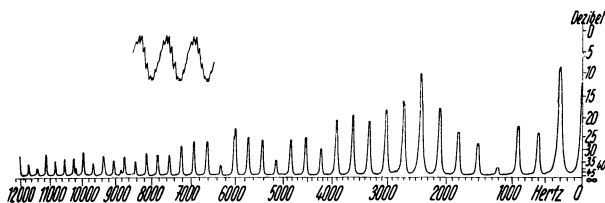


Abb. 29. Suchtonanalyse eines Boschhornes mit fast logarithmischer Schalldruckordinate nach W. HOLLE und E. LÜBCKE.

einem magnetischen Geräusch des Motors. Bei 3500 Hz tritt ein Zahnradgeräusch auf mit einer Oberschwingung bei 7000 Hz. Die Spitzen zwischen 4500 und 6000 Hz sind auf Bürstengeräusche zurückzuführen.

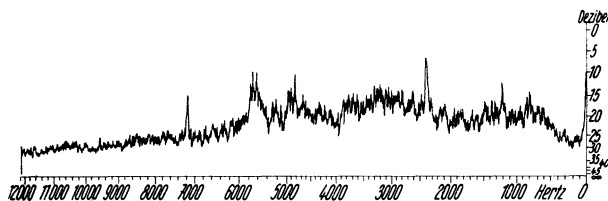


Abb. 30. Suchtonanalyse des Geräusches einer Bohrmaschine.

Aus den bisherigen Ausführungen ergab sich, daß die Suchtonanalyse die größte Trennschärfe und das Oktavsiebverfahren die kürzeste Analysierzeit besitzt¹. Letzterem Verfahren kann man dadurch ein größeres Auflösungsvermögen geben, daß man eine Oktave noch mehrmals unterteilt und jetzt den Schall gleichzeitig allen Sieben zuführt. Bei dem Tonfrequenzspektrometer nach E. FREYSTEDT² ist die Unterteilung in $\frac{1}{3}$ Oktave durchgeführt (Abb. 31). Der durch die 27 Siebe *b* hindurchgegangene, dem Schallanteil proportionale Wechselstrom dient dazu, über einen kleinen Gleichrichter die Spannung eines Kondensators *c* zu erhöhen. Diese Spannung wird an den Klemmen 1 bis 27 durch einen rotierenden Nockenschalter *n''* 20 mal in der Sekunde abgetastet und zur Änderung der Größe einer 3000 Hz-Spannung *h* benutzt. Diese 3000 Hz liefern nach Durchgang durch ein Bandpaß *e* für diese Frequenz und geeigneter Verstärkung *f* und Gleichrichtung *g* dem Schallanteil proportional lange Striche auf dem Schirm *k* der BRAUNschen Röhre *i*. Die der mittleren Frequenz der Siebe entsprechende Verschie-

¹ Vgl. Anm. 1 auf S. 23.

² FREYSTEDT, E.: Z. techn. Physik 16 (1935) S. 533.

bung der Striche nimmt ein 2. Schalter am Ablenk-Spannungsteiler gleichzeitig mit der Abtastung der Kondensatoren vor. Bei der hohen Zahl der Abtastungen in einer Sekunde erscheint das Amplituden-

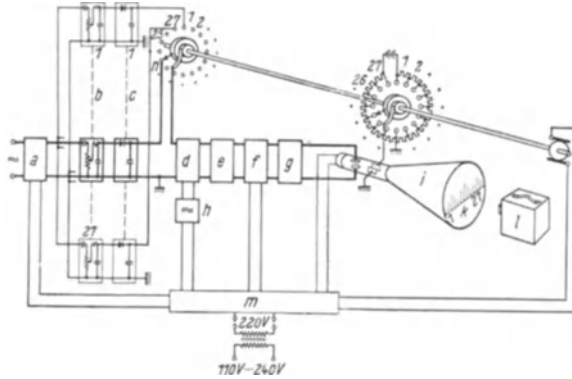


Abb. 31. Arbeitsweise des Tonfrequenzspektrometers nach E. FREYSTEDT.

spektrum dem Auge als stillstehend und gleichzeitig mit dem Schall. Dafür muß man dann manchmal noch nicht vollgeladene Kondensatoren in Kauf nehmen. Durch Aufzeichnung mit einer Schmalfilmkamera

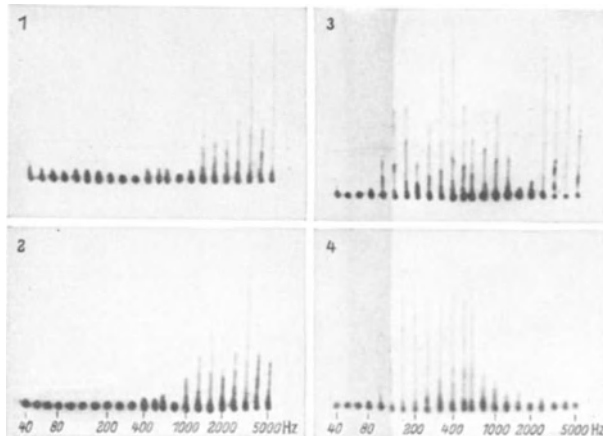


Abb. 32. Tonfrequenzspektren von Lichtschaltern.

hat man die Möglichkeit, den zeitlichen Verlauf des Schallspektrums in Einzelheiten zu verfolgen. Man erhält so von einem zeitlich schnell abklingendem Vorgang, wie es das Anknipsen eines Lichtschalters darstellt, noch ein Schallspektrum. In Abb. 32 sind die Tonfrequenz-

spektrogramme für den Luftschall und auch für den Körperschall eines ungedämpften und eines gedämpften Lichtschalters wiedergegeben für die Frequenzbereiche von 40—5000 Hz. Man sieht beim Luftschall und besonders ausgeprägt beim Körperschall, wie durch die Geräuschminderungsmaßnahmen in Form von Gummipuffern an den Anschlagstellen hauptsächlich die hohen Frequenzen zum Verschwinden gebracht sind. Die Lautstärke hat dabei um mehr als 10 phon abgenommen, d. h. wir hören den gedämpften Schalter noch nicht halb so laut wie den älteren¹.

¹ LÜBCKE, E.: Siemens-Z. 16 (1936) S. 204.

Schalltechnisches Prüfwesen.

Von ERWIN MEYER, Berlin.

Während der erste Aufsatz einen Überblick über die physikalischen und physiologischen Grundlagen der Akustik und über die gebräuchlichsten Meßgeräte gab, wollen wir nun die einzelnen schalltechnischen Prüfverfahren, insbesondere die bauakustischen, kennenlernen. Es wird sich dabei nicht vermeiden lassen, daß das eine oder das andere Ergebnis der folgenden Aufsätze in Form einer kurzen Erwähnung vorweggenommen wird; die Begründung hierfür wird in den folgenden Berichten gegeben werden.

I. Physikalische Meßverfahren.

a) Schalltechnisches Prüfen durch Beklopfen.

Schalltechnische Werkstoffprüfungen pflegt man nicht nur in der „zünftigen“ Bau- und Raumakustik und in der sonstigen akustischen Technik anzustellen, sondern wendet sie eigentlich sehr oft im täglichen Leben an. Dabei wollen wir ganz von der Prüfung der Musikinstrumente absehen, die selbstverständlich akustisch erfolgen muß¹. Wir wollen uns z. B. an den Kauf von Porzellan- oder Glasgefäßen erinnern; der Verkäufer wird hierbei sicherlich niemals unterlassen, vor dem Einpacken die Gegenstände zu beklopfen, mit dem Finger, besser aber mit einem härteren Gegenstand, dem Knöchel oder dem Bleistift, um festzustellen, ob Fehler, wie Sprünge od. dgl. vorhanden sind. Hohlräume in Wänden oder Gegenständen pflegt nicht nur der Mensch durch Beklopfen, also schalltechnisch, festzustellen, sondern auch der Baumspecht sucht sich auf diesem Wege sein Futter, die hinter der Baumrinde an hohlen Stellen verborgenen Insekten. Das Beklopfen des Brustkorbes gibt dem Arzt gewisse Anzeichen dafür, ob die Lunge, wie notwendig, mit Luft gefüllt ist, oder ob feste und flüssige Brücken sich gebildet haben. In jedem der eben genannten Fälle gibt der Prüfkörper keinen Eigenschall ab, sondern muß erst durch Klopfen erregt werden. Erzeugt er jedoch selbst ein Geräusch, wie z. B. ein Motor, eine Maschine, ein Wagen od. dgl., so gibt es wohl kaum ein besseres und einfacheres Mittel der Überwachung als das normale Geräusch im Ohr als Bezugsschall zu behalten und

¹ MEYER, E. und G. BUCHMANN: Preuß. Akad. Berlin. Ber. Physik. Math. Kl. (1931) 497. — TRENDELENBURG, FERD.: Klänge und Geräusche. Berlin 1935.

fehlerhaftes Arbeiten sofort beim Auftauchen einer Veränderung des Geräusches festzustellen. Diese kleine Aufzählung von im täglichen Leben üblichen schalltechnischen Prüfverfahren möge hier genügen. Was wird eigentlich dabei beobachtet? Zwei Dinge sind es

1. die Eigenschwingung oder die Eigenschwingungen, die durch den Impuls des Beklopfens angeregt werden und

2. ihre Dekremente, d. h. ihre Ausschwingzeiten (ihr Nachklingen).

Insbesondere ist die letzte Größe wichtig. Feinste Risse in einem Glas rufen eine äußere Reibung zwischen den bewegten Teilen, sei es durch unmittelbares Berühren oder durch die Luftdämpfung im Riß hervor, die die Werkstoffdämpfung bei weitem überwiegt. Infolge dieser Reibungsverluste wird die Nachklingzeit außerordentlich verkürzt und zwar frequenzabhängig in dem Sinne, daß die höheren Eigenschwingungen, die ja eine größere Unterteilung des Prüfkörpers erzeugen, stärker durch den Riß gedämpft werden, woraus zugleich eine Änderung der Klangfarbe resultiert. Die Feststellung von Hohlräumen in sonst massiven Körpern beruht auf nichts anderem, als auf der Verschiedenheit angeregter Eigenschwingungen. Wir sehen also schon hieraus, daß die Eigenschwingungen, ihre Frequenz und Dämpfung wichtige schalltechnische Bestimmungsgrößen für ein Material sind. Es ist deshalb angebracht, daß wir hiermit beginnen.

b) Bestimmung von Eigenschwingung, dynamischem Elastizitätsmodul und Werkstoffdämpfung.

Es ist bekannt, daß für die Schalldämmung von Einfachwänden die Lage der Frequenz der Eigenschwingung und ihre Dämpfung von Bedeutung sind. Das BERGERSche Massengesetz¹, nach dem die Schalldämmung der Einfachwände lediglich von der Wandmasse abhängt, gilt, wie schon SCHOCH² gezeigt hat, nur dann, wenn die Eigenschwingungen (jede Platte hat außer dem Grundton auch eine außerordentlich große Reihe von weiteren Resonanzstellen) genügend weit unterhalb des Meßfrequenzbereiches liegen, oder wenn sie gedämpft sind. Diese Bedingung ist bei Leichtwänden, wie Sperrholzplatten von den üblichen Ausmaßen usw. erfüllt; sie ist es nicht für die stärkeren Steinwände. Um die Lage der Eigenschwingung festzustellen, benutzen wir zwei Verfahren (Abb. 1). Das erste verwendet zu Anregung sinusförmigen Wechselstrom, wobei insbesondere die tiefste Eigenschwingung festgestellt wird³. Ein elektrodynamischer Sender regt die Wand auf der einen Seite an, ein elektro-

¹ BERGER, R.: Diss. T. H. München 1911. Ges. Ing. 1911—1915. Neudruck. — BIRKENRELD, JOS.: Berlin-Wilmersdorf 1931. — Forsch. a. d. Geb. Ing.-Wes. 3 (1932) 193.

² SCHOCH, A.: Akust. Zeitschr. 2 (1937) 113.

³ MEYER, E.: Preuß. Akad. Berlin. Ber. (1931) 166.

dynamisches Mikrophon auf der anderen Seite zeigt die Schnelle (die Geschwindigkeits-Amplitude) an. An Stelle der elektrodynamischen Anregung tritt bei Decken mit ihren sehr tiefen Eigenfrequenzen ein Motor mit einer umlaufenden Unwucht. Die zweite Anregung ist die Impulsanregung durch kurze Schläge, z. B. ein Hammerwerk arbeitet auf die zu untersuchende Decke: der von der Unterseite der Decke abgegebene Schall wird analysiert. Als Beispiel für dieses Verfahren zeigt Abb. 2. die Klanganalyse des Trittschalles einer Massivdecke und einer Holzbalkendecke¹. Das Hammerwerk enthält das eine Mal Hartholzhämmer,

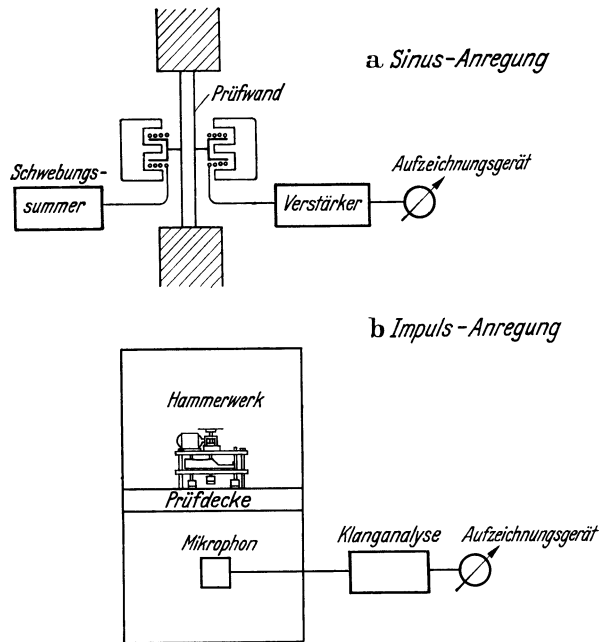


Abb. 1. Meßanordnung zur Bestimmung von Eigenschwingungen und Dämpfungen bei Baukonstruktionen.

das zweite Mal gummiunterlegte Hämmer. Die Haupteigenschwingungen, soweit sie in den Meßbereich fallen (die tiefere Grundschwingung liegt bei Massivdecken bei 50 Hz), sind beide Male die gleichen, dagegen sind die höheren Teiltöne bei der Gummi-anregung infolge des geringeren Obertonreichtums in der Anregungsfunktion schwächer. Die Spektren dürften, um einen Vergleich aus der Praxis heranzuziehen, dem Gehen mit benagelten Stiefeln und dem Fallenlassen harter Gegenstände auf die Decke bzw. dem Laufen mit weicherem Schuhwerk entsprechen. Die Eigenschwingungen der Prüfwände in der Größe von $2 \times 2 \text{ m}^2$ liegen je nach Wandstärke zwischen 10 und 50 Hz, in Einzelfällen besonders harter

¹ GASTELL, A.: Akust. Zeitschr. 1 (1936) 24.

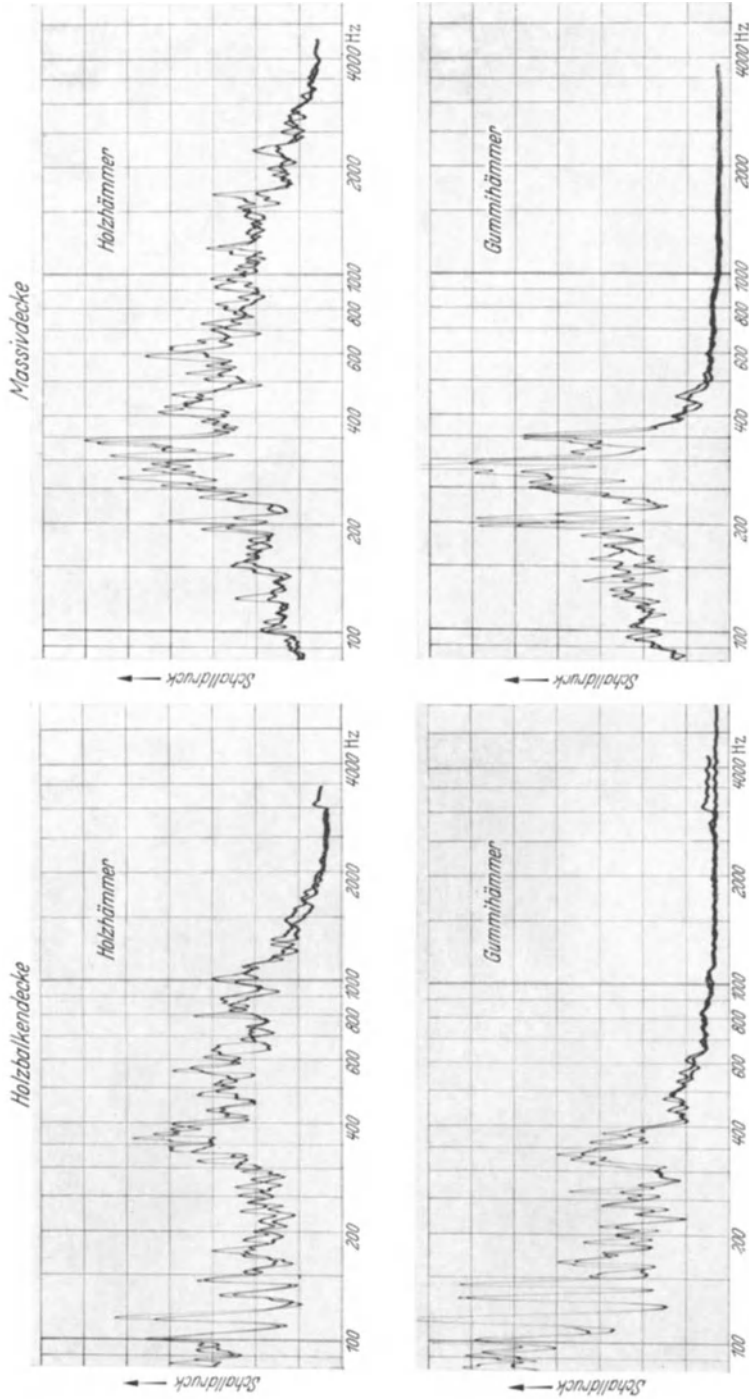


Abb. 2. Klanganalyse des Trittschalles von Decken (Gummi- und Hartholzhammer).

Wände bei 100 Hz. Die Halbwertbreiten der Resonanzkurven sind klein, es kommen meist Werte von etwa 1 Hz vor, d. h. die Wände sind sehr wenig gedämpft. Durch mehrschichtigen Aufbau eines Werkstoffes gelingt es, die Dämpfung zu erhöhen.

Die Eigenschwingungen sind außer von den Werkstoffeigenschaften auch von der äußeren Form des Körpers abhängig. Häufig ist es erwünscht, die Werkstoffeigenschaften allein zu kennen, d. h. den Elastizitätsmodul, genauer gesagt den dynamischen Elastizitätsmodul und die Werkstoffdämpfung. Insbesondere braucht man diese Werte für die Körperschalldämmstoffe wie: Gummi, Kork, Filz usw. Die Messungen hierzu müssen in einem größeren Frequenzbereich von tiefen Tönen bis zu einigen 100 Hz erfolgen. Das Gerät, das zur Zeit wohl am besten diese Eigenschaften, insbesondere auch bei größerer statischer Belastung des Stoffes, feststellen läßt, ist der Apparat von COSTADONI¹, er beruht auf folgender Grundlage (Abb. 3). Man läßt eine sinusförmige Kraft K auf den Dämmstoff wirken und mißt die Bewegung, genauer gesagt die Schnelle v . Es ist dann in Analogie zum Ohmschen Gesetz der Elektrotechnik $K : v = Z$, wobei Z den Materialwiderstand darstellt und aus einem Blindanteil, nämlich dem Federungswiderstand und einem Wirkanteil, dem sog. Nachwirkungswiderstand besteht. Beide Größen, die Kraft wie die Schnelle und zwar sofort ihre Quotienten, werden auf elektrischem Wege durch Abgleich elektrischer Widerstände be-

stimmt. Die Resultate solcher Untersuchungen sind: der Elastizitätsmodul ist frequenzunabhängig, er ist in allen Fällen wesentlich größer als der statisch bestimmte. Bei manchen Stoffen kann das Verhältnis statischer zu dynamischer Elastizitätsmodul 10—20 betragen. (Es hängt diese Angabe natürlich davon ab, wie lange man bei der statischen Belastung mit der Ablesung der Deformation wartet, infolge der Nachwirkung tritt ja eine dauernde Änderung ein.) Für wechselnde Belastung sind die Körperschalldämmstoffe stets starrer als für zeitlich gleichbleibende. Der Wirkwiderstand beträgt etwa 10—60% des Blindwiderstandes. Dies bedeutet, daß etwa ebensoviel von der mechanisch hineingesteckten Leistung in Deformationsarbeit, in Wärme umgesetzt wird; der „Verwärmgrad“ beträgt 10—60%. Er ist in den meisten Fällen ebenso wie der Elastizitätsmodul ziemlich frequenzunabhängig, in manchen Fällen steigt

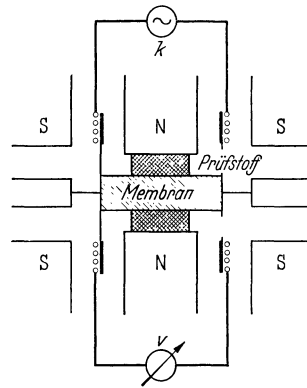


Abb. 3. Messung von Elastizitätsmodul und Verwärmgrad von Körperschalldämmstoffen.

¹ COSTADONI, C.: Z. techn. Phys. 17 (1936) 108. — SCHMIDT, R.: Ing.-Arch. 5 (1934) 352. — BÖHME, H.: Akust. Z. (1937) 303.

er aber mit wachsender Frequenz an, ebenso wie dies der Elastizitätsmodul dann tut. Wie diese Eigenschaften praktisch für die Körperschalldämmstoffe sich auswirken, werden wir noch bei der technischen Messung kennenlernen.

In einfacher Weise kann übrigens die Federung eines Dämmstoffes und insbesondere ihre Frequenzabhängigkeit durch Drücken mit der Hand und schnelles Schlagen mit einem Hammer beurteilt werden. Manche Stoffe, die sich nachgiebig anfühlen, sind für den Hammerschlag (hohe Frequenzen) sehr hart. Der Verwärmgrad kann mit einem Kugelfallversuch aus der Rückspringhöhe der Kugel erschlossen werden.

Die eben genannte Methode läßt sich nicht auf die Prüfung der Baustoffe wie: Holz, Beton, Eisen, Ziegel usw. übertragen. Hier führt nur

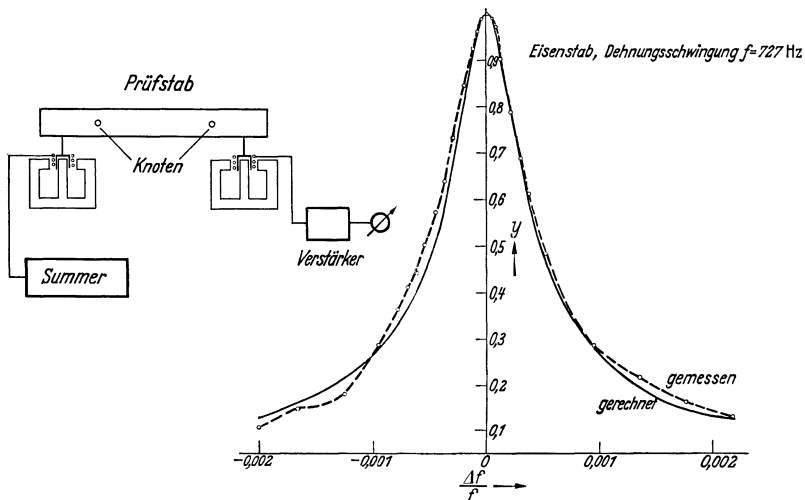


Abb. 4. Messung der Dämpfung von Baustoffen mit dem Resonanzverfahren.

ein Resonanzverfahren zum Ziel, das im Gegensatz zu der vorgehenden Messung die Untersuchung bei bestimmten Frequenzen, nämlich bei den Eigenfrequenzen erlaubt. Auch hier kann man mit Vorteil die elektroakustische Meßtechnik einführen (Abb. 4). Mit Hilfe eines Tauchspulsystems von geringem mechanischen Eigenwiderstand erregt man den Balken aus dem betreffenden Werkstoff mit konstanter Kraft und nimmt die Schnelle mit einem gleichartigen System ab. Die erhaltene Resonanzkurve gibt in ihrer Halbwertbreite sofort ein Maß für die Werkstoffdämpfung, sofern alle anderen Verlustquellen ausgeschaltet sind. Man erhält Dekremente von einigen Hundertstel bei Holz und von einem Tausendstel bei Eisen. Beton und Ziegel liegen dazwischen. Diese Zahlen können noch etwas anders veranschaulicht werden: Wir stellen uns ganz lange Balken vor und fragen, wie stark der Schall in ihnen mit wachsen-

der Entfernung abnimmt. Wir messen die Abnahme in Dezibel. Die Abnahme um 1 db bedeutet etwa die Abnahme um ein Phon und damit eine gerade für das Ohr merkbare Wirkung. Bei Eisen braucht man fast 25—100 m, um 1 db Abnahme zu erreichen, bei Ziegeln sind es 8—50 m, bei Beton 5—30 m und bei Holz 3—20 m.

c) Bestimmung des Strömungswiderstandes.

Poröse Stoffe spielen in der Schalltechnik eine große Rolle, allerdings nicht in dem Sinne, wie man früher glaubte, daß lufthaltige Stoffe den Schalldurchgang verhindern in ähnlichem Sinne wie die Wärmeleitung. Poröse Stoffe dienen hauptsächlich als Schallschluckstoffe, d. h. als diejenigen Werkstoffe, die die Schallreflexionen vermindern und damit entweder geringeren Nachhall oder geringere Lautstärke in einem Raum geben. Die wesentliche Kenngröße ist nicht ihre Porosität (etwa Verhältnis luftegefüllter Raum zu stoffgefüllter Raum), sondern die Art und Weise, in der die einzelnen Hohlräume zusammenhängen, was durch den sog. Strömungswiderstand angezeigt wird¹. Man mißt

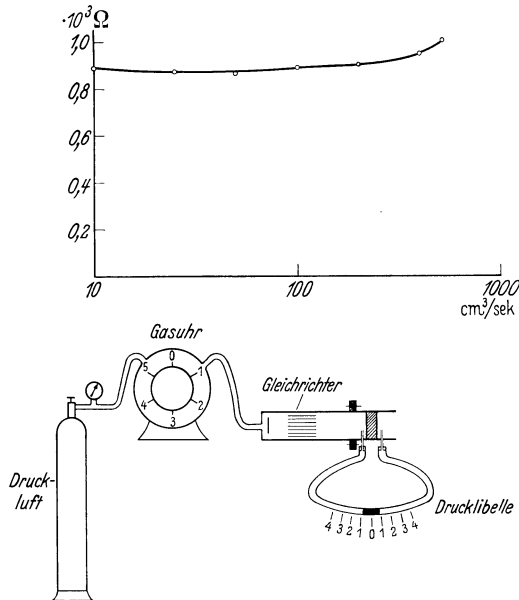


Abb. 5. Bestimmung des Strömungswiderstandes.

ihn z. B., indem man nach Abb. 5 den Druckabfall bei bekannter Strömungsgeschwindigkeit feststellt. Das gleiche Bild enthält auch ein Meßbeispiel, das zeigt, was übrigens nicht an allen Stoffen erfüllt ist, daß der Strömungswiderstand von der Strömungsgeschwindigkeit unabhängig ist. Der Strömungswiderstand hat die Größe 1, eine CGS-Einheit oder 1 Strömungs-Ohm, wenn bei einer Strömungsgeschwindigkeit von $1\text{ cm}^3/\text{s}$ ein Druckabfall von $1\text{ dyn}/\text{cm}^2$ sich einstellt. Der Strömungswiderstand wird in der Regel auf eine Schichtdicke von 1 cm bezogen. Zur Veranschaulichung sei angegeben, daß eine gut gestopfte Zigarette

¹ CREMER, L.: Akust. Z. 1 (1936) 134. — Elektr. Nachr.-Techn. 12 (1935) 333. — KÜHL, V. u. E. MEYER: Preuß. Akad. Berlin. Ber. 1932.

1000 Strömungs-Ohm hat. Um eine große Schallschluckung zu erhalten, muß der Strömungswiderstand einen bestimmten Wert im Verhältnis zum Schallwellenwiderstand in Luft ($z = 41,5$ Ohm) haben.

d) Werkstoffprüfung mit Ultraschall.

Zum Schluß dieses Abschnittes „physikalische Meßverfahren“ wollen wir noch kurz ein neues Gebiet streifen, das der zerstörungsfreien Werkstoffprüfung mit Ultraschall. Als Ultraschall wird bekanntlich jeder Schall oberhalb von 20 kHz, oberhalb der menschlichen Hörgrenze, bezeichnet. Ultraschall zeichnet sich also gegenüber Hörschall durch die kürzere Wellenlänge, damit durch die gesteigerte Möglichkeit aus, gerichtet zu senden und gerichtet zu empfangen. Die andere Tatsache, daß Ultraschall große Beschleunigungen und insbesondere große Beschleunigungs-Gradienten hervorrufen kann, wird für die Materialprüfung nicht gebraucht. Die Entwicklung auf diesem Gebiete ist noch recht weit davon entfernt, wirklich Materialien jeder Abmessung auf Fehlstellen, Risse, u. dgl. zuverlässig zu prüfen. Eine Fehlstelle, ein Luftspalt oder ein Lufthohlraum vermindert ja durch seinen gänzlich anderen Schallwellenwiderstand die Übertragung. Einzelbeispiele für Materialprüfungen mit Ultraschall an besonders gestalteten Körpern sind im Schrifttum bekanntgeworden¹. Bei der Untersuchung von Betonbalken auf ihren Elastizitätsmodul zeigte es sich z. B., daß von zwei gleichen, übrigens eisenbewehrten Balken der eine die nach dem Elastizitätsmodul zu erwartende tiefste Eigenfrequenz von knapp 50 Hz lieferte, während der zweite Balken nur 35 Hz aufwies, was einen um 50% kleineren Elastizitätsmodul zu bedeuten schien. Da dies unmöglich ist, lag der Verdacht nahe, daß der zweite Balken defekt war, feine Risse aufwies, die allerdings für das Auge nicht sichtbar waren. Es wurden daher an dem fraglichen Betonbalken beiderseits zwei Magnetostriktions-Sender angebaut, die 20 kHz Eigenfrequenz hatten, also mechanische Schwingungen dieser Schwingungszahl erzeugten. Das eine Gerät diente als Sender, das zweite war als Empfänger geschaltet. Es zeigte sich sofort, daß die Schalldruckübertragung beim zweiten Balken nur den 50. Teil im Vergleich zu dem beim ersten Balken betrug, daß also Unterbrechungen vorhanden sein mußten. Durch Abtasten des Balkens mit dem Empfänger war auch die Lage der Risse festzustellen². Man sieht daraus, daß Ultraschall wirklich in der Lage ist, Materialfehler finden zu lassen, wenngleich allgemeine Schlüsse häufig schwierig zu ziehen sind.

Auf eine zweite Anwendungsmöglichkeit möchte ich hier noch kurz

¹ SOKOLOFF, S.: *Physiol. Z.* 36 (1935) 142. — MEYER, E. u. H. BUCHMANN: *Akust. Z.* 3 (1938) 132. — BERGMANN, L.: *Ultraschall*, 2. Aufl. Berlin 1939.

² MEYER, E. u. E. BOCK: *Akust. Z.* 4 (1939) S. 231.

hinweisen. Mit der gleichen Anordnung von zwei Magnetostruktions-Geräten kann man auch das Abbinden von Zement, Beton u. dgl. verfolgen¹. Der flüssige Zement wird zwischen die beiden Geräte geschüttet (Abb. 6). Anfangs ist so gut wie keine Schallübertragung vorhanden. Abb. 6 zeigt rechts den Anstieg der mit dem Empfänger erhaltenen Ultraschall-Intensität in logarithmischem Maßstabe in Abhängigkeit von der Zeit an. Man sieht, daß für die gewählte Zementmischung die Verfestigung etwa nach zwei Stunden beginnt und nach fünf Stunden im wesentlichen abgeschlossen ist, die übertragene Schallstärke ist dann um 50 db größer.

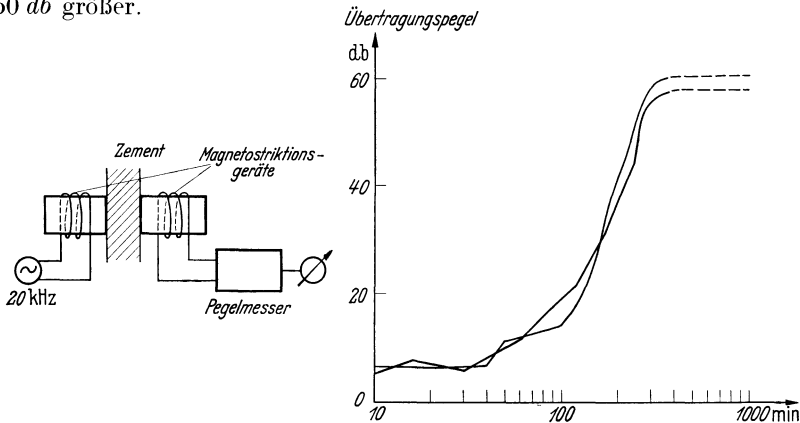


Abb. 6. Zeitlicher Verlauf des Abbindens von Zement, gemessen mit Ultraschall.

II. Technische Meßverfahren.

Während die physikalischen Meßmethoden überwiegend dazu dienen, die Materialeigenschaften in möglichst reiner Form zu erfassen, haben wir es bei den technischen Meßverfahren mit der Bestimmung der Eigenschaften von ganzen Konstruktionen usw. zu tun. Wir haben hier die Begriffe: Luftschalldämmzahl, Körperschalldämmung, Trittschalldämmung sowie Schluckgrad zu besprechen.

e) Messung der Luftschalldämmung von Bauteilen.

Die Luftschalldämmzahl gibt an, wieviel von der auf die Prüfwand insgesamt auftreffenden Schallenergie nach dem Nachbarraum übertragen wird² (Abb. 7). Die Prüfwand, eine ein- oder mehrschalige Wand, wird in die schallundurchlässige Trennwand zweier Räume eingesetzt. Sie hat mindestens die Größe von 4 m². In dem einen Raum, im Schallraum, steht eine Lautsprecherkombination *L*, die für alle Frequenzen

¹ MEYER, E. u. H. BUCHMANN: Akust. Z 3 (1938) S. 132.

² DIN 4110. SCHOCH, A.: Die physikalischen und technischen Grundlagen der Schalldämmung im Bauwesen. Leipzig 1937.

Heultöne von gleicher Schallenergie erzeugt. Heultöne, d. h. frequenzmodulierte Schallschwingungen, sind notwendig, um stehende Wellen in den Räumen möglichst zu vermeiden. Beide an die Prüfwand angrenzende

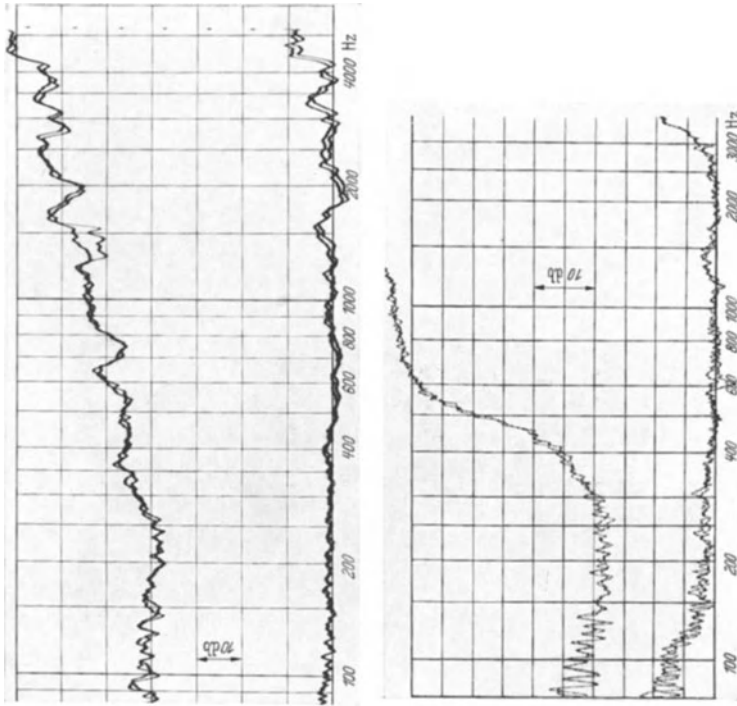
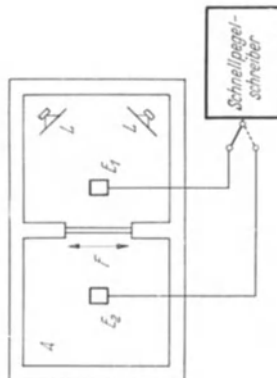


Abb. 7. Schema der Luftschalldämm-Messung.



Räume sind Hallräume, um ein gleichmäßiges Schallfeld in ihnen zu erhalten. Auf diese Weise bekommt man an allen Stellen vor der Prüfwand eine konstante Schalldichte und zugleich alle möglichen Schallein-

fallswinkel. Der Hörraum auf der anderen Seite der Prüfwand hat als Hallraum die Eigenschaft, die gesamte hindurchtretende Schallenergie nach Art einer Ulbrichtschen Kugel zu erfassen. Die Schalldichte, die sich im Hörraum einstellt, hängt außer von der Prüffläche F noch davon ab, wieviel Schall von den Umfassungswänden verschluckt wird. Je kleiner dieser Anteil ist, um so größere Schalldichte stellt sich ein. Zur Aufzeichnung der Schallenergie dient ein Mikrophon in Verbindung mit einem Schnellpegelschreiber, einem logarithmischen Voltmeter oder Dämpfungsschreiber; das Mikrophon muß den Schall von allen Seiten her gleichmäßig aufnehmen können, also richtungsunempfindlich sein. Beispiele solcher Aufzeichnungen zeigt Abb. 7. Der Unterschied der beiden Kurven zeigt in Dezibel den Unterschied der in den beiden Räumen vorhandenen Schallenergien an. Dieser Betrag ist noch nicht gleich der Dämmzahl. Um diesen Wert zu erhalten, sind noch die Größe der Wandfläche F und die Größe der Schallschluckung A des Hörraumes zu berücksichtigen. Unter der Schluckfläche A wird der Wert $\Sigma a \cdot S$ verstanden, wobei S die Oberflächenanteile des ganzen Raumes und a die zugehörigen Schluckgrade sind. Trifft auf eine Fläche die Schallenergie l auf und kommt nur der Bruchteil x zurück, so ist der Schluckgrad der Fläche $a = 1 - x$. Es bedeutet $a = 1$ vollkommene Nichtreflektion, wie es z. B. im einfachsten Fall ein offenes Fenster darstellt. $\Sigma a \cdot S$ gibt demnach die Zahl der offenen Fenster in m^2 an, die der betreffende Raum haben müßte, wenn er sonst vollkommen reflektierende Flächen besäße. Unter Berücksichtigung der Prüffläche F sowie der Schallschluckfläche A erhält man also für den Dämmgrad D für eine bestimmte Frequenz in Dezibel $D = 10 \log E_1/E_2 - 10 \log A/F$. Ist $A = F$, d. h. ist die Prüffläche gleich der Schallschluckfläche des Raumes, so gibt der Unterschied zwischen den beiden Aufzeichnungen (Abb. 7) unmittelbar die Schalldämmzahlen an. Wie noch in den folgenden Aufsätzen ausführlich auseinandergesetzt werden wird, hängt die Schalldämmung einer einschaligen Wand im wesentlichen von ihrer Masse ab und steigt mehr oder weniger gleichmäßig mit wachsender Frequenz an¹. Mehrfachwände, deren zwischen den einzelnen Wänden liegende Luftpolster schallschluckend ausgeführt sind, wirken wie elektrische Drosselketten, d. h. unterhalb einer bestimmten Grenzfrequenz lassen sie allen Schall durch, oberhalb dämmen sie außerordentlich stark. Die Grenzfrequenz ist durch die Maße der einzelnen Wände und durch den Luftabstand gegeben². Streng genommen ist es also notwendig, für jede Frequenz einen Dämmgrad anzugeben, am besten den ganzen Kurvenverlauf. Um diese Schwierigkeit zu um-

¹ Vgl. Beitrag CREMER S. 62, Abb. 16.

² HURST, D. G.: Canad. Journ. Res. 12 (1935) 398. — MEYER, E.: Elektr. Nachr.-Techn. 12 (1935) 393. — WINTERGERST, E.: Schalltechnik 4 (1931) 85: 5 (1932) 1. — CONSTABLE, J. E. R.: Phil. Mag. 18 (1934) 321.

gehen, empfiehlt DIN 4110, Mittelwerte über den gesamten Frequenzbereich 100—3000 Hz sowie Mittelwerte im Bereich 100—550 und 550—3000 Hz anzugeben. Beide Mittelwerte sind über einer logarithmischen Frequenzskala zu entnehmen.

f) Bestimmung der Körperschalldämmung.

In ähnlicher Weise kann man die Körperschalldämmung von Werkstoffen, wie Kork, Gummi od. dgl. sowie von Federn messen. Hier liegen zunächst allerdings nur Modellversuche vor, die sich aber im einzelnen recht gut an Maschinen-Isolierungen u. dgl. anschließen können. Die Maschine mit ihrem Fundament wirkt als Masse, die durch die darunter

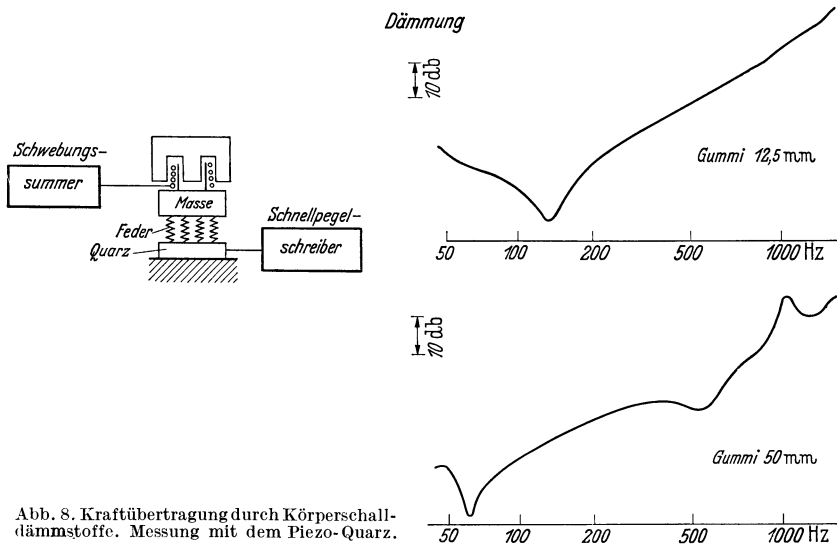


Abb. 8. Kraftübertragung durch Körperschalldämmstoffe. Messung mit dem Piezo-Quarz.

befindliche Federanordnung oder durch den unterlegten Dämmstoff eine bestimmte Eigenfrequenz erhält. Man erregt die Masse mit konstanter Kraft für alle Tonhöhen, z. B. durch elektrodynamischen Antrieb mit Schwungsumme und mißt die auf die Unterlage übertragenen Kräfte mit Hilfe eines Quarzes¹ (Abb. 8). Quarzscheiben in richtiger kristallographischer Orientierung aus dem Kristall herausgeschnitten, erzeugen bekanntlich bei einwirkenden Wechselkräften entsprechende Wechsellspannungen, die mit einem Schnellpegelschreiber angezeigt werden. Das Maß ist auch hier das Verhältnis der eingangs wirkenden Kraft P_1 zu der über den Dämmstoff auf die Unterlage wirkenden Kraft P_2 ; der Dämmgrad in Dezibel ist proportional dem Logarithmus dieses Verhältnisses und zwar $20 \cdot \log P_1/P_2$. Beispiele dieser Art enthält Abb. 8 für eine 12,5 mm und eine 50 mm starke Gummiunterlage.

¹ MEYER, E. u. L. KEIDEL: Z. techn. Phys. 18 (1937) 3.

Die Körperschall-Dämmmessung, die im vorhergehenden nur im Modellversuch gezeigt ist, die aber in ähnlicher Form auch bei Maschinen u. dgl. anzuwenden ist, führt uns zu der Frage der Trittschalldämmung. Nach DIN 4110 wird die Trittschallstärke gemessen, indem mit einem genormten Hammerwerk von 10 Schlägen in der Sekunde die Decken erregt werden (vgl. Abb. 3); die Lautstärke in den darunter befindlichen Räumen wird gemessen. Als Trittschallstärke T wird der Wert $L + 10 \cdot \log A$ angegeben. Der zweite Summand ist notwendig, um auf einen Hörraum von der Schluckfläche 1 m^2 zu beziehen. Die Deckenflächengröße ist zunächst nicht berücksichtigt, weil der Zusammenhang zwischen Deckengröße und Lautstärke nicht bekannt ist. Die Lautstärke wird mit einem objektiven Lautstärkemesser festgestellt. Unter einer Holzbalkendecke üblicher Ausführung herrschen bei der so definierten Erregung Lautstärken von weniger als 80 phon. Die genannte Definition hat den Nachteil, daß größere Zahlen schlechtere Decken bedeuten im Gegensatz zur Luftschalldämmzahl; je größer nämlich die Trittschallstärke, um so schlechter wirkt schalltechnisch die Decke.

g) Messung des Schallschluckgrades.

Für die Messung des Schluckgrades von Werkstoffen, Gegenständen oder ganzen Konstruktionen wird zur Zeit in allen Instituten der Welt trotz vieler Mängel das von W. C. SABINE eingeführte Hallraumverfahren zur Prüfung angewandt. Es besteht darin, den zu messenden Werkstoff, etwa 15 m^2 groß in einen Hallraum zu bringen, d. h. in einen möglichst leeren Raum mit gut schallreflektierenden Wänden. Man mißt die Nachhallzeiten im leeren Zustand T und in dem Zustand mit dem Material (T'). Sind V das Volumen, K eine Konstante ($K = 0,164$) und A' die zusätzliche Schluckfläche des Prüfstoffes, so hat man die bekannten Gleichungen $A \cdot T = K \cdot V$ und $(A + A') \cdot T' = K \cdot V$. Hieraus folgt für die zusätzliche Schluckfläche $A' = K \cdot V/T' - K \cdot V/T$. Die Nachhallzeiten wurden früher mit Ohr und Stoppuhr, später mit Mikrophon, Verstärker und elektrisch ausgelöster Stoppuhr gemessen, neuerdings lassen sie sich mit den Schnellpegelschreibern in außerordentlich einfacher Weise bestimmen (Abb. 9). So einfach und schnell ausführbar die Messungen der Nachhallzeit auch sind, so verwickelt liegen die im Hallraum sich abspielenden Nachhallvorgänge. Im Hallraum soll voraussetzungsgemäß ein diffuses Schallfeld herrschen, was gleiche Schallenergie an allen Punkten und gleichmäßige Verteilung aller Schallrichtungen bedeutet. Dies ist die Forderung der statistischen Theorie, auf die die oben genannte Formel von JÄGER-SABINE und die verbesserte Formel von WAETZMANN-SCHUSTER und EYRING beruhen. In Wirklichkeit ist aber der Hallraum als abgeschlossenes Kontinuum Eigenschwingungen fähig und zwar sehr vieler, die für die tiefsten Eigen-

frequenzen, die Eigenschwingungen in den längsten Raumdimensionen, einen großen Frequenzabstand voneinander haben, die für die höheren Frequenzen aber immer dichter und dichter werden. In einem Raum von 160 m^3 Inhalt entfallen z. B. auf einen Schritt von 500 nach 501 Hz un-

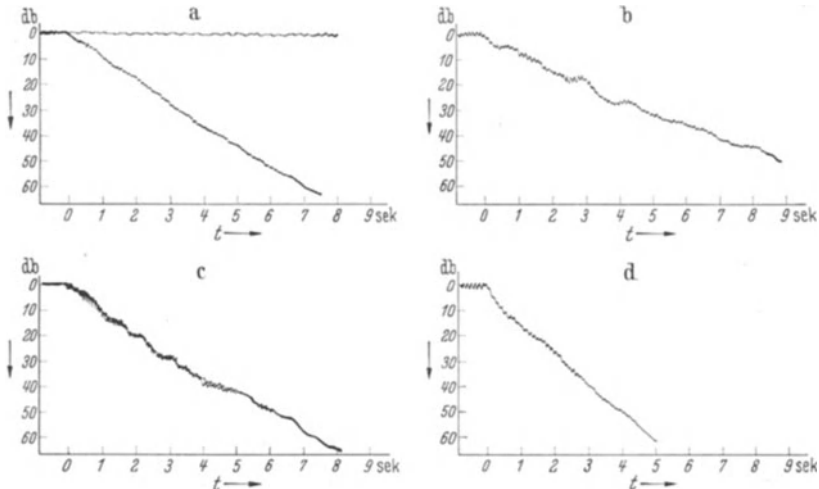


Abb. 9. Nachhallzeitmessung.

gefähr 12 Eigenperioden. Auf das Vorhandensein der Eigenperioden ist in der statistischen Theorie gar keine Rücksicht genommen. Jeder Eigenfrequenz entspricht nur ein ganz bestimmter Schwingungszustand des

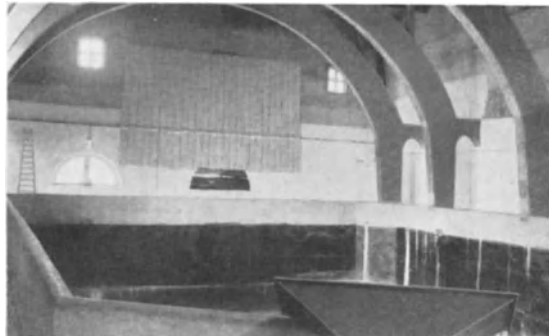


Abb. 10. Photographie des Wasserschlosses.

Raumes. Je mehr Eigenfrequenzen also in einem Frequenzintervall vorliegen, um so mehr wird man sich den Voraussetzungen der statistischen Theorie nähern. Dies ist z. B. in größeren Räumen oder für höhere Frequenzen der Fall. Aus solchen Gründen heraus wurde beispielsweise vor einiger Zeit das Wasserschloß des Walchensee-Kraftwerkes (Abb. 10)

für Vergleichsmessungen herangezogen, das 13000 m³ Inhalt hat, und das daher zwischen 500 und 501 Hz etwa 1100 Eigenperioden, also 1100 verschiedene Schallverteilungen besitzt¹. In der Tat waren hier auch die Schluckgrade der Materialien vom Meßort im Hallraum und von der Prüfflächengröße unabhängiger als sonst üblich². Bei solchen Vergleichsversuchen zeigte sich auch die leicht einzusehende Tatsache, daß die Meßwerte hochschallschluckender Werkstoffe in verschiedenen Räumen gemessen größere Abweichungen voneinander haben, als solche von einer mittleren Größenordnung; die Störung des diffusen Schallfeldes durch die letzteren ist geringer.

Wie für die Schalldämmzahl, ist auch für die Schallschluckzahl die Messung in einem größeren Frequenzbereich notwendig. Sie geschieht in der Regel in dem Gebiete 128—4096 Hz. Der Schluckgrad poröser

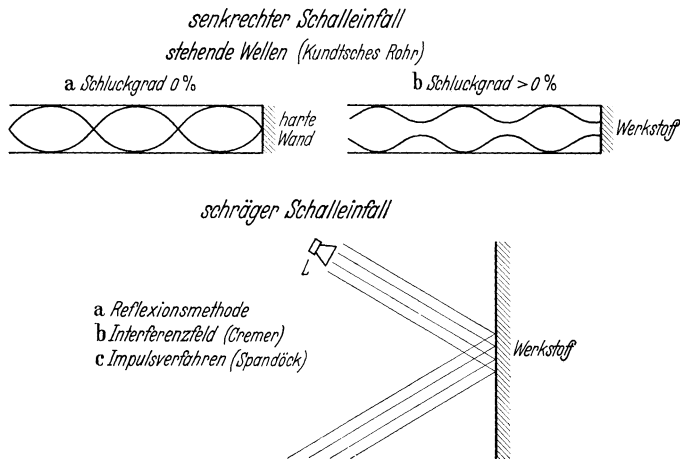


Abb. 11. Verschiedene Verfahren zur Schluckgradmessung.

Stoffe steigt mit wachsender Frequenz an, der Schluckgrad schwingungsfähiger Schallschlucker dagegen verläuft resonanzkurvenartig in einem bestimmten Frequenzbereich, vgl. S. 106, 107 u. 122.

Die Messung des Schluckgrades im Hallraum liefert (besser gesagt, soll liefern) den für die Praxis meist erwünschten Mittelwert über alle Schalleinfallrichtungen. Es gibt auch Meßmethoden, bei denen der Schall unter bestimmtem Winkel auf die Werkstoffe auftrifft, für die dann die Schallschluckung gemessen wird. Es ist dies (Abb. 11)

1. die Methode der stehenden Wellen³. Bei einer vollkommen reflektierenden Wand sind die Schallstärken hineinender und rückeilender Schallstrahlen einander genau gleich, und so bilden sich ideale stehende

¹ MEYER, E.: Akust. Z. 2 (1937) 179.

² MEYER, E. u. A. SCHOCH, Akust. Z. 4 (1939) 51.

³ Vgl. z. B. WILMS, W.: Akust. Z. 4 (1939).

Wellen mit scharfen Knotenstellen aus. Im Gegensatz hierzu ist die rücklaufende Welle bei einer schallschluckenden Abschlußwand in der Schallstärke wesentlich schwächer, auch wird bei der Reflektion ihre Phase geändert. Aus der Verschiebung der stehenden Wellen einerseits und aus dem Verhältnis vom maximalen Schalldruck zum minimalen Schalldruck (Bauch- und Knotenwert) folgen das Schluckvermögen und der Phasensprung des Stoffes.

2. Bei schrägem Einfall unterscheiden wir drei Meßverfahren, entweder wird der reflektierte Schall unmittelbar gemessen, wobei die reflektierende Fläche einmal den Reflektionsgrad 100% hat, zum zweitenmal den in Frage stehenden Werkstoff darstellt. Oder die Messung wird in ähnlicher Weise ausgeführt, aber nicht im eingeschwingenen Zustand, sondern nach dem Impulsverfahren¹. Dies hat den Vorteil, daß benachbarte Flächen nicht stören, wenn ihre Schallreflektionen später am Meßort eintreffen als der gewünschte Schall. Das letzte Verfahren dieser Reihe ist die Ausmessung des Interferenzfeldes an der Wand mit Hilfe von Druckgradientmikrophonen². Da alle die genannten Verfahren trotz ihrer physikalisch so klaren Grundlage noch keine praktische Verwendung gefunden haben, wollen wir auf sie im einzelnen nicht eingehen.

Schallschluckstoffe werden, wie schon erwähnt, zur Nachhallregulierung, d. h. in der Hauptsache zur Nachhallverringerung oder zur Lärminderung benutzt. Ein spezieller Fall, der meßtechnisch etwas anders behandelt werden muß, sei hier noch erwähnt: nämlich der Fall eines mit Schluckstoffen ausgekleideten Kanals. Die Ausbreitungsdämpfung, die gemäß der Helmholtz-Kirchhoffschen Theorie bei normalen Metall-, Holz- od. dgl. Kanälen sehr klein ist, wird durch Auskleidung mit porösen Stoffen enorm hoch³. Man mißt diese Dämpfung, indem man beispielsweise mit einem genügend kleinen Mikrophon die Schallabnahme längs der Kanalachse feststellt. Voraussetzung ist, daß am offenen Ende keinerlei Schallreflektionen auftreten, was sich durch genügend lange Röhren oder durch geeigneten Rohrabschluß in Form eines Exponentialtrichters erreichen läßt.

Im Vorstehenden ist in kurzen Zügen ein Bild von der Mannigfaltigkeit schalltechnischer Prüfverfahren gegeben worden. Jeder schalltechnische Werkstoff eignet sich nicht für jeden schalltechnischen Zweck, eine einfache Tatsache, gegen die leider noch viel gesündigt wird. Die meisten Werkstoffe müssen eine Verwendung gemäß ihren besonderen Eigenschaften finden, was sich wiederum in der schalltechnischen Prüfung äußert.

¹ SPANDÖCK, F.: Ann. d. Phys. 20 (5) (1934) 328.

² CREMER, L.: Elektr. Nachr.-Techn. 10 (1933) 302 u. 13 (1936) 36.

³ SIVIAN, L. J.: J. Acoust. Soc. Am. 9 (1937) 135. — LÜBCKE, E.: Gesundh.-Ing. 60 (1937) 577. — BUCHMANN, G. u. L. KEIDEL: Akust. Z. 3 (1938) S. 216.

Die physikalischen Grundlagen der Schallabwehr im Hochbau.

Von **LOTHAR CREMER**, Berlin.

Nachdem im Vorstehenden ein allgemeiner Überblick über die physikalischen und physiologischen Grundlagen der Akustik vermittelt und die mannigfachen akustischen Meßgeräte und Meßmethoden gezeigt sind, treten wir jetzt in den engeren Bereich unseres Hauptgegenstandes ein.

I. Grundbegriffe der Luftschalldämmung.

Die Problemstellung lautet (vgl. Abb. 1):

Wir haben in einem Gebäude einen Raum 1, in welchem eine Schallquelle mit der Leistung N_1 am Wirken ist. Wir haben in einem zweiten Raum 2 eine Person, die durch diese Schallquelle gestört wird. Dabei wollen wir uns darauf beschränken, daß die Störung in der Form von Luftschall an die betreffende Person in Raum 2 herangetragen wird, d. h., wir wollen ausscheiden, daß sie sich überhaupt anders als durch Schall, etwa durch Erzittern bemerkbar macht, und wir wollen auch ausschalten, daß die Erregung des Ohres über die Knochenleitung erfolgt. Das objektive Maß für die Störung im Raum 2 wäre also der dort entstehende mittlere Schalldruck p_2 . Da unsere folgenden Rechnungen auf Energiebetrachtungen beruhen, wählen wir statt des Schalldruckes die Schall-Energiedichte E als kennzeichnende Größe für die Störung. Sie gibt an, wieviel Schallenergie die Raumeinheit eines Schallfeldes enthält und ist dem Quadrat des Schalldruckes proportional.

Nun müssen wir grundsätzlich mehrere Fälle unterscheiden:

1. Die Leistung N_1 kann unmittelbar einen in Luft erzeugten Schall

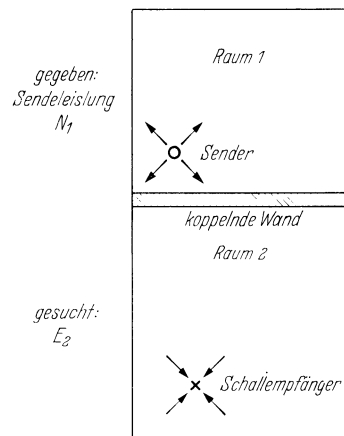


Abb. 1. Skizze zum Problem der Luftschalldämmung.

(Luftschall) bedeuten. Der Schall kann, ohne das Medium Luft zu verlassen, durch irgendwelche Öffnungen in den Raum 2 gelangen.

2. Der Schall kann wohl ursprünglich Luftschall sein, kann als solcher irgendwelche festen Körper, die Raum 1 und 2 miteinander verkoppeln, zu Schwingungen anregen (— man spricht dann von Körperschall —) und er wird dann von diesen Körpern in den Raum 2 wieder als Luftschall abgestrahlt.

Diese beiden Probleme lassen sich weitgehend zusammenfassen und wir wollen in beiden Fällen von Luftschalldämmung sprechen, ungeachtet dessen, ob ein festes Medium als Zwischenglied eingeschaltet ist oder nicht.

3. Etwas grundsätzlich anderes dagegen entsteht, wenn die Schallleistung N_1 primär auf den festen Körper, der beide Räume miteinander verkoppelt, wirkt, also gleich als Körperschall erzeugt wird. Wir wollen dann von Körperschalldämmung sprechen. In dem letzteren Falle wird wohl außerdem auch in dem primären Raum ein Luftschall erzeugt, der nach Art der ersten Probleme sich zusätzlich auf den zweiten Raum übertragen könnte, doch ist dieser Anteil in allen praktischen Fällen dann gegen die Schallübertragung, die durch die unmittelbare Körperschallanregung entsteht, vernachlässigbar klein. Das meiste Klavierspiel, das wir aus Nachbarwohnungen gezwungenermaßen übernehmen, ist meist nicht durch die mangelnde Luftschalldämmung deutlich hörbar, sondern vor allem durch die unmittelbare Körperschallanregung des Gebäudes. Deshalb hört man auch das Klavierspiel des Darüberwohnenden viel stärker als das des Darunterwohnenden.

Wir beschränken uns zunächst auf das Problem der Luftschalldämmung. Unsere nächste Aufgabe ist es, den Zusammenhang zwischen N_1 und E_2 sinngemäß in verschiedene Zwischenstufen zu unterteilen. Zunächst erzeugt N_1 im Raum 1 eine gewisse Energiedichte E_1 ; auf Grund dieser Energiedichte E_1 trifft das Kopplungsglied, welches wir als eine Wand von der Größe F einführen wollen, eine gewisse Schalleistung N_{1F} . Von dieser auftretenden Leistung gibt die Wand, und das ist die Eigenschaft, die wir hauptsächlich ermitteln wollen, einen Teil N_{2F} auf der anderen Seite ab. Schließlich entsteht auf Grund von N_{2F} die Energiedichte E_2 im Raum 2.

$$N_1 \rightarrow E_1 \rightarrow N_{1F} \rightarrow N_{2F} \rightarrow E_2 \quad (1)$$

Wir müssen uns also zunächst den Beziehungen in Raum 1 zuwenden und wir werden bei dieser Aufgabe ganz kurz die Grundlagen der statistischen Raumakustik ableiten. Wenn die Schallquelle N_1 ertönt, so wird ein Teil der abgehenden Schallstrahlen unmittelbar die Prüfwand treffen, und man könnte zunächst denken, daß diese auf-treffende Leistung unseren Rechnungen zugrunde zu legen wäre. An-

dererseits leuchtet aber auch ein, daß die zunächst nach anderen Raumwänden hin abgehenden Schallstrahlen nach einigen Reflexionen ebenfalls die Prüfwand treffen und zusätzlich Energie an sie abgeben. Die statistische Raumakustik behandelt nun alle Schallanteile, die direkten und die reflektierten, gleich und bewertet sie nur vom Standpunkt ihres Energieanteils und nimmt keine Rücksicht auf die Laufzeitunterschiede. Gewiß hat der direkte Schallstrahl für die Fragen der Hörsamkeit, insbesondere für die Verständlichkeit, in der Raumakustik eine besondere Bedeutung. Die statistische Theorie ist keineswegs in der Lage, alle raumakustischen Probleme befriedigend zu erfassen. Aber gerade für die Bedürfnisse der Schallisolation ist sie besonders gut anwendbar, weil hierbei die Frage der Verständlichkeit und somit die Bedeutung des ersten Schallstrahles zurücktritt gegenüber der Abschätzung des mittleren Lärmpegels in einem Raume. Wenn z. B. N_1 von einem geräuschvollen Motor herrührt, so haben diejenigen Schallwellen, die die Prüfwand auf dem Umwege über die anderen Wände erreichen und ihre Energie zu der des direkten Schalles addieren, genau die gleiche Bedeutung für das Störgeräusch, das im Nachbarraum entsteht. Diese Addition von reflektierten Strahlen zum direkten Strahl wird genau genommen von der Raumform des primären Raumes, von der Aufstellung des Motors und von der Lage der Prüfwand abhängen. Wenn wir aber allgemeine Gesetze aufstellen wollen, müssen wir versuchen, durch geeignete Mittelwertbildung diese individuellen Unterschiede auszuschneiden. Die statistische Theorie legt daher den Extremfall zugrunde, daß sich die Schallenergie sowohl auf alle Raumpunkte, als auch auf alle Raumrichtungen gleichmäßig verteilt. Auf dieser Basis ergibt sich zwischen der Energiedichte im Raum I und der auf die Wand auffallenden Leistung N_{1F} folgender Zusammenhang:

Das Flächenstück wird von Schallwellen aller Richtungen, ausgedrückt durch den Einfallswinkel ϑ , getroffen (s. Abb. 2); dabei ist streifender Einfall häufiger als solcher mit kleinem Einfallswinkel, denn auf den Bereich $d\vartheta$ kommt ein Anteil der Gesamtenergie E , wie er dem Verhältnis der von $d\vartheta$ gebildeten Kugelzone zur Gesamt-Kugeloberfläche entspricht:

$$dE = E \cdot \frac{2\pi \sin \vartheta d\vartheta}{4\pi}$$

Andererseits schneidet die Fläche F aus der schrägen Welle auch nur einen kleineren Betrag $F \cos \vartheta$ heraus, so daß in der Zeit dt von der aus dem

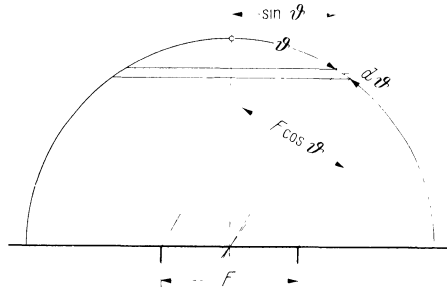


Abb. 2. Skizze zur Schallenergieaufnahme durch eine Wandfläche F beim Einfallswinkel ϑ .

Raume mit der Geschwindigkeit c herangetragenen Schallenergie nur ein Teil

$$E c F \cos \vartheta \frac{2\pi \sin \vartheta d\vartheta}{4\pi} dt$$

die Fläche F unter dem Einfallswinkel ϑ trifft. Integriert man nun über alle gleich wahrscheinlichen Raumrichtungen, so ist noch zu bedenken, daß nur die zur Wand hin gerichteten Wellen zu ihr Energie herantragen, die Integration somit nur über die Halbkugel zu erstrecken ist. Das Flächenelement F wird somit in der Zeit dt von der Schallenergie

$$\frac{E c F}{2} dt \int_0^{\pi/2} \cos \vartheta \sin \vartheta d\vartheta = \frac{E c F}{4} dt$$

getroffen.

Somit ist
$$N_{1F} = \frac{E_1 c F}{4}. \quad (2)$$

Wir müssen uns klar machen, daß N_{1F} wesentlich größer sein kann als N_1 , denn N_{1F} ist ja nicht die Energie, die durch diese Fläche abgeführt wird, — nur diese müßte selbstverständlich kleiner sein als N_1 —, sondern N_{1F} ist die Energie, die auf die Fläche auffällt, von der aber nur ein kleiner Teil nicht wieder reflektiert wird. Man bezeichnet den Quotienten aus nichtreflektiertem Schallanteil zum auffallenden nach einem Vorschlag des AEF¹ als Schluckgrad und mit dem Buchstaben α , welcher von dem Schöpfer dieser Betrachtungen, dem Amerikaner W. C. SABINE² als Abkürzung für „absorption coefficient“ eingeführt wurde. Der deutsche Ausdruck „Schluckgrad“ soll nicht eine Übersetzung für Absorptions-Koeffizient sein, sondern er weist darauf hin, daß dieser Vorgang des Nichtreflektierens physikalisch seine Ursache nicht in einer Absorption von Schallenergie, d. h. in einer Umwandlung von Schallenergie in Wärme haben muß. Gerade das Problem, das wir hier in Angriff nehmen, sagt uns ja, daß ein Teil dieser Energie für den primären Raum dadurch verlorengelht, daß er als Schall weiter an den zweiten Raum wandert. In denselben AEF-Vorschlägen ist auch der Quotient von durchgelassener Energie zur aufgefallenen N_{2F}/N_{1F} als Durchlaßgrad eingeführt worden, doch hat sich dieser Begriff in der weiteren Literatur nicht eingebürgert. Man rechnet vielmehr mit dem Reziprokwert

$$d = \frac{N_{1F}}{N_{2F}}$$

und drückt auch dieses Maß durch seinen Logarithmus in Dezibel aus; wir gelangen so zum Begriff der Schalldämmung

$$D = 10 \log d = 10 \log \frac{N_{1F}}{N_{2F}} (db). \quad (3)$$

¹ AEF-Vorschlag 37: Elektrotechnische Zeitschrift (1932) S. 117.

² SABINE, W. C.: Collected Papers, Harvard University Press 1923.

Der Schluckgrad ist also stets größer oder höchstens gleich dem Durchlaßgrad:

$$a \geq \frac{1}{d}.$$

Der Unterschied zwischen beiden stellt dar, was in der Wand absorbiert wird und wäre nach den gleichen AEF-Vorschlägen als Absorptionsgrad oder nach neueren Vorschlägen des Akustischen Ausschusses als Verwärmgrad zu bezeichnen.

Mit der Einführung dieses Schluckgrades erhalten wir also diejenige Energie, die die Fläche F dem Raum 1 entzieht, zu

$$aN_{1F} = \frac{E_1 c \cdot a F}{4}.$$

Da die Schluckfähigkeit eines Materials sehr vom Einfallswinkel abhängt, — in den meisten Fällen wächst sie mit schrägerem Einfall an —, so ist eigentlich der Koeffizient a noch unter die Winkelintegration zu nehmen, d. h. der hier eingeführte Koeffizient stellt bereits einen Winkelmittelwert dar, welcher sowohl der Tatsache Rechnung trägt, daß schräger Einfall häufiger ist als senkrechter Einfall, als auch der, daß eine gegebene Fläche aus der schrägeren Einfallswelle einen geringeren Teilausschneidet.

In gleicher Weise absorbieren die anderen Flächen unseres Raumes je einen Anteil $a_n \cdot F_n \left(\frac{E_1 c}{4} \right)$ und nun erhalten wir zwischen der primären Leistung N_1 und der Schallvernichtung an den Wänden — die Schallabsorption auf dem Luftwege selbst ist bei nicht zu großen Räumen meist vernachlässigbar —, die Energiebilanz

$$N_1 = \frac{E_1 c}{4} \sum a_n \cdot F_n. \quad (4)$$

Die hier auftretende Summe nennt man das Schluckvermögen oder die Schluckfläche des Raumes und bezeichnet sie mit

$$A = \sum a_n \cdot F_n. \quad (5)$$

Man kann sich von dieser Größe ein anschauliches Bild machen, indem man sich zum Vergleich eine total absorbierende Fläche, deren Schluckgrad dann 1 wäre, und deren Fläche $F = A$ wäre, vorstellt. Diese Deutung des Schluckvermögens als m^2 offener Fensterfläche geht auf SABINE zurück. Hiernach wäre ein Raum mit allseitiger, mäßiger Dämpfungs-Auskleidung gleichwertig einem Raum mit hochgradig reflektierenden Wänden und dazwischen einigen geöffneten Fenstern. Für derartige extreme Fälle ist dieser Vergleich freilich nicht anwendbar. Wenn wir beispielsweise einen Lichthof haben, der auf fünf Seiten stark reflektiert, dagegen auf der sechsten völlig schluckt, so kommt es nicht mehr zu einer statistischen Schallverteilung. Diese ganzen Betrachtungen sind eben nur dann einigermaßen anwendbar, wenn die Schluck-

grade gleichmäßig über den Raum verteilt sind, und eigentlich auch nur dann, wenn sie an keiner Stelle zu groß werden.

Für den zweiten Raum übernimmt der von der Wand durchgelassene Schallanteil N_{2F} die Rolle der zugeführten Leistung, so daß die entsprechende Anwendung der Formel (4) für die Energiedichte im zweiten Raum ergibt:

$$E_2 = \frac{4 N_{2F}}{c A_2}. \quad (6)$$

Fassen wir die Gleichungen (1) bis (6) zusammen, so ergibt sich

$$E_2 = E_1 \cdot \frac{F}{d A_2} = \frac{4 N_1}{c} \left(\frac{F}{d A_1 A_2} \right). \quad (7)$$

Dieses Ergebnis sagt uns anschaulich folgendes:

Wenn ich eine gewisse Schallerzeugung N_1 in Raum 1 habe, deren Größe unvermeidlich ist, und ich will im Raume 2 eine möglichst geringe Energiedichte E_2 in Kauf nehmen, so erreiche ich das

1. dadurch, daß ich das Absorptionsvermögen des Raumes 1, möglichst groß mache, um so weniger Energiedichte entsteht im Raum 1,

2. dadurch, daß ich die koppelnde Fläche zu verkleinern versuche, um so weniger Energie trifft auf dieselbe,

3. dadurch, daß ich die Schalldämmung möglichst groß mache, um so weniger geht durch die Wand durch und

4. dadurch, daß ich meinen eigenen Raum 2 möglichst dämpfe, um so weniger wird der durchgehende Schall durch die Wände meines eigenen Raumes verstärkt.

Von diesen vier Maßnahmen läßt sich durch 1, 2 und 4 meist nur jeweils eine Verringerung der störenden Energie etwa auf die Hälfte erreichen, dagegen kann Punkt 3 eine Schwächung um mehrere Zehnerpotenzen bedeuten.

Für die meßtechnische Bestimmung der Schalldämpfung ergibt sich aus diesen Formeln weiterhin folgendes:

Durch den Vergleich der Schallstärken mit zwei Mikrofonen, die sich im Raum 1 und 2 befinden, messe ich den Quotienten p_1/p_2 , dessen Quadrat gleich dem Verhältnis der Energiedichten ist. Aus Gl. (7) folgt, daß dieser Quotient noch mit der Größe der Trennwand zu multiplizieren und durch das Absorptionsvermögen des sekundären Raumes zu dividieren ist, um den reziproken Durchlaßgrad zu erhalten. Die Schalldämmung verlangt dementsprechend eine additive Korrektur

$$D = 10 \log \frac{E_1}{E_2} + 10 \log \frac{F}{A_2}. \quad (8)$$

Vertausche ich die Rollen der beiden Wände, so bleibt D ungeändert. Es gibt bisher praktisch keine Dämmvorrichtung, die eine einseitige Vor-

zugsrichtung aufweist. Trotzdem ergibt sich ein anderer Unterschied in den Energiegefällen; diesmal tritt A_1 im Korrekturfaktor auf

$$D = 10 \log \frac{E_2}{E_1} + 10 \log \frac{F}{A_1}. \quad (11)$$

Dagegen ergibt sich dieselbe Energiedichte in Raum 1 nämlich E_1 , wie sie vorher in Raum 2 war, wenn jetzt die gleiche Schallquelle in Raum 2 steht.

Als Beispiel betrachten wir als Nachbarräume ein Badezimmer und ein Schlafzimmer (siehe Abb. 3). Das Badezimmer hat meist eine geringe Oberfläche aus stark reflektierenden Wänden, also ein sehr kleines Schluckvermögen A_1 . Selbst bei kleiner Senderleistung entsteht hier eine große Energiedichte, weshalb solche Räume immer sehr zum Singen und Pfeifen anregen. Das größere Schlafzimmer weist wegen seiner Betten und Vorhänge ein sehr großes Schluckvermögen A_2 auf, so daß eigentlich von einer gleichmäßigen Schallverteilung, wie sie die statistische Theorie verlangt, gar nicht mehr die Rede sein kann. Für die folgende Abschätzung der Schallstärkenverhältnisse lassen sich die obigen Formeln trotzdem gut heranziehen.

Es werde in beiden Räumen mit gleicher Senderleistung N gesprochen. Dieselbe erzeugt im Badezimmer selbst eine große Energiedichte

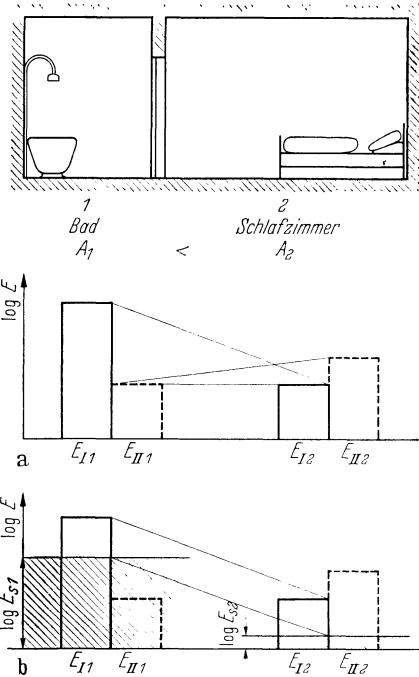


Abb. 3. Lautstärkenvergleich zwischen zwei Nachbarräumen von verschiedenem Schluckvermögen, a ohne, b mit einer im Raum 1 befindlichen Stör-schallquelle. (Es bedeuten I, II: Ort des Senders in Raum 1 bzw. 2; 1, 2: Ort des Empfängers in Raum 1 bzw. 2).

$$E_{I1} = \frac{4N}{cA_1}, \quad (12)$$

im Schlafzimmer selbst eine geringere

$$E_{II2} = \frac{4N}{cA_2}. \quad (13)$$

dagegen in jeweils anderen Zimmer die gleiche, nämlich

$$E_{I2} = E_{II2} = \frac{4N}{c} \cdot \frac{F}{dA_1A_2}. \quad (14)$$

Das letzte sagt uns, daß sich Personen, vorausgesetzt, daß sie gleich stark sprechen, zwischen zwei Nachbarräumen hinüber und herüber gleich gut hören können.

Dies ändert sich aber sofort, wenn in dem einen Raum ein zusätzliches Störgeräusch vorhanden ist. Beispielsweise soll im Badezimmer das Wasser laufen. Die Störleistung N_S erzeugt dann in beiden Räumen einen Störpegel, der sich in 1 und 2 genau so unterscheidet, wie die in Raum 1 erzeugte Sprache:

$$E_{S1} = \frac{4 N_S}{c A_1}, \quad (15)$$

$$E_{S2} = \frac{4 N_S}{c} \cdot \frac{F}{d A_1 A_2}. \quad (16)$$

Wenn nun N genügend über N_S liegt, so überragt E_{I1} in gleicher Weise E_{S1} , d. h. es ist trotzdem im Badezimmer eine Unterhaltung möglich. Aber auch für den Hörer im Schlafzimmer liegt die Störstärke E_{S2} im gleichen Verhältnis unter der Sprachschallstärke E_{I2} , die aus dem Nachbarraum kommt. Dagegen kann jetzt sehr wohl die Störschallstärke in Raum 1 hoch über der Sprachlautstärke liegen, die aus dem Raum 2 kommt und somit diese verdecken. Praktisch kommt noch hinzu, daß die Personen im Raum mit dem größeren Störpegel außerdem lauter sprechen. Angewandt auf unser Beispiel heißt das: Wenn im Badezimmer das Wasser läuft, versteht der darin Befindliche nicht was draußen gesprochen wird, er hört es meist gar nicht, während die draußen befindlichen Personen alles verstehen, was er sagt. Ebenso ist auf einem stark hallenden und viel begangenen Korridor wenig aus den Zimmern zu verstehen. Trotzdem stört das, was auf dem Flur erzählt wird, in den Zimmern. (In Abb. 3, die diese Beziehungen veranschaulicht, ist für die Schallstärke ein logarithmischer Maßstab gewählt, — es ist also für das Frequenzgebiet oberhalb 800 Hz die Lautstärke aufgetragen —, so daß gleiche Verhältniswerte als gleiche Differenzen erscheinen.)

II. Wege für die Luftschallübertragung.

Wir kommen nun zur Behandlung der einzelnen Kopplungsmöglichkeiten, die für eine Luftschallübertragung bestehen. Ich muß mich hierbei darauf beschränken, die Gesetzmäßigkeiten nur in ganz groben Umrissen anzudeuten.

a) Schalldurchgang durch Öffnungen.

Zunächst einmal ist klar, daß eine große freie Öffnung zwischen den beiden Räumen etwa in Gestalt einer großen Doppeltür, eines Bühnenrahmens od. dgl. den Durchlaßgrad 1 hat. Dies gilt aber nur dann, wenn die Wellenlänge klein ist im Vergleich zu den Abmessungen der

Öffnungen. Das letzte ist überhaupt eine notwendige Voraussetzung für die Anwendbarkeit der oben abgeleiteten statistischen Theorie. Wenn die Öffnungen klein sind, dann ist die Vorstellung, daß die Öffnung aus dem ankommenden Strahl, wie bei der Schattenbildung des Lichts, einen gewissen Betrag geometrisch ausschneidet, unzulässig und wir erhalten etwas, was ja auch aus der Optik bekannt ist, nämlich die Erscheinung der Beugung. Nur sind zum Auftreten derselben in der Optik mikroskopisch kleine Löcher erforderlich, während in der Akustik ja die Wellenlängen in den meisten Fällen sogar vergleichbar mit den auftretenden Gegenständen sind. Obschon wir also bei kleinen Löchern andere Verhältnisse unserer Betrachtungsweise zugrunde legen müssen, ergeben theoretische Betrachtungen und experimentelle Erfahrungen, daß bei kreisrunden Löchern, die klein zur Wellenlänge sind,

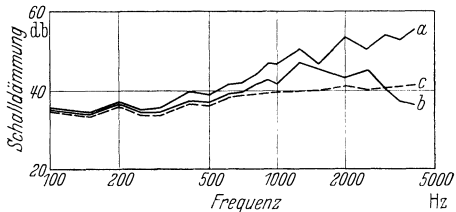


Abb. 4. Verminderung der Schalldämmung einer $\frac{1}{2}$ Stein starken Ziegelwand durch ein kleines Loch (nach A. SCHOCH).
a Schalldämmung der Wand ohne Loch.
b Schalldämmung der Wand mit einem kreisförmigen Loch von 2 cm Durchmesser.
c berechnete Schalldämmung der Wand mit Loch.

die durchgehende Leistung etwa dem entspricht, was nach geometrischer Betrachtung aus der auffallenden Welle durch das Loch herausgeschnitten wird. (Vgl. das Meßbeispiel Abb. 4¹.) Daß der Vorgang dabei freilich ein ganz anderer ist, ergibt sich daraus, daß die auf der anderen Seite das Loch verlassende Welle sich als Kugelwelle von der Öffnung weg ausbreitet und nicht etwa als gebündelter Strahl dieselbe verläßt (vgl. Abb. 5).

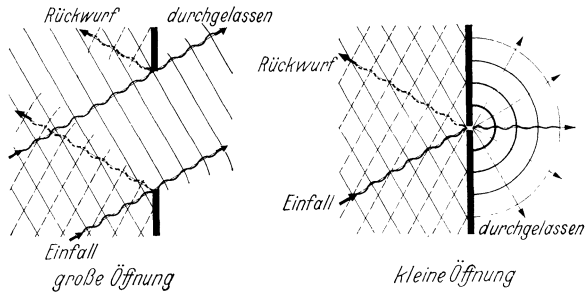


Abb. 5. Skizze des Wellenfeldes bei großer und kleiner Wandöffnung.

Wir erhalten sofort ein ganz anderes Ergebnis, wenn die Kopplungsöffnung

nicht Kreisgestalt, sondern diejenige eines länglichen Schlitzes hat, was übrigens bei schlecht schließenden Türen u. dgl. ja der viel häufigere Fall ist. Je gestreckter die Gestalt der Öffnung ist, um so größer ist ihre Durchlässigkeit, und wir müssen vor die wahre Fläche der Öffnung einen Vergrößerungsfaktor setzen, der z. B. bei einem Längen-

¹ Entnommen aus: SCHOCH, A.: Die physikalischen und technischen Grundlagen der Schalldämmung im Bauwesen. Leipzig 1937, S. 53.

und Breitenverhältnis des Schlitzes von 1 : 200 bereits 10 beträgt. Die Wirkung einer derartigen Öffnung läßt sich schlecht mit unseren obigen Betrachtungen vergleichen, weil es sinnlos wäre, als Kopplungsfläche die wirkliche Schlitzgröße einzusetzen und nun einen Durchlaßgrad, der wesentlich größer als 1 ist, einzuführen, denn die durchgegangene Energie rührt ja auch von Wellenanteilen her, die wesentlich seitlich der Öffnung auftreffen. Wenn der Schlitz eine Längenausdehnung annimmt, die vergleichbar oder gar groß zur Wellenlänge wird, dann macht sich ferner auch ein Frequenzgang bemerkbar, in dem Sinne, daß die tieferen Töne leichter durchgebeugt werden als die hohen.

Ebenso erhalten wir einen ausgesprochenen Frequenzgang, wenn wir statt eines einzelnen Loches viele Löcher haben; der Schall beugt durch

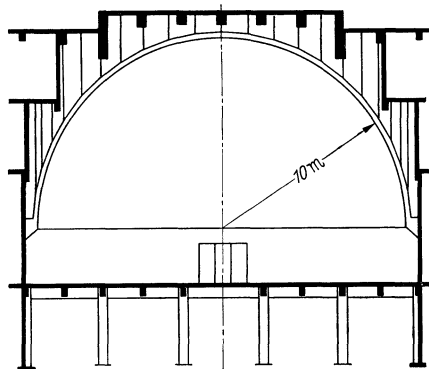


Abb. 6. Echofreies Planetarium (nach P. E. SABINE).

eine derartige Anordnung um so leichter hindurch, je kleiner der Abstand im Vergleich zur Wellenlänge ist; d. h. aber auch wieder, daß die tiefen leichter hindurchtreten als die hohen Frequenzen¹. Diese letzte Erkenntnis hat man sogar dazu zweckmäßig benutzt, um Gitter zu schaffen, die den Schalleicht durchlassen, dagegen für andere physikalische Größen ein Hindernis darstellen. Ein Lochblech, das lauter kleine Löcher von nicht mehr als etwa 2 mm \varnothing bei 5 mm Abstand enthält, reflektiert optisch im Verhältnis von ungelochter Fläche zur Gesamtfläche, d. h. 87%. Beim Bau eines Planetariums wurde die Kuppel aus einem derartigen Blech hergestellt² (Abb. 6). Die Kuppel ist aus optischen Gründen notwendig, vom akustischen Standpunkt ist sie wegen der auftretenden Brennpunktbildungen immer bedenklich. Jenseits dieser Lochblechkuppel befanden sich aber rechteckige Raumabschlüsse, und da der Schall die Lochblechkuppel fast ignorierte, wurden die Gefahren der Echobildung damit vermieden. Ferner verwendet man derartige Lochbleche mit gutem Erfolg zur Abdeckung von porösem Material, wie Schlackenwolle, Asbestmatten u. dgl. Man erhält auf diese Weise Oberflächen, die man bemalen und säubern kann und man verhindert ein Herausstauben dieser z. T. auch unhygienischen, feinen Mineralfasern. Trotzdem wird die akustische Dämpfungswirkung durch diese Abdek-

¹ Die bessere Durchtrittsfähigkeit der tiefen Frequenzen hat auch noch einen zweiten Grund. Die durch die Löcher gegebenen Verengungen des Strömungsquerschnitts wirken wie zwischengeschaltete träge Massen. Insofern haben wir ähnliche Verhältnisse wie später unter c).

² SABINE, P. E.: J. of the Franklin Inst. 217 (1934) S. 452.

kungen fast nicht behindert. Man kann freilich auch die Lochabstände so groß machen, daß für hohe Töne eine gewisse Reflexionswirkung übrig bleibt, und man kann auch das sehr zweckmäßig dazu benutzen, um eine gewisse Balance in den Frequenzgang der Schallschluckung solcher poröser Stoffe zu bringen, damit ihre starke Wirkung bei hohen Tönen nicht zu unangenehm auftritt und einem derartig ausgekleideten Raum nicht etwas Dumpfes gibt.

b) Schalldurchgang durch poröse Stoffe.

Wir kommen hiermit zum Problem der porösen Stoffe überhaupt¹. Auch bei diesen ist das eigentliche schallführende Medium immer die Luft, die in z. T. mikroskopisch kleinen Poren und Kanälen des Stoffes ihre Schallbewegungen ausführt. Aber das Hin- und Herschwingen in den Poren ist mit Reibungskräften verbunden, die der Geschwindigkeit der Bewegung proportional und entgegengesetzt sind. Wenden wir das Grundgesetz der Dynamik auf ein kleines Volumenelement bei einer ebenen Schallwelle an, so ist in freier Luft als treibende Kraft das Druckgefälle $-\frac{\partial p}{\partial x}$ einzusetzen, welches die Massenbeschleunigung der Luftteilchen $\rho \frac{\partial v}{\partial t}$ hervorbringt (hierin bedeutet ρ die Dichte der Luft). Im porösen Material kommt als Reaktionskraft auf die linke Seite noch ein Glied $-rv$ hinzu, wobei r eine Materialkonstante ist, die man als spezifischen Strömungswiderstand bezeichnet:

$$-\frac{\partial p}{\partial x} - rv = \rho \frac{\partial v}{\partial t} \quad (17)$$

Dieses Gesetz sagt uns zunächst, daß die dämpfende Wirkung nur erfolgen kann, wenn es zu größeren Schall-Schnellen im Material kommt. Nun bilden sich vor einer starren Wand stehende Wellen aus mit einem Bewegungsknoten an der Wand, denn an der starren Wand muß ja die senkrecht zur Wand gerichtete Schnelle Null werden. Habe

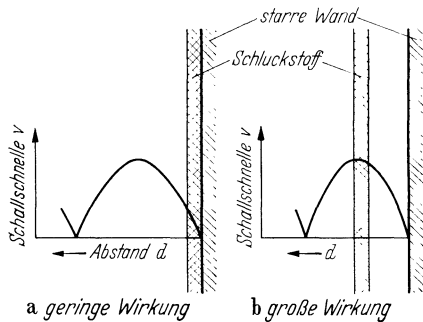


Abb. 7. Skizze über die zweckmäßige Anbringung poröser Schallschlucker vor starrer Wand.

ich nun eine poröse Bespannung unmittelbar an der Wand, so liegt dieselbe in einem Gebiet, welches kaum Teilchenbewegungen enthält und die Wirkung des porösen Materials ist dementsprechend klein (vgl. Abb. 7 a). Lege ich die Stoffbespannung dagegen in einem gewissen Abstand zur Wand, so komme ich auch in Gebiete, wo Bewegungsbäuche auftreten, und das

¹ Eine ausführliche Behandlung dieses Problems ist zu finden in der Elektrischen Nachrichtentechnik 10 (1932) S. 242 und 12 (1935) S. 333.

poröse Material wirkt stärker (vgl. Abb. 7b). In gleicher Weise ist die Schichtdicke einer homogenen Schicht von Einfluß; die Schicht kommt erst dann zur vollen Wirkung, wenn sie sich auch in das Gebiet der Bewegungsbäuche erstreckt. Da nun der hierzu nötige Abstand von der Wand eine Viertel Wellenlänge ist, so erhellt hieraus, daß diese maximale Wirkung um so eher erreicht wird, je kleiner die Wellenlänge, also je höher die Frequenz ist (vgl. Abb. 8, die Kurven $r = \frac{2Z_0}{d}$ und $r = \frac{1}{2}\frac{Z_0}{d}$).

Die höhere Schluckfähigkeit poröser Wandverkleidungen bei hohen Frequenzen hat aber auch noch eine andere Ursache. Dieselbe spielt bei hohen Strömungswiderständen (z. B. in Abb. 8 die Fälle $r = \frac{32Z_0}{d}$ und $r = \frac{128Z_0}{d}$) die Hauptrolle. Man erkennt aus Gl. (17), daß das Störungs-
glied $-rv$ mit wachsender Tonhöhe gegen den Trägheitswiderstand $\rho \frac{\partial v}{\partial t}$

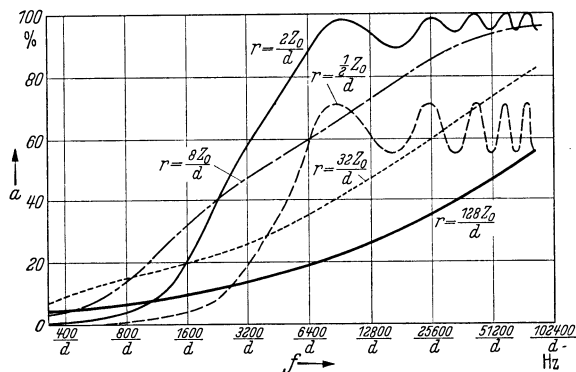


Abb. 8. Frequenzgänge des Schluckgrades bei verschiedenen Strömungswiderständen¹.

verschwindet, so daß sich bei sehr hohen Frequenzen die poröse Schicht von der freien Luft kaum mehr unterscheidet. Ist aber der resultierende Widerstand der Schicht vergleichbar mit dem der Luft, dann ist es dem Schall viel leichter möglich, überhaupt in die Schicht einzudringen. Von diesem Standpunkt aus ist es auch günstig, wenn der Strömungswiderstand möglichst klein ist. Bei der Herstellung von sog. schalltoten Räumen, wie man sie für Meßzwecke benötigt, nimmt man daher auch sehr lose Watte. Da aber jeder Raum schließlich von einer starren Wand abgeschlossen wird, so sind bei sehr kleinen Strömungswiderständen andererseits sehr große Schichtdicken erforderlich, damit die eingedrungene, bis zur starren Wand durchgelaufene und von dort zur Oberfläche zurückgelangende Welle nicht mehr viel Energie in den Raum zurückliefern kann. Da aber bautechnisch natürlich nur beschränkte Ab-

¹) Aus L. CREMER, Elektr. Nachr. Techn. 12, S. 339, 1935.

messungen, sagen wir etwa 8 cm Schichtdicken, zur Verfügung stehen, wird die günstigste Wirkung erst bei höheren spezifischen Strömungswiderständen erreicht, und zwar ergibt sich, daß man zweckmäßig den Gesamtwiderstand der Schicht von der Schichtdicke d etwa gleich dem zwei- bis vierfachen des Wellenwiderstandes Z_0 der Luft machen soll,

$$r \cdot d = 2 Z_0 = 2 \rho c \sim 90 \text{ (gcm}^{-2} \text{ sec}^{-1}) \quad (18)$$

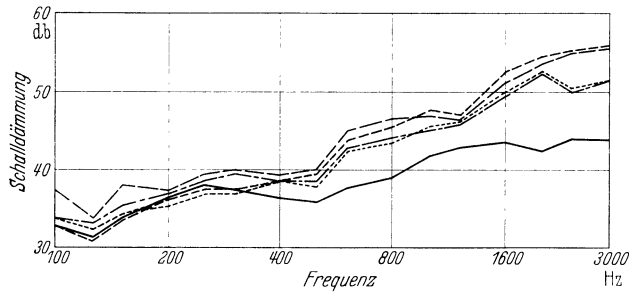


Abb. 9a.

db/Mittel

38,0	—	ungeputzt	211 kg	33%
41,9	- - -	Kalkputz, einseitig	237 kg	32%
41,7	- - - -	Kalkputz, zweiseitig	263 kg	32%
44,0	- - - - -	Zementputz, einseitig	242 kg	22%
43,1	- - - - -	Zementputz, zweiseitig	273 kg	22%

Steine: Hintermauerungsziegel 1. Wahl
Mauermörtel: Kalk 1:4

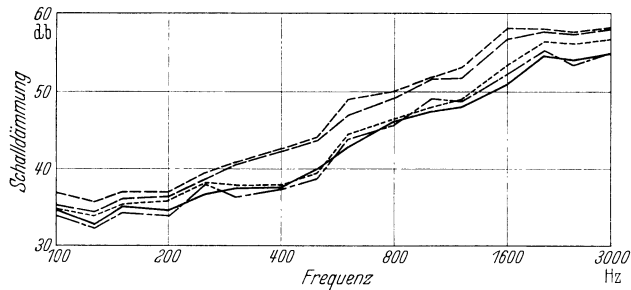


Abb. 9b.

db/Mittel

42,9	—	ungeputzt	224 kg	27%
42,9	- - -	Kalkputz, einseitig	252 kg	16%
43,6	- - - -	Kalkputz, zweiseitig	281 kg	16%
45,6	- - - - -	Zementputz, einseitig	254 kg	18%
46,9	- - - - -	Zementputz, zweiseitig	285 kg	18%

Steine: Hintermauerungsziegel 1. Wahl
Mauermörtel 1: 3.

Abb. 9. Abhängigkeit der Schalldämmung einer 12-cm-Ziegelwand von der Frequenz bei verschiedenem Mörtel und Putz (nach E. LÜBCKE). Die angegebenen Zahlen bedeuten links die Mittelwerte der Schalldämmung, rechts das Wandgewicht je Quadratmeter und in Prozenten die Hohlräume.

Wie aus Abb. 8 ersichtlich, ist die hierzu gehörige Kurve allen anderen im Mittel überlegen.

Dieses Optimum gilt aber nur für die raumakustische Aufgabe, bei

der möglichst viel Schall von der Schicht aufgenommen werden soll. Vom Standpunkt der Schallisolation ist es dagegen unbedingt vorteilhaft, wenn der Strömungswiderstand recht hoch liegt, weil dann sowohl eine große Reflexionswirkung in der Eingangsfläche stattfindet, als auch der einmal eingedrungene Schall bei hohen Strömungswiderständen stärker im Material geschwächt wird.

Die praktische Bedeutung der porösen Stoffe für die Zwecke der Schallisolation ist klein. Wenn man beispielsweise zwei Zimmer einer Wohnung durch einen dicken Vorhang trennt, so ist diese Zwischenwand in jedem Falle weniger wirksam, als eine gleichschwere porenfreie Trennwand. Die Möglichkeit des Durchgangs durch Poren des Materials stellt immer einen Parallelweg für den Schall dar, der die Wirkung der massiven Wand herabsetzt¹. Darauf dürfte es z. T. auch zurückzuführen sein, daß bei Mauerwerken, wie E. LÜBCKE² zeigte, die Mörtelart wesentlichen Einfluß auf die Schallisolutionsfähigkeit haben kann (s. Abb. 9). Das Mörtelgefüge ist meist von höherer Porosität als die Steine. Der poröse Durchgang durch ein Mauerwerk wird aber bereits verhindert, wenn es auf einer Seite einen porenfreien Anstrich erhält und oft wird erst dadurch eine Trennwand auf ihre Isolierfähigkeit als massive Wand erhöht.

Nun gibt es Fälle, in welchen der Luftdurchgang nicht versperrt werden darf, wie etwa bei Luftschächten, Ventilationskanälen u. dgl. In diesen Fällen werden die porösen Baustoffe zweckmäßig zur seitlichen

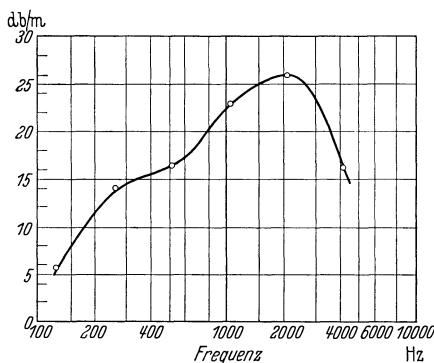


Abb. 10. Schallschwächung eines mit Schlackenwolle ausgekleideten Rohres (nach G. BUCHMANN und L. KEIDEL).

Rohrquerschnitt = $33 \times 33 \text{ cm}^2$,
Schichtdicke . . = 6 cm.

Auskleidung solcher Kanäle herangezogen. Auch bei derartigen seitlichen Auskleidungen macht sich die erwähnte Frequenzabhängigkeit des porösen Materials zunächst einmal in dem Sinne bemerkbar, daß sehr tiefe Frequenzen schlecht dadurch gedämpft werden. Aber auch ganz hohe Frequenzen werden durch einen geradlinigen Kanal dieser Art nicht erfaßt (s. Abb. 10)³. Das liegt hauptsächlich daran, daß bei sehr hohen Frequenzen der Schall gewissermaßen gebündelt als

Strahl durch den Kanal gehen kann, ohne daß er die Wand treffen muß. Die erforderliche Wirkung tritt auch für hohe Frequenzen sofort ein,

¹ Vgl. Aufsatz DÜRHAMMER S. 77 und Abb. 12 und 13.

² LÜBCKE, E.: Z. techn. Phys., 17 (1936) S. 54. Vgl. auch S. 78.

³ BUCHMANN, G. u. L. KEIDEL: Akust. Z., 3 (1938) S. 216.

wenn man durch mehrere Ecken und Knickstellen im Kanal auch die Strahlen hoher Frequenzen zwingt auf die porösen Verkleidungen aufzutreffen.

e) Schalldurchgang durch luftdichte, schwere Stoffe (Wände).

Wir wollen nun alle Möglichkeiten des unmittelbaren Luftschalldurchgangs ausschließen und porenfreie massive Wände betrachten. Die Dämmwirkung wird dann größenordnungsmäßig höher, da der Luftschall zwischendurch in der Bewegung fester Körper seine Fortsetzung finden muß. Die Reflexion an einer Trennschicht zweier Medien von beliebiger Ausdehnung würde ausschließlich bedingt sein von dem Unterschied in den Schallwellenwiderständen, und, wie aus den Ausführungen von E. LÜBCKE hervorgeht¹, betragen diese Unterschiede zwischen Luft und den beim Bau üblichen festen Körpern mehrere Zehnerpotenzen. Wir dürfen aber diese Bedingungen für beliebig ausgedehnte Körper unseren Betrachtungen nicht zugrunde legen, denn, da auch die Schallgeschwindigkeiten in den festen Körpern wesentlich höhere sind, so sind unsere Wanddicken immer klein zur Wellenlänge, die einem Schall von hörbarer Tonhöhe in dem betreffenden festen Material zuzuordnen wäre. Deshalb machen alle Teilchen der Wand, in Schallrichtung gesehen, nahezu gleich große Bewegungen, d. h. die Wanddicke schwingt als Ganzes. Dabei ist die Bewegung vom Standpunkt der Schallausbreitungsrichtung aus eine longitudinale. Da aber die Wand durch Querwände am Rande in ihrer Bewegung behindert ist, und da ferner der Schall bei schrägem Einfall an den einzelnen Wandstellen verschiedene Kräfte ausübt, so sind Rückwirkungen von der Biegesteifigkeit der Wand her zu erwarten und insofern ist es richtig, die Wandbewegungen als Biegeschwingungen zu bezeichnen, die wiederum vom Standpunkt der Wandausdehnung aus als transversale Bewegungen anzusehen sind. Durch diese beiden verschiedenen Betrachtungsweisen ist oft große Verwirrung entstanden. Man findet häufig die Ansicht, als ob es sich hier um zwei verschiedene Arten der Schallübertragung handelt. In Wirklichkeit handelt es sich um dasselbe Verhalten der Wand, das nur von verschiedenen Grenzfällen ausgehend angepackt wird.

Das einfachste theoretische Schema hat bereits LORD RAYLEIGH² als Grenzübergang aus der Longitudinalbetrachtung in seiner Theory of Sound gegeben. Betrachten wir eine beliebig ausgedehnte Wand, auf welche eine ebene Welle auftrifft, so ist als Bewegungsgleichung für die Flächeneinheit der Wand anzusetzen:

$$p_1 - p_2 = M \frac{dv}{dt}, \quad (19)$$

¹ Vgl. S. 3, Tab. I und Anhang S. 150.

² LORD RAYLEIGH, Theory of Sound. London 1896, Bd. II, S. 104.

wobei M die spezifische Wandmasse, v die Schnelle der Wand, p_1 den Druck vor, p_2 den Druck hinter ihr bedeuten. Der letzte ist gegenüber dem ersten vernachlässigbar. Betrachten wir ferner reine Töne mit der Kreisfrequenz ω , so erhalten wir für den Quotienten aus p_1 und v einen Massenwiderstand:

$$\left| \frac{p_1}{v} \right| = \omega M. \quad (20)$$

Nun müssen wir noch bedenken, daß für die einfallende Welle vor der Wand durch die hochgradige Reflexion nahezu eine Druckverdoppelung eintritt, so daß wir setzen können:

$$p_1 = 2 p_1'. \quad (21)$$

Die auffallende Energie ist:

$$N_1 = \frac{p_1'^2}{Z_0} = \frac{p_1^2}{4Z_0}, \quad (22)$$

wobei Z_0 wie oben den Wellenwiderstand der Luft bedeutet. Die abgestrahlte Energie können wir proportional dem Quadrat der Wand-schnelle setzen:

$$N_2 = Z_0 \cdot v^2. \quad (23)$$

Damit ergibt sich für die Schalldämmung:

$$d = \frac{N_1}{N_2} = \frac{\omega^2 M^2}{4Z_0^2}, \quad (24)$$

$$(da \omega = 2\pi f) \quad D = 20 \log M + 20 \log f - \text{const.} \quad (24a)$$

Obschon diese sehr einfache Betrachtung dem viel komplizierteren Verhalten der Wände nicht gerecht wird, enthält sie doch bereits zwei sehr wesentliche Tatsachen, nämlich

1. die Isolationsfähigkeit gelingt für hohe Frequenzen viel leichter als für tiefe Frequenzen und

2. sie wird hauptsächlich bestimmt durch die spezifische Wandmasse, d. h. technisch gesagt, durch das Wandgewicht/Flächeneinheit.

BERGER¹ hat bereits 1911 diese beiden Tatsachen experimentell bestätigen können. Es sei besonders darauf hingewiesen, daß entsprechend dem damaligen Stande der elektroakustischen Technik diese Experimente noch nicht mit den bequemen Mitteln ausgeführt werden konnten, die uns heute zur Verfügung stehen. BERGER benutzte sowohl im Sende- wie im Empfangsraum zur Schallanzeige Stimmgabeln. Seither sind die gleichen Versuche mit den bequemen Mitteln der modernen Elektroakustik von vielen Seiten durchgeführt und die erwähnten grundsätzlichen Ergebnisse immer wieder bestätigt worden.

Für die physikalische Erkenntnis war es ein wichtiger Fortschritt, daß es E. MEYER 1931 gelang, mit Hilfe eines Abtastkondensators die

¹ BERGER, R.: Dissertation der Technischen Hochschule. München 1911.

Wandausschläge selbst bis hinab zu einem ÅNGSTRÖM zu messen¹. In Abb. 11 zeigt die unterste Kurve den Frequenzgang des Wandausschla- ges, die oberste Kurve ihre Beschleunigung, welche in groben Zügen ent- sprechend der obigen Theorie in der Tat als konstant angesehen werden kann.

Gegenüber dem Ergebnis der einfachen obigen Betrachtung aber zeigen die Messungen folgende Abweichungen:

1. Die Isolation einer Einfachwand ist nie so gut, wie sie nach diesen Formeln zu erwarten wäre. Auch die von E. MEYER gemessenen Wandschwingungen sind stärker, als es der obigen Theorie entspricht.

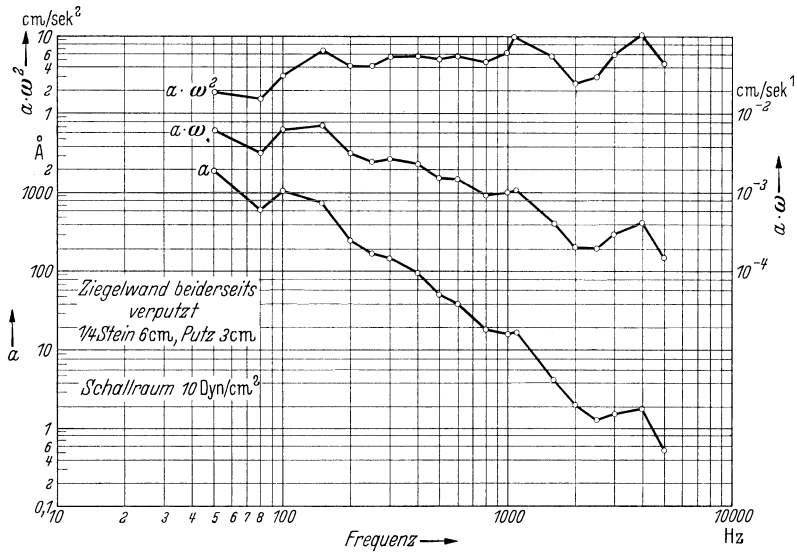


Abb. 11. Bewegungs-, Geschwindigkeits- und Beschleunigungsamplituden einer ¼ Stein starken Wand (nach E. MEYER).

2. Das Gewicht ist erfahrungsgemäß die hauptsächlich bestimmende Größe, aber sein Einfluß entspricht einer etwas kleineren als der zweiten Potenz.

3. Der Frequenzgang weist häufig Schwankungen auf; im Mittel ist außerdem auch hierbei der Anstieg geringer als es der zweiten Potenz entspricht.

Als empirische Formel aus vielen Versuchen heraus gibt BERGER 1934 an² (s. auch Abb. 12)

$$D = 18 \log M + 12 \log f - 25 .$$

4. Weiterhin mußten wir uns bei unserem Ersatzbild auf senkrechten Einfall beschränken, denn, wenn die Wand als Ganzes schwingen soll,

¹ MEYER, E.: Sitz.-Ber. Preuß. Akad. d. Wiss. 1931. — 1 Å = 10⁻⁸ cm.

² BERGER, R.: Forschung aus dem Gebiete des Ingenieurwesens 1932, S. 193.

würden die gegenphasigen Anregungen verschiedener Stellen bei schrägem Einfall sich gegenseitig aufheben. Es zeigt sich aber nicht nur, daß eine Wand auch durch schrägen Einfall angeregt werden kann, sondern daß

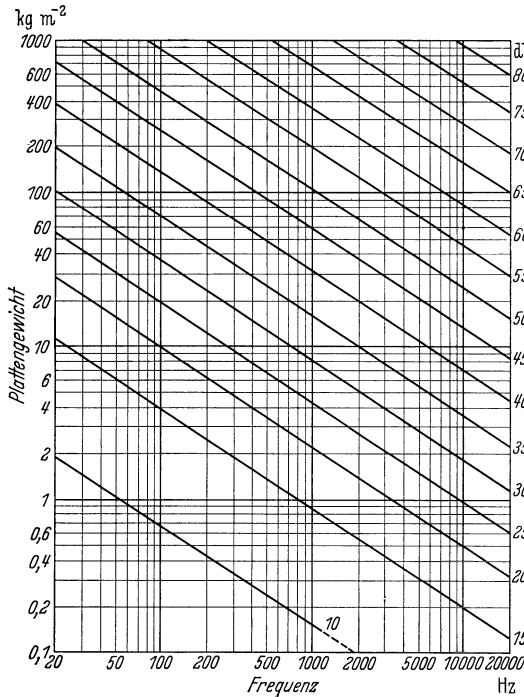


Abb. 12. Kurven gleicher Luftschalldämmzahlen (nach R. BERGER).

daß wir nicht eine Wand in seitlicher Richtung als starres Ganzes betrachten dürfen, sondern, daß wir lauter Einzelmassen vor uns haben, die seitlich gegeneinander sich bewegen können. Dann bedeutet nämlich

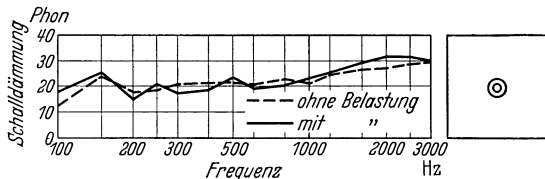


Abb. 13. Einfluß frei aufliegender Punktlasten auf die Schalldämmung einer 5 mm dicken Sperrholzplatte von 1 m² Fläche und 2,26 kg Gewicht (ein Gewicht von 10 kg in Plattenmitte) (nach R. BERGER).

wenn wir diese Betrachtungsweise zugrunde legen können, der Durchlaßgrad eine auf die Einheit der Wandfläche beziehbare Größe und wir können nur dann die an einer etwa 4 m² großen Wand gemessenen

sogar hinter derselben die Fortpflanzungsrichtung erhalten bleibt. Man ist also durchaus in der Lage, auch durch eine isolierende Wand hindurch den Ort einer Schallquelle im Nachbarzimmer erkennen zu können und

5. schließlich zeigt sich, daß das Aufsetzen eines großen Gewichtes auf einer Horizontalwand, die zwei untereinander befindliche Räume trennt, auf die Isolation kaum etwas ausmacht¹ (Abb. 13).

Diese letzten experimentellen Erfahrungen führen dazu, daß wir unser Ersatzschema dahin erweitern müssen, daß diese Teile eben aus der Übertragungsmöglichkeit ausfallen und sich damit nur die wirk-same Wandfläche un-wesentlich verkleinert. Überhaupt ist erst dann,

¹ BERGER, R.: Forschung aus dem Gebiete des Ingenieurwesens 1932, S. 193.

Werte auf eine 9 m^2 große übertragen. Auch die Erhaltung des Strahlwinkels erklärt sich bei dieser Vorstellung leicht. Wenn die Wandteilchen mit derselben Phasenverschiebung schwingen, wie sie durch die auffallende Welle angeregt werden, so entsteht daraus nach dem HUYGHENSSchen Prinzip eine unter dem gleichen Winkel abgehende Welle (Abb. 14).

SCHOCH¹ hat in neuester Zeit gezeigt, daß dieses Ersatzbild tatsächlich als asymptotisches Verhalten für eine Wand mit innerer Dämpfung bei sehr hohen Frequenzen theoretisch richtig ist. Da die wirklichen Grundfrequenzen im allgemeinen tief sind, so bewegen wir uns bereits so weit über ihnen, daß ein Teil dieser Ergebnisse in den Experimenten richtig zum Ausdruck kommt. In Wirklichkeit haben wir es aber immer noch mehr oder weniger mit der Anregung von Eigenschwingungen der Wand zu tun und es leuchtet ein, daß jede Resonanzwirkung den Schallübergang vergrößert, also die Dämmung verschlechtert. Dies ist der Hauptgrund dafür, daß die Schalldämmzahlen nicht so gut sind, wie sie unserem Ersatzschema entsprechen.

Daß jede Resonanz eine Erhöhung der Durchlaßfähigkeit bedeutet, sieht man besonders gut an dem Verhalten der Mehrfachwände. Der Grundgedanke derselben ergibt sich aus der Erkenntnis, daß der Übergang von Luft zum festen Körper, der jedesmal zu starken Reflexionen Veranlassung gibt, mehrfach wiederholt wird. Nun darf man aber nicht übersehen, daß bei zwei dicht nebeneinander befindlichen Wänden, wie sie etwa durch Doppeltüren oder Doppelfenster dargestellt werden, auch der trennende Luftweg l meist klein zu einer Wellenlänge ist. Die Luft des Zwischenraumes wirkt dann als Federung zwischen den beiden äußeren Massen m und dieses Gebilde hat seine Eigenfrequenz bei

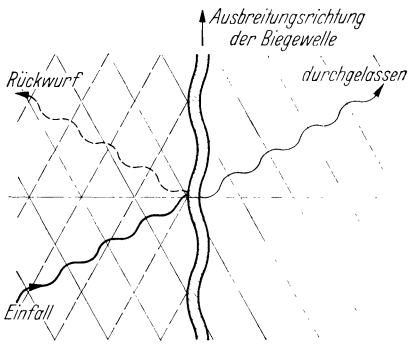


Abb. 14. Skizze des Wellenfeldes bei einer zu Biegeschwingungen angeregten Wand.

$$f = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{2cZ_0}{m \cdot l}} \tag{25}$$

In der Nähe dieser Eigenfrequenz ist daher die Dämmfähigkeit einer Doppelwand schlechter als die einer Einfachwand von gleichem Gewicht. Es gelingt aber meist, dieselbe unter den praktisch hörbaren Bereich zu legen. Genügend oberhalb ist die Dämmung besser.

Ebenso haben wir, wenn wir mehrere Wände mit Luftzwischenräumen

¹ SCHOCH, A.: Akustische Z., 2. (1937) S. 113.

hintereinander schalten, die Möglichkeit, oberhalb einer gewissen Grenzfrequenz sehr hohe Dämmwerte zu erzielen. Die Wände stellen dann ganz analog ähnlichen in der Elektrotechnik bekannten Kettenleitern mit

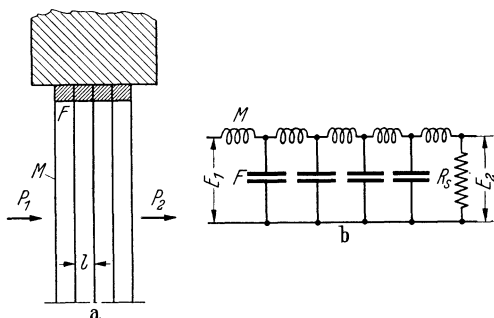


Abb. 15. Die Mehrfachwand und ihr elektrisches Ersatzbild (nach E. MEYER).

Reihenspulen und Querkapazitäten einen Tiefpaß dar (Abb. 15). E. MEYER ist es gelungen¹, eine Vierfachwand von 50 kg/m^2 Gesamtgewicht und 45 cm gesamter Dicke herzustellen, die eine mittlere Schalldämmzahl von 55 Dezibel ergab. Sie ergab somit mehr als eine einsteinstarke Vollziegelwand, die ein Gewicht

von etwa 1000 kg/m^2 aufweist. Bei solchen Mehrfachwänden ist aber noch zu beachten, daß nicht nur die Luftfederungen im Zusammenhang mit den Wandmassen

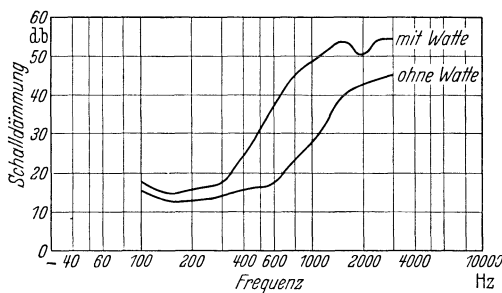


Abb. 16. Schalldämmung einer Sperrholz-Dreifachwand mit und ohne Watteinlage am Rand (nach E. MEYER).

resonanzfähig sind, sondern daß auch die einzelnen Luftkammern kleine Resonanzräume, besonders für seitliche Ausbreitung, darstellen. Auch diese Resonanzen drücken die Dämmwirkung sehr herab, wenn man sie nicht durch Einfügung von porösem Material vernichtet. Dabei genügt es, daß das poröse Material nur an den seitlichen Rändern der Zwischenräume angebracht wird. In dieser Ausschaltung von zusätzlichen Luftresonanzen bei Mehrfachwänden liegt die wesentlichste Verwendung von porösen Baustoffen zum Zwecke der Schalldämmung (s. Abb. 16).

III. Trittschall-Erregung und Messung.

Wir kommen nun noch zur unmittelbaren Körperschallanregung des Kopplungsgliedes. Dieser Fall tritt am häufigsten bei Fußböden und Decken auf, dadurch, daß sie durch Maschinen erschüttert, durch das Herabfallen von Gegenständen angestoßen oder einfach begangen werden. Man nennt daher diesen Fall oft auch allgemein Trittschall-Anregung (Abb. 17).

¹ MEYER, E.: ENT 12, 1935, S. 393.

Auf diesem Gebiet sind sowohl unsere experimentellen Erfahrungen, als auch alle Rechnungsgrundlagen noch lückenhaft und ungeklärt. Da aber die Baupraxis eine Prüfung verlangte, hat man sich geholfen, indem man wenigstens die Art der Schallerzeugung normte und diese ihrerseits der Trittschallentstehung möglichst anpaßte.

MEYER hat in seinem Bericht das als Trittschallnormale für die Trittschallmessung nach DIN 4110 vorgeschlagene „Trampel“ erwähnt und vorgeführt (siehe S. 29). Eisenhämmer mit 1 cm Buchenholzauflage und je 500 g Gewicht fallen aus 4 cm Höhe alle zehntel Sekunde auf. Das bedeutet, daß wir eine mechanische Leistung von

$$N_1 = 500 \cdot 4 \cdot 10 = 2 \cdot 10^4 \text{ g cm/s} \\ = 2 \text{ Watt}$$

auf die Decke loslassen.

Uns interessiert nun genau so wie im ersten Fall die Energiedichte E_2 , die dadurch in dem darunter befindlichen Raum entsteht. Das Trittschallverhalten der Decke kommt dagegen nur in der Leistung N_2 zum Ausdruck, die diese abgibt.

In konsequenter Analogie zur Luftschalldämmung würde man als Trittschalldämmung zu definieren haben:

$$t = \frac{N_1}{N_2}, \tag{26}$$

da
$$N_2 = \frac{E_2 \cdot c}{4} A_2,$$

folgt
$$t = \frac{N_1 \cdot 4}{c E_2 A_2}, \tag{27}$$

oder im logarithmischen Maß

$$T = 10 \log t = 10 \log \frac{N_1 \cdot 4}{c} - 10 \log E_2 - 10 \log A_2. \tag{28}$$

Führen wir in diese Beziehung den Schwellenwert der Energiedichte E_0 , d. h. die kleinste hörbare Energiedichte ein, so können wir die Energiedichte im Abhörraum durch $10 \log \frac{E_2}{E_0}$, d. h. aber angenähert durch die zugehörige Lautstärke L_2 ausdrücken:

$$L_2 = 10 \log \frac{E_2}{E_0}, \tag{29}$$

$$T = 10 \log \frac{4 N_1}{c E_0} - L_2 - 10 \log A_2. \tag{30}$$

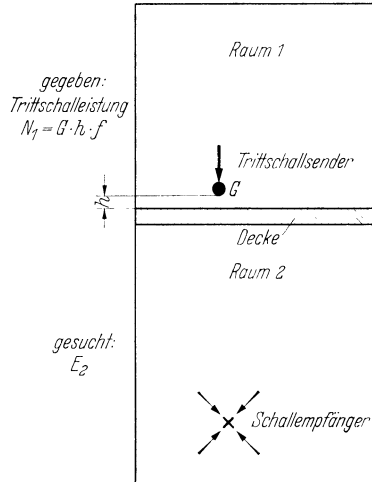


Abb. 17. Skizze zum Problem der Trittschalldämmung.

Die Messung soll auch nach den Trittschallnormen mit einem Lautstärkemeßgerät vor sich gehen, d. h. es geht auch der spektrale Zusammenhang des Trittschallgeräusches ein. Aus diesem Grunde hängt auch der erste Summand in Gl. (30) etwas in der Luft; er würde überdies sehr groß werden, weil nur ein verschwindend kleiner Teil der Fallenergie als Schallenergie in den sekundären Raum abgegeben wird. Würde man den Schwellenwert bei 1000 Hz für $E_0 c$ einsetzen, der von den Amerikanern zu 10^{-16} Watt je cm^2 genormt worden und nun international anerkannt ist, so würde man erhalten:

$$T = 130 - 10 \log A_2 - L_2.$$

Die meisten praktischen Trittschalldämmzahlen würden nahe bei 100 liegen und der Vergleich mit den Luftschalldämmzahlen würde ein schiefes Bild ergeben.

Die bisherige Trittschallnormung dreht nun hier den Vorzeichensinn um; sie spricht nicht von Trittschalldämmung, sondern von Trittschallstärke

$$T' = L_2 + 10 \log A_2.$$

Diese Größe bedeutet also umgekehrt ein logarithmisches Maß für den Quotienten N_2 zu N_1 , wobei eine additive Konstante unterdrückt wird.

Wir wollen nun noch einige Betrachtungen anknüpfen, die uns die physikalische Entstehungsweise des Trittschalles ungefähr vor Augen führen sollen. Wir versuchen uns zunächst die Energieabgabe vom Fallhammer auf die Decke klarzumachen. Ein Ersatzschema, das diesen Vorgang in erster Annäherung gut wiedergibt, ist der Auffall einer Kugel auf eine gespannte Saite, die wir als sehr lang annehmen dürfen. Man erhält dann aus der Energiebetrachtung, daß die lebendige Kraft der Kugel mit der Masse und der Geschwindigkeit v durch die nach links und rechts abgehenden Wellenzüge verzehrt wird, welche je eine Energie von $Z v^2$ mit sich führen, wobei Z den Wellenwiderstand der Saite bedeutet, folgenden Ansatz:

$$-\frac{d}{dt} \left(\frac{m}{2} v^2 \right) = 2 Z v^2 \quad (33)$$

und hieraus

$$\begin{aligned} -m \frac{dv}{dt} &= 2 Z v; \\ v &= v_0 e^{-\frac{2Z}{m} \cdot t}. \end{aligned} \quad (34)$$

Dieser zeitliche Geschwindigkeitsverlauf breitet sich als Wanderwelle mit der Geschwindigkeit c nach beiden Seiten hin aus, so daß längs der Saite für die Geschwindigkeit nach Eintreffen der Welle gilt:

$$v(x, t) = v_0 \cdot e^{-\frac{2Z}{m} \left(t \mp \frac{x}{c} \right)} \quad (35)$$

und für den Ausschlag:

$$y(x, t) = \int_0^t v dt = y_{\max} \left(1 - e^{-\frac{2Z}{m} \left(t - \frac{x}{c} \right)} \right). \quad (36)$$

Dieser Verlauf ist für ein paar aufeinanderfolgende Zeitpunkte in Abb. 18 wiedergegeben.

Hiernach ist das Unelastische des Stoßes darin zu sehen, daß die Energie als Körperschallwelle seitlich abwandert. Dagegen wird die ganze Energie auf die Decke übertragen. Man erkennt, daß die Größe der Decke in diesen

Übertragungsmechanismus nicht eingeht, wenn die Exponentialfunktion abgeklungen ist, noch ehe die Welle die Wand erreicht. Machen wir uns das an unserem Saitenmodell klar, indem wir annehmen, daß die Kugel auf die Mitte der Saite von der Länge l aufgefallen ist, so vergeht bis zum Auftreffen an die Wand eine Zeit von $\frac{T}{4} = \frac{l}{2c}$ und wir fordern, daß $\frac{2Z}{m} \cdot \frac{l}{2c} \gg 1$ ist.

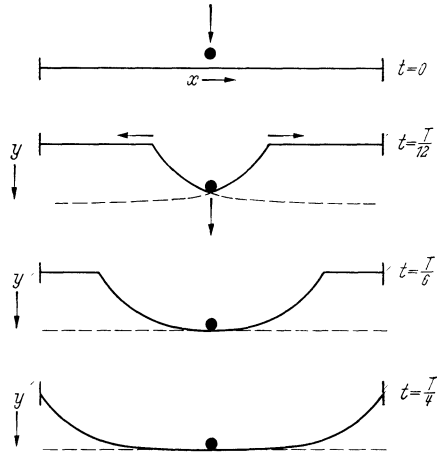


Abb. 18. Schwingungsform einer gespannten Saite, auf die eine Kugel fällt, in der ersten Ausbreitungsphase.

Da aber der Wellenwiderstand sich zusammensetzt aus dem Produkt von spezifischer Saitenmasse und Fortpflanzungsgeschwindigkeit

$Z = \frac{M}{l} \cdot c$, so kommt diese Bedingung darauf hinaus, daß die gesamte

Saitenmasse M , d. h. also übertragen die Gesamtdeckenmasse, groß zur Masse des auffallenden Hammers ist,

$$\frac{M}{m} \gg 1,$$

was bei den Trittschallprüfungen praktisch immer der Fall sein dürfte.

Man kann die eben gegebene Rechnung auch noch durch ein elastisches Zwischenglied erweitern und würde damit z. B. die Wirkung von Linoleumbelag, Gummimatten u. dgl. in erster Annäherung zu erfassen suchen. Da das rein elastische Zwischenglied keine Energievernichtung bedeutet, so erhalten wir auch in diesem Falle völlige Energieabgabe vom fallenden Gewicht an die Wand. Die Rechnung zeigt aber, daß

dann das Spektrum gegen tiefe Frequenzen verschoben wird (vgl. S. 30). Wie schon erwähnt, bedeutet aber diese spektrale Verschiebung eine wesentliche Herabdrückung des hörbaren Trittschalles. Wenn wir eine Decke mit beispielsweise Steinbodenbelag haben, und wir lassen ein Eisengewicht fallen, so werden wir in dem darunter befindlichen Raum einmal einen „Bums“ hören, und zweitens werden Gegenstände, z. B. die Lampe, ins Zittern geraten. Legt man über die Decke eine Gummimatte und läßt denselben Gegenstand herunterfallen, so wird der Schall wesentlich verringert werden, die Lampe aber nicht weniger zittern, unter Umständen sogar noch stärker.

Abgesehen aber von ihrer weichen Abfederung besitzen Kork-, Linoleum- und Gummipplatten auch eine gewisse Dämpfung. Wenn dieselbe auch hier nicht die ausschlaggebende Rolle für die Verwendung dieser Stoffe als Zwischenlagen bildet, so muß man doch grundsätzlich zwischen der Fallhammerleistung des Trampels N_1 und der von der Decke aufgenommenen Leistung N_{1D} unterscheiden.

Das Saitenmodell hat nun gegenüber der Wirklichkeit noch zwei wesentliche Nachteile. Einmal haben wir es bei den Decken mit biegesteifen Körpern zu tun. Vor allem aber haben wir es nicht mit einem eindimensionalen, sondern mit einem zweidimensionalen Gebilde zu tun. Dieser Unterschied ist sehr wesentlich, denn im Falle der Saite würden die Stoßwellen nach Reflexion an den Enden wieder im Ausgangspunkt zusammentreffen und dabei den Hammer, wie dies beim Klavierhammer tatsächlich geschieht, wieder abwerfen. Auch bei zweidimensionalen Gebilden kommen solche Fälle vor, z. B. wenn man eine Kesselpauke in der Mitte anschlägt, was übrigens der Paukenspieler gerade vermeidet. Die Begrenzungen einer Decke sind aber meist rechteckig oder jedenfalls so geformt, daß eine Konzentrierung bei dieser zweidimensionalen Ausbreitung nicht stattfindet. Trotzdem sind die von den Einspannstellen ausgehenden reflektierten Wellen im allgemeinen sicher nicht zu vernachlässigen, und es entsteht so eine Überlagerung von direkten und reflektierten Stoßwellen, für die wir zweckmäßig die statistischen Betrachtungen aus dem Raum auf dieses zweidimensionale Problem übertragen. Es entsteht also aus der von der Decke aufgenommenen Leistung N_{1D} eine Energiedichte E_D in der Decke. Die Dinge liegen nur insofern noch verwickelter, als hier nicht nur die Schluckung der Körperschallwellen am Rande eine Rolle spielen dürfte, sondern auch die Wellendämpfung bei der Ausbreitung. Und nur dann, wenn dieser letzte Anteil überwiegt, haben wir Unabhängigkeit von Flächengröße und Art der Einspannung zu erwarten. In allen anderen Fällen ist anzunehmen, daß diese Teile eine Rolle spielen und daß, ähnlich wie in der Nachhalltheorie das Verhältnis von Volumen zu Oberfläche, hier das Verhältnis von Flächengröße zu Umfang eingeht. Die

Energiedichte in der Decke führt nunmehr zu einer Abstrahlung der Decke mit der Leistung N_{2D} . Diese dürfte eine ausschließliche Eigenschaft der spezifischen Bauart sein. Schließlich wird aus N_{2D} eine Luftschallenergiedichte E_2 im sekundären Raum. Der Übergang von N_1 zu E_2 läßt sich also folgendermaßen aufteilen:

$$N_1 \rightarrow N_{1D} \rightarrow E_D \rightarrow N_{2D} \rightarrow E_2.$$

Die heutige Trittschallmessung berücksichtigt nur den letzten Übergang durch ihr Korrekturglied $+ 10 \log A_2$. Es ist jedoch zu erwarten, daß bei weiterer Verfolgung der hier nur angedeuteten Zwischenvorgänge auch die anderen Stufen künftig getrennt untersucht werden.

Praktische Schallabwehr im Hochbau.

Von **WILHELM DÜRHAMMER**, Berlin.

In vorhergehenden Aufsätzen sind die physikalischen, physiologischen und meßtechnischen Grundlagen der Schallabwehr allgemein und im Hochbau behandelt worden. Diese grundlegenden Zusammenhänge werden daher als bekannt vorausgesetzt, wenn wir die schallschutztechnisch wirksamsten Maßnahmen im Hochbau erläutern wollen.

Die technische Fragestellung, um die es sich bei der Schallabwehr im Wohnungshochbau handelt, erscheint sehr einfach: Irgendwelche Störgeräusche — z. B. Straßenlärm oder Rundfunkmusik in einer Nachbarwohnung — sollen in einem Raum nicht oder nur sehr schwach vernommen werden, so daß keine Belästigung auftritt. Die Lösung dieser Aufgabe ist aber sehr verwickelt.

I. Maßnahmen und Stoffe zur Körperschalldämmung.

Vom Wärmeschutz her ist man gewohnt, die gestellte Aufgabe durch Anbringung von Dämmplatten mit schlechtem Wärmeleitvermögen lösen zu können. In diesem einfachen Sinn gibt es — wenigstens für die hauptsächlichliche Störungsart, den Luftschall — keine Schallschutzstoffe. Es gibt zwar für die Schalltechnik auch Platten im Handel. Dies sind aber nur Materialien mit schallschluckenden bzw. körperschalldämmenden Eigenschaften. Schallschluckende Materialien werden hauptsächlich zur Hörsamkeitsverbesserung und zur Minderung des Lärmspiegels in Räumen verwendet. Körperschalldämmende Materialien benutzt man bei der Unterbrechung festen Mauerwerks, zur Verkleidung von Auflageteilen — Träger, Massivdecken — zur Trennung der Maschinenfundamente von den übrigen Bauteilen, kurzum zur Unterbindung der Fortleitung von Körperschall. Stoffe mit solchen Eigenschaften kann man auch für den Aufbau hochwertiger Mehrfachwände zur Verminderung des Luftschalldurchgangs verwerten, wobei aber die Art des Einbaues für die erzielte Wirkung maßgebend ist. Diese Mehrfachwände lassen sich aber auch ohne Dämmplatten herstellen. Daher ist es nicht möglich, die Wirksamkeit von Schallschluckplatten gegen Luftschallübertragung in db anzugeben, weil sie zu sehr von der

Art des Einbaues und von der Bauweise anschließender Gebäudeteile abhängt.

Hieraus ergibt sich die bekannte Forderung, daß die schallschutztechnische Beratung schon bei der Planung eines Baues einsetzen muß, denn nachträglich läßt sich auch mit den besten Stoffen nicht immer ein erforderlicher Schallschutz verwirklichen, wenn die Bauweise als solche unzweckmäßig ist. Zudem entsteht bei allen nachträglichen Änderungen ein Vielfaches der Kosten, welche ursprünglich aufzuwenden wären.

Bei den weiteren Ausführungen wird mitunter auf bestimmte Stoffarten hingewiesen. Dies soll jedoch keinesfalls besagen, daß mit anderen, ähnlichen, geeigneten Stoffen nicht auch die gleichen Wirkungen erzielt werden können. Durch die Beispiele soll lediglich die Konstruktionsart dargestellt und beschrieben werden.

a) Maßnahmen für Fundamente und aufgebendes Mauerwerk.

Betrachtet man zunächst einmal die Störungen, die von außen her in ein Haus eindringen können, so gehören dazu außer den Geräuschen des Verkehrsbetriebes die Erschütterungen, welche z. B. durch Straßenbahnen, durch Lastkraftwagen hervorgerufen werden. Man war früher der Auffassung, daß man diese Erschütterungen des Erdreiches vom Haus durch Schutzgräben bzw. durch elastische Dämmplatten abschirmen könne. Die Forschung hat indessen festgestellt, daß solche Maßnahmen praktisch unwirksam sind¹. Gräben nützen nur gegen jene Erschütterungen, deren Wellenlänge kleiner als die Grabentiefe ist. Da die Wellenlänge aber meist ein Vielfaches der möglichen Grabentiefe beträgt, ist ihre Wirkung sehr beschränkt. Die Wellenlänge der in Betracht kommenden Erschütterungen liegt je nach dem Baugrund und den Erschütterungsfrequenzen von etwa 10 bis 100 Hz der Größenordnung nach zwischen 3 und 50 m. Etwas anderes ist es, wenn von einem Gebäudeteil Erschütterungen auf das Nachbarhaus übergehen können; hier empfiehlt es sich, zwischen den Gebäudetrennwänden Luftschlitze oder nachgiebige Einlagen anzuordnen. Elastische Dämmplatten, z. B. aus Kork, oder aus bituminierten Geweben sind nämlich gegen Schwingungen niedriger Frequenz nicht so wirksam. Weil alle diese Maßnahmen teuer sind, sucht man daher schon bei den Ursachen einzugreifen und unterteilt die Stadtgebiete in Gegenden mit stärkerem Verkehrs- und Betriebslärm und in eigentliche Wohngebiete, möglichst entfernt von Eisenbahn und den Hauptverkehrsstraßen. Viel kann man auch durch Verminderung der Störgeräusche selbst erreichen, z. B. durch konstruktive Maßnahmen an Fahrzeugen, durch Bereifung der Lastkraftwagen mit Luftreifen, durch die Güte und Art der Straßendecke, durch die Verbesse-

¹ Vgl. W. HORT: Schwingungsschutz bei Hochbauten. — HERTWIG: VDI 75 (1931) S. 567.

rung des Baugrundes, wie Entwässerung des Untergrundes und vor allem durch die Ausbildung des aufgehenden Bauwerkes, das möglichst steif und kastenförmig ausgeführt werden soll¹.

Zur Unterbindung und Weiterleitung des vom Verkehr erzeugten Körperschalls im aufgehenden Mauerwerk lassen sich zwischengelegte Körperschalldämmplatten aus Kork, Jutebitumenplatten u. ä. (Abb. 1 u. 2) mit Erfolg benutzen. Die Platten müssen natürlich im Hinblick auf die statische Belastung genügend druckfest und selbstverständlich feuchtigkeitsbeständig sein. Sie können trotzdem gegenüber dem festen Mauerwerk eine ganz vorzügliche Dämmwirkung ausüben. Ohne solche Zwischenlagen kann sich Körperschall über weite Entfernungen fort-



Abb. 1. Schalldämmung des aufgehenden Mauerwerks mit Jute-Bitumen-Preßplatten.

pflanzen. Durch Laboratoriumsmessungen² weiß man, daß eine Dämpfung um 1 db je nach Wellenart und Frequenz erst nach Durchlaufen nachstehender Wellenlängen erfolgt:

bei Eisen von rd.	25—1000 m
„ Ziegelmauerwerk von rd.	8 — 60 m
„ Beton	„ „	5 — 30 m
„ Holz	„ „	3 — 20 m.

Allerdings sind diese Angaben nur als Orientierungswerte zu betrachten, und man muß Körperschallmessungen an ausgeführten Gebäuden vor-

¹ Eine kurze und gründliche Zusammenstellung der möglichen Maßnahmen ist durch DIN-Vornorm E 4150 gegeben.

² Nach der Sammelarbeit von K. W. WAGNER, „Fortschritte in der Geräuschforschung und Lärmabwehr“. Z. VDI 79 (1935) S.531. Dortselbst sind die wichtigsten Forschungsarbeiten angegeben.

nehmen, weil Stoßstellen und Querschnittsänderungen von großem Einfluß sind. A. GASTELL fand beispielsweise in Bauwerken folgende Werte:

Ziegelbau	5 db/m
Beton	2 db/m
Stahlskelett	2 db/m
Stahlskelett m. Dämmstoff	4,5 db/m.

Es ergibt sich, daß die vielfachen Unterbrechungen im Ziegelbau durch die Mörtelfugen den Körperschall wesentlich stärker dämpfen als im Betonskelettbau. Man kann aber auch bei diesem die gleiche Dämpfung erreichen, wenn die gutleitenden Skeletteile durch elastische Dämmplatten gegen das Mauerwerk isoliert sind.

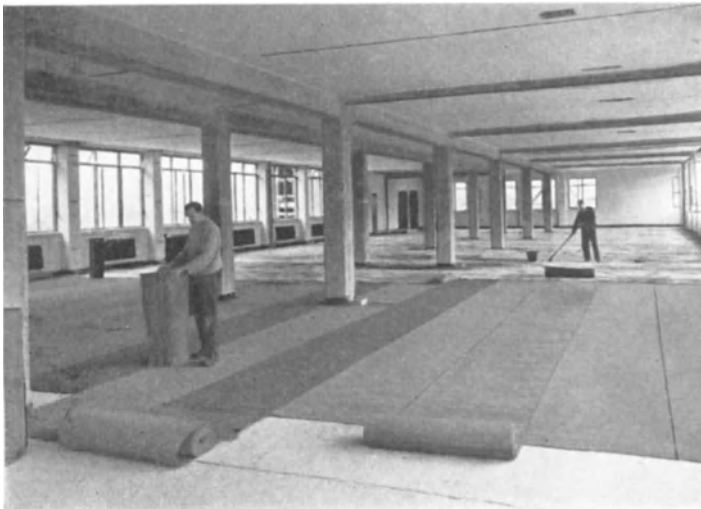


Abb. 2. Dämmung gegen Maschinengeräusche und Trittschall mit Matten auf einer Decke.

Der Schutz des Stahlbauskelettes bei den von Gastell untersuchten Bauten war noch nicht einmal als Schalldämmung gedacht, denn die Korkplatten sollten nur Wärmedehnungen des Stahlbauskelettes durch Sonnenbestrahlungen und damit die Gefahr der Rissebildung vermeiden. Bei sorgfältiger Konstruktion läßt sich also Körperschall auch in dem so gefürchteten Skelettbau wirksam bekämpfen¹. Es nimmt daher nicht Wunder, wenn eine neuerdings entwickelte Bauweise, das sog. NOVADOM-Mauerwerk, bei dem die Ziegel nicht durch Mörtel verbunden sind, sondern trocken auf 1 cm starke Holzwolleleichtbauplatten verlegt werden, eine sehr hohe Körperschalldämmung aufweist². Es werden

¹ GASTELL, A.: Schalldämmungen in der Praxis. Akust. Z. 1 (1936) S. 24.

² HOFBAUER, G. u. A. BRUCKMEYER: Die Körperschalldämmung von Novadommauerwerk. Akust. Z. 2 (1937) S. 249.

2,5 db je Ziegelschar Dämmung erreicht gegenüber 0,8 db je Ziegelschar bei 10 Scharen und 0,45 db bei 20 Ziegelscharen für Vermauerung mit Zementmörtel. Die Reibung der Steine an dieser Zwischenlage ist so groß, daß dieser lose Verband eben solche Festigkeit erreicht, wie ein normales Mauerwerk, daß aber trotzdem schalltechnisch ein vielfach unterbrochener Verband vorliegt. Die Luftschalldämmung von NOVADOM ist dafür auch merklich schlechter als für gemauerte Ziegel.

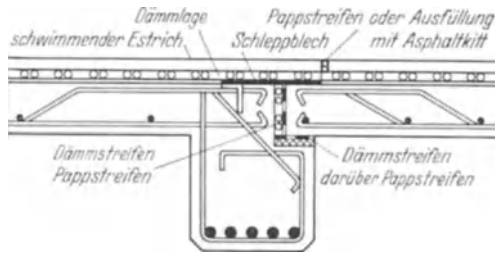


Abb. 3. Dehnungsfuge am Deckenaufleger eines Balkens.

vorgesehenen Dehnungsfugen auch schalltechnisch ausnutzen wird (Abb. 3 u. 4)¹. Man muß dabei die Auflagenstellen und je nach den Verhältnissen auch die Fugen unter Verwendung geeigneter Dämmstoffe

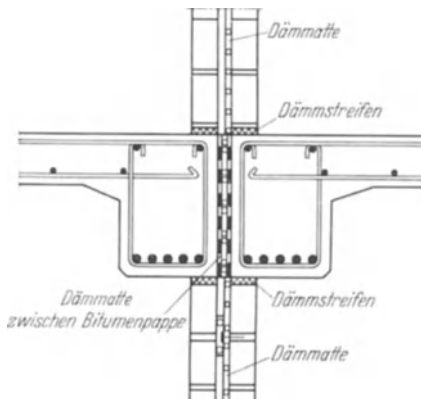


Abb. 4. Dehnungsfuge in der Mitte einer zweischaligen Wand.

ausbilden; Sinngemäßes gilt z. B. für Durchfahrten in Häusern, für Fahrstuhlschächte. Das Prinzip ist jeweils: Die Fahrbahn bzw. den beanspruchten Bauteil als unabhängigen Baukörper soweit wie möglich durch Luftfugen, bei unvermeidlicher Druckübertragung durch Dämmplatten von den zu schützenden Gebäudeteilen zu trennen.

Vielfach sind in Gebäuden noch andere Erregungsstellen von Körperschall vorhanden: durch Maschinen, wie Pumpen, Aufzugsmotoren, Werkzeugmaschinen, Waschmaschinen, Ventilatoren; ferner durch Wassergeräusche in den Röhren der Be- und Entwässerung und in den Heizungsanlagen. Alle diese Störungen müssen ebenfalls durch Unterbrechung des starren Zusammenhangs an einem Eindringen in die Gebäudeteile gehindert werden. Zur Dämmung des Geräuschanteils werden dabei elatische Dämmschichten, wie Kork, Gummi u. ä. verwendet,

¹ Entnommen R. DOORENTZ: Schall- und Erschütterungsschutz für Hochbauten. Berlin 1935.

die jedoch für die niederfrequenten Maschinenerschütterungen eine zu harte Federung darstellen würden. Abb. 5 zeigt deshalb, daß Maschinen, bei denen die freien Massenkräfte zu merklichen Schwingungsstörungen führen könnten, außerdem durch eine weiche Federung mittels Spiralfedern, die meist in sog. Schwingungsdämpfern untergebracht sind, gedämmt werden müssen¹. Die geräuschkämmende, d. h. für höhere Schallfrequenzen undurchlässige elastische Platte kann dabei gleichzeitig in den Schwingungsdämpfern untergebracht werden. Da man vielfach nicht von vornherein übersehen kann, welche Geräuschstörungen in Fabriken, Bürohäusern u. dgl. auftreten können, empfiehlt es sich, überhaupt die einzelnen Bauteile, soweit statisch

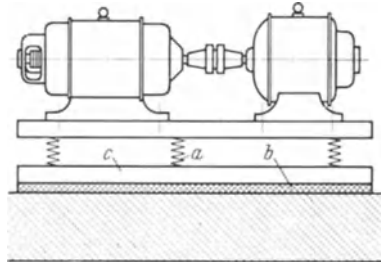


Abb. 5. Dämmung gegen Erschütterungen und Geräusche (schematisch).
a = nachgiebiges Zwischenglied gegen Erschütterungen;
b = steiferes Zwischenglied gegen Geräusche;
c = Zwischenplatte.

möglich, voneinander zu trennen, insbesondere bei enger Nachbarschaft von Büro- und Fabrikräumen: also vor allem die Massivdecken an den Auflagestellen gegen das aufgehende Mauerwerk abzudämmen, Trägerköpfe zu ummanteln (Abb. 6 u. 7). Nach den bisherigen Darlegungen braucht die grundsätzliche Art der Fernhaltung von Körperschall aus den Installationseinrichtungen (Zu- und Abfluß in Bädern, Küchen u. dgl.) nicht weiter erläutert zu werden. Abb. 8 u. 9 zeigen einige der üblichen Maßnahmen². Rohrleitungen müssen, wenn es auch aus

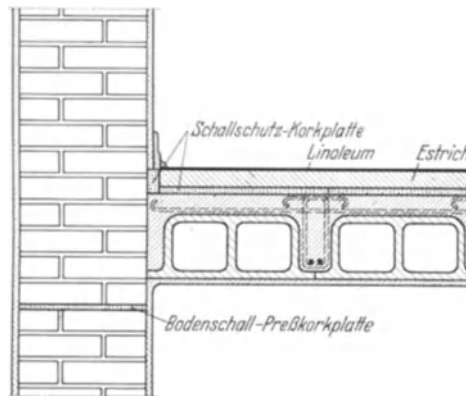


Abb. 6. Trittschall-Isolierung einer Decke und Körperschall-Isolierung im aufgehenden Mauerwerk.

praktischen Gründen vielfach nicht ganz einfach ist, so angeordnet werden, daß die Trennwände nicht merklich geschwächt werden. In Bauten mit einer Vielheit derartiger Einrichtungen oder mit Sondereinrichtungen, also in Hotels, Bürohäusern, Verwaltungsgebäuden, Kinos,

¹ Nach K. WAGNER: Vgl. S. 70 Anm. 2.

² Der Schallschutz bei Installationseinrichtungen wurde besonders ausführlich behandelt von K. MENGERINGHAUSEN: Z. VDI 75 (1931) S. 357.

in denen bisweilen Klimaanlage in Frage kommen, ist die Unterbindung solcher Störungen überaus wichtig. Hier ist jede Geräuschquelle für sich sorgfältig abzdämmen; zudem werden zweckmäßig Maschinen gewählt, die an sich schon geräuscharm sind. Bei Klimaanlage müssen

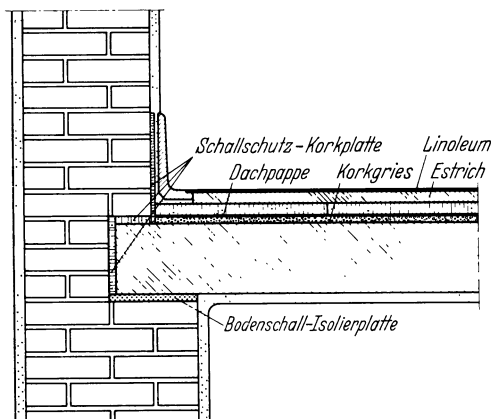


Abb. 7. Isolierung einer Deckenkonstruktion gegen Übertragung von Erschütterungen auf die Umfassungswände.

besondere Maßnahmen in der Luftleitung und an den Ein- und Austrittsöffnungen beachtet werden¹. So muß die Luft in den Kanälen möglichst laminar geführt werden. Die Wände der Kanäle dürfen durch Schwingungen nicht ange-regt werden und müssen daher starr und steif ausgeführt werden, was durch die Formgebung oder durch das Aufbringen von Rippen zu erreichen ist. Die Wände müssen außerdem noch hin-

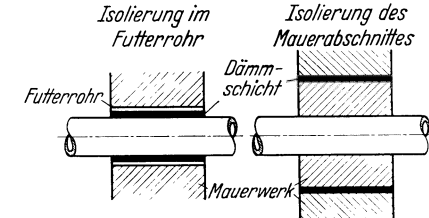


Abb. 8.

Abb. 8 u. 9. Schalldämmung bei Rohrdurchführungen.

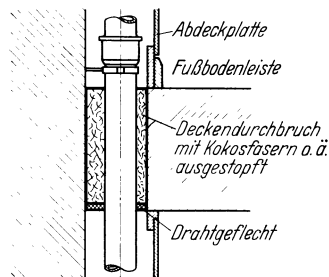


Abb. 9.

reichende Luftschalldämmung aufweisen. An den Verbindungsstellen zweier Rohre ist die Verwendung poriger Stoffe, wie Filz zu vermeiden. Es ist zweckmäßiger, luftundurchlässige Streifen zu verwenden, z. B. Moosgummi mit einem vollkommenen geschlossenen Gummiüberzug. Die Ab-

nahme der Schallenergie innerhalb der Rohrleitung läßt sich durch den Einbau schallschluckender Stoffe² bzw. durch mitschwingende Verklei-

¹ BERGER, R., E. LÜBCKE, W. ZELLER: Heizung und Lüftung, Bd. 11 (1937) S. 17. — LÜBCKE, E. u. W. ZELLER: Eb.da (1937) S. 37. — LÜBCKE, E.: Gesundheits-Ingenieur, Bd. 60 (1937) S. 577.

² Im Rohr von 33 cm □ mit 6 cm Schlackenwolleverkleidung am Rand etwa 15—20 db/m. — G. BUCHMANN u. L. KEIDEL: Akust. Z. 3 (1938) S. 216. — Vgl. auch Abb. 10 S. 56 und Aufsatz PIENING S. 122 u. 146.

dungen erreichen. Gegebenenfalls kommen auch Querschnittserweiterungen oder Umlenkungen an den Lufteintritts- und Austrittsseiten in Betracht.

b) Maßnahmen zur Verbesserung von Decken.

Nach seiner Erregung ist der Trittschall auch ein Körperschall. Nichtgedämmte Massivdecken gleichen Gewichts wie Holzbalkendecken sind hinsichtlich der Trittschallübertragung wesentlich schlechter. Die übliche Holzbalkendecke guter Ausführung mit Lehmschlag hat sich im Wohnungsbau sehr gut bewährt: das normale Gehen wird mit einer Lautstärke von etwa 20—40 phon gehört. Gegenüber Luftschall sind die Decken im allgemeinen genügend dämmend, sofern keine direkten Luftwege durch Fugen und durch poröse Stoffe ohne äußere Abdichtung bestehen.

Die Prüfung auf Trittschall erfolgt mit einem Hammerwerk, wobei größere Energien aufgewendet werden, als beim tatsächlichen Gehen auftreten¹. A. GASTELL hat eine große Zahl von Decken in Bauten untersucht und eine Reihe interessanter Feststellungen gemacht. So ist z. B. die Art des Bodenbelages von großer Bedeutung. Der Schwerpunkt des Schallspektrums beim Gebrauch des Hammerwerks lag z. B. bei einer untersuchten linoleumbelegten Decke bei 300 Hz, bei einer Steinfliesendecke bei 800 Hz. Wegen der geringeren Dämpfung der Stöße in den Steinfliesen wurde unter dem Steinfußboden eine um 27 phon größere Trittschallzahl gemessen. Auch wegen der größeren Empfindlichkeit des Ohres für die höheren Frequenzen erscheint die heller klingende Decke schlechter. Aus dem gleichen Grunde wurde mit dem Hammerwerk bei Terrazobelag in Küchendecken im Durchschnitt eine Trittschallzahl von 84 phon bestimmt, bei Wohnzimmerdecken hingegen nur 79 phon².

Die nach diesem Prüfverfahren erhaltenen Lautstärken sind nicht die gleichen, die in der Praxis auftreten. Sie erlauben deshalb nicht unmittelbar einen Vergleich mit den tatsächlichen Verhältnissen. Beispielsweise wird bei einer guten Holzbalkendecke eine Trittschallzahl von 80 phon gemessen, während das normale Gehen nur mit 20 bis 40 phon gehört wird. Die Meßergebnisse mit dem Hammerwerk sind daher nur als Vergleichswerte zu behandeln.

Auf die Notwendigkeit der Verbesserung massiver Decken ist schon hingewiesen worden. Dies wird erreicht durch Zwischenschaltung schallweicher Dämmstoffe (Abb. 1 u. 2, 6 u. 7), die nur eine geringe Körperschalleitfähigkeit besitzen. Der aufzubringende Estrich darf keine Verbindung mit dem angrenzenden Mauerwerk aufweisen — schwim-

¹ Genaue Vorschriften über schallschutztechnische Forderungen an Bauweisen und geeignete Prüfverfahren finden sich in DIN 4110. Vgl. S. 29 u. 62.

² GASTELL, A.: Tritt- u. Körperschalluntersuchungen an Wohnbauten in der Praxis. Wärme- u. Kältetechnik 38 (1936) H. 10. — GASTELL, A.: Schalldämmmessungen in der Praxis: Akust. Z. 1 (1936) S. 24.

mender Estrich. Bei Verwendung von Matten, z. B. aus Kokosfasern, Glaswolle, Seegras, muß die Belastung genügend verteilt werden, also der Estrich entsprechend kräftig ausgebildet sein. Nach R. THIENHAUS¹ soll der Estrich bei 2 cm starken Matten etwa 6 cm oder 5 cm mit Draht-einlage, bei 1,3 cm starken Matten etwa 5 cm oder 4 cm mit Draht-einlage, bei 0,7 cm starken Matten etwa 3,5 oder 3 cm mit Draht-einlage be-tragen. Lediglich mit einem Estrich allein, gleich welcher Zusamen-setzung, kann eine nennenswerte Verbesserung der Trittschalldämmung nicht erreicht werden, da die Tragkonstruktion mit der eigentlichen Decke stets in fester Verbindung steht. Desgleichen ist Asphalt oder eine Pappe zwischen Estrich und Decke naturgemäß nicht als aus-reichend elastische Schicht anzusehen.

II. Maßnahmen und Stoffe zur Luftschalldämmung.

Die Übertragung von Luftschall erfolgt, wie von L. CREMER auf S. 57 und folgende dargelegt, hauptsächlich durch Biegeschwingungen der gesamten Wand; hin-zu kommt der Schalldurch-gang durch kleine Öffnun-gen und Risse sowie die Schallübertragung durch Leiter, z. B. Rohre. Die Schalldämmziffer einer

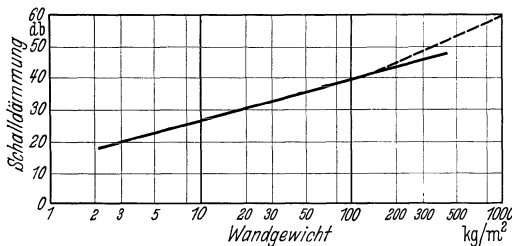


Abb. 10. Abhängigkeit der Schalldämmzahl von Einfachwänden vom Wandgewicht. Nach E. MEYER und A. GASTELL.

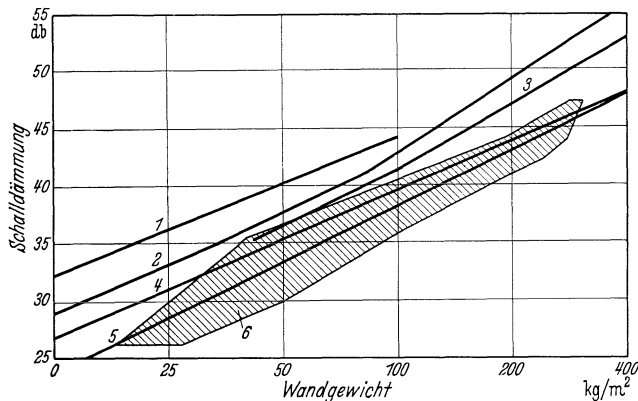


Abb. 11. Abhängigkeit der Schalldämmzahl von Einfachwänden nach verschiedenen deutschen Forschern.

1 Nach R. BERGER. 2 Nach H. REIHER. 3 Nach O. KNOBLAUCH, H. REIHER, und H. KNOBLAUCH. 4 Nach E. MEYER. 5 Nach J. S. CAMMERER und W. DÜRHAMMER. 6 Schraffierte Fläche nach C. FECK und E. LÜBCKE.

¹ THIENHAUS, R.: Grundsätzliches über Schalldämmung. Wärme- u. Kälte-technik 40 (1938) H. 2.

Wand wird in db gemessen, wobei das logarithmische Verhältnis der auf die Wand auftreffenden Schallenergie E_1 zu der von der Wand abgegebenen Schallenergie E_2 gebildet wird. Ein Korrektionsglied berücksichtigt die Größe der Trennwand F und die Schallschluckung A_2 im Empfangsraum:

$$D = 10 \log \frac{E_1}{E_2} + 10 \log \frac{F}{A_2}.$$

Eine grundlegende Gesetzmäßigkeit läßt sich für Einfachwände dahin ausdrücken, daß die Schalldämmung vom Logarithmus des Wandgewichtes abhängig ist. Theoretisch ist eine Zunahme bei Verdoppelung des Wandgewichtes und Verdoppelung der Frequenz um etwa 6 db zu erwarten. In der Praxis wird dieser Wert jedoch nicht immer erreicht; die tatsächliche Erhöhung der Dämmung beträgt etwa 4—5 db (Abb. 10 u. 11). Vgl. Aufsatz CREMER S. 58.

Die Kurve nach Abb. 10 gibt die erläuterte Gesetzmäßigkeit für homogene, massive Wände wieder. Es scheint, als ob die Meßwerte im Laboratorium und in der Praxis etwas verschieden sind, was vermutlich auch auf die Wandabmessungen, Unterteilungen der Wände und Einspannungsverhältnisse zurückzuführen ist. So hat A. GASTELL bei Messungen in Wohnhäusern erhebliche Abweichungen von dieser Kurve festgestellt. Eine Zeitlang bestanden auch Unterschiede in den Ergebnissen der verschiedenen Laboratorien. Heute weiß man jedoch über die anzuwendenden Meßmethoden genau Bescheid¹. Wenn E. LÜBCKE² für seine Untersuchungen das Gebiet der schraffierten Gewichtsabhängigkeit (Abb. 11) findet, so hat dies seinen Grund in Zusammenhängen, die man erst allmählich zu erkennen vermochte.

Abweichungen von dieser grundlegenden Wandgewichtsabhängigkeit bestehen (abgesehen von dem Schalldurchgang durch Öffnungen) für Wände verschiedener Porosität und Steifigkeit und für mehrschichtige Wände. Den Einfluß der Luftdurchlässigkeit und Steife zeigen die beiden Kurvenscharen der Abb. 12 u. 13, die einer Arbeit von E. LÜBCKE und A. EISENBERG³ entnommen sind. Die praktisch gleichschweren Wände aus Eisen von 8 mm und Schwemmstein von 6 cm weisen eine Schalldämmziffer von 32 db bzw. von lediglich 14 db auf. Der Grund hierfür ist in der Luftdurchlässigkeit der nichtverputzten Schwemmsteinwand zu suchen, denn die nur etwa halb so schwere Gipswand, welche theo-

¹ LÜBCKE, E., E. MEYER u. H. REIHER: Gesundheitsingenieur 60 (1938) S. 388.

² LÜBCKE, E.: Einfluß der Baustoffe auf die Schalldämmung von Einfachwänden: Gesundheitsingenieur 58 (1936) S. 55. — FECK, C.: Bautechnische Untersuchungen über die Luftschalldämmung von Wandkonstruktionen. Diss. Braunschweig 1936.

³ LÜBCKE, E. u. A. EISENBERG: Zur Schallübertragung durch dünne Einfachwände: Z. techn. Phys. 18 (1937) S. 170.

retisch eine um 3 db geringere Schalldämmziffer¹ erwarten läßt, weist einen Schallschutz von 30 db auf. Welche Bedeutung die Luftdurchlässigkeit besitzt, geht auch aus der Abbildung 13, bei welcher gleichschwere Wände untersucht wurden, eindeutig hervor. Lediglich durch einseitiges bzw. doppelseitiges Verkleben der 6 cm starken Schwemmsteinwand nahm die Schalldämmzahl von 14 db auf 20 db bzw. auf

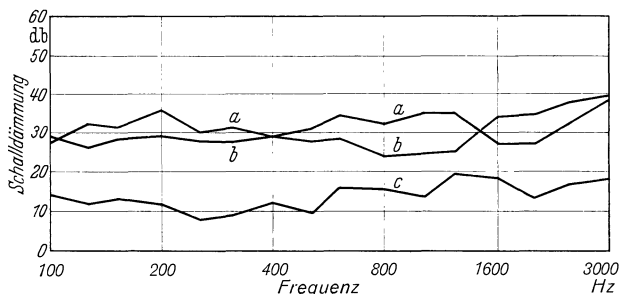


Abb. 12. Schalldämmung luftdichter und luftdurchlässiger dünner Wände.

- a* = Eisen 8 mm, 62 kg/m², 32 db (37 db);
b = Gips 5 cm, 37 kg/m², 30 db (34 db);
c = Schwemmstein 6 cm, 58 kg/m², 14 db (36 db).

30 db zu, und erreichte damit schon fast den Wert der absolut dichten Eisenwand. Es ist anzunehmen, daß schon durch die einseitige bzw. zweiseitige Verklebung die Porosität der Wand merklich herabgesetzt wird und sich somit nur die Wirkung von Schwingungen größerer Teile

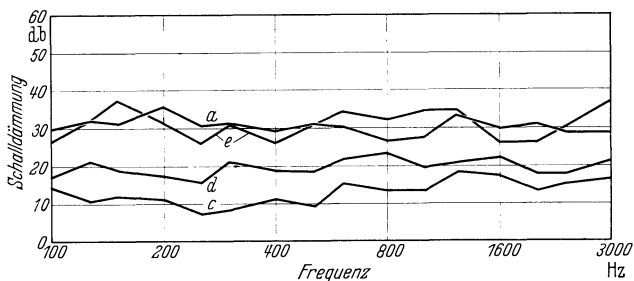


Abb. 13. Schalldämmung gleichschwerer dünner Wände verschiedener Luftdurchlässigkeit.

- a* = Eisen 8 mm, 58 kg/m², 32 db (37 db).
c = Schwemmstein 6 cm, 58 kg/m², 14 db (36 db);
d = Schwemmstein (zweimal verklebt) 60 kg/m², 30 db (37 db);
e = Schwemmstein (einmal verklebt) 59 kg/m², 20 db (36 db).

des Wandquerschnittes bemerkbar macht. Die ganze Wand wird erst dann vollkommen mitgenommen, wenn sie mit einer dünnen, einige mm starken Putzschicht überzogen wird.

Der Einfluß der Steifigkeit ist ebenfalls von C. FECK und E. LÜBCKE² an einer Anzahl sehr exakt vorgenommener Messungen erforscht worden (vgl. Abb. 9a u. 9b, Aufsatz CREMER S. 55). Lediglich durch Verwen-

¹ Die Werte nach der mittleren Gewichtskurve Abb. 10 sind in Klammern gesetzt.

² Vgl. Anm. 2, S. 77.

dung von Zementmörtel in Verbindung mit Zementputz ist die Schalldämmziffer bei annähernd gleichem Wandgewicht — 263 kg/m^2 bzw. 285 kg/m^2 — von rd. 42 db auf rd. 47 db gestiegen. Diese Verbesserung entspricht jener, welche sonst durch eine Verdoppelung des Wandgewichts erreicht wird.

a) Doppelwände.

Die Gesetze bei doppelten Wänden hat zuerst E. WINTERGERST¹ untersucht. J. S. CAMMERER und W. DÜRHAMMER² haben eine Reihe von Messungen an praktisch üblichen Bauweisen vorgenommen (Abb. 14). Nach den Feststellungen ist bei Doppelwänden aus Leichtbauplatten für eine Stärke der Luftschicht von 10 cm eine Zunahme der Schalldämmzahl von 12 db zu erwarten, ordnungsgemäße und saubere, handwerksgerechte Ausführung vorausgesetzt.

Auf gute Ausführung muß nämlich stets ganz besonderer Wert gelegt werden. So hat A. GASTELL³ bei seinen Messungen an ausgeführten Trennwänden erhebliche Abweichungen von der mittleren Kurve der Gewichtsabhängigkeit nach oben und unten gefunden; Abweichungen, die wegen ihrer Größe von 12 db nicht unerheblich sind. Wahrscheinlich spielen die angeführten Einflüsse von Steifigkeit sowie Einspannungsverhältnisse auch eine gewisse Rolle. Diese Unterschiede sind unter anderem deshalb sehr bedeutsam, weil eine Abnahme der Lautstärke von 8—10 phon für das Ohr den Eindruck der halben Lautheit hervorrufen.

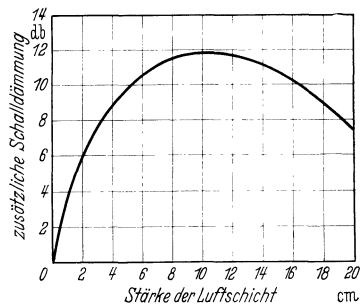


Abb. 14. Zusätzliche Schalldämmung von Luftschichten in Doppelwänden, nach J. S. CAMMERER und W. DÜRHAMMER.

b) Mehrfachwände.

E. MEYER⁴ hat besonders den Schallschutz von Mehrfachwänden leichteren Gewichtes sehr eingehend untersucht (vgl. Abb. 15 u. 16, Aufsatz CREMER, S. 62). Dabei wurden in die Luftschicht schallschluckende Materialien zur Unterbindung von Querschwingungen in der Luft eingebracht. Es ergab sich, daß die Schalldämmung oberhalb

¹ WINTERGERST, E.: Theorie der Schalldurchlässigkeit von einfachen und zusammengesetzten Wänden: Die Schalltechnik 4 (1931) S. 85 u. 5 (1932) S. 1.

² CAMMERER, J. S. u. W. DÜRHAMMER: Über den Durchgang von Luftschall durch Massivwände und Wände mit Lufträumen: Gesundheitsingenieur 57 (1934) S. 556.

³ Vgl. S. 71 Anm. 1. Vgl. Aufsatz PIENING, Abb. 5 S. 121.

⁴ MEYER, E.: Die Mehrfachwand als akustische Drosselkette. Elektr. Nachr.-Techn. 12 (1935) S. 393.

der Grundfrequenz steil zunahm. Diese Erkenntnisse haben in den neuen Vorschriften DIN 4110 insofern ihren Niederschlag gefunden, als eine Unterteilung der Mindestschalldämmung im Bereich von 100—550 Hz und darüber hinaus im Bereich von 550 bis 3000 Hz vorgenommen wird. Die Abb. 16 S. 62 zeigt die Ergebnisse eines Versuches an einer Dreifachwand aus Sperrholzplatten, wobei lediglich an den Rändern Watte



Abb. 15. Herstellung einer schalltechnischen Doppelwand, bestehend aus $2 \times \frac{1}{4}$ Stein Schwemmsteinmauerwerk und zwischenhängender Bitumenisiermatte (Zostamatte).

eingelegt wurde. Es ist nämlich nicht notwendig, etwa den ganzen Zwischenraum mit schallschluckenden Stoffen auszufüllen oder zu belegen. Mehrfachwände lassen sich besonders bequem unter Verwendung von Schalldämm-Matten aufbauen (Abb. 15), wobei als besonderer Vorteil auf die Verbesserung der Dichtigkeit und auf den zusätzlichen Wärmeschutz hingewiesen sei.

Mehrschichtige Wände. Nach den gemeinsamen Untersuchungen von J. S. CAMMERER und W. DÜRHAMMER¹ zeigte es sich, daß der gleiche Schalldämmwert auch bei Anbringung von Schallschutzplatten in derselben Stärke der Luftschicht erzielt wurde.

Derartige Wände mit Schallschutzplatten sind wärmeschutztechnisch naturgemäß wesentlich günstiger, was für die Bewirtschaftung des Hauses neben den schallschutztechnischen Vorteilen eine Verbesserung bedeutet. Die Bedenken der Praxis, daß Verbindungen zwischen mehrschaligen Wänden unbedingt vermieden werden müssen, weil sie schallschutztechnisch überaus nachteilig wären, ist durch genaue Versuche nicht bestätigt worden. So sind bei den Versuchen des Verfassers die Wandschalen durch kräf-

¹ Siehe Anm. 2 S. 79.

tige Nägel miteinander verbunden worden, ohne daß eine meßbare Verminderung des Dämmwertes festgestellt werden konnte. Zu gleichen Ergebnissen kommt E. MEYER bei Anordnung von Stäben in der Luftschicht¹.

e) Wanddurchbrechungen, Türen und Fenster.

Risse im Verputz haben nicht immer die Bedeutung, die man ihnen in der Praxis im allgemeinen zuspricht. Es ist vielmehr zu unterscheiden, ob es sich um ein schalldichtes Material, wie z. B. Ziegelmauerwerk, handelt, oder um schalldurchlässigere Platten, z. B. aus Bimsbeton u. dgl. Im ersten Fall bringt ein Putzriß kaum Nachteile mit sich, wohingegen ein Riß im Verzug einer Bimsbetonwand eine merkliche Verschlechterung zur Folge haben kann.

Von größter Bedeutung sind neben durchgehenden Rissen und Setzrissen kleine Öffnungen, weil durch solche Öffnungen ein Vielfaches an Schallenergie übertragen wird, als an sich dem Querschnitt der Öffnung entspricht. Der Schall geht durch eine solche Öffnung nicht als geometrischer Strahl hindurch, sondern wird vielmehr gebeugt, wodurch diese Öffnung wie ein Schallsender wirkt². E. LÜBCKE³ hat die Vermin-

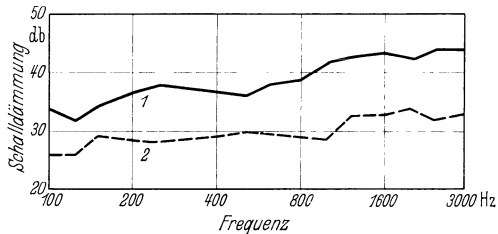


Abb. 16. Schalldämmung einer 12 cm-Wand. Wand an den Rändern gerissen.

Kurve 1: Wand unbeschädigt, 39 db. Kurve 2: Wand beschädigt, 30 db.

derung der Schalldämmung einer 12 cm starken Ziegelwand von 4 m², die am Rande gerissen war, untersucht (Abb. 16). Während der Dämmwert der unbeschädigten Wand 39 db betrug, ergab sich für die beschädigte Wand lediglich ein Schallschutzwert von 30 db. Die Schalldämmung nahm dabei, wie aus der Abbildung hervorgeht, für einen größeren Frequenzbereich gleichmäßig ab.

Aus den gleichen Gesichtspunkten heraus sollten Leitungsdurchführungen durch Trennwände tunlichst vermieden werden. Die Verminderung der Schalldämmung durch solche Öffnungen und Spalte ist aber gerade unvermeidlich bei solchen Bauteilen, welche an sich schon eine geringe Schalldämmung besitzen, nämlich bei Türen und Fenstern. Schon im Wärmeschutz macht sich der Luftdurchgang durch Fenster- und Türfugen, besonders bei einem Windanfall, in sehr unangenehmen Verlusten bemerkbar und erhöht die Größe der Heizungsanlage merklich. Der Luftdichtigkeit von Fenstern und Türen kommt auch schalltechnisch

¹ MEYER, E.: Versuche über Körperschalleitung (Schallbrücken). Akust. Z. 2 (1937) S. 72. Vgl. auch S. 125.

² Vgl. S. 51 Abb. 5.

³ Vgl. Anm. 2 S. 77.

die größte Bedeutung zu. Türen sollten unbedingt einen unteren Anschlag erhalten, wenn dieser auch vielfach von den Architekten abgelehnt wird, da man Wert auf bodengleiche Schwellen legt. Wo besondere Anforderungen an Schalldämmung gestellt werden, genügt ein allseitiger Anschlag allein noch nicht. Zweckmäßig werden noch Dichtungstreifen aus Gummileisten angeordnet, wobei möglichst eine Liniendichtung angestrebt werden soll, denn diese ist erfahrungsgemäß eher zu erreichen als eine Flächendichtung. Schlüssellöcher an den Türen sollten durch eine dichtschießende Klappe abgedeckt sein. Fast immer wird übersehen, daß der Türrahmen mit dem angrenzenden Mauerwerk gut abgedichtet sein muß; eine Forderung, die leider in der Praxis nur selten ausgeführt wird, da diese Fehlstellen durch die beiderseits aufgebrauchten Blendleisten verdeckt werden. Die besten schallschutztechnischen Maßnahmen, wie schwere Türen, Dichtungstreifen, Schlüssellochsenschutz u. dgl. werden aber durch solche Mängel mehr oder weniger aufgehoben bzw. können nicht voll zur Wirkung kommen. Praktische Durchschnittswerte sind etwa:

Zahlentafel 1. Schalldämmzahlen von Türen und Fenstern.

Bei diesen Bauteilen liegt meist ein erheblicher Schalldurchgang durch Fugen und Ritzen vor. Bei ausgesprochen schlechter Dichtung sinkt die Dämmziffer bis auf 5—10 db, bei guter Dichtung kann erreicht werden:

Bauteil	Schalldämmung db
Normale Einfachtüren	15—20
Starke Einfachtüren	20—30
Doppeltüren	30—40
Einfachfenster	15—25
Doppelfenster	25—35.

Bei manchen Störungen steht man zunächst scheinbar vor einem Rätsel; z. B. wenn aus einem Raum in einen anderen Schallstörungen durchdringen, obwohl die Wand hinsichtlich ihres Aufbaues allen Anforderungen zu entsprechen scheint. Man darf sich aber nicht durch den Augenschein täuschen lassen, für den die glatten Decken und Bodenflächen eine dichte Wandlagerung darstellen. Für den Störschall sind sie dies vielfach nicht, weil z. B. ein dünner Putz od. dgl. leicht

durchdrungen werden kann (Abb. 17)¹. In diesem Fall geht der Schall obendrein noch durch die Ausschüttung der Zwischendecke bzw. durch den Luftraum unterhalb der oberen Decke hindurch; eine Ausführung, die hinsichtlich der Anordnung als unzuweckmäßig bezeichnet werden muß. Die schalltechnisch richtig eingezogene Trennwand ist in der Abb. 18 wiedergegeben. Aus ähnlichen Überlegungen heraus ist man auch wieder davon abgekommen, Trennwände und Zwischenwände auf schallweiche Dämmstoffe aufzusetzen, da hierbei immer die Gefahr besteht, daß sich im Laufe der Zeit Setzrisse im Mauerwerk bilden können.

¹ GASTELL, A.: Grundgesetze der Schalldämmung in Bauten: Der Stahlbau 9 (1936) S. 86.

Die vorstehenden Ausführungen zeigen, daß bei der praktischen Beurteilung der Schalldämmung der Bauteile, die einen Raum umgrenzen, stets der Wert der geringsten Dämmung beachtet werden muß, daß man dabei aber nicht nur darauf sehen muß, welcher Schall durch die Bauteile in Form von Luftschall, sondern auch noch, welcher in Form von Körperschall in den Raum eingestrahlt wird. Man hat hier einen indirekten Schall, der unbedingt zu dem Gesamtschall wesentlich beitragen kann. Untersuchungen, die CONSTABLE¹ in Beton- und Ziegelbauten angestellt hat, zeigen, daß Räume, die im gleichen oder einem benachbarten Stockwerk des Senderaumes lagen, auch dann noch starke Schalleinstrahlung bekamen, selbst wenn sie mit dem Meßraum keine gemeinsame Wand besaßen, sondern nur mit einer Kante mit dem Senderaum zusammenstießen oder von ihm durch einen dazwischen liegenden Raum getrennt waren. Der indirekt übertragene Schall kann im Empfangsraum eine Schallstärke hervorrufen, die bis zu 10 db über dem direkt übertragenen Schall liegt. Daraus wird der Schluß gezogen, daß es keinen Zweck hat, in einem Hause ohne sonstige Maßnahmen für eine Trennwand eine höhere Schalldämmung als etwa 50 db vorzuschreiben, wie sie mit einer 25 cm Ziegelwand erreicht wird.

Bei so vielfältigen und z. T. recht verwickelten Zusammenhängen hat die Praxis ein um so größeres Interesse daran, daß auf dem Gebiet des Schallschutzes Regelwerte festgelegt werden, die einwandfreie Ausführung sicherstellen. Solche Vorschriften sind auch bereits — beispielsweise in DIN-Blatt 4110 „Technische Bestimmung für die Zulassung neuer Bauweisen“ — zusammengestellt, die für Wohnungstrennwände eine solche Regelung darstellen. Damit ist aber nur ein Anfang gemacht und der Weg aufgezeichnet, den die Technik hier noch zu gehen hat. Um die Fragestellung klarer herauszustellen, sei nochmals auf die Verhältnisse eingegangen.

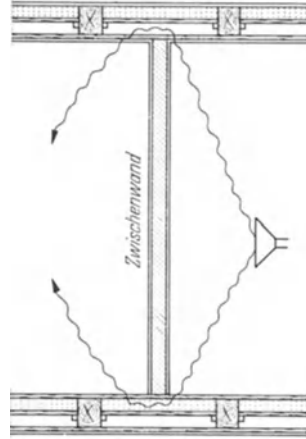


Abb. 17. Schalldurchgang um eine Zwischenwand herum durch Dielen und Deckenbelag.

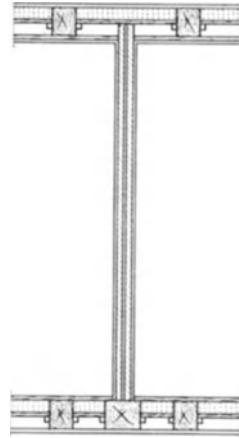


Abb. 18. Schalltechnisch richtig eingezogene Trennwand.

¹ CONSTABLE, J. E. R.: Proc. Phys. Soc. Lond. 51 (1939) S. 53—61.

Die physikalischen Verhältnisse sind durch die Schaffung der notwendigen Bewertungsziffern, die Lautstärkenskala und die Schalldämmzahl für die Übertragung von Luftschall sowie durch die Festlegung der Meßgeräte in sicherer Weise erfaßt.

Noch nicht in vollem Umfang gerecht wird man dem Empfindungsvorgang im menschlichen Ohr. Man ist zwar auf dem besten Wege, den Zusammenhang zwischen der physikalischen Lautstärke und der Lautheitsempfindung des Ohres zu erforschen (vgl. Abb. 7 Aufsatz LÜBCKE S. 9). Demgemäß bedeutet ein Unterschied in der Lautstärke von etwa 8—10 phon eine Verdoppelung bzw. Halbierung der Lautheit, die das Gehör empfindet. Eine bestimmte Lautstärke

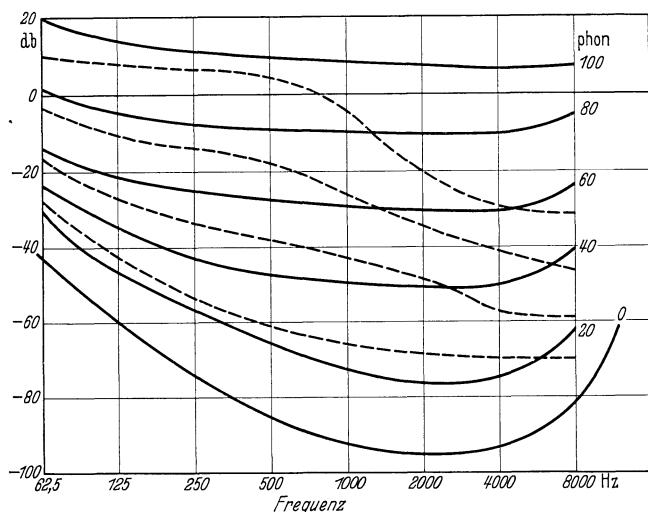


Abb. 19. Zusammenhang zwischen Lästigkeit und Lautstärke.

— Kurven gleicher Lautstärke

- - - Kurven gleicher Lästigkeit

nach DONALD A. LAIRD und KENNETH COYE.

wird aber von den verschiedenen Menschen je nach der Art des Geräusches nicht in gleicher Weise beurteilt. Für den einen spielen einzelne, besonders starke Töne, die Hauptrolle, für den anderen die Klangfülle bzw. die Disharmonie und wieder für einen anderen besonders die hohen Töne. Der Begriff der Lästigkeit einer Schallstörung ist also heute noch nicht zahlenmäßig einwandfrei zu erfassen. Alle Regelvorschriften müssen aber letzten Endes auf die Vorschriften der höchstzulässigen Lästigkeit der Geräusche in einem Raum hinauslaufen. Abb. 19 zeigt einen an sich noch sehr unvollkommenen amerikanischen Vorschlag, wonach Kurven gleicher Lautstärke mit denen gleicher Lästigkeit unter dem Gesichtspunkt der unangenehmen Wirkung der hohen Frequenzen verglichen sind. Demgemäß kann beispielsweise bei 4000 Hz die Lästig-

keit bei einer Lautstärke von etwa 30 phon ebenso groß sein, wie die Lästigkeit eines Geräusches von 60 Hz bei etwa 60 phon. So ist man also noch weit davon entfernt, den Begriff der Schallstörung psychologisch genau erfassen zu können. Daher beschränkt man sich bis jetzt bewußt darauf, die Schalldämmziffer in ihrer physikalischen Wirkung anzugeben, weil es vor allen Dingen wichtig erscheint, die verschiedenen Bauweisen relativ miteinander vergleichen zu können, selbst wenn dies dem menschlichen Empfinden noch nicht ganz gerecht wird.

III. Zulässiger Störschall in Bauten.

Es bleibt jetzt die Frage noch offen, welche Lautstärken von Störschall überhaupt in Räumen zugelassen werden sollen. Für Lüftungsanlagen sind in Deutschland Werte durch die VDI-Regeln¹ festgelegt, vgl. S. 102.

Für Klimatisierungsanlagen sind in Amerika nachstehende Anhaltswerte üblich:

Zahlentafel 3.

	phon
Sprechfilmateliers	6--8
Rundfunkhallen	8--10
Krankenzimmer	8--12
Musikstudios	10--15
Wohn- und Hotelräume und kleine Büros	10--20
Schauspielhäuser, Vortrags-, Schul- und Büchereiräume, Kirchen	12--14
Lichtspielhäuser, kleine Kleidungsgeschäfte	15--25
Größere Büros ohne Öffentlichkeitszutritt	20--30
Öffentliche Großbüros, Bankhallen, obere Kaufhausgeschosse, Gastwirtschaften, Barbieri	25--35
Lebensmittelgeschäfte, (amerikanische) Drogerien	30--50
Buchhaltungen und Maschinenschreibzimmer	35--45
Erdgeschosse von Großkaufhäusern	40--50

Diese Zahlen geben Anhaltspunkte dafür, welche Lautstärke eines Störschalles in dem Raum bei gewöhnlicher Tätigkeit noch unter oder im Pegel des im Raum vorhandenen Schalles bleibt. Da die Lautstärke z. B. in Tonfilmateliers mit der Entfernung von der Schallquelle abnimmt, braucht obige Forderung, die etwas reichlich scharf erscheint, nur an dem Orte des Hörens bzw. des Aufnahmemikrophones zu herrschen. In großen Büros wird man auch Lautstärken bis zu 60 phon, in Werkstätten bis zu 70 phon und in Fabriken bis zu 80 phon finden. Über die Einwirkungen hoher Lautstärken auf den Menschen vgl. S. 113 und 115. Bei DIN 4110 ist man für die Bemessung der Schalldämmung von Wohnungswänden in Höhe von 48 db von der Erfahrung aus-

¹ VDI-Richtlinien. 1938. Vgl. S. 102. Anm. 3.

gegangen, daß hier eine 25 cm starke Ziegelwand im allgemeinen zu keinen Klagen Anlaß gibt.

Gegenwärtig befindet sich die Entwicklung noch vielfach in Fluß. Die Forschung wird zweifelsohne in absehbarer Zeit ihre Erfahrungen soweit ausgebaut haben, daß für die Praxis einfache und leicht verständliche Vorschriften angegeben werden können. Man kennt solche Entwicklungsvorgänge bereits von anderen technischen Gebieten, beispielsweise vom Wärmeschutz bei industriellen Anlagen. Als die Forschung dieses Arbeitsgebiet etwa um 1911 in Angriff nahm, wurde zunächst aus praktischen Erwägungen heraus der Begriff der Wärmeersparniszahl entwickelt, denn nichts lag näher, als daß der Praktiker danach fragte, wieviel Prozent Wärme durch den Wärmeschutz erspart würden. Diese Fragestellung hat sich im Verlauf der Forschung als höchst ungenau herausgestellt und als im Jahre 1931 die heute gültigen Regeln des VDI aufgestellt wurden, sind sie auf der physikalischen Grundeigenschaft der Stoffe, der Wärmeleitfähigkeit, aufgebaut worden. Mit dem Eindringen der Forschungsergebnisse in die Praxis ist dieser Begriff allgemein anschaulich geworden, weil jeder im Laufe der Zeit die Auswirkung dieser Stoffeigenschaft bei seinen Anlagen in betriebstechnischen und wirtschaftlichen Fragen abzuschätzen lernte, obwohl die Wärmeleitfähigkeit als solche den Praktiker gar nicht interessiert.

Von ähnlichen Gesichtspunkten ausgehend, ist von der akustischen Forschung für die Beurteilung der Schallschutzwirkungen von Bauteilen der Begriff der Schalldämmung in der durch DIN 4110 festgelegten Form geschaffen worden. Es muß jetzt der Praktiker mit diesem Begriff zu arbeiten lernen.

Praktische Schallabwehr im Maschinenwesen.

Vortrag gehalten von **WERNER ZELLER**,
für den Druck bearbeitet von **ERNST LÜBCKE**.

Für das Bauwesen sind die wesentlichen Grundlagen der Schallabwehr bekannt; sie können für den Praktiker auf eine verhältnismäßig einfache Weise dargestellt werden und lassen sich meist auch leicht befolgen. Auch für die Schallabwehr im Maschinenwesen liegen in den Grundzügen die erforderlichen Maßnahmen durch die akustische Forschung fest. Aber die Umsetzung dieser Grundzüge in die Praxis ist nicht immer einfach¹; es sind hier wesentlich mehr Punkte zu beachten als beim Bauwesen, weil die Feststellung der Ursache der Geräuschbildung und der Maßnahmen zu ihrer Behebung fast jedesmal besonderer akustischer Untersuchungen bedarf. Es wirken hier so viele Interessen zusammen und sind so viele Notwendigkeiten zu beachten, daß nur durch eine enge Zusammenarbeit zwischen dem Maschineningenieur und dem Schallingenieur die Forderungen des Maschinenbaues und der Schallabwehr gegeneinander abgestimmt werden können.

Im folgenden sollen vom großen Umfassenden zum kleinen Einzelnen fortschreitend die Gesichtspunkte und Maßnahmen zur Schallabwehr in Anlehnung an Beispiele behandelt werden. Hierbei werden Grundzüge des Städtebaues für die Errichtung industrieller Betriebe mit lärmenden Maschinen besprochen; ferner wird auf die Schallentstehung in den zu einem Fabrikbetrieb gehörenden Kraftanlagen, der dort aufgestellten Hilfs- und Werkzeugmaschinen sowie auf einzelne Erzeugnisse hingewiesen. Abschließend werden die Möglichkeiten behandelt, wie durch die Organisation des Maschinenwesens eines Betriebes eine Schallminderung erreicht werden kann.

¹ LÜBCKE, E.: Maschinenbau 15 (1936) 145; 16 (1937) 575. - Werkstattstechnik 33 (1939) 253. — ABBOT, E. J.: Mech. Eng. 58 (1936) 713. — J. acoust. Soc. Amer. 8 (1936) 133. — J. Soc. Automat. Engrs. 42 (1938) 170. — KRUG, E.: Anz. Maschinenwes. 57 (1935) Nr. 75 S.4. — OSSWALD, F. M.: Schweiz. Naturwiss. 20 (1932) 767 — WEDEKIND, H.: Werkstattstechn. 23 (1929) 422.

I. Schalltechnische Vorbemerkungen.

Da jede wirksame und zugleich auch wirtschaftliche Lärmabwehr von den schalltechnischen Grundlagen ausgehen muß, seien die für die Schallabwehr, auch im Maschinenwesen, besonders wichtigen noch einmal zusammengefaßt:

Einer Änderung der Lautstärke um etwa 8—10 phon entspricht eine Verdoppelung oder eine Halbierung des Lauteindruckes auf den Menschen. Eine Lärminderung um 10 phon kann im allgemeinen schon als ein beachtlicher Erfolg angesprochen werden. Bereits eine Lautstärkenherabsetzung um 5 phon ist merkbar, während eine solche von 1—2 phon praktisch bedeutungslos ist. Vielfach reichen aber Maßnahmen, die nur 10 phon Lärminderung bringen, im Maschinenwesen noch nicht aus, weil die Lautstärken z. B. einzelner Maschinen sich addieren, deshalb muß die für jede dieser Maschinen erreichte Herabsetzung mehr als 10 phon betragen.

Die Gesamtlautstärke L_g in phon von n gleichen Maschinen der Einzellautstärke L_1 (phon) ist in Annäherung (besonders beim Überwiegen von höherfrequenten Schallanteilen):

$$L_g = L_1 + 10 \lg n.$$

Um also bei 10 gleich lauten Maschinen eine Herabsetzung des Lärms um insgesamt 10 phon zu erreichen, muß jede Maschine um 20 phon leiser gemacht werden; bei 100 Maschinen sogar um 30 phon. Sieht man etwa 80 phon als die höchstzulässige Grenze in geräuschvollen Fabrikbetrieben an, und herrscht in einem Saal mit 20 Webstühlen eine Lautstärke von 100 phon, dann muß jeder dieser Webstühle um 33 phon leiser gemacht werden. Man erkennt hieraus schon die großen Schwierigkeiten bei der Schallabwehr im Maschinenwesen.

Einfacher liegen die Verhältnisse, wenn die Maschinen ungleich laut sind. Dann müssen sich die Maßnahmen darauf erstrecken, zunächst die lauteste Lärmquelle herauszufinden und diese dann zu bekämpfen, indem auch hier zunächst wieder der lautstärkste Arbeitsvorgang herausgegriffen werden muß. Auf diese Weise gelingt es häufig leicht, den Spitzenlärm zu beseitigen. Übrig bleibt dann noch in Maschinensälen eine Fülle von annähernd gleich lauten Schallquellen, deren Bekämpfung — wie oben ausgeführt — wesentlich mehr Schwierigkeiten bereitet. In welcher Weise sich die Gesamtlautstärke beim Zusammenarbeiten zweier verschiedener Lärmquellen ändert, ist durch Abb. 1 veranschaulicht.

Für das Ohr stellen sich die Verhältnisse meist noch etwas verwickelter als für einen objektiven Geräuschmesser, wenn die Lärmquellen nicht nur verschiedene Lautstärke, sondern auch verschiedene Frequenzzusammensetzung haben. Hierbei können tiefe Töne höhere Frequenz-

anteile wohl verdecken; es können aber auch hohe Töne besonders kreischend und schreiend hervortreten und damit stärkere Belästigungen hervorrufen.

Für die Beurteilung der Störung durch Lärm sind folgende 5 Gesichtspunkte maßgebend:

1. die Lautstärke der Lärmquelle,
2. die Lautstärke des Pegels, d. h. der akustischen Umgebung,
3. die Frequenzzusammensetzung der Lärmquelle und des Pegels,
4. der zeitliche Verlauf des Lärms,
5. die persönliche Einstellung des Hörers zum Gesamtlärm.

Die Frequenzzusammensetzung erkennen wir als ebenso wichtig wie die Lautstärke an sich. Deshalb muß man in der praktischen Lärmabwehr nicht nur die Lautstärke der Maschine, sondern auch die Schallstärkenverteilung über die verschiedenen Frequenzen messen. Hierfür reicht in vielen Fällen bereits das Oktavsieb aus. Die Kenntnis der Frequenzzusammensetzung, d. h. des Schallspektrums ist auch deshalb wichtig, weil es keine technischen Schallabwehrmaßnahmen gibt, die für alle Frequenzen gleich wirksam sind.

Zum Lärmpegel ist zu bemerken, daß es — von Einzelfällen abgesehen — keinen Wert hat, die Lautstärke der Lärmquelle unter den allgemeinen Pegel zu senken, weil sie dann nicht

mehr wahrgenommen wird. — Die Beachtung des zeitlichen Verlaufs eines Lärmes kann wichtig sein; einmal führt sie zur Erkennung des lautstärksten Arbeitsvorganges, dann kann ein häufigeres hart einsetzendes Geräusch, das sich nur wenig aus dem Pegel heraushebt, sehr stark stören, während ein selten auftretendes kaum als störend beurteilt wird. Ein Dauerton kann ermüdend, aber auch sehr aufreizend wirken. Bei der Einwirkung von Maschinengeräuschen auf den Menschen ist auch immer zu beachten, daß durch das Geräusch das Arbeiten einer Maschine überwacht werden kann und daß das Ohr Unregelmäßigkeiten im Verhalten der Maschine verhältnismäßig schnell und sicher erkennt.

Es sei noch auf eine Methode der Lärmabwehr hingewiesen, nämlich ein lärmendes Arbeitsverfahren durch ein lärmschwaches zu ersetzen. Ich nenne als Beispiele: Ersatz des Nietens von Blechverbindungen durch das Schweißen; Ersatz des Blechrichtens mit dem Hammer durch eine Richtmaschine. Diesem Verfahren setzen aber nicht nur betriebstechnische und betriebswirtschaftliche Gründe eine Schranke, sondern vielfach der Stand der Technik. Dabei ist im Einzelfall noch erhebliche

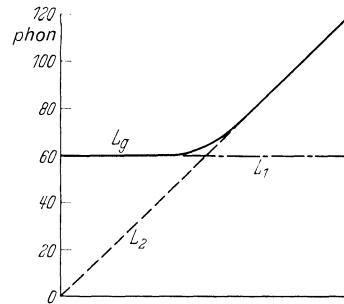


Abb. 1. Lautstärke zweier zusammenwirkender Schallquellen.

Ingenieurforschungsarbeit zu leisten. Man denke z. B. an den Ersatz der Erzeugung von Schlagarbeit mit dem Preßlufthammer durch ein lärmschwaches, aber nicht weniger wirtschaftliches und leichtes Gerät oder einfaches Verfahren, oder an den Ersatz des hin- und hergeschleuderten Schützes beim Webstuhl. Hier spielen die für die Entwicklung lärmschwacher Maschinen oder Verfahren erforderlichen Kosten eine Rolle. Da durch den Lärm dieser Maschinen weite Kreise gesundheitlich geschädigt werden, sollten allgemeine Mittel zur systematischen Erforschung lärmschwacher Verfahren eingesetzt werden, wenn andere Maßnahmen zur Lärmherabsetzung versagt haben oder nicht in Frage kommen.

II. Vorgehen bei der Schallabwehr im Maschinenwesen.

Aus den dargelegten Grundlagen lassen sich leicht die Maßnahmen ableiten, die man bei der Schallabwehr im Maschinenwesen stets anwenden muß.

Zunächst sind Geräuscherzeugung in einer Maschine eingehend zu untersuchen und die lautstärksten, frequenzunangenehmsten und durch den Arbeitstakt störendsten Arbeitsvorgänge herauszusuchen. Daraus ergeben sich für den Maschineningenieur meist sofort eine Reihe von Vorkehrungen, die er als kleine Änderungen an der Maschine einführen kann und deren schalltechnische Wirksamkeit sorgsam ausprobiert werden muß. Vielfach ergeben sich dabei die Gesichtspunkte, die bei einer Neukonstruktion einer Maschine vom schalltechnischen Gesichtspunkt aus unbedingt einzuhalten sind.

Führen diese Maßnahmen zur Herabsetzung der Geräuscherzeugung, die unter allen Umständen die primären sind, nicht zum Ziel, dann muß man versuchen, die Ausbreitung des Lärms zu unterbinden. Hierbei kommt als erstes der schalldämmende Einbau einer lärmenden Maschine in Betracht, dann die Erhöhung der Schallschluckung im Maschinensaal, ferner die Verwendung von Körperschall und Luftschall wirksam dämmenden Konstruktionen, die die Übertragung des Lärms auf Nachbarräume oder -häuser verhüten.

In ganz schwierigen Fällen, wo weder die Geräuscherzeugung noch die Schallübertragung wirksam herabgesetzt werden kann, muß man die Lärmarbeit durch Organisation auf bestimmte Räumlichkeiten oder auf bestimmte Stunden zusammendrängen; darüber hinaus wird man für jede Person in dem lärmerfüllten Maschinenraum einen Schalleinzelschutz vorschreiben, der z. B. schon durch einen geeigneten Verschuß des äußeren Ohres recht wirksam sein kann.

Erfolge in der Schallabwehr im Maschinenwesen lassen sich nur erzielen durch eine Vereinigung konstruktiver Geschicklichkeit mit guter

Beherrschung der technischen Akustik. Bewertet man die schalltechnischen Eigenschaften einer Maschine entsprechend der mit ihr ermöglichten größeren Leistungsfähigkeit des Menschen, dann sollte auch die Kostenfrage, die bei schalltechnischen Verbesserungen vielfach aufgeworfen wird, nicht die allein ausschlaggebende Rolle spielen. Dadurch, daß seitens der Verbraucher die Forderung nach lärmschwachen Maschinen erhoben wird, läßt sich in allen Betrieben, wo Maschinen eingesetzt werden, mit der Zeit, d. h. dann, wenn im gesamten Maschinenpark alle lärmenden Maschinen durch lärmschwache ersetzt sind, eine sehr merkbare Herabsetzung von Geräuschstörungen erreichen.

Als Beispiel für das Vorgehen bei der Lärmbekämpfung bei Maschinen wollen wir kurz die Behandlung eines lärmenden Zahnradgetriebes betrachten. Als erstes bemüht man sich festzustellen, welcher Teil des Getriebes den größten Lärm hervorruft. Rührt es von den Zahnrädern her, wird man versuchen, durch einen besseren und genaueren Zahnschnitt oder durch eine genaue und sorgfältige Lagerung der Achsen eine Besserung zu erzielen. Dann kommt die Dämpfung der schwingenden Räder z. B. durch Anpressen von durch Reibung dämpfendem Material an die Radscheiben in Frage. Genügen diese Maßnahmen zur Herabsetzung der Geräuschentstehung nicht, muß die Schallausbreitung verhütet werden. Hierzu wird man durch die Anforderungen des Betriebes bei einem vorhandenen Getriebe manchmal genötigt sein. Man muß jetzt das Getriebe kapseln, d. h. in einen möglichst luftdichten Kasten bringen, dessen Wände eine in vernünftigen Grenzen liegende Luftschalldämmung besitzen. Die Luftschalldämmung dieser Wände ist ebenso zu bestimmen und zu erreichen, wie bei den im Bauwesen üblichen Wänden. Die Luftschalldämmung wird man hier auf etwa 20—40 db vorschreiben. Diese Werte lassen sich mit normalen Abmessungen leicht erreichen. Die Durchbrüche der Wandungen sollen so eng wie möglich gehalten werden. Man muß für schmale und tiefe Luftspalte sorgen. Da durch sie noch Luftschall in den Außenraum dringen kann, muß man ihn auf dem Wege durch den Luftspalt möglichst zu verschlucken suchen. Dies gelingt überraschend gut durch Auskleidung des Spaltes; hierzu genügt eine einseitige Auskleidung auf dem feststehenden Maschinenteil mit einem auch aus dem Bauwesen bekannten Schallschluckstoff, wie Holzfaserplatten, Glaswolle oder ähnl. Wird außer Luftschall noch störender Körperschall durch die Lagerung übertragen, dann muß man für eine Unterbrechung der Körperschalleitung in einer der Luftschalldämmung der Kapselung entsprechenden Größe dadurch sorgen, daß man das ganze Getriebe durch Zwischenschaltung schallweicher Stoffe, wie Gummi, Korkstreifen, Schwingmetall usw. ohne durchgehende Metallverbindungen körperschallgedämmt lagert. Reichen diese Maßnahmen zur Verhinderung der Lärmausbreitung noch nicht aus, dann kann man

die Lautstärke innerhalb und außerhalb der Kapselung in der Weise herabsetzen, daß man innerhalb der Wandungen sowie an Wänden und Decke des Betriebsraumes Schallschluckstoffe anordnet¹. Sind die Störungen für den Fabriksaal jetzt noch zu groß, dann muß man versuchen, das Maschinenaggregat mit dem störenden Getriebe in einem besonderen Raum mit geeignet bemessenen Wänden aufzustellen, wobei die Bedienung des Aggregates möglichst nur von außen oder von nur wenigen Menschen innerhalb dieses Schutzraumes vorgenommen wird. Dieses Bedienungspersonal muß dann noch einen Schalleinzelschutz gegen den übermäßigen Lärm tragen.

III. Anlage einer Fabrik und Stadtplanung.

Da im allgemeinen die Maschinen in Fabriken eingesetzt werden, wollen wir zunächst die von Fabriken ausgehenden und dann die in ihnen auftretenden Schallstörungen im einzelnen behandeln.

In den Städten sind von der Baupolizei im allgemeinen Bebauungszonen festgesetzt, die z. B. reines Wohngebiet, gemischtes Wohngebiet

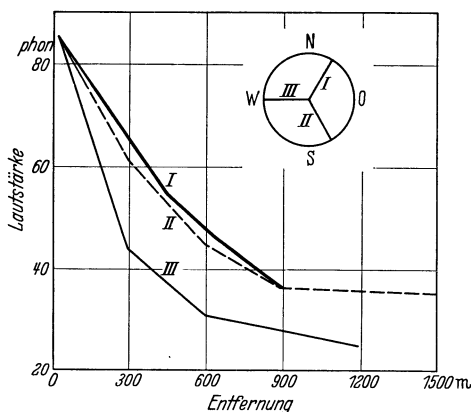


Abb. 2. Abnahme der Lautstärke mit der Entfernung. Einfluß der Windrichtung.

Abb. 2 zeigt für einen lauten Betrieb in einer deutschen Großstadt die Abnahme der Lautstärke mit der Entfernung in 3 um 120° versetzten Richtungen. Man sieht, daß die Lärmbelästigung in dem nur 600 m von der Fabrik beginnenden reinen Wohngebiet noch sehr beträchtlich ist. Bei der Anlage von Fabriken in Flußtälern ist auch darauf zu achten, daß durch die in Tälern häufig auftretende Temperaturschichtung besonders in den Abend- und Nachtstunden der Schall zwischen zwei reflektierenden Flächen, dem Boden und dem Temperatursprung in der Atmo-

mit zugelassenem Kleingewerbe und Industriegebiet unterscheiden. Die Grenze zwischen den Zonen ist häufig nur durch Linien gegeben. Da sich Schall auch auf größere Entfernungen ausbreiten kann², können hier an der Grenze Schwierigkeiten durch Lärmstörungen auftreten. Die Verhältnisse würden hier einfacher liegen, wenn man z. B. im Industriegebiet Grenzgebiete bestimmter Breite festlegte, in denen lärmende Betriebe nicht zugelassen werden.

¹ FURRER, W.: Techn. Mitt. schweiz. Telegr. Teleph. Verw. 16 (1938) 32.

² MENGES, H. J.: Z. techn. Phys. 18 (1937) 73.

sphäre, geführt erscheint und sich somit ohne große Schwächung auf weite Entfernungen, die mehrere Kilometer erreichen können, ausbreiten kann. Man soll auch auf den Einfluß der Hauptwindrichtung achten. In Deutschland überwiegen vielfach die Westwinde; dies hat zur Folge, daß im allgemeinen der Schall nach Westen hin sich schlechter ausbreiten kann, er wird mehr nach Osten getragen. Auch aus Abb. 2 ist zu ersehen, daß die Lautstärke nach Westen schneller abnimmt als nach den anderen Himmelsrichtungen. Die Messung gibt auch den subjektiven Befund gut wieder. Daraus kann man auch vom schalltechnischen Gesichtspunkt aus die Industriepanungsregel ableiten: Um Lärmbelastigungen für weite Wohnbezirke möglichst gering zu halten, legt man Industrieviertel mit Lärmbetrieben möglichst auf die windabgewandte Seite einer Stadt. — Da in der freien Atmosphäre höhere Töne oder Frequenzanteile stärker absorbiert werden als tiefere, erhält man auf größere Entfernung von der Geräuschquelle eine Änderung der Klangfarbe derart, daß die höheren Töne gegenüber den tieferen immer mehr und mehr zurücktreten. Daraus ergibt sich dann, daß man Lärmbetriebe um so weiter in den Windschatten eines größeren Wohngebietes legen muß, je größer die Lautstärke des Geräusches ist, je tiefer seine Klangfarbe ist und je länger der Lärm dauert.

Für den Fabrikbau selbst muß man dabei als selbstverständlich erwarten, daß dort alle schalltechnischen Maßnahmen getroffen sind, die betriebswirtschaftlich und dem Stand der Technik entsprechend möglich sind. Es müssen also die Gebäude, in denen lärmende Arbeit verrichtet wird, so geplant und gebaut werden, daß sie den Lärm weder als Luftschall noch als Körperschall nach außen dringen lassen. Die Schalldämmung der Wände für Luftschall ist allein schon durch die Einhaltung der statischen Anforderungen ausreichend. Sie ist vor allem viel größer als die Schalldämmung von Fenstern und Türen. Öffnet man beide, ist die Gesamtschalldämmung wesentlich geringer und genügt meist den bescheidensten Anforderungen nicht mehr. Die Dämmung sollte den Wert von 50 db erreichen. Dieser Wert ist aber nur bei gut ausgeführten Doppelfenstern und Doppeltüren zu erreichen. Da sich schwere Handarbeiten, insbesondere im Sommer, in geschlossenen Räumen nur mit zusätzlicher Anstrengung ausführen lassen, müssen schon bei der Planung einwandfreie Lüftungsanlagen und gegebenenfalls Klimaanlage vorgesehen werden. Sonst ist nach außen kein ausreichender Schallschutz gewährleistet.

Alle außerhalb der Gebäude auftretenden lärmstarken Betriebsvorgänge sind zu beachten und schalltechnisch zu behandeln, wie z. B. Auspuffgeräusche von ortsfesten Brennkraftmaschinen, Transportgeräusche und die beim Be- und Entladen von Transport- und Fördermitteln auftretenden Geräusche. Auspuffgeräusche lassen sich heute fast beliebig

tief senken durch den Einbau genügend großer und richtig gebauter Auspufftöpfe¹. Transportgeräusche lassen sich durch Gummieinlagen in den Rädern bei Schienenfahrzeugen, bei nicht schienengebundenem Verkehr durch Gummibereifung, bei kleinen Handwagen einfach auch durch eine Gummiauflage auf den Radkranz vermeiden. Die Betriebsanordnungen müssen zu möglichst geräuschlosem Rangieren und Verrichten von Handarbeiten im Freien anhalten. Man wird hier von einem als unvermeidbar anzusehenden Geräuschstörpegel ausgehen und alle Maßnahmen von vornherein so treffen, daß dieser Pegel nicht überschritten wird. Alle lautereren Geräusche sind bis auf mehrere Phon unter diesem Pegel zu senken.

IV. Schallabwehr an Kraftanlagen und deren Maschinen.

Beim Betrieb von **D a m p f k e s s e l n** beobachtete man nicht selten ein Brummen, dessen eigentliche Ursache lange unbekannt war. Man wußte, daß es von vielen scheinbaren Kleinigkeiten abhängt: vom Brennstoff, von Größe und Gestalt des Feuerungsraumes, von der Rauchführung usw. 1932 konnte F. MICHEL² die Erscheinung im wesentlichen erklären. Das Geräusch entsteht als ein Strömungsgeräusch, das unter Umständen mit den vorhandenen Gassäulen und -räumen in Resonanz treten und so erheblich verstärkt werden kann. Bei dem in Abb. 3 schematisch dargestellten Dampfkessel z. B. wurde das starke Brummen dadurch beseitigt, daß an der ansteigenden Deckenfläche des Feuerungsraumes links die gezeichnete Abstufung beseitigt und durch eine glatte Fläche ersetzt wurde. An den Kanten der Abstufungen hatten sich Wirbel abgelöst, die das zu beseitigende Geräusch verursachten. Störend wird es allerdings vielfach erst, wenn es durch Resonanz verstärkt wird. Es gibt zahlreiche Dampfkessel, bei denen keine Resonanzmöglichkeit gegeben war und deshalb trotz strömungstechnisch ungünstiger Luft- und Rauchführung ein nennenswertes Geräusch nicht auftrat.

Die Geräuschfragen bei **e l e k t r i s c h e n M a s c h i n e n**³ sind von E. LÜBCKE und anderen eingehend untersucht worden. Obwohl unter den Maschinen die elektrischen zu den ruhigsten gehören, ist die Geräuscherzeugung dabei doch nicht nebensächlich, weil an elektrische Maschinen oft wesentlich höhere Anforderungen gestellt werden als an andere. Schon allein die häufige Verwendung in Hotels, Wohn- und Krankenhäusern kennzeichnet die zu stellenden Ansprüche. Dreierlei

¹ Vgl. Aufsatz PIENING S. 122.

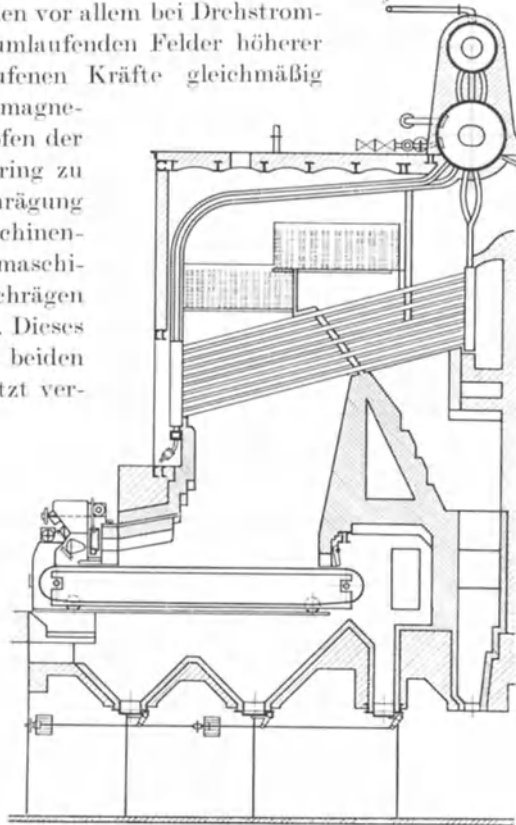
² MICHEL, F.: Lärm und Resonanzschwingungen im Kraftwerksbetrieb infolge periodischer Strömungsvorgänge. Berlin 1932. — Vgl. Arch. f. Wärmewirtsch. 13 (1932) 126.

³ LÜBCKE, E.: Z. f. techn. Phys. 16 (1935) 576. — Elektr. u. Maschinenbau 54 (1936) 457. — LÜBCKE, E. u. H. PLATTNER: Siemens-Zeitschr. 15 (1935) 157. — MOSER, H.: Bull. schweiz. elektrotechn. Ver. 26 (1935) 305. — WILLMS, W.: ETZ. 56 (1935) 25 u. 53.

Geräusche können bei elektrischen Maschinen auftreten: mechanische, magnetische und Luftgeräusche.

Die magnetischen Geräusche sind auf die Ummagnetisierung des Eisens und auf die zwischen dem feststehenden Ständer und dem umlaufenden Läufer auftretenden magnetischen Kräfte zurückzuführen. Man hält

sie einmal durch eine geeignete Wahl der Nutenteilung klein, damit werden vor allem bei Drehstrommotoren die durch die umlaufenden Felder höherer harmonischer hervorgerufenen Kräfte gleichmäßig gemacht. Um durch die magnetischen Kräfte ein Anzupfen der Eisenzähne möglichst gering zu halten, führt man eine Schrägung der Nuten in einem Maschinenteil ein. Bei Gleichstrommaschinen wirkt sich ein Abschrägen der Polkanten günstig aus. Dieses Abschrägen wird an den beiden Kanten eines Poles versetzt verschieden stark ausgeführt. Je größer der Luftspalt zwischen beiden Maschinenteilen ist, desto geringer werden die magnetisch erzeugten Geräusche. Einer zu weitgehenden Anwendung dieser Maßnahme steht die Verschlechterung des Wirkungsgrades der Maschine entgegen. Die magnetischen Geräusche werden nat-



urgemäß dann am stärksten, wenn die sog. Nutenfrequenz mit der mechanischen Eigenfrequenz eines Poles oder eines Zahnes der Nutung übereinstimmt. Die in Geräuschen von elektrischen Maschinen vorhandene Nutenfrequenz entspricht der Zahl der Nuten multipliziert mit der sekundlichen Drehzahl. Weiter werden natürlich durch die rhythmisch wirkenden Kräfte auch die mechanischen Eigenschwingungen anderer Konstruktionsteile der Maschine angestoßen. Die magnetische Zugkraft kann dabei als negative Steifigkeit wirken und damit die ohne Feld bestimmten Eigenschwingungen unter Umständen verlagern.

Eine weitere Reihe von Geräuschen entsteht durch die Luftbewegung in der Maschine. Kühlluft ist zur Abführung der Verlustwärme erforderlich. Die Luftgeräusche enthalten oft tiefere Frequenzen. Das Haupt-

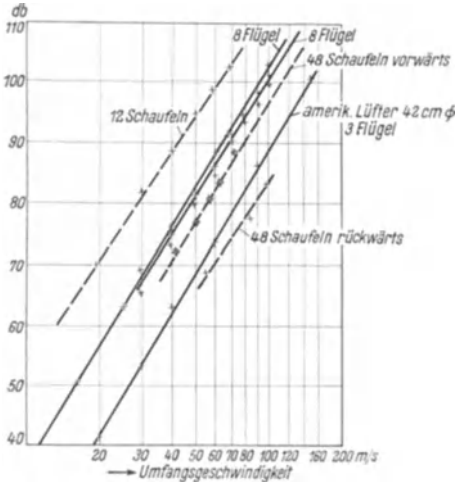


Abb. 4. Lautstärke verschiedener Lüfter bei geänderten Drehzahlen.

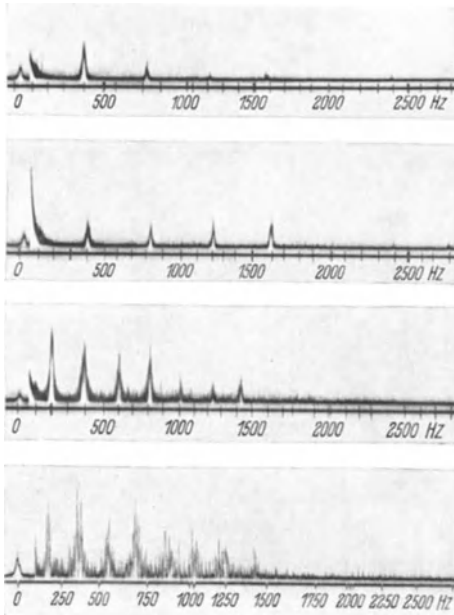


Abb. 5. Schallspektren von Schraubenlüftern verschiedener Größe und Drehzahl (8 Flügel).

luftgeräusch stammt meist von dem eingebauten Lüfter. Da bei ihm die Schallstärke etwa mit der 7. Potenz der Umfangsgeschwindigkeit ansteigt, muß man nach Möglichkeit für eine niedrige Umfangsgeschwindigkeit des größten Durchmessers sorgen (Abb. 4)¹. Das Spektrum des Lüfters setzt sich aus einer Reihe von mehr oder weniger in der Frequenzlage schwankenden Tönen zusammen, deren Grundton der Zahl der Lüfterflügel oder Lüfterschaukeln mit der sekundlichen

Drehzahl entspricht (Abb. 5). Der Lüfterton entsteht durch die von den Konstruktionsteilen abströmenden Luftwirbel. Je näher dem umlaufenden Lüfter feste Konstruktionsteile gegenüberstehen, desto lauter wird der Lüfterton und desto obertonreicher (2. Spektrum v. o.). Man muß also einen genügenden Abstand halten. Weiter werden durch die bewegte Luft einzelne Räume in den Maschinen angestoßen. Handelt es sich um Hohlräume mit mehr oder weniger ausgeprägten Öffnungen, dann entspricht der entstehende Ton den Schwingungen des Luftvolumens mit dem Luftpfropfen der Öffnung als Helmholtzresonator. Hat der

¹ LÜBCKE, E.: Z. phys. chem. Unterr. 51 (1938) 3.

Luftraum in seiner ganzen Länge gleichen Querschnitt, dann treten die so gebildeten Luftsäulen als Pfeifen in Schwingungen. In den Luftschlitzen der Blechpakete hat man eine große Zahl derartiger Pfeifen. Damit ihre Schallstärke nicht merkbar in Erscheinung tritt, ändert man die Länge der Luftsäulen und ihre Begrenzung, um andere Töne und vor allem stärkere Dämpfungen hervorzurufen. Wird viel Luft durch den Läufer gedrückt, so erhält man einen rotierenden Luftstrahlenstern. Trifft die Luft auf ein Hindernis, z. B. an die Ständerwicklung, so kann jetzt, wie bei einer Sirene, auch ein durchdrin-

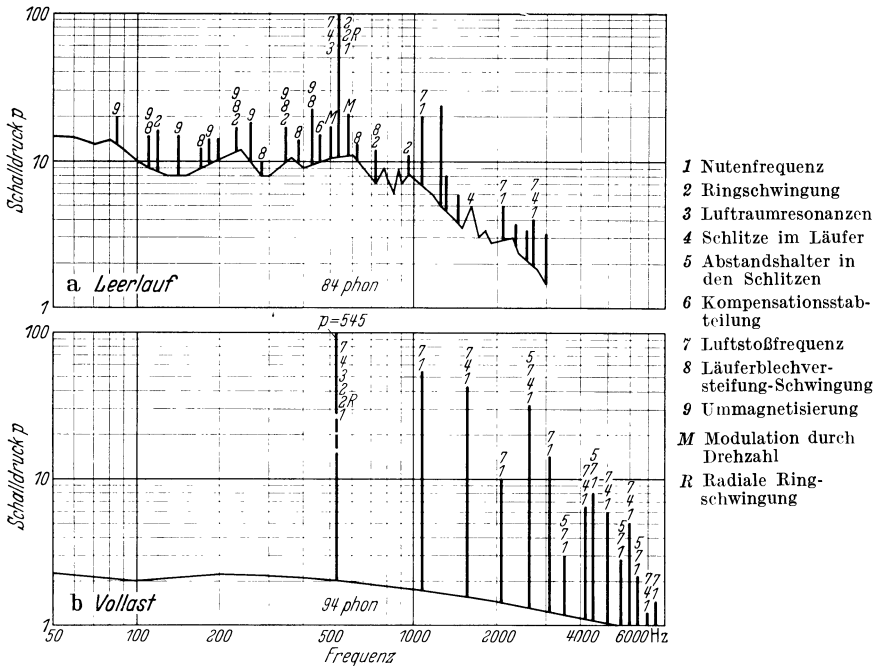


Abb. 6. Schallspektren elektrischer Maschinen. Angabe der Ursache der einzelnen Linien.

gender Ton entstehen, diese Luftstoßfrequenz stimmt mit der magnetischen Nutenfrequenz überein. Durch die Art der Luftführung ist dieses Luftgeräusch in geringen Grenzen zu halten. Als Beispiel für das Aussehen eines Geräusches elektrischer Maschinen sei die Abb. 6 gegeben. Die Ursachen für einzelne hervortretende Frequenzen sind in der nebenstehenden Tabelle verzeichnet.

Die Lautstärke des Geräusches elektrischer Maschinen und Turbogeneratoren läßt sich nach E. LÜBCKE in guter Annäherung aus der Maschinenleistung und ihrer Drehzahl berechnen (Abb. 7). Hat man eine halbgeschlossene Maschinenausführung, bei der die Kühlluft durch Stutzen aus dem Raum angesaugt und in ihn ausgeblasen wird, so liegt

die Lautstärke um etwa 10 bis 15 phon tiefer als bei offener Ausführung. Verwendet man vollkommen geschlossene Schilde und führt die Luft durch Kanäle zur Maschine und schickt auch die Abluft durch gesonderte geschlossene Kanäle, dann kann die Lautstärke um 20—30 phon gegen-

über der offenen Bauart gesenkt werden. Man hat auch hier das Prinzip der Kapselung mit Erfolg angewendet.

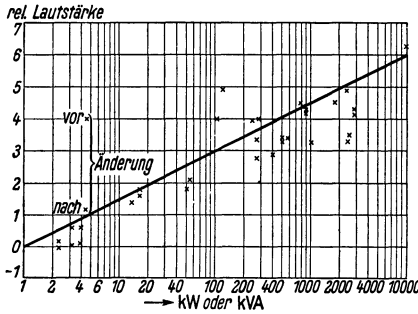


Abb. 7. Abhängigkeit der mittleren Lautstärke einer offenen elektrischen Maschine von der Maschinenleistung.

Eine weitere Geräuschquelle bei elektrischen Maschinen, überhaupt bei allen umlaufenden Maschinen, ist das Lager. Schalltechnisch sind Gleitlager immer besser als Kugel- oder Walzenlager. Abb. 8 zeigt zwei Schallspektren von derartigen Lagern. Der Schmierfilm wirkt schalldämpfend

und körperschalldämmend. Da die Auflagerfläche bei Gleitlagern meist größer ist als z. B. bei Kugellagern, ist bei jenen der Schmierfilm dicker und wird nicht so leicht durchgedrückt oder durchstoßen. Bei Walzen- und Kugellagern entstehen die Geräusche hauptsäch-

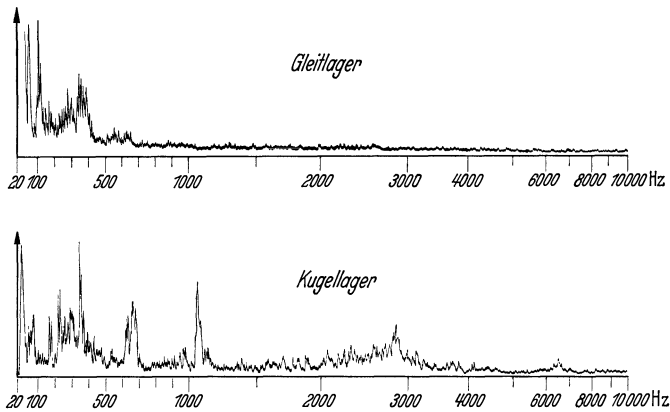


Abb. 8. Schallspektren von Gleitlager und Kugellager.

lich durch Stöße gegen die Walzen oder Kugeln oder Käfige. Durch sorgfältiges Einpassen und Auswählen von Walzen und Kugeln läßt sich viel bessern; Käfige aus nichtklingendem Material sind günstig. Der gute Sitz der Laufringe bei Kugellagern setzt das Geräusch merklich herab.

Bei Brennkraftmaschinen tritt meist das Laufgeräusch zurück hinter dem Explosionslärm, der durch den Auspuff nach außen

geleitet wird. Der Ansaugvorgang, das Spülgebläse, der Auflader, die Ventile und Steuerungen sind Ursachen zusätzlicher Geräusche, die in der Nähe der Maschine häufig den Explosionsschall noch übertreffen. Welche Gesichtspunkte bei der Schallabwehr bei diesen Maschinen in Frage kommen und wodurch man Erfolge erzielt hat, wird in dem folgenden Aufsatz PIENING dargelegt, da diese Maschinen hauptsächlich auf Fahrzeugen benutzt werden.

Eine weitere Geräuschquelle in Kraftwerken bilden die vielfach zwischen Turbinen und Generatoren eingeschalteten Zahnradgetriebe. Die höchsten Anforderungen an Zahnradgetriebe werden an solche in Fahrzeugen gestellt, vgl. Aufsatz PIENING. Es kann deshalb hier nur auf einige allgemeine Tatsachen hingewiesen werden¹. Die Geräusche entstehen durch Ungenauigkeiten in der Form der Zähne, im gegenseitigen Abstand der Räder und weil die Achsen der einzelnen Räder im Raum nicht parallel oder senkrecht zueinander stehen. Durch Reibung und Lagerspiel wird die Luft oder das Schmiermittel zwischen den Zähnen verdrängt, so daß die Zähne hart gegeneinander schlagen. Damit wird ein Ton erzeugt, der der Zahl der Zähne mal der sekundlichen Drehzahl entspricht. Liegen Teilungsfehler vor oder Fehler der Zahnfräsmaschinen, so machen sich deren Vielfache als Ton bemerkbar. Manchmal treten diese Töne aber ganz zurück gegenüber den Schwingungen der ganzen Zahnscheibe, die als Platte angeschlagen wird. Für die Laufruhe sind kleine Eingriffswinkel und große Zahnhöhe von Nutzen. Die durch Reibungskräfte entstehenden Schwingungen heben sich bei Schrägverzahnung zum Teil auf. Deshalb laufen solche Zahnräder ruhig; eine Schräge von 40° sollte nicht überschritten werden. Die Schräge beider Räder muß genau gleich sein; eine geschliffene Oberfläche bewirkt weniger Geräusch. Sind zwei ineinandergreifende Zähne aus Metall, so ist bei Stößen mit Geräusch zu rechnen. Um dies zu vermeiden, stellt man die Zahnräder — insbesondere die Ritzel — ganz oder teilweise aus Kunststoffen, Rohhaut oder ähnlichem her oder schichtet sie aus diesen Stoffen mit Metalleinlagen abwechselnd auf. Das Klingen der Zahnräder läßt sich durch Anbringen einer dämpfenden Schicht, z. B. eines Bleiringes, oder durch Aufschrupfen von Gußeisen herabsetzen, die auf der inneren Seite α der Zahnfelge aufliegen (Abb. 9)². Am besten hat sich dabei ein nicht zu hoher Schrumpfdruck bewährt. Läßt sich ein Getriebe nach den oben angegebenen Richtlinien nicht mehr ändern, dann muß man wieder zur Kapselung greifen, wobei man meist recht gute Erfolge erzielt. BÜTTNER³

¹ V. SODEN, GRAF A.: Z. VDI. 77 (1933) 231. — FIRESTONE, F. A. und E. J. ABBOT: Iron Age 134 (1934) 10. — HOFER, H.: Maschinenbau, Der Betrieb 1935, S. 433. — Werkstattstechn. 29 (1935) 92. — SYKES, W. E.: Mech. Engng. 58 (1936) 423. — VOGEL, A.: Reuleaux Mitt. Arch. f. Getriebetechn. 6 (1938) 95.

² DEN HARTOG, J. P., Mechanische Schwingungen. Berlin 1936, S. 104.

³ BÜTTNER, M.: Die Wärme 61 (1938) 323.

hat bei einer Getriebeturbine von 500kW und 7000 U/min mit der durch Abb. 10 gekennzeichneten Verkleidung gute Erfolge erzielt.

Die Maschinen- und Lagergeräusche werden oft als Körperschall auf die Fundamente übertragen. Durch Unterlagen aus schallweichen Schichten kann man hier abhelfen. Schallweich sind Stoffe, die einen

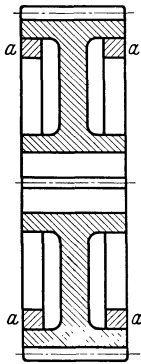


Abb. 9. Zahnrad mit eingeschrumpften Dämpferringen a.

kleinen Schallwellenwiderstand z besitzen, vgl. S. 2 u. Anhang S. 150. Es kommen dafür Gummipuffer, Korkstreifen und ähnlich wirkende federnde Unterlagen oder Aufhängungen in Betracht. Diese Körperschalldämmstoffe müssen außer einer genügenden statischen Tragfähigkeit auch eine ausreichende dynamische Elastizität besitzen, damit bei den hohen Frequenzen noch Verformungen der Unterlagen möglich sind. Hierauf hat die statische Vorbelastung der Unterlagen Einfluß. COSTADONI¹ hat gefunden, daß es für die statische Belastung von Plattendämmstoffen einen günstigsten Wert gibt. Bei zu geringer spezifischer Belastung, die man z. B. häufig dann hat, wenn man das

Maschinenfundament in seiner ganzen Fläche mit einer Dämmplatte unterlegt, besitzt der Stoff eine zu große Federhärte, weil er sich seitlich nicht recht dehnen kann. Eine Unterteilung der Dämmschicht, z. B. durch Löcher oder Hohlräume in ihr oder durch Verwendung von Streifen verringert die Federhärte. Damit wird aber die spezifische Flächenbelastung größer, womit eine Abnahme der dynamischen Elastizität verbunden ist. Nach den Untersuchungen von COSTADONI ist für eine Körperschalldämmung

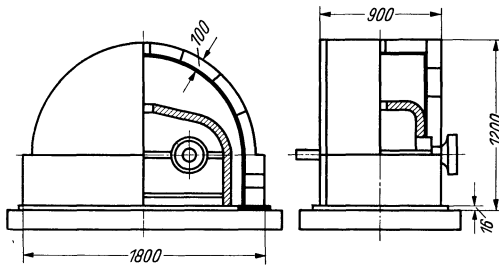


Abb. 10. Getriebekapselung.

die günstigste statische Vorbelastung bei gewöhnlichem Kork und Gummi mit etwa 7 kg/cm^2 so groß, daß man häufig mit Rücksicht auf die mechanische Haltbarkeit darunter bleiben muß. In der Praxis haben sich für weiche Gummunterlagen, wie sie handelsüblich zwischen Metallteilen vulkanisiert sind, Vorbelastungen

zwischen 2 und 3 kg/cm^2 als günstig herausgestellt. Weicher Kork und zusammengesetzte Kork-Filz-Dämmstoffe haben nach COSTADONI eine günstigste Vorbelastung von etwa $1,5 \text{ kg/cm}^2$.

Die Dicke der Körperschalldämmstoffe wird meist klein gehalten (wenige cm), so daß auch bei hohen Frequenzen die Dicke klein zur

¹ COSTADONI, C.: Z. techn. Phys. 17 (1936) 108. Vgl. Abb. 3 auf S. 31.

Wellenlänge der betreffenden Frequenz ist. Entspricht die Dicke einer halben Wellenlänge (oder einem Mehrfachen davon), dann tritt durch Resonanz (Pfeifenwirkung) des Materials eine Minderung der Dämmwirkung auf (vgl. Abb. 11 u. 12. Aufsatz PIENING S. 124).

Plattenförmige Dämmstoffe sind im wesentlichen nur zur Dämmung hoher Frequenzen, also von Körperschall geeignet. Für tiefe Frequenzen ist bei ihnen meist die Federhärte zu groß. Zur Dämmung tiefer Frequenzen muß die Eigenfrequenz des behandelten Systems unterhalb der Störfrequenz liegen, und zwar um etwa das drei- bis fünffache. Da die Eigenfrequenz f in Hz des Systems von der statischen Durchbiegung h in cm der Feder abhängt und zwar $f = \frac{5}{\sqrt{h}}$ Hz, so kann man nur Stoffe benutzen, welche eine entsprechende Durchbiegung erlauben. Man kommt so zwangsläufig zu Federn aus Stahl oder Gummi.

Die tiefen Frequenzen des Infraschalles entstehen durch Erschütterungen, die z. B. von noch in den umlaufenden Teilen vorhandenen Unwuchten herrühren. Während die Dämmung von Körperschall durch entsprechende Unterlagen bei richtiger Bemessung verhältnismäßig einfach zum Erfolg führt, sind für die Erschütterungsdämmung meist besondere konstruktive Maßnahmen zu treffen. Die Gewichte von Maschine und Fundament müssen die Feder um soviel cm eindrücken, daß die nach obiger Formel sich ergebende Eigenfrequenz des ganzen Systems um ein mehrfaches unterhalb der Erregerfrequenz liegt. Bei der Aufstellung auf Stahl- oder Gummifedern muß man mit möglichst einfacher Bauausführung eine gleichmäßige Gewichtsverteilung erreichen, die nötige Zahl von Federelementen einsetzen und im Bedarfsfall austauschen können. Allgemein kann man noch sagen: je höher die Drehzahl einer Maschine ist, desto leichter und damit billiger kann die Erschütterungsdämmung mit Erfolg durchgeführt werden, während auf der anderen Seite derartige Maschinen merklich mehr Luft- und Körperschall erzeugen. Die Schallstärke geht bei gleicher Leistung annähernd quadratisch mit der Drehzahl in die Höhe. Am schwierigsten liegen für die gleichzeitige Schall- und Erschütterungsdämmung langsam laufende, laute Maschinen, wie ältere Ölmotoren, Schüttelformmaschinen in der Gießerei, Kompressoren, Webstühle, aber auch solche mit stoßweisen Arbeiten wie Stanzen, Hämmer, Stoßmaschinen usw.

V. Schallabwehr an Förderanlagen.

Für Fahrstuhl- und Aufzugsanlagen ist eine Schallabwehr in Wohngebäuden und Krankenhäusern wichtiger als für Industrieanlagen, weil hier wegen stets vorhandenen höheren Lärmpegels von ihnen ausgehende Störungen meist nicht in Erscheinung treten. Die Geräuschursachen eines Fahrstuhls sind meist folgende: die Antriebs-

maschine, die Bewegung des Korbes und das Türemschlagen. Die Antriebsmaschine muß, wie oben besprochen, gegen das Gebäude luft- und vor allem auch körperschallgedämmt aufgestellt werden. Es ist auch darauf zu sehen, daß die Führungsrollen für die Seile keinen Körperschall weiterleiten können. Laufgeräusche lassen sich vom Gebäude durch Körperschalldämmung der Lauf- und Führungsschienen fernhalten. Hierzu versucht man die Schienen an den Einbindestellen in das Bauwerk mit Körperschalldämmstoff einzusetzen. Wegen der notwendigen hohen Belastung kommen nur tragfähige Stoffe z. B. Gewebebauplatten, dünner stark belastbarer Kork oder Stoffbandagen, die mit Bitumen gut getränkt sind, in Frage. Freitragende Ausführungen und besondere Aufzugschächte in Mauerwerk oder Beton, in die dann fest eingebunden werden kann, ergeben einen guten, aber teuren Schallschutz. Das Türemschlagen ist durch Gummipuffer oder geeignete Selbstschließer oder durch Erziehung zu vermeiden.

Auf die Anlagen zur Luftförderung¹ sei noch hingewiesen. Die Maschinenanlage² für die Lüftungs- oder Klimaanlage läßt sich in der besprochenen Weise behandeln. Die Luftleitungen in dem Gebäude dürfen keinen Schall erzeugen oder abstrahlen. Sie sind mit schallschluckenden Stoffen auszukleiden oder mit die Schwingungen der Blechwandungen dämpfendem Material zu bekleiden oder zu bespritzen. Die für die Schallabwehr in derartigen Anlagen maßgebenden theoretischen und praktischen Gesichtspunkte hat vor kurzem der Fachausschuß für Lärminderung des VDI gemeinsam mit dem Fachausschuß für Lüftungstechnik des VDI zusammengestellt und als VDI-Regeln³ veröffentlicht. Auf Grund von Messungen in verschiedenen Räumlichkeiten sind für Lüftungs- und Klimaanlage folgende höchstzulässige Lautstärken für den Schall aus diesen Anlagen festgesetzt:

Konzertsaal, Theater, Lichtspielhäuser mit hohen Anforderungen	20 phon
Hörsäle, Lichtspielhäuser mit geringeren Anforderungen	25 „
Öffentliche Versammlungsräume und Büros	30 „
Gaststätten mit hohen Anforderungen	35 „
Gaststätten, allgemein	40 „

Die Zahlen beziehen sich auf einen Sitzplatz im leeren Saal in Kopfhöhe.

¹ ZWIKKER, C. und C. W. COSTEN: Rev. Acoust. 4 (1935) 1. — GEIGER, P. H.: Heat. Pip. Air Condit. 8 (1936) 601. — OPITZ, H.: Gesundh.-Ing. 59 (1936) 464. — PARKINSON, J. S.: Heat. Pip. Air. Condit. 9 (1937) 183. — LÜBCKE, E.: Gesundh.-Ing. 60 (1937) 577. — ZELLER, W.: Heiz. u. Lüft. 12 (1938) 161; vgl. auch Gesundh.-Ing. 61 (1938) 399.

² ZIEHL, E.: Heizg. u. Lüftg. 7 (1933) 55 u. 63.

³ Richtlinien für die Lärmabwehr in der Lüftungstechnik. Hrsg. vom VDI. Berlin 1938; vgl. Heizg. u. Lüftg. 11 (1937) 17 u. 49. Bezugspegel $p_0 = 3,1 \cdot 10^{-4}$ μ bar.

Bei den **H e i z u n g s a n l a g e n** wird das Geräusch beim Bedienen des Kessels und der Umwälzpumpen durch die Rohrleitung gut übertragen. Man muß diese Arbeiten während des Tages oder zu anderer, nicht störender Zeit ausführen und für eine körperschallarme Pumpe sorgen. Gummischläuche oder auch Wellrohre in den Leitungen mindern die Ausbreitung der Geräusche auf die Leitungen und Heizkörper. Die Übertragung durch das Wasser ist nicht erheblich.

In der **H a l b f e r t i g w a r e n i n d u s t r i e** werden oft große Mengen kleiner Einzelteile geschüttelt, sortiert, befördert, verladen. Hier empfiehlt es sich, die Transportrinnen, Trichter und Transportgefäße möglichst aus schallweichem Werkstoff oder auch aus nichtklingendem Blech herzustellen, soweit dies mit den übrigen betriebstechnischen Notwendigkeiten in Einklang zu bringen ist.

VI. Schallabwehr an Arbeits- und Werkzeugmaschinen.

Die Zahl der Arbeitsmaschinen, welche Lärm erzeugen, ist sehr groß. Es kann deshalb hier auch nur auf einige als typische Vertreter großer Maschinengruppen eingegangen werden. Stehen derartige Arbeitsmaschinen in größerer Zahl in einem Maschinensaal oder einer Werkstatt, dann kann durch das Zusammenwirken ein Lärm auftreten, dessen Lautstärke nicht nur stört, sondern bis an die Grenze des physisch Ertragbaren herangeht. Hier eine Besserung zu schaffen, liegt im Allgemeininteresse, weil dadurch die Arbeitsleistungen gesteigert und der Gesundheitszustand der Arbeitenden gebessert wird. Die größte Lautstärke herrscht in **K e s s e l s c h m i e d e n** und **F l u g m o t o r e n p r ü f s t ä n d e n**. Um hier zweckmäßige schalltechnische Maßnahmen zur Lärminderung zu ergreifen, sind folgende Messungen notwendig:

1. die Lautstärkeverteilung in der Halle,
2. die Schallstärkeverteilung auf die einzelnen Frequenzbereiche (Oktavsiebanalyse),
3. die Abnahme der Lautstärke mit der Entfernung, wenn nur eine Lärmquelle tätig ist.

In einer Kesselschmiede von 70 m Länge, 30 m Breite und 10,5 m Höhe lagen die Lautstärken an 10 Meßpunkten zwischen 90 und 105 phon. In unmittelbarer Nähe eines Preßlufthammers ist die Lautstärke noch höher. In 1 m Entfernung wurden bei zwei Arbeitsvorgängen, die die lautesten sind, Lautstärken bis 130 phon gemessen: beim Glattstemmen von Stehbolzenlöchern innerhalb der Feuerbuchse und beim Blechhämmer auf aufgebockten Richtplatten. — Die größte Schallstärke liegt in der Oktave zwischen 1000 und 2000 Hz, also gerade im Bereich größter Ohrempfindlichkeit. Die Abnahme der Lautstärke mit der Entfernung war hier in der großen Halle verhältnismäßig hoch. In 4 m von der

Arbeitsstelle lag der Wert um 11 bis 15 phon, am häufigsten um 13 phon unter dem in 1 m Abstand festgestellten. In einer reflektionsfreien Umgebung nimmt die Lautstärke mit der Entfernung a um $20 \lg a$ phon ab. (Eigentlich kann man nur von einer Abnahme der Schallstärke sprechen um $20 \lg a$ db. Da wir es hier jedoch mit hohen Lautstärken zu tun haben, zeigen die Kurven gleicher Lautstärke fast keine Frequenzabhängigkeit. Wir können hier also ruhig von Abnahme der Lautstärke in phon sprechen. Dies um so mehr, weil die Hauptfrequenzen des Geräusches in der Nähe von 1000 Hz liegen). Mit einer Verdoppelung des Abstandes von der Schallquelle sinkt die Schallstärke immer um 6 db. Die gemessene Abnahme um 13 phon im Mittel entspricht sehr gut der für freie Ausbreitung theoretisch mit 12 phon berechneten. In großen Maschinenhallen hat man sehr häufig die Ausbreitungsverhältnisse wie im Freien, also recht günstige. In kleineren Hallenbauten liegen diese günstigen Verhältnisse leider nicht vor. Hier trägt der von Wänden und Decke zurückgeworfene Schall zur Gesamtlautstärke wesentlich bei, so daß die Lautstärke mit dem Abstand von der Schallquelle merklich weniger abfällt. Damit sind die gegenseitigen Störungen in derartigen Maschinenhallen wesentlich größer.

In den Kesselschmieden¹ hat man schon eine Reihe von praktischen Versuchen zur Lärmherabsetzung durchgeführt. Die zu bearbeitenden Kessel wurden auf Gummiunterlagen gesetzt, oder man hat Spreizen innerhalb der Kessel eingebaut oder innere und äußere Spannringe mit weichen Berührungsflächen um die Kessel gelegt oder Holzwände mit Watteeinlagen in die Kessel gebracht. Alle diese Maßnahmen gingen von der Vorstellung aus, daß die Hauptstörung durch Körperschall verursacht wird, der sich über die Lagerung ausbreitet, oder daß die Kesselwandungen mechanische Schwingungen ausführten, welche den Störschall abstrahlten. Messungen zeigten, daß die Gesamtlautstärke durch diese Maßnahmen nicht merklich herabgesetzt wurde. Damit haben sich die diesen Vorkehrungen zugrunde liegenden Vorstellungen als nicht zutreffend erwiesen.

Für die Störung beim Preßluftnieten ist der Luftschall ausschlaggebend, der von der eigentlichen Arbeitsstelle ausgeht. Hier können grundsätzlich zwei Wege zum Ziel führen. Der eine läuft auf die Wahl eines anderen Arbeitsverfahrens hinaus. Es ist hier schon ein Ansatz gemacht worden, indem man das schlagende Werkzeug durch ein drückendes ersetzte. Eine durchgreifende Lösung liegt aber bis heute noch nicht vor, weil die Schlagarbeit des Preßlufthammers ihre arbeits-technisch großen Vorzüge hat. Der zweite Weg sieht eine Kapselung der Schlagstelle vor und eine zusätzliche starke Schallschluckung in der

¹ SILBEREISEN: *Bahn-Ing.* 53 (1936) 198. — CRAMER und KLAPPERSTÜCK: *Bahn-Ing.* 55 (1938) 445.

nächsten Nähe der Schlagstelle. Dieser Weg ist technisch einfach und ohne große Kosten zu beschreiten. Schallschluckstoffe in unmittelbarer Nähe aufgestellt, vielleicht noch als Schallschirme für den übrigen Raum wirkend, schaffen sicherlich viel¹, weil schon bei der Anwesenheit von 2 Mann in der Nähe der Schlagstelle im Kessel eine Abnahme der Lautstärke um 3 phon gemessen wurde. In Absorptionseinheiten ist die von einer Person hervorgerufene Schallschluckung nicht sehr groß. Die Verkleidung mit Schallschluckstoffen von Wänden und Decke in großen Räumen setzen die Lautstärke in der Nähe der Schallquellen nicht herab, weil sie zu weit entfernt sind. Ebenso kann eine Umgestaltung der Raumform nichts Wesentliches bringen. Man müßte dann schon jeden Arbeitsplatz für sich durch schalldämmende Wände abtrennen; wenn dann noch die Aufstellung der Schallschluckstoffe als Schallschirm wirkt, müßte sich eine zusätzlich schallschluckende Verkleidung der oberen Wandteile und der Decke sehr nützlich auswirken, weil sonst in dem kleinen Arbeitsraum die Schallenergiedichte und damit die Lautstärke wegen der fehlenden Ausbreitung stark anwächst.

Die Störungen durch Flugmotorenprüfstände² können besonders groß sein. In unmittelbarer Nähe der Motoren sind die Lautstärken 130 und mehr phon. Man muß die Arbeiter und Prüflingenieure, aber auch die weitere Umgebung gegen diesen Lärm schützen. In Deutschland ist die Anordnung üblich, daß man den Prüfstand als einen Kanal ausbildet, der beiderseits in einen oben offenen Turm ausläuft, also einen U-förmigen Längsschnitt zeigt. Durch die Türme dringt der Schall ins Freie und kann unter Wetterbedingungen, die Temperaturumkehr in der Atmosphäre in einigen hundert Metern Höhe bedingen, zwischen der Erdoberfläche und der Luftschicht so zusammengehalten werden, daß noch in drei und mehr Kilometer Entfernung ernsthafte Belästigungen durch Lautstärken bis zu 60 phon hervorgerufen werden können. Um die Störungen für die Umgebung gering zu halten, ist eine Reihe von Punkten zu beachten: Errichtung möglichst weit von bewohnten Gebieten; Änderungen in der Prüffart; bauliche Änderungen innerhalb des Prüfstandes oder innerhalb der Türme. So erzielt man Besserungen beim Übergang von einer zweiflügeligen Bremsschraube auf eine drei- oder vierflügelige. Da der Schalldruck bei einem Schraubenlüfter annähernd mit der 7. Potenz der Umfangsgeschwindigkeit ansteigt, sind kurzflügelige, gedrungene Bremsschrauben den langen und schmalen geräuschmäßig überlegen. Trotzdem bleibt das Motorengeräusch noch überaus stark. Die Prüfstandsarbeiter schützt man dadurch, daß man

¹ LÜBCKE, E.: Werkst.-Techn. 33 (1939) 253.

² ZELLER, W.: Berichtswerk Motor u. Kraftstoff über die gleichnamige, vom VDI veranstaltete Tagung am 28. u. 29. September 1938 in Augsburg. Berlin 1939. — Wärme- u. Kälte-Techn. 41 (1939) 116.

neben dem Prüfstand einen besonderen, vollkommen schalldichten Prüfraum mit schalldichten, schweren, eisernen Doppeltüren und schweren, dicken Fenstern bei dreifacher Glaslage baut. Die Schalldämmung ist hier nach den in früheren Aufsätzen angegebenen Gesichtspunkten bis auf 50 db und mehr zu steigern, so daß jetzt im Meßraum die Lautstärke 80 phon nicht zu überschreiten braucht. Weitere Schallabwehr ist nur noch durch Einbau von Schallschluckstoffen in den Prüfstand selbst zu erreichen. Da hier wegen der vorherrschenden tiefen Frequenzen, entsprechend der Zahl der Explosionen in den Zylindern pro Sekunde und den auftretenden großen Schalldrücken bis zu 1000 μ bar und mehr besondere Maßnahmen für die Schallschluckung notwendig sind, sollen jetzt einige Ausführungen über Schallschluckung eingeschaltet werden.

Die ursprünglich im Bauwesen zur Beeinflussung der Raumakustik verwendeten Schallschluckstoffe sind durch einen kleinen spezifischen

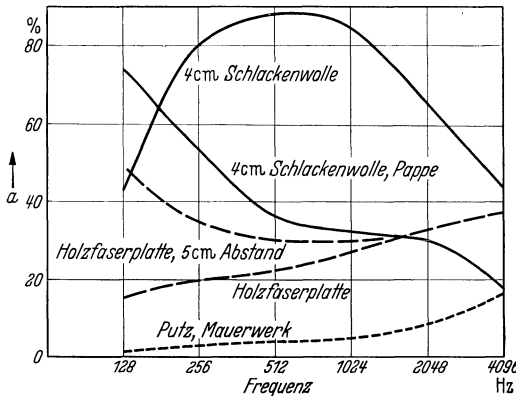


Abb. 11. Schallschluckung verschiedener Baustoffe.

Strömungswiderstand für Luft gekennzeichnet. Benutzt man nicht außergewöhnliche Schichtdicken, dann sind sie meist für die Schallschluckung höherer Frequenzen (etwa oberhalb 500 Hz) geeignet, wie die Abhängigkeiten der Schallschluckung von der Frequenz für verschiedene Stoffe nach Messungen der Reichs-Rundfunk-Gesellschaft zeigen (Abb. 11). Im Maschinenwesen haben sich diese Stoffe, wie Holz- wolle und Holzfaserstoffplatten, Glaswolle, Schlackenwolle zur Ausklei- dung kleinerer Räume bewährt, wenn die Störfrequenzen hoch lagen. Luft- undurchlässige Stoffe oder solche mit hohem Strömungswiderstand, wie Sperrholzplatten, Wachstuch, Bitumenpappe lassen sich als mitschwin- gende Anordnung für die Schallschluckung tiefer Frequenzen ausnutzen. Diese Stoffe von einem Gewicht G in kg/m^2 werden z. B. auf einem Lattengerüst im Abstand von l cm von der Wand befestigt. Man hat dann ein Schwingungssystem, bei dem die Masse der Verkleidung und die Federung der Dicke der eingeschlossenen Luftschicht entspricht. Das System gerät in stärkstes Mitschwingen und ruft damit den stärksten Energieentzug hervor bei seiner Eigenfrequenz $f = \frac{60}{\sqrt{G \cdot l}}$. Die Absorp- tionwirkung läßt sich durch Einbringen von lose aufgehängtem Schluck- stoff in den Luftraum noch erhöhen und auf einen weiteren Frequenzbe-

reich ausdehnen (Abb. 12). Durchlöchert man die mitschwingende Platte, dann tritt eine Zunahme der Wirksamkeit des Schluckstoffes für die hohen Frequenzen ein. Erst wenn die Lochfläche 10% und mehr der Gesamtfläche ausmacht, geht praktisch aller Schall durch die Löcher, und die Platte wirkt nur noch als Abdeckplatte der porösen Stoffe, was manchmal aus hygienischen oder betriebstechnischen Gründen nötig ist. Ist A die Gesamtzahl der Absorptionseinheiten (Schallschluckzahl mal Quadratmeter Fläche), die man in den Raum hineinbringen kann, dann ist für den Raum im günstigsten Fall eine Schwächung um $10 \lg A$ in Phon bei großen Lautstärken zu erreichen. Bei beschränkter Wandfläche muß man die Schallschluckzahl möglichst hoch treiben; hierzu kann man z. B. die Wand mit Hohlräumen nach Art des Helmholtzschen Resonators verkleiden. Man läßt praktisch den Hohlraum durch die Öffnungen eines Lochsteines mit dem Außenraum in Verbindung stehen. In den Löchern der Steine erreicht die Schallschnelle ihre größten Werte. Man kann durch poröse Stoffe dort der Schallwelle am meisten Energie entziehen. Theoretisch ergeben sich so Resonanzkurven nach Abb. 13¹. Mit den Resonanzdämpfern aus Waben-Ziegelsteinen in Feldern von 40 bis 70 cm Seitenlänge vor einem Luftraum sind beachtliche Erfolge erzielt worden.

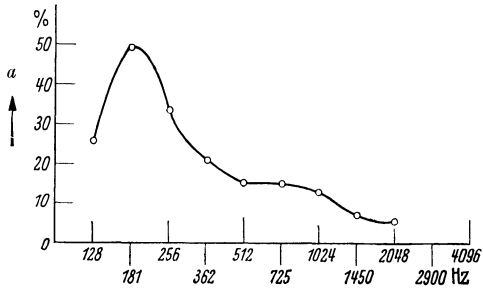


Abb. 12. Schallschluckung mitschwingender Anordnungen. Sperrholz in 5 cm Wandabstand. Luftpolster 4 cm mit Watte gefüllt.

Als weitere stark störende Arbeitsmaschine sind Fall- und Dampfhämmer und Stanzmaschinen zu nennen. Hier treten häufig unerträgliche Lärm- und Erschütterungsbelastigungen auf. Grundsätzlich wäre hier ein Ersatz der schlagenden Bearbeitung durch eine drückende erwünscht. Die Erschütterungen lassen sich bei einem Hammer-

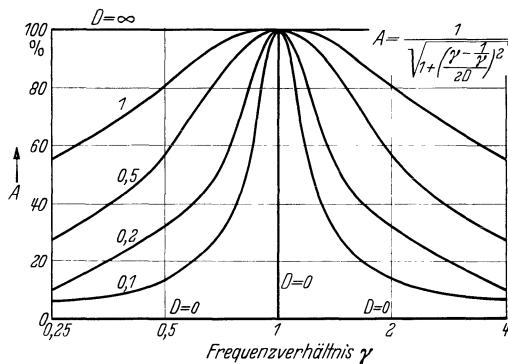


Abb. 13. Schalldämpfung durch Luftresonatoren.

¹ ZELLER, W.: Akust. Z. 3 (1938) 32.

fundament nach Art der Abb. 14 herabsetzen. Die Federn würden zwischen den beiden oberen U-Eisen liegen. Die Rückstellkraft der Federn und die Masse der Maschine mit Fundament sind dabei so abzustimmen, daß die Eigenschwingung der Anordnung in der Senkrechten, auf die es bei senkrechtem Schlag am meisten ankommt, etwa dreimal höher liegt als die Schlagzahl, damit die Anordnung nicht aufgeschaukelt werden kann. Ferner muß der Schwingweg des Fundamentes mit der Maschine nach dem Stoß genügend klein gehalten werden. Nach den Stoßgesetzen bleibt er um so kleiner, je schwerer das Fundament ist. Ohne Beeinträchtigung des Schlagwirkungsgrades kann man bei richtiger Wahl der Eigenschwingung einen Schwingweg von 5 mm zulassen¹.

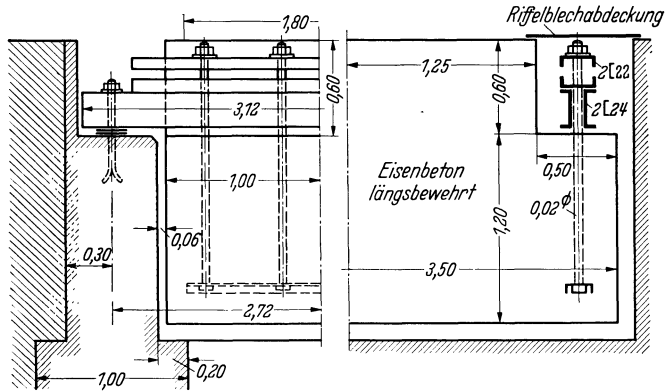


Abb. 14. Aufstellung eines Hammerfundamentes.

Transmissionen zur Kraftübertragung sind auch aus Gründen der Schallabwehr zu beseitigen und durch elektrischen Einzelantrieb zu ersetzen. So wurde z. B. in einer großen Schleifabrik eine sehr beachtenswerte Lärminderung hierdurch erreicht. Gleichzeitig gab es mehr Licht und weniger Staub, die Erzeugnisse wurden besser und die Unfallziffer fiel. Nach der Umstellung auf Einzelantrieb war das Schleifgeräusch der Präzisionsmaschinen das lauteste. Dies durfte nicht mehr beseitigt werden, da es zur Überwachung der Arbeitsgüte herangezogen wurde².

Bei den Holzbearbeitungsmaschinen hat man für die Holzobelmachine dadurch eine wirksame Lärminderung erreicht, daß man ähnlich, wie bei den geschrägten Nuten elektrischer Maschinen die Kraft nicht plötzlich, sondern allmählich wirken läßt, indem man auch die Messer wie eine Wendel schräg setzt (Abb. 15a u. b). Wenn auch zur Zeit

¹ RAUSCH, E.: Maschinenfundamente und andere dynamische Bauaufgaben. I. Tl. Berlin 1936. — ZELLER, W.: Bauing. 15 (1934) 402.

² ZELLER, W.: Schleif- und Poliertechn. 12 (1935) 222.

die neue Welle noch teurer als die alte mit geraden Messern ist, so hat man außer einem geringeren Lärm gleichzeitig durch den mehr ziehend geführten Schnitt eine Verbesserung des Fabrikates und eine Schonung der Hobelmaschine und damit größere Lebensdauer erreicht. Die Schwierigkeiten des Nachschleifens der schrägen Messer lassen sich durch den auf Abb. 15a abgebildeten Schleifapparat beheben.

Auch bei *V e r p a c k u n g s m a - s c h i n e n*, bei denen nicht allein die Verpackungskartons aus einer Papprolle hergestellt und beklebt werden, sondern auch das Gut eingefüllt wird, hat man durch systematische Verbesserung jedes Arbeitsvorganges eine Lautstärkeminderung um fast 20 phon erreicht. Jede stoßweise und schlagende Bewegung ist dabei durch eine drehende oder langsam hin- und hergehende ersetzt. Erfordert der Umbau einer Maschine auch beträchtliche Kosten, so machen sich diese bezahlt, weil die Maschine in der Stunde fast 30% mehr Pakete herstellen kann und die Reparaturen wesentlich zurückgehen. Eine Schallabwehr muß nicht unbedingt mit *z u s ä t z l i c h e n* Kosten verbunden sein. Wenn seitens der Abnehmer von Maschinen mehr Wert auf geräuscharmen Gang der Maschinen gelegt wird, werden die Kon-

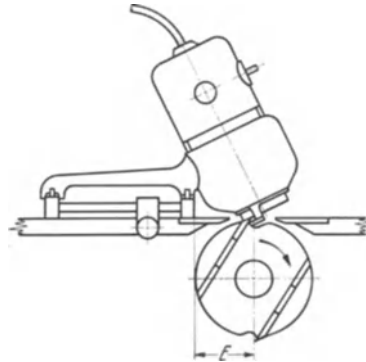


Abb. 15'a. Schleifapparat.

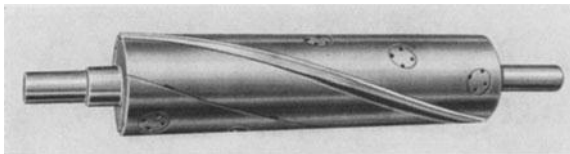


Abb. 15 b. Schraubenförmige Messer einer Hobelmaschine.

strukturen in Zusammenarbeit mit dem Schallingenieur geeignete Lösungen finden.

Auf die Geräusche der Maschinen im *K l e i n g e w e r b e u n d i m H a u s h a l t* soll noch kurz eingegangen werden. In Fleischerei- und Bäckereibetrieben sind die Störungen fast ausschließlich auf Körperschallübertragung zurückzuführen. Man muß hier also die körperschalldämmende Aufstellung auf Federn aus Stahl oder Gummi (Abb. 16) von vornherein vornehmen. Vorsicht ist beim Befestigen von Arbeitsmaschinen an Haustrennwänden oder überhaupt an durchgehendem Mauerwerk anzuwenden. Knochensägen sind dabei besonders zu beachten.

In Bäckereien läuft der Teigwagen vielfach mit Stahlrädern auf einem Steinfußboden. Da dort die Hauptarbeitszeit morgens zwischen 4 und 7 Uhr liegt, wo erfahrungsgemäß der Störpegel sehr niedrig ist, machen sich die Geräusche recht stark bemerkbar; sie sind durch Gummiräder, mit schwimmendem Estrich oder ähnlich zu beheben. Teigknetmaschinen bringen Störungen durch Getriebe- und Lagergeräusche, also ist auch hier eine federnde Aufstellung nötig. Ganz ähnlich liegen die Verhältnisse in maschinell betriebenen Waschanstalten.

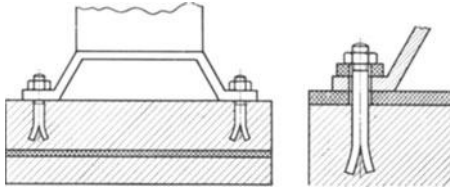


Abb. 16. Körperschalldämmende Befestigung mit Platten oder Gummifedern.

Bei den Haushaltsmaschinen ist der Staubsauger am verbreitetsten und störendsten. Federnde Aufhängung des Motors, körperschalldämmende Trennung von dem äußeren, schallab-

strahlenden Gehäuse sowie ein geeignetes Gebläse mit entsprechender Luftschallschluckung in der Luftführung tragen zur Geräuscharmheit wesentlich bei. Abb. 17 und 18 zeigen die Gegenüberstellung eines älteren und neueren Staubsaugers mit ihren unter gleichen äußeren Ver-

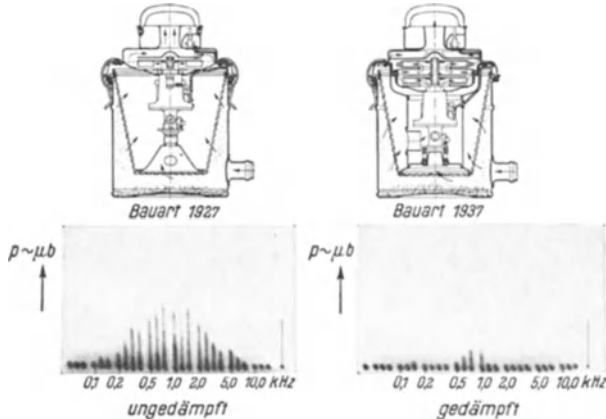


Abb. 17. Schalldämpfung bei Staubsaugern.

hältnissen aufgenommenen Schallspektren. Man sieht, daß bei der jetzigen Konstruktion der durchdringende Lüfterton beim Arbeitsvorgang kaum noch hervortritt.

In Büros ist, abgesehen von den Störungen durch die Benutzung des Fernsprechers, die Schreibmaschine und die Rechenmaschine die Hauptlärmquelle. In der Rechenmaschine sind die Zahnräder die Störursache; sie sind ebenso zu behandeln wie alle übrigen

Zahnradgetriebe. Bei der Schreibmaschine und auch bei der Fernschreibmaschine ist der Schlag des Buchstabens und der Ruck der Weiterschaltung der lauteste Arbeitsvorgang. Behält man die vorliegenden Konstruktionen bei, dann muß man zur Herabsetzung des Schreibmaschinen-

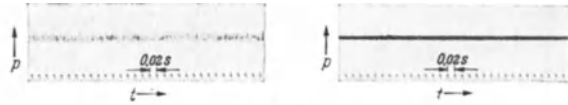


Abb. 18 a.

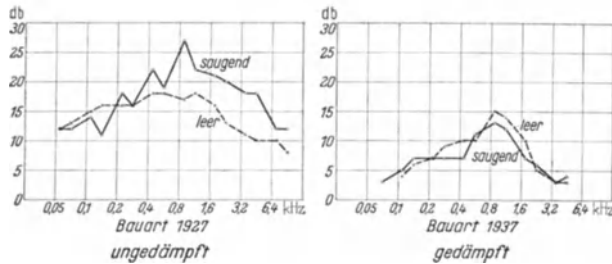


Abb. 18 b.

Abb. 18 a u. b. Oktavsiebanalysen von Staubsaugern.

lärms die Schallausbreitung durch Kapselung unterbinden. Guter solider Aufbau des Kastens, dichtschießende Dichtungen und lange Spalte für die Papierführung, die ebenso wie das Innere des Kastens, der gleichzeitig als Tisch ausgebildet sein kann, mit porösen Schallschluckstoffen ausgekleidet sind, können die Lautstärke des Maschinengeräusches um etwa 30 phon herabsetzen. Die Kapselung beansprucht Platz und erschwert die Bedienung der Maschine. Gegenüber dieser mehr behelfsmäßigen Schallabwehr faßt die Neukonstruktion eines geräuscharmen Schreibmaschinengetriebes an die Wurzel. Statt des Schlages benutzt man einen Druck. Eingehende Untersuchungen über das Schwinghebelgetriebe (Abb. 19) liegen von KNIEHAHN¹ vor. Das Hebel- und Kurventeilgetriebe greift an einem Schwinggewicht an und bewegt die Type auf die Walze zu. Das

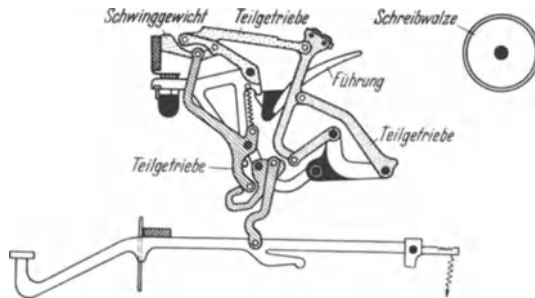


Abb. 19. Schwinghebelgetriebe bei geräuscharmen Schreibmaschinen.

Schwinggewicht an und bewegt die Type auf die Walze zu. Das

¹ KNIEHAHN: Z. VDI 78 (1934) 547.

Kurventeilgetriebe wird schon, bevor die Type die Walze erreicht, angehalten. Das beim Anschlag beschleunigte Kniehebelgetriebe bewegt infolge der Massenträgheit die Type bis zur Schreibwalze, wo sie gerade das Farbband gegen das Papier drückt. Das Äußere der Maschine wird durch diese schalltechnisch bedingten Maßnahmen kaum verändert (Abb. 20). Das Gehäuse ist kräftig ausgeführt, um ein Mitschwingen der Metallflächen zu vermeiden. Außerdem werden die Getriebegeräusche noch durch in unmittelbarer Nähe angebrachte Schallschluckstoffe gemildert. In 1 m Entfernung ist die Lautstärke in einem stark gedämpften Raum noch etwa 38—40 phon. Die Anordnung von Schallschluckstoffen in Schreibmaschinenzimmern wirkt sich immer wohltuend aus¹.



Abb. 20. Äußeres einer geräuscharmen Schreibmaschine.

VII. Lärmbeschränkung durch Organisation und Selbstschutz.

Durch die Planung des Fabrikbaues und der Arbeitsgänge können bereits eine Anzahl von Maßnahmen zur Herabsetzung der Lärmbelastigung eines größeren Personenkreises getroffen werden. Werkstätten mit Lärmarbeiten müssen im Innern entsprechend behandelt und ausgebaut und nach außen hin mit solchem Schallschutz versehen sein, daß sie Arbeiten in den Büros und in benachbarten Wohnungen möglichst wenig stören. Derartige Werkstätten, insbesondere mit Mehrschichtenbetrieb, sollen genügend weit von Wohngebieten entfernt liegen. Diese Gesichts-

¹ STUMPP, H. und W. BAUSCH: Meßtechn. 11 (1935) 193. — KNIEHAHN, W.: Z. VDI 78 (1934) 547.

punkte gelten auch für die den lauten Fabriken gehörigen Arbeiter- und Angestellten-Siedlungen, wobei man zwecks Herabsetzung besonders der Störungen in der Nachtruhe den Anmarschweg nicht zu kurz bemessen sollte. In jedem Betrieb, vor allem in solchen mit lärmvollen Arbeitsmaschinen ist mit allen Mitteln die Belegschaft dahin zu erziehen, jeden vermeidlichen Lärm auch tatsächlich zu unterlassen. Die störendsten Maschinen und die lautesten Arbeitsvorgänge sind nach Möglichkeit räumlich und auch zeitlich zusammenzufassen, um den belästigten Personenkreis möglichst klein zu halten und ihn dann nur möglichst kurze Zeit dem Lärm auszusetzen, damit das Ohr und das Nervensystem bei den leiseren Vor- und Nacharbeiten Gelegenheit zur Erholung haben. In einigen Kesselschmieden der Reichsbahn hat man gute Erfolge damit erzielt, daß man für die ganze Werkstätte die Lärmarbeit nach einem Stundenplan sich abwickeln läßt. Der Spitzenlärm ist der ausschlaggebende und schon ein Preßlufthammer erreicht dieselbe Störung wie eine größere Zahl gleichzeitig arbeitender. Die Lärmarbeiten sind hier in einigen Stunden an den Anfang und etwa in die Mitte der Schicht gelegt worden, damit die Lärmpausen bereits gegen Ende der Arbeitszeit der Belegschaft soviel Entspannung von den Lärmstörungen bringen, daß die erforderliche Nachtruhe nach den Abend- und Nachtschichten möglichst sofort einsetzen kann. Lärmschäden sind bei Arbeiten in der Metallindustrie seit 1929 als Berufskrankheit entschädigungspflichtig¹. Die Zahl der rentenpflichtigen Lärmgeschädigten ist mit etwa 1% sehr gering. Hiermit wird aber auch nur eine Berufsschwerhörigkeit oder -Taubheit erfaßt. Nun wird aber durch den Lärm nicht allein das Ohr, sondern viel häufiger noch das Allgemeinbefinden geschädigt. Diese Schädigungen des Organismus sind sehr schwer zu erforschen und auch heute noch nicht im entferntesten geklärt, obwohl viele Einzelheiten bekannt sind. So hat man bei Lehrlingen in Kesselschmieden zu Beginn ihrer Arbeit dort vielfach schwere Magen- und Darmstörungen, Erbrechen, Kopfschmerzen usw. festgestellt. Es gibt sicher Menschen, die durch starke Schalleinwirkungen besonders leicht und tief geschädigt werden. Solche sind für Arbeiten in lärmvoller Umgebung nicht geeignet. Ist die Lautstärke in den Arbeitsräumen größer als 80—90 phon, so tritt auch bei rein mechanischer Arbeit ein Nachlassen der Leistungen ein, bei geistiger Arbeit schon bei sehr viel tiefer liegenden Lautstärken. Daß hierbei die Einstellung zu dem Geräusch eine wesentliche Rolle spielt, mag der Hinweis auf die Folgen beim Rascheln z. B. einer Maus andeuten. Läßt sich mit technischen Mitteln keine ausreichende Lärmsenkung erzielen, muß man die in Lärmbetrieben Beschäftigten einzeln schützen. Als Ohrenschutz ist am bekanntesten das Ohropax. Ein knetbares Kügelchen wird zu

¹ PEYSER, A.: Die Begutachtung der entschädigungspflichtigen Lärmschwerhörigkeit. Berlin 1931.

einem länglichen Pfropfen geformt und dichtschießend in den äußeren Gehörgang eingeführt. Bei gutem Sitz ist die Herabminderung des Geräusches sehr gut und beträgt 20—30 db. Natürlich ist eine gewisse Gewöhnung an das Tragen eines Ohrenschutzes erforderlich. Da ein mehrfaches Herausnehmen und Hineinstecken des Ohropaxpfropfens Schmutz in das Ohr bringen und Ekzeme veranlassen kann, ist es nicht für jeden Betrieb geeignet. Ein anderer, in Kesselschmieden bereits erprobter Ohrenschutz ist der von PERWITZSCHKY und LANIG¹ entwickelte. Er wird ähnlich wie ein Doppelkopfhörer getragen. Jedes Ohr wird von einer

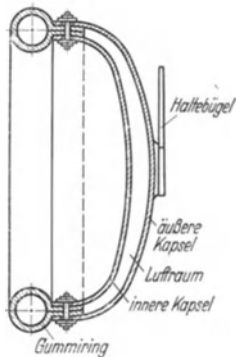


Abb. 21a.



Abb. 21 b.

Abb. 21 a u. b. Gehörschutzkapseln nach PERWITZSCHKY und LANIG.

Ohrmuschel völlig umschlossen (Abb. 21). Die Kapsel ist aus Blech als Doppelwand ausgebildet und wird mit einem Gummiwulst dicht an den Kopf gedrückt. Man erzielt hier eine frequenzabhängige Schalldämmung mit Höchstwerten von 20—30 db. Man muß dabei sorgfältig auf völligen Abschluß achten. Treten nur kleine Spalte auf, wirkt die Kapsel wie ein Helmholtzsch Resonator und verstärkt einzelne Geräuschfrequenzen erheblich. Ähnliches beobachtet man auch beim Abschirmen der Ohren mit der Hand im Lärm, auch das sog. Muschelrauschen entspricht diesem Effekt. Daher stellt jeder Gehörschutz als Schalleinzelschutz eine nützliche, aber nur behelfsmäßig zu wertende Lösung der Schallabwehr dar.

¹ PERWITZSCHKY, R.: Gesundheit und Erziehung 50 (1937) 9.

Praktische Schallabwehr bei Fahrzeugen.

Von WERNER PIENING, Berlin.

Im folgenden soll ein Überblick über die Fragen gegeben werden, die sich auf dem Gebiet des Fahrzeugbaus hinsichtlich der Geräuschbekämpfung ergeben. Bedingt durch die Eigenarten des Fahrzeuges sind hier oft besondere Lösungen erforderlich, die auch auf anderen Gebieten Anregung geben können.

I. Verkehrslärm.

Die Notwendigkeit einer Bekämpfung des Verkehrslärms wird bei dem steigenden Einsatz von Fahrzeugen, bei den ständig wachsenden Geschwindigkeiten, verbunden mit einem starken Anwachsen der Geräusche, und bei der größer werdenden Zeit, die der heutige Mensch der Einwirkung der Geräusche ausgesetzt ist, wohl allgemein anerkannt werden, und um weitere Maßnahmen zu ergreifen, dürfte es von Interesse sein, die hier beschrittenen Wege und den Stand der Technik auf diesem Gebiet kennenzulernen. Bekanntlich kann der Lärm zu erheblichen Belästigungen führen, Ermüdungserscheinungen hervorrufen, ja bereits durch eine dauernde Einwirkung bei einer Lautstärke von etwa 60 Phon dauernde Störungen verursachen¹.

Mit Hinblick auf die Vielfältigkeit des Fahrzeugbaues und den Umfang des Stoffes können dabei nur einige Beispiele eingehender behandelt werden, während sich die Darstellung im allgemeinen auf eine Zusammenstellung der wichtigsten Fragen beschränken muß. Zur eingehenderen Unterrichtung sei auf die angegebene Literatur verwiesen.

Die Grundsätze der Lärmbekämpfung sind naturgemäß die gleichen wie bei feststehenden Anlagen. Allerdings ist man hinsichtlich des für geräuschdämpfende Einrichtungen zur Verfügung stehenden Raumes und Gewichtes gebunden, wobei die Anforderungen an die Schalltechnik etwa in der Reihenfolge: Schiffe, Eisenbahn, Auto, Flugzeug steigen und bei Kriegsfahrzeugen meistens größer als bei normalen Verkehrsfahrzeugen sind. Gegenüber festen Anlagen treten außerdem, bedingt durch den Fahrbetrieb, zusätzliche Geräuschquellen auf wie Fahrwind, Reifengeräusch, Geräusche durch Erschütterungen u. a.

¹ HASSE, A.: Lärmbekämpfung. Gesundh.-Ing., Bd. 62 (1939) S. 168. Vgl. auch S. 113.

Bevor jedoch auf die Frage der Schallabwehr bei Fahrzeugen im einzelnen eingegangen wird, ist es zweckmäßig, einige allgemeine Gesichtspunkte hinsichtlich der Entstehung der Maschinengeräusche sowie der Eignung der hauptsächlich verwendeten Maschinen bzw. Teilen davon vom Standpunkt der Lärmabwehr aus voranzustellen, wobei bewußt einseitig den Erfordernissen der Schalltechnik Rechnung getragen wird, während die mechanischen und betrieblichen Eigenschaften, die u. a. im allgemeinen auf die Auswahl der Maschinen maßgebenden Einfluß ausüben, weniger beachtet werden.

II. Geräuscherzeugung der hauptsächlich verwendeten Maschinen und ihre schalltechnische Beurteilung.

Jede Geräuschbekämpfung muß bereits bei der Konstruktion von Fahrzeugen durch eine geeignete Auswahl der zu verwendenden Maschinen einsetzen. Man erhält allerdings nur in seltenen Fällen von den Herstellerfirmen Angaben über die Größe der Geräusche bzw. Erschütterungen, so daß es schwer ist, sich ein Bild über den beim Einbau der betreffenden Maschine entstehenden Lärm zu machen. Es wäre daher zu wünschen, wenn allgemein auf diesem Gebiete größere Vorarbeiten geleistet werden könnten, als es bisher üblich ist, zumal z. B. Größe und Frequenz der Erschütterungen auch für andere Zwecke wie beispielsweise für die Berechnung der Eigenfrequenzen von Fundamenten benötigt werden.

Verbrennungsmotor.

Der von Verbrennungsmotoren erzeugte Lärm wird durch die Verformung des Gehäuses unter der Wirkung der beim Arbeitsverfahren auftretenden Kräfte¹ und durch Gasschwingungen, die bei der Verbrennung und dem Ausströmen des Arbeitsgases entstehen, hervorgerufen. Da der Kräfteverlauf im Gestell nicht sinusförmig ist, sondern wie als Beispiel an dem von dem Arbeitsprozeß hervorgerufenen Drehmoment eines Viertakt-Dieselmotors² gezeigt wird, Kurven mit größerer Steigung aufweist (vgl. Abb. 1), treten viele Oberschwingungen auf, die Eigentöne von Teilen des Maschinengestells erregen können. Je steiler der Anstieg der Kräfte ist, um so mehr Eigenschwingungen können angestoßen werden. Dadurch ist es zu erklären, daß Vergaser- oder Vorkammer-Maschinen im allgemeinen leiser arbeiten als Dieselmotoren mit direkter Einspritzung und daß das Geräusch mit der Drehzahl ansteigt.

¹ HELDT, P. M.: Engine Roughness, its Cause and Cure. S. A. E. J., Bd. 38 (1936) S. 47.

² GEIGER, J.: Die Isolierung elastisch gelagerter Maschinen mit Berücksichtigung der Dämpfung. Mitt. Forsch.-Anst. Gutehoffnungshütte, Bd. 6 (1938) S. 32.

Da Gußeisen eine stärkere innere Dämpfung aufweist als z. B. Stahl und daher die Eigenschwingungen dieses Werkstoffes schneller abklingen, sind gegossene Gestelle den geschweißten vorzuziehen. Abb. 2 zeigt z. B. den höheren Dämpfungsfaktor von Gußeisen an dem Abklingen von Dreheigenschwingungen¹. Auch bewirkt eine kräftige Bauart durch Verringerung der Verformung einen ruhigen Gang.

Wichtig ist ferner ein guter Ausgleich von Massen und Momenten, da Erschütterungen auf Fahrzeugen besonders unangenehm sind². Er kann nötigenfalls durch Einbau von Gegengewichten und Ausgleichsgetrieben erreicht werden. Durch konstruktive Maßnahmen, z. B. durch Verwendung von Schiebern statt Ventilen und durch richtig bemessene Nocken³ kann das oft störende Ventilgeräusch vermindert werden. Weiter ist zu beachten,

daß man bei Maschinen mit hohem Expansionsenddruck mit besonders kräftigen Auspuffgeräuschen zu rechnen hat, weshalb große Schalldämpfer erforderlich werden, die z. B. auf Kraftwagen schlecht unterzubringen

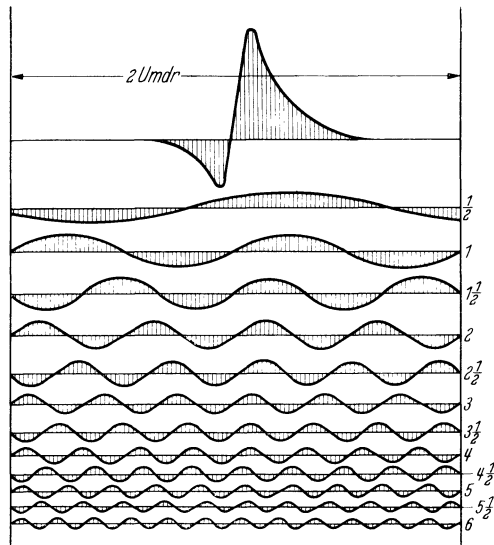


Abb. 1. Drehkraftdiagramm eines Einzylinder-Viertaktmotors und seine Zerlegung bis zu 6. Harmonischen.

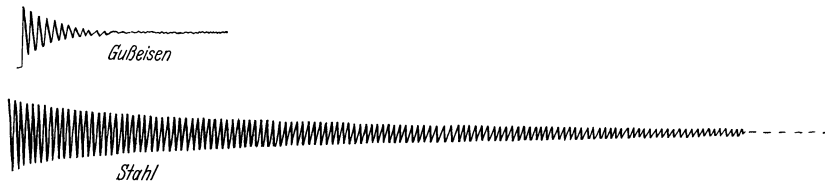


Abb. 2. Abklingen von Dreheigenschwingungen von Stahl und Gußeisen.

sind. Bei aufgeladenen Maschinen oder Zweitaktmotoren sind im allgemeinen Schleuderverdichter den Kapselgebläsen vorzuziehen, da letztere stärkeren Lärm verursachen.

¹ Vgl. S. A. E. J., Bd. 41 (1937) S. 286.

² DANKWORT, T. B.: Diesel Progress of Small Marine and Auxiliary Engines. U. S. Naval Inst. Proc., Bd. 63 (1937) S. 1263.

³ VOGEL, A.: Geräuschminderung an Umlaufnocken. Masch.-Bau, Bd. 6 (1938) S. 95.

Elektrische Maschinen.

Die Entstehung des Lärms von elektrischen Maschinen ist u. a. eingehender von LÜBCKE¹ untersucht worden². Die Geräusche bilden sich infolge von Verformungen von Gehäuseteilen unter dem Einfluß der magnetischen und elektrischen Kräfte sowie durch das Geräusch der Lager, Bürsten und Lüfter. Aus geräuschtechnischen Gründen muß man folgende Forderungen an diese Maschinen stellen: Genügende Steifigkeit der Gehäuse, geeignete Bauart und Formgebung der Blechpakete, genaue und zentrische Lagerung des Läufers, gutes Auswuchten, Einbau von Gleit- statt Kugellagern, gute Ausbildung des Lüfters, gute Führung der Luft, Vermeidung von Resonanzräumen in den Luftkanälen, geeignete Zahlen der Nuten im Läufer und Ständer und ein passendes Verhältnis zueinander u. a. Die unvermeidlichen Luftgeräusche lassen sich gegebenenfalls durch dämpfende Einbauten noch weiter vermindern. Bemerkenswert ist, was z. B. auch C. LUND durch eingehende Erforschung der Geräuschursachen an Kurzschlußläufern erreicht hat³.

Zahnradgetriebe.

Dieses Maschinenelement kommt an den meisten Fahrzeugen vor und ist oft die Quelle unangenehmer und starker Geräusche, deren Beseitigung besonders schwierig ist und sorgfältigste Bearbeitung sowie eingehende Messungen erfordert. Auf diesem Gebiete fehlt es noch an systematischer Forschung. Wie deutsche und amerikanische Veröffentlichungen jedoch erkennen lassen, kann man auch hier durch Klärung der Ursachen viel verbessern⁴.

Man muß zwischen unmittelbaren und mittelbaren Geräuschen unterscheiden.

Erstere entstehen durch Fehler in der Verzahnung: Ungünstige Zahnform, ungleiche Teilung, verschiedene Eingriffswinkel der kämmenden Räder, ungünstige Größe des Eingriffswinkels, falsches Spiel, ungleiche Flanken, ungleiche Schrägungswinkel, schlechte Oberflächen glätte u. a. Daher muß man für einen erschütterungsfreien Gang folgende Bedingungen erfüllen: Sehr genau geschnittene und geschliffene

¹ LÜBCKE, E.: Geräuscherscheinungen bei elektrischer Energieumsetzung. Siemens-Z., Bd. 16 (1936) S. 204. — NOACK, A.: Geräuschminderung an elektrischen Maschinen und Geräten. Elektrotechn. Anz., Bd. 55 (1935) S. 349.

² Vgl. Aufsatz ZELLER, S. 94.

³ Geräuschlose Elektromotoren. Elektrotechn. Z., Bd. 57 (1936) S. 15. — SCHMIDT, K.: Gehäuseschwingungen von Gleichstrommaschinen als Ursache magnetischer Geräusche. Arch. Elektrotechn., Bd. 32 (1938) S. 487.

⁴ Graf SODEN: Das Zahnrad als Lärmquelle. Z. VDI, Bd. 77 (1933) S. 231. — DAVIDSON und COLLINS: Zahnradgeräusche und ihre Messung. Brennstoff- u. Wärmewirtsch., Bd. 21 (1939) S. 162. — KUHN, A.: Geräusche und Erschütterungen in Schiffsgetriebenen. J. Amer. Soc. nav. Engr., Bd. 49 (1937) S. 375. — Vgl. S. 99.

Räder mit periodischen Flankenfehlern, die nach amerikanischen Angaben kleiner als 0,003 mm sein sollen, und eine Genauigkeit des Durchmessers, die nach gleicher Quelle mindestens 0,025 mm betragen muß, eine möglichst große Zahl der im Eingriff befindlichen Zähne, d. h. Schrägverzahnung mit Winkeln bis zu 45° , genaue Lagerung, gutes Auswuchten, gute Schmierung der Zähne, vorsichtiges und richtiges Einlaufen, Aufhebung des seitlichen Schubes durch doppelte Schrägverzahnung (z. B. durch Pfeilform) u. a.

Die mittelbaren Geräusche werden durch fehlerhaften Zusammenbau, durch Wärmespannungen, durch Flattern der Gehäusewände, besonders bei geschweißter Bauart und durch Resonanzschwingungen innerhalb und außerhalb des Getriebes verursacht.

Die Geräusche werden mit steigender Drehzahl größer und sind im allgemeinen vom Drehmoment unabhängig. In Abb. 3 ist die in 1 m Entfernung bei stark absorbierender Umgebung gemessene Lautstärke eines größeren Getriebes in Phon über der Drehzahl aufgetragen.

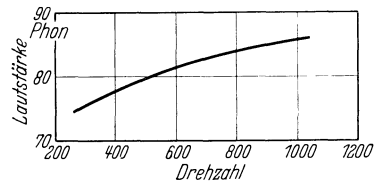


Abb. 3. Lautstärke eines großen Getriebes in Abhängigkeit von der Drehzahl.

Es ist noch auf die bekannte Tatsache hinzuweisen, daß der Getriebe- lärm durch Abnutzung der Zähne mit der Zeit größer wird.

Lüfter.

In steigendem Maße werden auf Fahrzeugen Lüfter eingebaut, die z. B. auf Schiffen bereits beträchtliche Antriebsleistungen erfordern. Sie können bei ungünstiger Bauart Geräusche von erheblicher Lautstärke hervorrufen, die ihren Ursprung im Lüfter selbst, in den Ein- und Austrittsöffnungen sowie in den angeschlossenen Rohrleitungen haben können¹. Der Schall wird durch folgende Erscheinungen verursacht: In den sich von den Schaufeln ablösenden Wirbeln wird die Luft periodisch verdichtet, welche Erscheinung vom Ohr als Schall wahrgenommen wird. Treffen außerdem solche Wirbel auf feststehende Kanten, z. B. im Austrittsteil, so werden Geräusche von klangartigen Charakter hervorgerufen, wobei der Grundton gleich der in der Zeiteinheit umlaufenden Schaufelzahl ist. Die Größe des Schalldruckes p wächst beträchtlich mit der Umfangsgeschwindigkeit. Nach Messungen von LÜBCKE steigt p mit etwa der 3,5. Potenz von u an für $u = 10$ m/s bis $u = 150$ m/s. Wie jedoch Versuche von HOLLE² und Untersuchungen

¹ LÜBCKE, E.: Geräuschminderung in Lüftungsanlagen. *Gesundh.-Ing.*, Bd. 60 (1937) S. 577. — ZELLER, W.: Erfahrungen bei der Geräuschbekämpfung in Lüftungs- und Klimaanlageanlagen. *Gesundh.-Ing.*, Bd. 61 (1938) S. 399. — Vgl. S. 96.

² HOLLE, W.: Frequenz- und Schallstärkemessungen an Hieb- tönen. *Akust. Z.*, Bd. 3 (1938) S. 321.

an Flugzeugpropellern zeigen, wird die Potenz mit steigender Umfangsgeschwindigkeit größer und kann Werte von etwa 12 annehmen, wenn die Geschwindigkeit der Flügelspitzen sich der Schallgeschwindigkeit nähert.

Aus der Kenntnis der Ursachen ergeben sich die Mittel zur Lärmverminderung: Geringe Umfangsgeschwindigkeit, strömungstechnisch günstige Schaufeln, richtige Anstellwinkel der Schaufeln, Vermeidung ungeeigneter Einbauten vor und nach dem Laufrad und gutes Auswuchten des Läufers.

III. Schalltechnische Maßnahmen zur Bekämpfung von Geräuschen.

Die unvermeidlichen Geräusche, die in Form von Körper- oder Luftschall an die Umgebung abgestrahlt werden, müssen durch geeignete Maßnahmen auf einen erträglichen Wert vermindert werden, wobei es zweckmäßig ist, die schalldämpfenden Einrichtungen in möglichster Nähe der Schallquellen anzubringen. Auf die für den Fahrzeugbau wichtigsten lärmindernden Vorrichtungen soll kurz eingegangen werden.

Luftschall.

Seine Ausbreitung hindert man durch schalldämmende Wände. Die Größe der Schalldämmung einer einfachen Wand hängt bekanntlich in erster Linie von ihrem Gewicht und dem zu dämpfenden Geräusch ab. Die diesen Zusammenhang darstellende sog. Gewichtskurve wurde bereits erwähnt (vgl. S. 77, Abb. 10, 11 und S. 55).

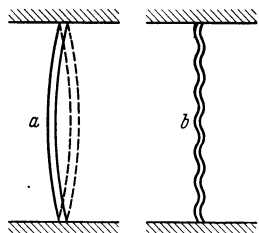


Abb. 4. Schwingungsformen: a einer Membran, b einer Wand.

Neuere Versuche haben jedoch gezeigt, daß verschiedene Umstände ein abweichendes Verhalten der Wand bewirken können. Z. B. wurde festgestellt, daß dünne Metallwände, wie sie im Fahrzeugbau vielfach verwendet werden, bei weitem nicht die nach der erwähnten Kurve zu erwartenden Dämmzahlen erreichen¹. Diese Erscheinung läßt sich darauf zurückführen,

daß die Wände nicht wie eine Kolbenmembrane, sondern eher wie ein Vorhang schwingen² (Abb. 4, vgl. auch Abb. 14, S. 61). Dadurch werden Teilresonanzen erregt, die auch als Chladnische Klangfiguren bekannt sind und wegen der geringen inneren Dämpfung der Metalle beträchtliche Amplituden annehmen können. Aus diesem Grunde ist es günstig, als Wände Stoffe mit großer innerer Dämpfung zu verwenden oder we-

¹ LÜBCKE, E. und A. EISENBERG: Zur Schallübertragung von dünnen Einfachwänden. Z. techn. Physik, Bd. 18 (1937) S. 170; vgl. S. 77ff.

² THIENHAUS, R.: Vom schalltechnisch richtigem Bauen. Zbl. Bauverw. Bd. 58 (1938) S. 216.

nigstens derartige Stoffe mit den Wänden zu verbinden. Die Wirkung z. B. vom Aufkleben eines geeigneten Stoffes wie Pappe, weiche Folien aus Kunstharz (Migolam), Gummi u. dgl. oder Aufspritzen von etwas plastisch bleibenden Überzügen, die Bitumen oder Asbest enthalten, auf ein Metall ist so groß, daß das Klirren derartiger Platten beim Hinwerfen verschwindet und nur ein Geräusch, ähnlich wie beim Umfallen von Papptafeln entsteht. Die Dämmzahlen derart behandelter Bleche entsprechen durchaus der erwähnten Kurve.

Wände, bei denen zwischen festen Körpern Luftschichten angeordnet sind, sog. Mehrfachwände, dämmen nicht nur durch ihr Gewicht, sondern auch durch die Elastizität der Luftschichten. Sie sind nach MEYER als akustisch-mechanische Drosselketten aufzufassen¹ und haben eine oberhalb ihrer sog. Grenzfrequenz stark ansteigende Dämmung, was besonders deutlich wird, wenn man die Schwingungen parallel zur Wand durch Anbringen von Schallschluckstoffen unterbindet. Der für den Fahrzeugbau so entmutigende Gewichts Aufwand der Einfachwand kann auf diese Weise stark verringert werden.

Abb. 5, die die Dämmung einer nach den angegebenen Richtlinien hergestellten Zweifachwand

von 4 cm Dicke und einem Gewicht von 12,1 kg/m² zeigt, möge anschaulich machen, was man auf diese Weise erreichen kann. Der gemessenen Dämmung von 41 db entspricht bei der Einfachwand nach der erwähnten Kurve ein Gewicht von 120 kg.

Wie gleichfalls schon erörtert wurde, sind die durch kleine Öffnungen oder schmale Spalte fließenden Schallenergien infolge von Beugungserscheinungen erheblich² (vgl. S. 50). Sie können entsprechend der logarithmischen Phonskala beträchtliche Lautstärken ergeben. Eine gute Geräuschdämmung erfordert daher eine sorgfältige luftdichte Abdichtung der Wände, Türen, Fenster oder irgendwelcher abnehmbarer Teile.

Wie bereits aus den Ausführungen auf S. 48ff. und 91 hervorgeht, kommt die Wirkung der besten Wand nicht voll zur Geltung, wenn nicht in dem Senderraum und in dem zu schützenden Raum schallschluckende

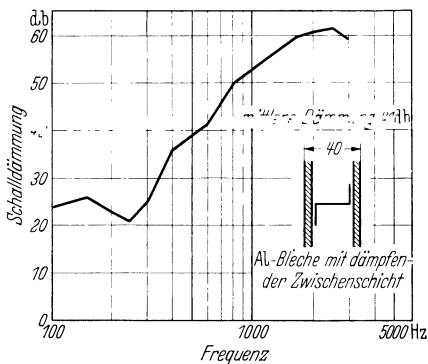


Abb. 5. Schalldämmung einer Zweifachwand.

¹ MEYER, E.: Die Mehrfachwand als akustisch-mechanische Drosselkette. Elektr. Nachr.-Techn., Bd. 12 (1935) S. 393; vgl. S. 62, Abb. 15 u. 16 und S. 79.

² WINTERGERST und KNECHT: Schalldurchgang durch kleine Öffnungen. Z. VDI, Bd. 76 (1932) S. 777. — Vgl. auch Abb. 5 S. 51, Abb. 16 S. 81 u. S. 91.

Gegenstände enthalten sind, ein Erfordernis, daß für die Ausstattung aller Kabinen und Abteile beachtet werden muß.

Die Ausbreitung von Schall in gas- oder luftgefüllten Rohren und Kanälen wird durch Schalldämpfer vermindert, deren Wirkung auf Schallschluckung, Schallrückwurf oder Interferenz beruht. Während die ersten

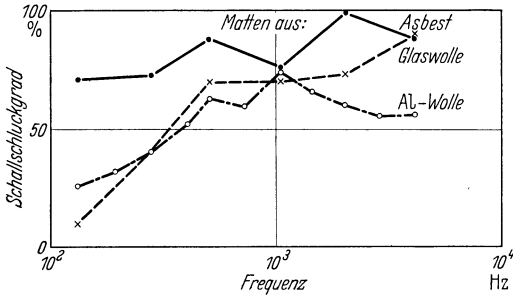


Abb. 6. Schallschluckzahlen verschiedener Matten.

beiden Erscheinungen weitgehend untersucht wurden, besteht über Interferenzerscheinungen, wie sie z. B. bei der Vermischung von schalleitenden Gasströmen entstehen, noch wenig Klarheit.

Die Größe der Wirkung von Absorptionsdämpfern

hängt vor allem von den Schallschluckzahlen der verwendeten Auskleidung, von ihrer Oberfläche und dem schalleitenden Querschnitt ab. Die Eigenschaften der Schallschluckstoffe sind theoretisch und praktisch weitgehend geklärt. Da die Schallschluckung poröser Stoffe mit der Frequenz ansteigt (vgl. auch S. 53, 106), eignen sich solche Dämpfer vor allem zur Bekämpfung von hohen Frequenzen. Abb. 6 zeigt Schallschluckzahlen für Matten aus Asbest, Glaswolle und Al-Wolle¹. Die Asbestmatten waren besonders weich und zeigen daher auch bei tiefen Frequenzen eine beträchtliche Dämpfung.

Auf Abb. 7 sind einige Dämpferformen zusammengestellt.

Auf dem Gebiet der durch Schallrückwurf wirkenden akustischen Filter sind in den letzten Jahren eine Reihe von Arbeiten erschienen, durch die die Theorie soweit geklärt wurde, daß man die Schalldämpfer mit

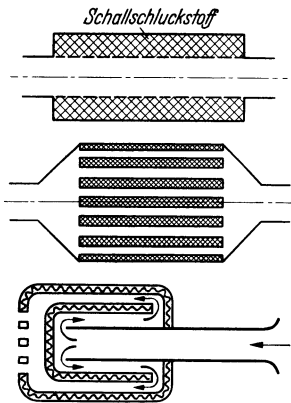


Abb. 7. Formen von Absorptionsdämpfern.

recht gutem Erfolg im voraus berechnen kann und sich damit das bisher übliche empirische Verfahren größtenteils erübrigt².

¹ PIENING, W.: Schalldämpfer für Ansaug- und Auspuffgeräusche von Dieselanlagen auf Schiffen. Z. VDI, Bd. 81 (1937) S. 770.

² STEWART, G. W. und R. B. LINDSAY: Acoustics. Deutsche Übersetzung von G. SCHMIDT. Berlin. — WAETZMANN u. NOETHER: Über akustische Filter, Ann. Physik Bd. 13 (1932) S. 212. — KLUGE, M.: Problem der Dämpfung des Auspuffschalls der Kraftfahrzeuge. Automob.-techn. Z., Bd. 13 (1933) S. 102. — MARTIN, H.: Dämpfung des Auspuffschalls an Kraftfahrzeugmotoren. Z. VDI, Bd. 78 (1934) S. 1257.

Abb. 8 zeigt einige der gebräuchlichen Typen. Die Bemessung der Dämpfer erfolgt auf Grund der durchströmenden Luft- oder Gasmenge, der Zusammensetzung des zu dämpfenden Geräusches und des zulässigen Strömungswiderstandes. Durch eingehende Versuche ist verschiedentlich nachgewiesen worden, daß derartige Dämpfer nur einen geringen Druckverlust verursachen und bei günstiger Größe und Anordnung in Abgasleitungen von Motoren sogar durch Unterstützung der Spülung des Zylinders einen Druckgewinn, d. h. eine Leistungssteigerung hervorrufen können¹.

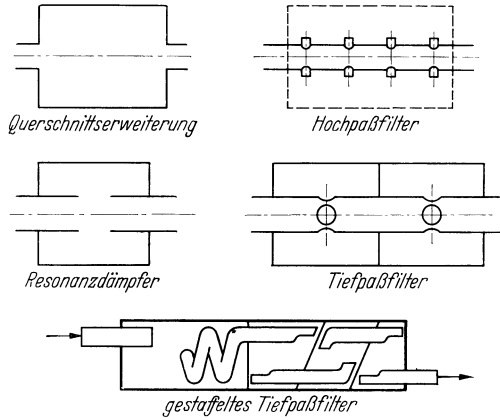


Abb. 8. Formen von akustischen Filtern.

Körperschall.

Eine Verringerung der Übertragung von Körperschall oder von Erschütterungen erzielt man durch Einbau von elastischen Gliedern wie Stahlfedern, Gummi, Kork, Filz u. a. Auf diesem Gebiet hat lange Zeit große Unklarheit geherrscht, was dazu führte, daß auf dem Markt Dämmstoffe angeboten wurden, die nicht nach physikalischen Richtlinien hergestellt wurden, sondern auf mehr oder weniger geheimnisvolle Weise die Schallwellen verzehren sollten.

Durch neuere Arbeiten z. B. von MEYER und KEIDEL² erkennen wir die Wirkung der Dämmstoffe klarer. Sie muß in erster Linie nicht der Absorption sondern der Reflexion zugeschrieben werden. Rechnung und Versuch ergeben, daß die von einer

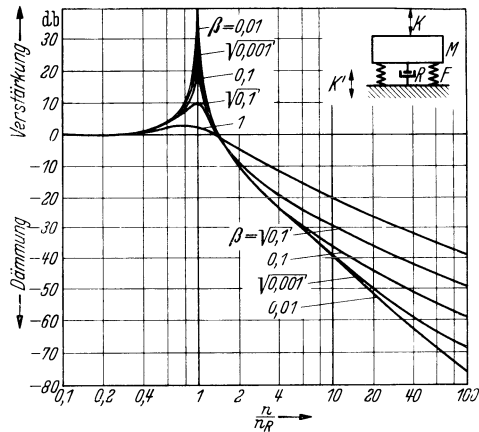


Abb. 9. Dämmung elastischer Unterlagen in Abhängigkeit von dem Verhältnis Frequenz n zu Eigenfrequenz n_R bei Flüssigkeitsreibung ($\beta =$ Maß für die Reibung).

¹ MARTIN, H.: Vgl. S. 122, Fußnote 2. — BENTELE, M.: Schalldämpfer in Rohrleitungen. VDI-Verlag 1938.

² MEYER und KEIDEL: Zur Schalldämmung von Federn und Dämmstoffen. Z. techn. Physik, Bd. 18 (1937) S. 299. Vgl. Aufsatz MEYER, S. 28 ff. u. S. 38.

schwingenden Masse M auf ihre Unterlage übertragenden Kräfte K' bei der Eigenschwingung des Systems; Masse M + elastischer Zwischenlage F am größten sind und ab hier mit wachsender Frequenz kleiner werden. Die innere Dämpfung R , zunächst als Flüssigkeitsreibung β betrachtet, verringert die Ausschläge bei der Eigenfrequenz und verschlechtert die Dämpfung oberhalb davon, wie es auf Abb. 9 zu erkennen ist.

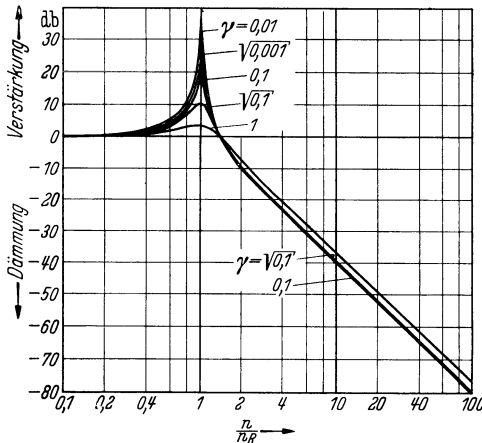


Abb. 10. Dämpfung elastischer Unterlagen bei Annahme einer Werkstoffdämpfung γ .

die Länge der Schallwellen in die Größenordnung der Dicke der elastischen Glieder fällt, so treten Eigenschwingungen in der Feder auf, wie Abb. 11 zeigt. Die Dämpfung wird dadurch verschlechtert, was sich besonders bei der Stahlfeder mit ihrer geringen inneren Reibung bemerkbar machen muß (Abb. 12). Die Auswirkung dieser Erscheinung wird allerdings dadurch gemildert, daß

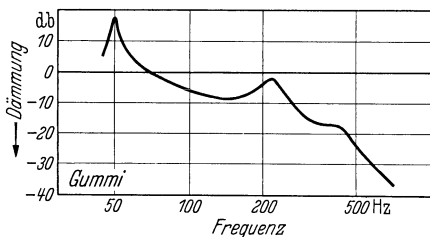


Abb. 11. Dämpfung einer Gummifeder.

sie nicht altert und öl- und hitzebeständig ist, während die Gummifeder sich mit Hilfe des neueren Verfahrens des Aufvulkanisierens von Gummi auf Metallflächen der Konstruktion gut anpassen läßt. Letztere dämpft außerdem bis zum gewissen Grade die Resonanzausschläge der elastisch gelagerten Maschine, so daß man bei ihrer Verwendung oft ohne zusätzliche Dämpfer auskommt, wobei allerdings für eine genügende Wärmeabfuhr gesorgt werden muß. Solche Gummiteile sind unter dem

Stoffe mit geringer Dämpfung, also Stahlfedern wären hier nach den anderen Stoffen überlegen. Wie sich aus weiteren Versuchen ergibt, ist die Werkstoffdämpfung γ nicht als Flüssigkeitsreibung anzusehen, vielmehr nimmt die Reibung umgekehrt proportional mit der Frequenz ab. Die entsprechenden Kurven (Abb. 10) zeigen, daß die Dämpfung der üblichen Dämmstoffe, wie z. B. Gummi infolge dieses Einflusses nicht schlechter als von Stahlfedern ist. Wenn jedoch

die Stahlfeder einen geringeren Querschnitt hat und aus diesem Grunde wiederum besser ist, als der Dämmstoff. Schalltechnisch dürften aus den angeführten Gründen z. B. Stahlfedern und Gummi- bzw. Korkfedern etwa gleichwertig sein. Die Stahlfeder hat den Vorteil, daß

Namen Pendelastik, Schwingmetall, Ferroflox, Metallgummi, Silentblock u. a. auf dem Marke (s. Abb. 20 u. 21, vgl. S. 73, 101, 110).

Bei der Bemessung elastischer Unterlagen muß man die Eigenschwingung des Systems Masse + Feder so legen, daß sie nicht durch die periodischen Kräfte oder Momente der Maschine in Resonanz erregt werden kann, da die Schwingungsauslässe eine bestimmte Grenze

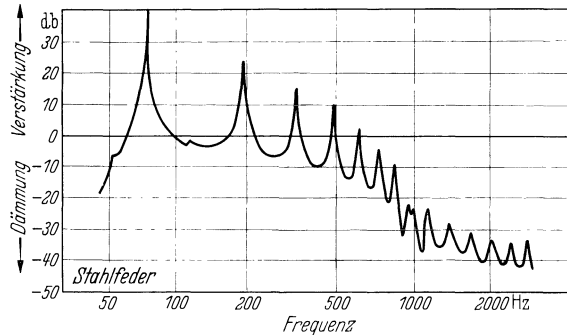


Abb. 12. Dämmung einer Stahlfeder.

nicht überschreiten dürfen, was bei Motoren mit unausgeglichem Triebwerk oft schwierig ist¹.

Schallbrücken sind bei praktischen Konstruktionen oft unvermeidlich. Ihr akustisches Verhalten ist jedoch nicht leicht eindeutig zu übersehen. Wie Messungen von MEYER² ergeben haben, wirken sie teils als Masse, teils als Feder, je nach der Art des Schwingungssystems. Befindet sich z. B. ein Steg zwischen zwei leichten schalldämmenden Wänden, so kann die Schalldämmung durch seine Masse verbessert werden. Ordnet man den gleichen Steg zwischen schweren Massen an, so

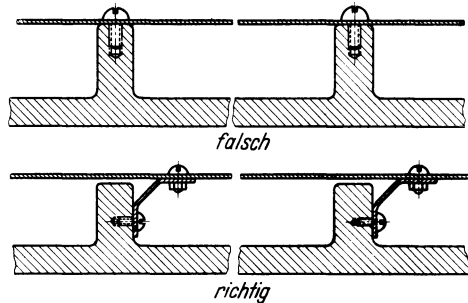


Abb. 13. Falsches und richtiges Anbringen eines Schallschirmes.

wird er bei genügender Steifheit verschlechternd auf die Schalldämpfung wirken. Aus dieser Erkenntnis kann man z. B. hinsichtlich des Anbringens von Schallschirmen an Maschinen Nutzen ziehen. Das oft zu beobachtende Anschrauben eines Schallschutzes an den Rippen von Gehäusen ist in Anbetracht der großen Masse des Gehäuses und der Steifigkeit der

¹ WAAS, H.: Federnde Lagerung von Kolbenmaschinen. Z. VDI, Bd. 81 (1937) S. 763. — GEIGER, J.: Über die Isolierung von Maschinen gegen Erschütterungen. Wärme u. Kälte-Techn., Bd. 41 (1939) S. 8.

² MEYER, E.: Versuche über Körperschalleitung. Akust. Z., Bd. 2 (1937) S. 72.

Rippen schalltechnisch ungünstig (Abb. 13). Das Einschalten eines nachgiebigen Steges verbessert die Wirkung der Bleche erheblich.

Nach dieser Übersicht können wir uns bei der Betrachtung der Schallabwehr bei den einzelnen Fahrzeugarten kurz fassen und brauchen jeweils nur auf Besonderheiten zu achten.

IV. Schallabwehr auf Schiffen.

Die hauptsächlichsten Geräuschquellen eines Schiffes sind¹: (Abb. 14) Maschinenanlagen, d. h. beim Motorschiff Motor mit Gebläse und Pumpen, beim Dampfschiff Kessel und Turbinen mit zahlreichen Hilfsmaschinen wie Lüfter und Pumpen, Getriebe, außerdem weitere Zusatzmaschinen wie Dieseldynamos, Kühlanlagen, Lüfter, Rudermaschinen u. a., Welle, Drucklager, Propeller und die Wasser- und Windgeräusche. Da die Leistungen der Schiffsanlagen meistens beträchtlich und die

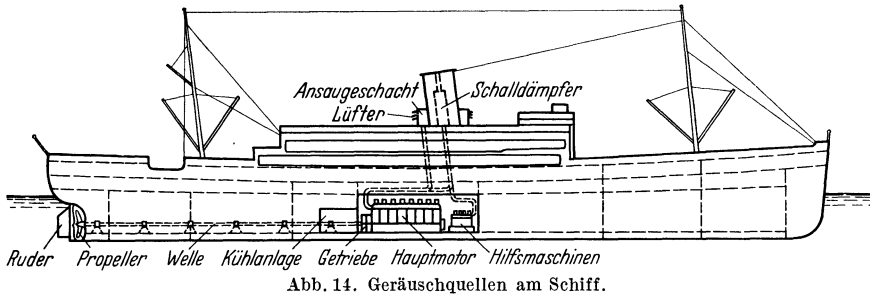


Abb. 14. Geräuschquellen am Schiff.

Maschinen eng zusammengedrängt sind, ist das Störgeräusch oft groß, besonders bei Kriegsschiffen.

Die Geräusche breiten sich durch Luftschall im Maschinenraum und in den Schächten und durch Körperschall über die Fundamente und den Schiffskörper aus. Da der Baustoff der Schiffe ein guter Schalleiter ist, wird der Lärm, besonders bei vorherrschenden tiefen Frequenzen weit in das Schiff hineinragen, weshalb man z. B. Passagierräume möglichst weit von der Maschinenanlage entfernt anordnen muß. Abb. 15 zeigt, daß ein Schiff als elastischer Körper zu betrachten ist, der in mehreren Resonanzschwingungen erregt werden kann, und von dem man demnach Erschütterungen und Geräusche möglichst fern halten soll². Zweckmäßig wird daher der Antriebsmotor z. B. in einem Schwingungsknoten aufgestellt.

Der Motor ist einer der kräftigsten Erreger von Störschall der verschiedensten Frequenzen in der Luft und im Schiffskörper.

¹ KLEIN, E.: Noise and Vibration on Naval Vessels. Shipbuild. Shipp. Rec., Bd. 47 (1936) S. 588.

² COSTANTINI, M.: Vibration in Ships. Shipbuild. Shipp. Rec., Bd. 52 (1938) S. 298. — TODD, F. H.: Vibration in Ships. Engineering, Bd. 146 (1938) S. 345.

Über die wichtigsten Schalldämpferarten zur Bekämpfung des Lärms in Schächten und Rohrleitungen wurde bereits gesprochen. Im Schiffbau verwendete man oft noch Dämpfer mit „Schikanen“, d. h. mit Einbauten, die zwar einen erheblichen Druckverlust, aber nicht eine entsprechend große Dämpfung verursachen. Auf deutschen Kriegsschiffen hat man mit Erfolg zweikammerige Tiefpaßfilter bis zu Rohrdurchmessern von 1,6 m verwendet, wobei die Abmessungen rechnerisch festgelegt wurden. Sie haben in schalltechnischer Hinsicht durchaus befriedigt. Auch auf dem Gebiet des Handelsschiffbaus verwenden einige Firmen des In- und Auslandes akustische Filter verschiedener Form. Bei den langen Auspuffleitungen in großen Schiffen (Längen bis zu 30 m und mehr) ist ein geringer Strömungswiderstand, wie er mit

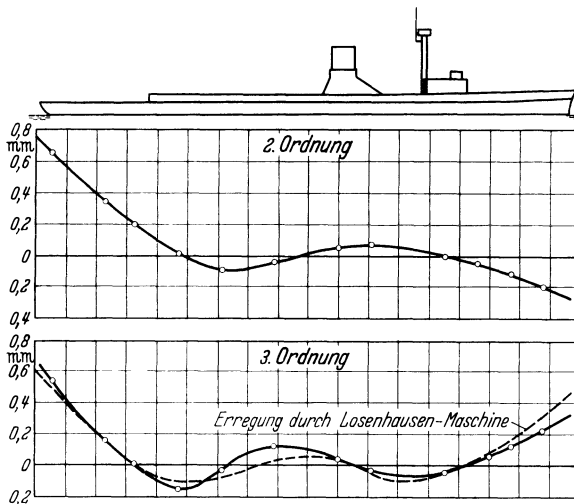


Abb. 15. Elastische Schwingungen eines Schiffskörpers.

derartigen Dämpfern verwirklicht werden kann, durchaus erwünscht. Bei kleinen Anlagen kann man eine gute Dämpfung durch Einspritzen von Wasser in die Auspuffleitung erzielen (Außenbordmotoren).

Die Bauart etwaiger Ansaugschalldämpfer richtet sich nach der Maschinentype und der Bauart der etwa vorhandenen Spülgebläse. Bei Schleudergebläsen kommt man im allgemeinen mit Absorptionsdämpfern aus. Bei Kapsel- oder Spülpumpen ist eine Verwendung von Tiefpaßfiltern, gegebenenfalls mit nur einer tief abgestimmten Resonanzkammer das Gegebene. Auch Hochpaßfilter haben sich hierfür bewährt. Etwaige Ansaugschächte müssen besonders bei stoßweiser Luftbewegung rund oder bei rechteckigem Querschnitt mit gut versteiften Wänden ausgeführt werden, da sie sonst durch Flattern zu starken Geräusch-erzeugern werden. Man füttert sie deshalb auch mit Schallschluck-

stoffen aus, wobei man neuerdings in steigendem Maße Spritzasbest verwendet.

Der Luftschall der Motoren ist in seiner Zusammensetzung und Stärke stark von der Drehzahl und der Maschinentype abhängig. Abb. 16 zeigt Frequenzspektren verschiedener Maschinenteile eines großen Zwei-

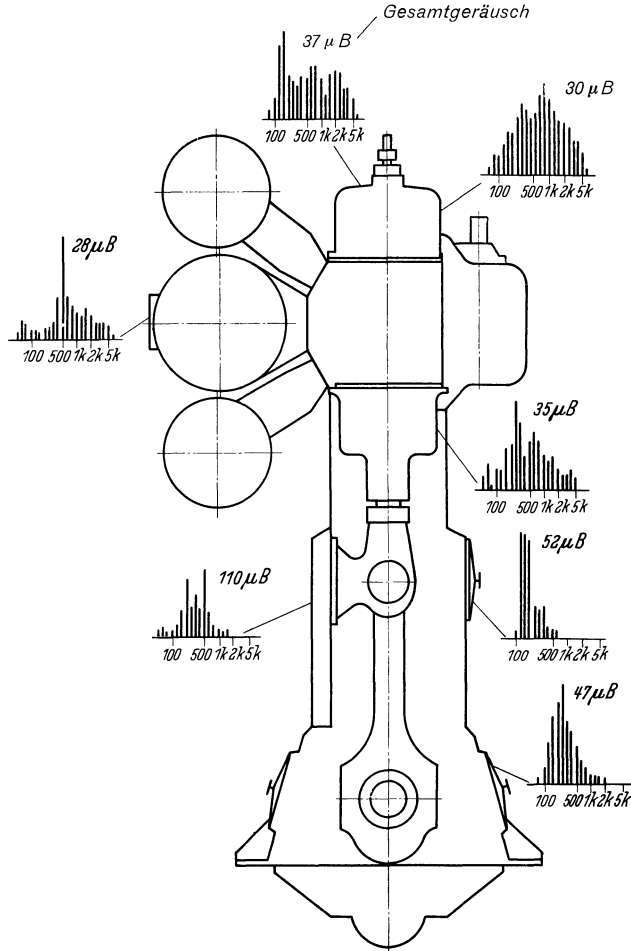


Abb. 16. Verteilung des Luftschalldrucks und der zugehörigen Schallspektren um einen Zweitaktmotor bei 420 U/min.

taktmotors für Schiffsantrieb von etwa 7000 PS in geschweißter und leichter Bauart. Die Zündgeräusche enthalten vor allem hohe Frequenzen, während die Gestellteile dumpfer klingen. Das letztere Geräusch stammt von den Eigenschwingungen der geschweißten Konstruktion her, die durch den nicht sinusförmigen Verlauf der Gestellkräfte erregt werden. Auf Abb. 17 ist in gleicher Weise das von einem schnellaufenden

Viertaktmotor von 500 PS, wie er auf Schiffen verwendet wird, abgestrahlte Geräuschspektrum dargestellt. Entsprechend der höheren Drehzahl ist der Geräuschcharakter heller. Die Bekämpfung dieses Maschinenlärms ist nur durch Anordnung geeigneter schalldämmender Wände unmittelbar um die Maschine möglich, die dem Geräusch entsprechend gebaut und aus betrieblichen Gründen jederzeit abnehmbar sein müssen. Durch Verwendung von Gummileisten (z. B. aus nahtlos

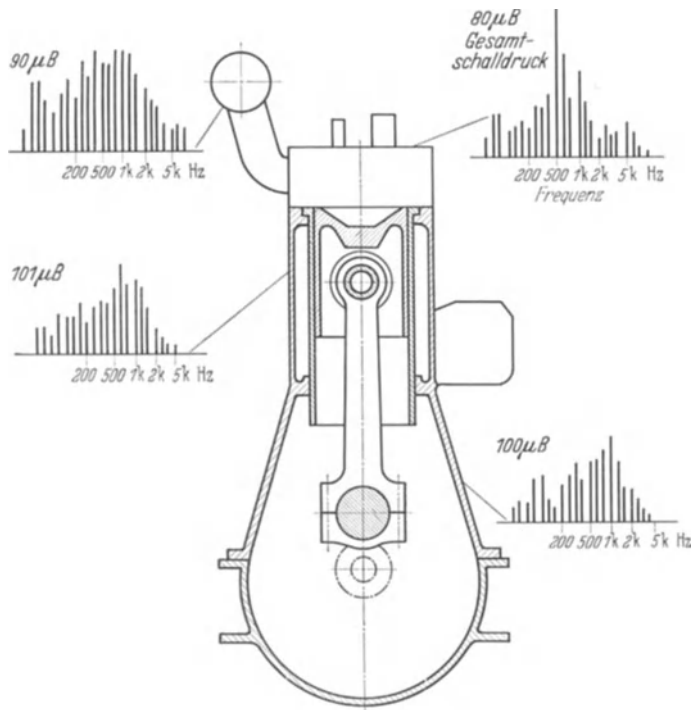


Abb. 17. Geräuschspektrum um einen Viertaktmotor bei 750 U/min.

umpreßtem Schwammgummi) kann man dabei die schädlichen Spalte vermeiden. Oft genügt es, nur die besonders störenden hohen Frequenzen abzuschirmen. Mit Erfolg hat man auch eine Auskleidung von Maschinenräumen mit Schallschluckstoffen durchgeführt, wobei der Wärme- und Schallschutz zusammen angebracht wurde¹.

Die Übertragung von Körperschall kann man, wie besprochen, durch Einschalten elastischer Glieder wie z. B. Gummischläuche oder Federrohre in Rohrleitungen oder elastische Unterlagen unter Maschi-

¹ ROBINSON, R. S.: Experiments in Noise Reduction in Ships. The Marine Engineer, Bd. 62 (1939) S. 20.

nen vermindern. Bei der letzteren Art der Aufstellung muß darauf geachtet werden, daß die Maschinen genügend steif gebaut und alle Anschlüsse, wie elektrische Kabel oder Rohrleitungen nachgiebig und schwingungsfest ausgebildet sind.



Abb. 18.

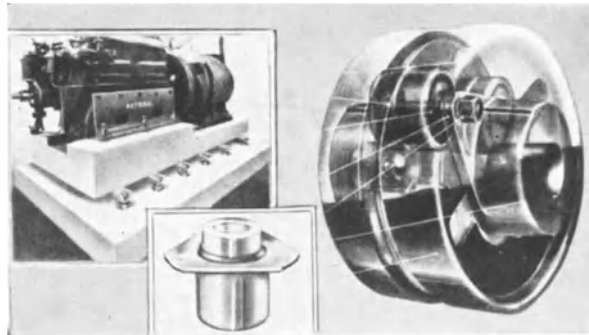


Abb. 19.



Abb. 20.

Abb. 18—20. Elastische Lagerung von Hilfsmaschinen. Abb. 18 auf Stahlfedern.
Abb. 19 u. 20 auf Gummifedern.

Wegen ihrer geschlossenen Bauart eignen sich Hilfsmaschinen, bei denen Kraft und Arbeitsmaschinen auf einem gemeinsamen Fundamentrahmen befestigt sind, wie Dieseldynamos, Lüfter, Pumpen u. a. besonders gut für eine elastische Lagerung. Bei der Berechnung der Fe-

derung ist das Schlingern des Schiffes im Seegang, die Wirkung der Schleuderkraft bei scharfen Wendungen, und eine etwaige Erregung durch andere Maschinen zu berücksichtigen. Zweckmäßig ist das Anbringen von Schwingungsdämpfern zur Vermeidung unzulässiger Ausschläge beim Durchfahren einer Resonanz. Verschiedene Beispiele für ausgeführte elastische Lagerungen für Schiffsmaschinen werden in Abb. 18 bis 20 gezeigt.

Die elastische Aufstellung von Antriebsmaschinen ist schwieriger, da die Welle elastisch mit dem Motor verbunden werden muß und eine richtige Festlegung der Federung wegen des hierbei geforderten Drehzahlbereiches oft nicht möglich ist. Hier sind Propeller mit gleicher Drehzahl wie Verstellpropeller oder Voith-Schneider Propeller am Platze oder Anlagen mit elektrischer Kraftübertragung. Wegen der ge-

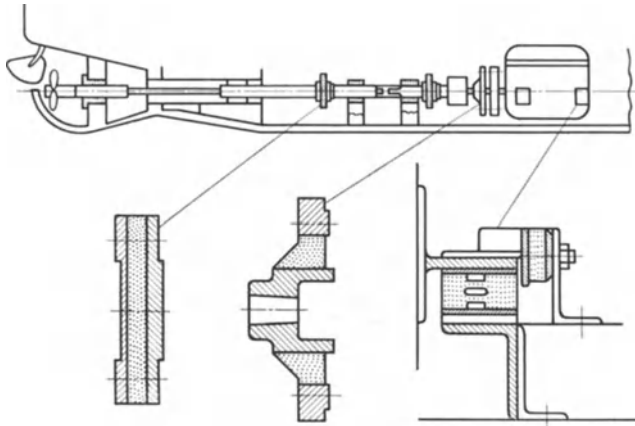


Abb. 21. Gummilagerung eines Bootsmotors.

schilderten Schwierigkeiten hat man bisher vor allem Bootsmotore schallgedämpft aufgestellt, wie z. B. Abb. 21 zeigt¹. Das Bodenseeschiff der Reichsbahn „Schwaben“ ist ein weiteres Beispiel für schallgedämpft aufgestellte Antriebsmaschinen.

Während also die Schalldämpfung an Motoren zusätzliche Einrichtungen erfordert, machen die geräuscharmen Turbinen in schalltechnischer Hinsicht wenig Sorge. Dagegen sind die Hilfsmaschinen trotz ihrer Kleinheit oft unangenehme Geräuschquellen, was besonders von ungeeigneten Getrieben herrühren kann.

Über die Getriebe ist schon gesprochen worden. Die Schwierigkeiten in der Herstellung geräuscharmer großer Schiffsgetriebe sind erheblich, zumal es sich meist um Einzelanfertigung handelt².

¹) TAPKEN, H.: Die Gummilagerung des Bootsmotors. Die Yacht, Bd. 42. (1936) S. 9.

²) KUHNS, A.: Sound and Vibration in Marine Gearing. J. Amer. Soc. nav. Engr., Bd. 49 (1937) S. 375.

Die Propeller erzeugen Geräusche unmittelbar durch Wirbelablösung und mittelbar durch Erschütterungen, die teils durch die Wellenlager, teils über das Wasser auf den Schiffskörper übertragen werden. Sie sind auf Schnelldampfern oft von unerträglicher Größe, besonders, wenn dadurch die Eigenfrequenz des Schiffskörpers erregt wird. Als Abhilfe kommt nur eine Änderung der Größe und Flügelzahl der Schrauben in Frage. Bei dem französischen Dampfer „Normandie“ wechselte man z. B. die dreiflügeligen Propeller durch vierflügelige aus, womit man aus dem Resonanzbereich herauskam.

In neuerer Zeit sind öfter sog. singende Propeller¹ festgestellt worden, deren Geräusche teils als glockenähnliche Klänge, teils als Kreischen, Mahlen oder Summen geschildert werden. Die Ursache dieser Erscheinung steht noch nicht einwandfrei fest, doch sind es wahrscheinlich irgendwelche periodische Strömungsänderungen höherer Frequenzen. (Wirbelablösung.) Eine Verkleinerung des Propellerdurchmessers oder der Einbau einer anderen Schraube hat hier Abhilfe gebracht. Erfolg verspricht auch das Aufvulkanisieren von Gummischichten.

Da die Lüftung im Schiff sehr verbreitet ist und große Leistungen erfordert, hat man auf gute Dämpfung zu achten, die man z. B. mittels der Absorptionsdämpfer erreichen kann.

Die Wellenleitung ist ein guter Schalleiter, im allgemeinen jedoch keine Geräuschquelle. Jedoch können bei ungenauem Fluchten der Lager und schlechter Schmierung sowie bei Drehschwingungen Schüttelschwingungen auftreten, wie man sie z. B. an Rädern, die man auf ungeschmierter Achse in schnelle Drehung versetzt, beobachten kann. Wegen Gefährdung der Welle muß man die Geräuschursache beschleunigt abstellen.

Da im Schiff, wenigstens im Handelsschiff, für Zwecke der Geräuschdämpfung verhältnismäßig viel Raum und Gewicht zur Verfügung gestellt werden kann, kann eine systematische Schalldämpfung viel erreichen. Leider werden hier die Grundsätze der Schalltechnik oft ungenügend beachtet.

V. Schienenfahrzeuge.

Die Schienenfahrzeuge, also die Eisenbahnfahrzeuge, Triebwagen, Untergrundbahnen und Straßenbahnen erzeugen außer durch ihre Antriebsanlage Lärm durch den Schienenstoß, durch das Abrollen

¹ GUTSCHKE, F.: Das Singen von Schiffsschrauben. Z. VDI, Bd. 81 (1937) S. 822. — RICHARDSSON, E. G.: Notes on the Singing Propeller. Engineering, Bd. 144 (1937) S. 170. — SHANNON, J. F.: The Singing Propeller Problem. The Engineer, Bd. 167 (1939) S. 228. Vgl. auch Shipbuilding and Shipping Record, Bd. 51 (1937) S. 205 und Bd. 53 (1939) S. 36.

des Rades auf der Schiene, durch das sog. Rauschen, durch Anliegen des Spurkranzes in Kurven und durch das Bremsen. Die Geräuschdämpfung hat hier ebenso wie beim Schiff vor allem das Wohl des Reisenden im Auge, während die Umwelt erst in zweiter Linie berücksichtigt wird. An Abb. 22 verfolgen wir kurz den Weg der Geräusche und Erschütterungen, die teils über den Rahmen und die Wände unmittelbar, teils in Gestalt von Luftschall durch Fußboden, Seitenwände und die Fenster in das allseitig von Schall umgebende Abteil gelangen, wobei auch der Harmonikabalg der D-Züge als Schalldurchlaß von Bedeutung ist.

Zunächst muß es das Bestreben sein, möglichst wenig Geräusch zu erzeugen. Dazu muß man einmal die Schienenstöße vermeiden und die Schwin-

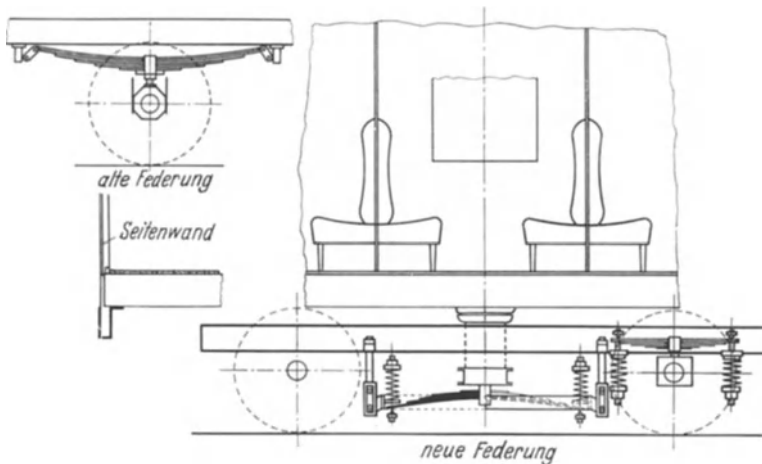


Abb. 22. Geräuschdämpfung am Eisenbahnwagen.

gungen der Bettung klein halten, weiter das Rollgeräusch verringern und schließlich die Ursache für das Rauschen der Schienen beseitigen.

Die Reichsbahn hat zur Verminderung der Zahl der Schienenstöße die Schienenlänge bereits auf 30 m und darüber gesteigert. Den Erfolg dieser Maßnahme hinsichtlich der Verringerung der Geräusche hat wohl jeder persönlich beobachten können. In Deutschland und im Ausland laufen Versuche mit noch längeren Schienen. Da die eisernen Schwellen durch Dröhnen Lärm verursachen, werden sie auf unseren Bahnen vielfach durch Holzschwelen ersetzt.

Die Verringerung der Laufgeräusche wurde auf verschiedene Weise in Angriff genommen (Abb. 23). Bei der Ausführung *a* mit Luftreifen, die in England, Frankreich und USA in Betrieb ist und von der Firma Michelin¹ entwickelt wurde, vermindert sich das Stoß- und Roll-

¹ Z. VDI, Bd. 77 (1933) S. 303.

geräusch, wie die englische Zeitschrift „The Engineer“ schreibt¹ in „unheimlicher“ Weise. Es wird berichtet, daß man auch bei Geschwindigkeiten von 100 km in der Stunde noch schreiben kann. Der Nachteil ist die geringe Reibungszahl bei nassen Schienen und die geringe Belastbarkeit der Reifen, die etwa 0,7 bis 1,1 t betragen soll und daher die Anzahl der erforderlichen Achsen vermehrt. Allerdings ermöglicht die geringe Stoßbeanspruchung des Wagens eine leichte Bauart. Ein Vorteil ist noch, daß die nicht abgefederte Masse gleich Null ist und daß die Schienenstöße und Weichen geschont werden. Für den Fall, daß die Luft entweichen sollte, nimmt ein Laufrad das Gewicht auf. Die Ausführung *b* der Firma Austro-Daimler² läßt die Entstehung des Rollgeräusches zu, dämpft jedoch seine Weiterleitung. Beim Entweichen der Luft stützt sich das Laufrad auf ein besonderes Lager. Als Belastung wird hierfür 1,5 bis 3,5 t angegeben. Auch bei der Bauart *c*,

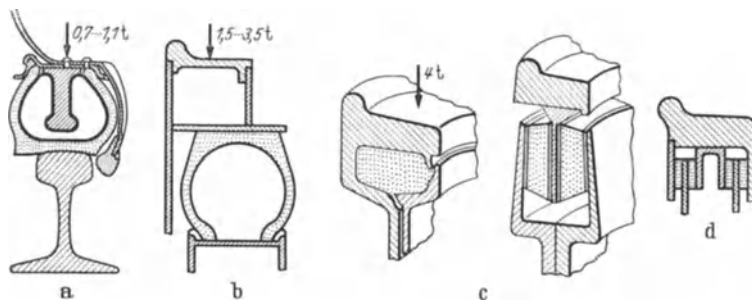


Abb. 23. Besondere Bauarten von Rädern zur Dämpfung der Laufgeräusche.

die bei der Ürdinger Waggonfabrik und der Gummifabrik Continental³ entwickelt wurde, und bei der Konstruktion *d* der Michigan-Zentralbahn⁴ kann Rollgeräusch erzeugt werden, das jedoch gedämpft wird. Da die Verbindung Gummi-Eisen sehr fest und dauerhaft ist, dürfte eine besondere Vorrichtung zum Abfangen der Räder kaum nötig sein. Die Federung der Ausführung *c* ist nur klein. Sie beträgt 0,2 mm/t in senkrechter und 6,0 mm/t in waagerechter Richtung, was daher rührt, daß dem Gummi verhältnismäßig wenig Platz zum Ausdehnen gegeben wurde und die Gummifläche sehr groß ist. Die Belastbarkeit beträgt 4 t. Man könnte sich diese Konstruktion noch verbessert denken. Bei derartigen Gummi- bzw. Luftfedern muß man die Eigenschwingungszahlen beachten und so legen, daß sie nicht erregt werden können. Meistens sind daher zu-

¹ KAYE, G. W. C.: Noise and Nation. The Engineer, Bd. 164 (1937) S. 279.

² Vgl. Automob.-techn. Z., Bd. 36 (1933) S. 345.

³ KREMER und REUTLINGER: Gummi in Rädern für Schienenfahrzeuge. Z. VDI (1933) Bd. 77 S. 955.

⁴ Vgl. Z. VDI, Bd. 77 (1933) S. 487.

sätzliche Stahlfedern nötig. Abb. 24 zeigt den Erfolg der Bauart *c* nach Versuchen bei der Frankfurter Straßenbahn. Mit derartigen Fahrzeugen sind bereits große Kilometerleistungen erzielt worden. Vorläufig scheinen sie jedoch nur auf Lokalbahnen in Betrieb zu sein.

In England hat man noch versucht, das Dröhnen der Räder von Triebwagen durch Aufspritzen von Asbest auf die Radscheiben zu verringern.

Da die Einführung der obigen Konstruktionen auf Hauptbahnen aus verschiedenen betriebstechnischen Gründen Schwierigkeiten bereitet, muß man hier gegenwärtig noch mit dem Auftreten der Geräusche infolge der Schienenstöße und des Rollens rechnen. Daher ist eine gute Schalldämpfung des Wagenkastens anzustreben.

Zur Verminderung der Übertragung von Erschütterungen und Körperschall auf das Wageninnere ist daher der Einbau eines geeigneten

Federsystems notwendig. Eine Dämmung allein mit Blattfedern, wie sie noch auf den Vorortbahnen verwendet wird (Abb. 22), ist besonders bei hohen Geschwindigkeiten unzureichend, da selbst eine gut geschmierte Blattfeder Stöße bis zu 200 kg ungedämpft überträgt. Daher werden bei Eilzug- und D-Zugwagen

Schraubenfedern eingeschaltet. Am günstigen wäre es, nur Schraubenfedern zu verwenden, wobei man wie beim Auto die Resonanzausschläge durch geeignete Öldämpfer verringern muß. Hierbei muß man allerdings ein Öl verwenden, das bei den im Eisenbahnbetrieb vorkommenden Temperaturgrenzen seine Viskosität nur wenig ändert, oder diese Abhängigkeit ausgleichende Steuervorrichtungen vorsehen. Ob es richtig oder falsch ist, Stahl- oder Gummifedern zu verwenden, dürfte aus den grundsätzlichen Ausführungen auf S. 124 bereits hervorgegangen sein. Abb. 25 zeigt zwei Bauarten einer Verbindung von Blatt- und Gummifedern.

Die Größe der zulässigen Federung wird durch die internationalen Pufferhöhen sowie durch die Lage der Eigenschwingungen begrenzt.

Das Rauschen der Räder ist eine Folge von Schienenriffeln, die sich mit einer Wellenlänge von etwa 5 cm auf vielbefahrenen Strecken bilden. Ihre Entstehungsursache ist noch nicht geklärt, sie dürfte jedoch auf Torsionsschwingungen der Achsen zurückzuführen sein. Als

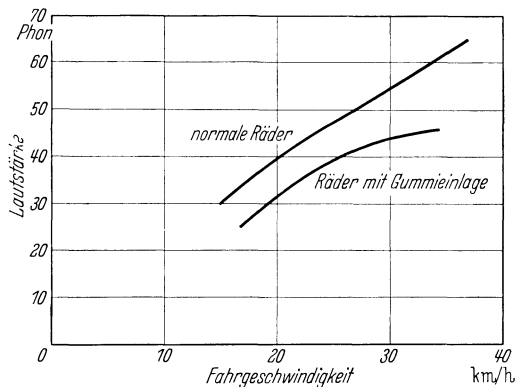


Abb. 24. Lautstärke im Straßenbahnwagen bei Versuchen mit verschiedenen Rädern.

Abhilfe hat man im Auslande besondere Maschinen zum Abschleifen der Schienen eingesetzt.

Das Eindringen des Luftschalls durch Fußboden und Seitenwand in das Abteil kann man durch Beachtung der Grundsätze für die

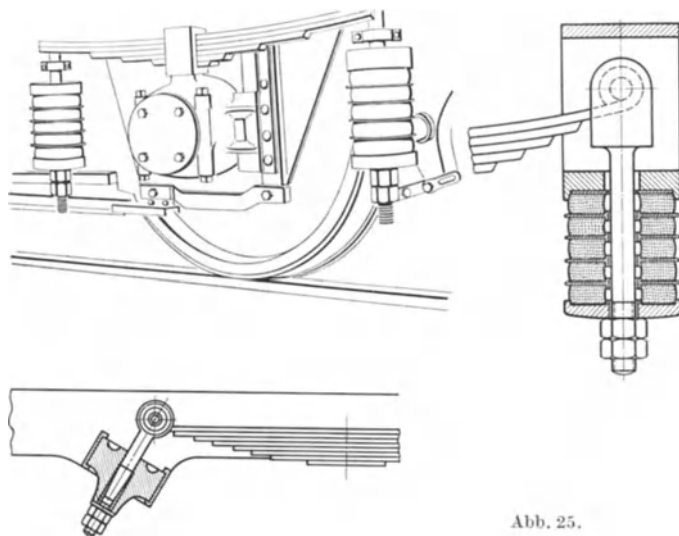


Abb. 25.

Mehrfachwand gegenüber den jetzigen Ausführungen sicher noch verbessern. In England hat man z. B. die der inneren Luftschicht zugekehrten Wandflächen mit Spritzasbest versehen und auf dem Fußboden noch eine Lage Kork und Schwammgummi angebracht.

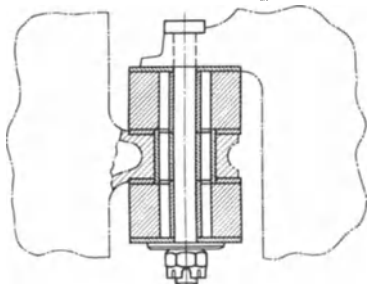


Abb. 26. Elastische Lagerung eines Triebwagenmotors.

Durch die Fenster gelangt der meiste Schall ins Abteil. Eine Verbesserung läßt sich durch feststehende Doppelfenster erreichen, wobei man für zusätzliche ausreichende und geräuschlose Lüftung sorgen muß. Z. B. hat man bei den zweistöckigen Wagen der Lübeck—Büchener Bahn einen 30fachen Luftwechsel in der Stunde vorgesehen.

Große Erfolge verspricht weiter die Trennung des Wagenkastens von der Inneneinrichtung oder vom Rahmen. Daß es günstig ist, Schallschluckstoffe in den Abteilen anzubringen, erkennt man an dem Lärmunterschied in der 2. und 3. Klasse.

Der Lärmpegel beträgt in Deutschland jetzt etwa 60 bis 80 Phon. Es ist nicht ausgeschlossen, daß er noch beträchtlich verringert werden kann.

Bei motorgetriebenen Triebwagen wird eine elastische Aufhängung des Motors vielfach durchgeführt, wobei meistens Gummifedern verwendet werden. Abb. 26 u. 27 zeigen Ausführungen der Firmen Getefo¹ und Continental². Zur Vermeidung der Übertragung von Luftschall ist eine Schallhaube über dem Motor erforderlich.

Straßenbahnen erzeugen außer auf die beschriebene Weise noch Geräusche durch die Elektromotoren und die Getriebe, über die bereits alles Erwähnenswerte gesagt wurde. Eine Übertragung des Schleifgeräusches der Bügel über die Aufhängung der Fahrdrähte an Hauswände kann man durch den Einbau von Federn verhindern.

Bei Untergrundbahnen ist der Luftschall wegen der geringen Schallabsorption im Tunnel besonders groß, so daß die Lautstärke im Abteil oft 90 Phon und mehr beträgt. Auf dem Bahnhof „Knie“ wurden 80 Phon gemessen. In England hat man, wie Abb. 28 zeigt, die

¹ Vgl. Werbeschrift der Firma.

² KLÜSENER, O.: Gummilagerung des Motorrahmens in einem Triebwagen. Mitt. Forsch.-Anst. Gutehoffnungshütte, Bd. 6 (1938) S. 138.

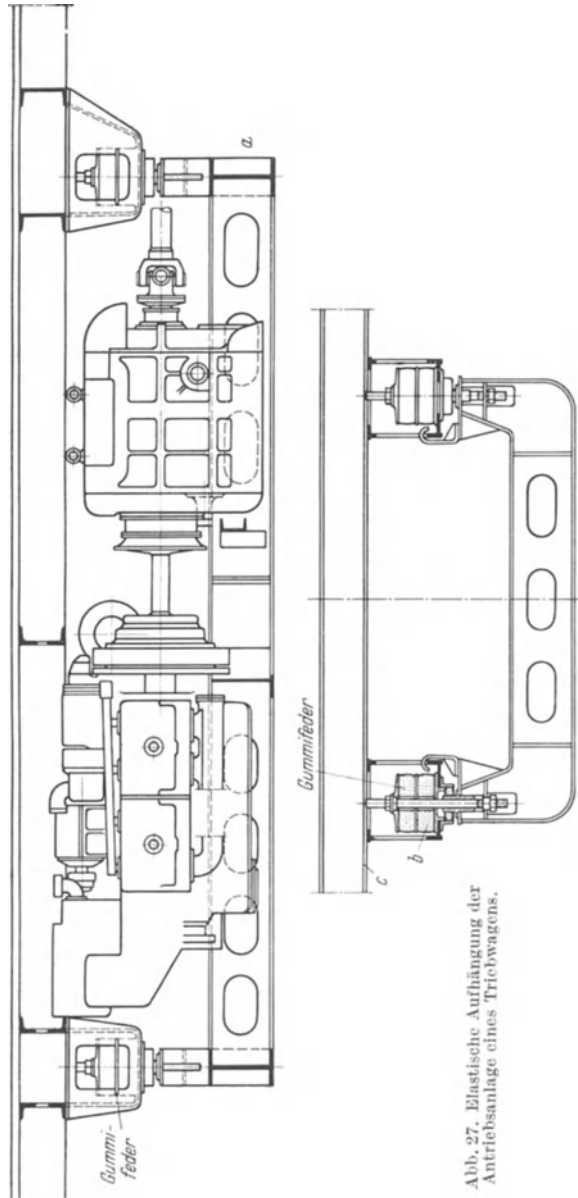


Abb. 27. Elastische Aufhängung der Antriebsanlage eines Triebwagens.

Tunnel mit Spritzasbest ausgekleidet und Bremsklötze mit Asbestbremsbacken verwendet, was sich sehr gut bewährt haben soll. In der Neu-Yorker U-Bahn ist es durch systematische Schallbekämpfung gelungen,

den Lärmpegel im Abteil von 81 Phon auf 62 Phon abzusenken.

Hier könnte sicherlich auch bei uns noch manches verbessert werden.



Abb. 28. Ausspritzen des Tunnels einer Untergrundbahn mit Asbest.

VI. Straßenfahrzeuge.

Über die Geräusche an motorgetriebenen Straßenfahrzeugen d. h. an den eigentlichen Kraftfahrzeugen hat das Institut für Kraftfahrwesen und Fahrzeugmotoren an der Technischen Hochschule

Stuttgart eingehende Messungen durchgeführt¹. Die Geräuschquellen am Kraftwagen sind folgende (vgl. auch Abb. 29): Motor mit Ansaug- und Auspuffrohr, Getriebe, Lüfter, Reifen, Federn. Ferner entstehen Geräusche durch den Fahrwind und durch das Dröhnen des Wagen-

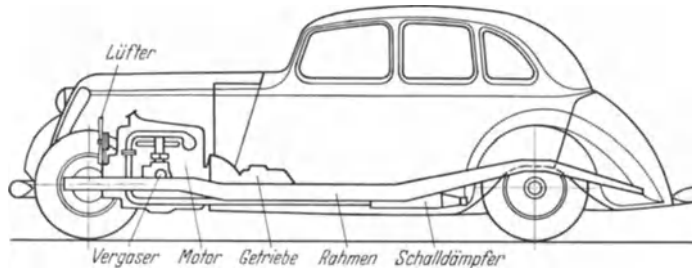


Abb. 29. Geräuschquellen am Kraftwagen.

kastens infolge von Erschütterungen, die infolge der unebenen Fahrbahn hier beträchtlich größer sind als beim Schienenfahrzeug und schließlich durch das Hupen.

Der Störschall dringt als Luftschall oder über den Rahmen als Körperschall in das Wageninnere ein. Eine gute Geräuschdämpfung ist be-

¹ HOFFMEISTER, O.: Geräuschbekämpfung bei Kraftfahrzeugmotoren. Z. VDI, Bd. 81 (1937) S. 318. — HOFFMEISTER-KAMM: Kraftfahrtechnische Forschungsarbeiten, Heft 3. Berlin: VDI-Verlag.

sonders wichtig, da der Lärm bei längerem Fahren ermüdend auf den Fahrer wirken kann, wodurch Verkehrsunfälle hervorgerufen werden. Der Weg einer Bekämpfung der Geräusche und Erschütterungen ist nach den vorhergegangenen Ausführungen wohl ohne weiteres verständlich.

Ansaug- und Auspuffschalldämpfer sind gerade beim Kraftwagen empirisch und theoretisch recht weit entwickelt, und es ist bedauerlich, daß auch heute noch Krafträder, Dreiradwagen mit Zweitaktmotoren und große Lastzüge ein unzulässig starkes Auspuffgeräusch erzeugen.

Die elastische Aufhängung des Motors¹ hat zu Sonderausführungen geführt, die sich bei der Kleinheit der Maschinen leicht verwirklichen läßt und bei einer Reihenfertigung naheliegt. Es werden hierfür ausschließlich Gummifedern benutzt, wobei von der vorzüglichen Haftung von Eisen auf Gummi weitgehend Gebrauch gemacht wird.

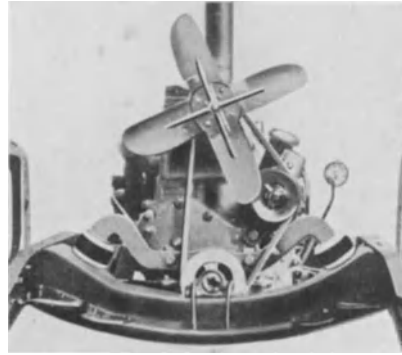


Abb. 30. Elastische Lagerung eines Kraftwagenmotors mit druckbeanspruchten Gummifedern.

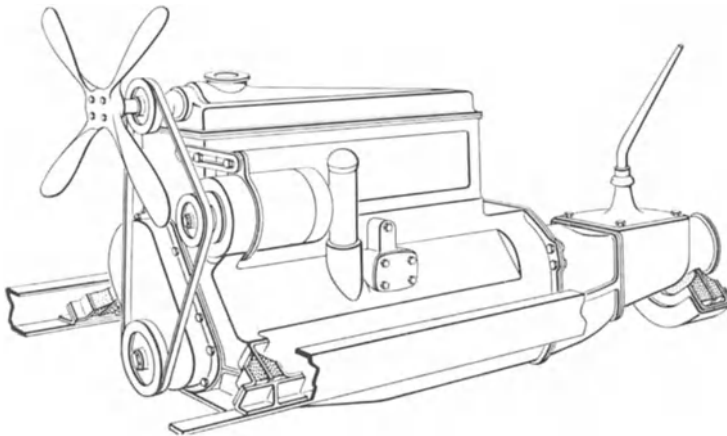


Abb. 31. Elastische Lagerung eines Kraftwagenmotors mit schubbeanspruchten Gummifedern.

Abb. 30 zeigt die Lagerung eines Motors auf Gummiklötzen, die vor allem druckbeansprucht sind, wobei die Stützpunkte zwecks Verringerung der Schwingungsausschläge hochgezogen wurden. Bei den Gummiteilen der elastischen Aufstellung nach Abb. 31 werden die Kräfte da-

¹ RIEDINGER: Federnde Lagerung der Antriebsmotoren in Kraftwagen und Flugzeugen. Z. VDI, Bd. 81 (1937) S. 713.

gegen durch Schubspannungen aufgenommen. Abb. 32 zeigt die Anordnung der sog. Schwebebauweise¹, die nicht unbedingt einen Vorzug gegenüber den anderen Ausführungen verdient. Sie ist bei einer Reihe von Markenwagen wie z. B. Mercedes durchgeführt.

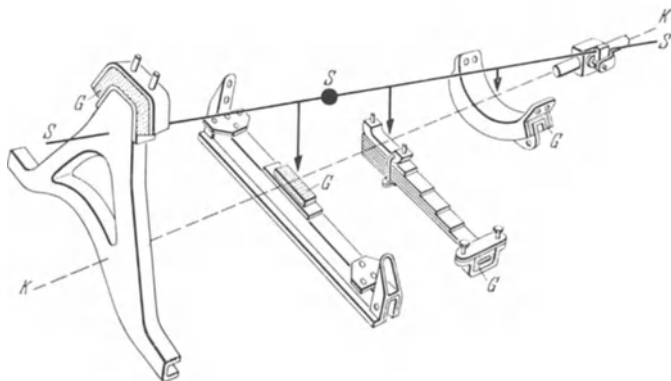


Abb. 32. Elastische Lagerung nach der sog. Schwebebauweise G = Gummiteile
 S = Schwerpunkt des Motors.

Der bei elastisch gelagerten Motoren notwendige bewegliche Anschluß der Welle erfolgt durch Kardangelenke oder Gummikupplungen, was bei den verhältnismäßig geringen Leistungen keine Schwierigkeiten bereitet.

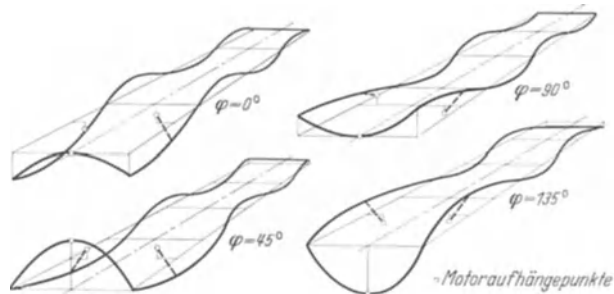


Abb. 33. Formen der vom Motor erregten Schwingungen eines Omnibusrahmens. φ = Kurbelwinkel.

Dank der Massenanfertigung und genauen Herstellung der Getriebe sind die Zahnradgeräusche meistens gering. Nur bei abgenutzten Getrieben ist mit stärkerem Lärm zu rechnen.

Störend ist auch das Reifengeräusch, das durch Abwälzen der Profile auf der Straße entsteht, wobei durch das Festsaugen und Ablösen des Gummis Schallwellen meist höherer Frequenzen erregt werden.

Die Stöße infolge der Straßenunebenheiten und der periodischen

¹ OESER, K.: Schwingungen am Kraftfahrzeug und deren Isolierung gegen die Umgebung. Automob.-techn. Z., Bd. 37 (1934) S. 272. — Vgl. Automob.-techn. Z., Bd. 39 (1936) S. 121.

Kräfte, die von unausgeglichene und ungenügend abgefederten Motoren ausgehen, rufen Verbiegungen des Rahmens hervor, wie sie z. B. Abb. 33 zeigt. Dadurch werden die Karosseriewände zum Dröhnen angeregt, wobei besonders beim Gegeneinanderschwingen Druckwechsel niedriger Frequenz erzeugt werden, die einen unangenehmen Druck auf das Ohr zur Folge haben, zumal bereits eine periodische Verdichtung des Wageninnern um nur 10^{-5} at sich sehr störend bemerkbar macht. Besonders zeigt sich dieser Übelstand bei der Ganzstahlbauweise. Da bei dieser Erscheinung vor allem sehr tiefe Frequenzen erzeugt werden, helfen Schallschluckstoffe nur wenig. Man muß daher durch einen steifen Bau der Karosserie, durch Vermeidung ebener Flächen größerer Abmessung und durch eine kräftige Bauart des Rahmens die Verbiegungen möglichst gering halten. Treten doch noch Dröhnschwingungen auf, so sind sie durch Dämpfen der Blechwandungen herabzusetzen (vgl. hierzu die Ausführungen auf S. 120). Den meisten Erfolg wird die Trennung der Karosserie vom Rahmen d. h. ihre elastische Aufstellung haben. Ferner kann man durch eine gut abgestimmte Federung dafür sorgen, daß möglichst wenig Erschütterungen auf den Wagen übertragen werden.

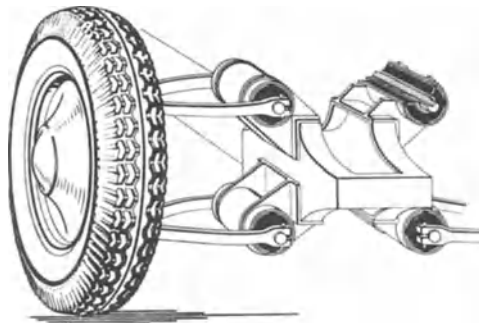


Abb. 34. Torsionsfederung aus Schwingmetall für eine Vorderachse.

Hierfür werden im allgemeinen Stahlfedern neuerdings jedoch auch Gummifedern verwendet. Abb. 34 zeigt z. B. den Einbau von Gummitteilen zur Abfederung einer Vorderachse.

Diese Maßregeln dämpfen gleichzeitig die Übertragung von Körperschall in das Wageninnere, das außerdem durch die Doppelwand der Karosserie gegen das Eindringen von Luftschall geschützt wird.

Da das Auto in den Städten die Größe des Straßenlärms bestimmt, sind in mehreren Staaten eingehende Messungen des Gesamtlärms angestellt worden, um Unterlagen für eine erfolgreiche Lärminderung zu gewinnen. Nach den einige Jahre zurückliegenden Messungen von WILLMS und MEYER¹ wurden Lautstärken bis zu 110 Phon gemessen. Das lauteste Fahrzeug war ein Kraftrad mit Beiwagen. Auch in England hat man ähnliche Messungen angestellt und Lautstärken von 70 bis 105 Phon ermittelt². Auch hier vollführten die Krafträder den

¹ MEYER und WILLMS: Geräuschmessungen an Kraftfahrzeugen. Z. VDI (1932) Bd. 85 S. 983.

² KAYE, G. W. C.: Noise and Nation. The Engineer, Bd. 164 (1937) S. 279.

größten Lärm. Darauf wurde in diesem Land als Norm eine Lautstärke von 95 Phon für alte und von 90 Phon für neue Wagen, gemessen in 7,6 m Entfernung festgelegt. Ferner wurden zur Prüfung von neuen Wagen vier Geräuschstationen eingerichtet. In Deutschland darf ein Kraftfahrzeug in 7 m seitlicher Entfernung bei 45 km Geschwindigkeit unter Last nicht mehr als 85 phon_{DIN} ($p_0 = 2 \cdot 10^{-4} \mu\text{bar}$) hervorrufen¹.

Diese Bestimmung wird jedoch praktisch nicht durchgeführt.

Ähnliche Vorschriften gelten für die Lautstärke der Hupen. Auf die günstige Wirkung des Hubverbotes in Großstädten sei noch hingewiesen.

VII. Luftfahrzeuge.

Die Schallabwehr im Flugzeugbau² gehört zu den interessantesten und gleichzeitig schwierigsten Aufgaben für den Schalltechniker. Hier sind die Bedingungen denkbar ungünstig, da einmal die hochgezüchteten Antriebsanlagen starke Geräuschquellen darstellen und weiter nur ein sehr geringes Gewicht für den Schallschutz zur Verfügung ge-

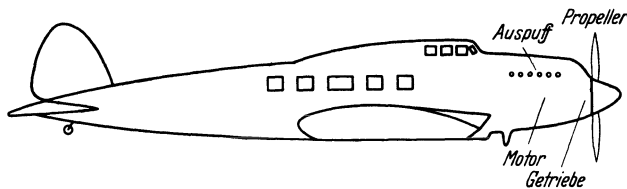


Abb. 35. Geräuschquellen am Flugzeug.

stellt werden kann, wobei als weitere Erschwerung hinzukommt, daß die zu schützende Kabine allseitig von Geräusch umgeben ist. Das Maß des Erreichten ist andererseits ein Beispiel dafür, was man auf dem Gebiet der Schalltechnik bei richtiger Ausnutzung der physikalischen Gegebenheiten auch unter den hoffnungslosesten Voraussetzungen erzielen kann.

An Abb. 35 vergegenwärtigen wir uns die hauptsächlichsten Geräuschquellen: Propeller, Motor mit Getriebe und Lader, Hilfsmaschinen, Lüftungsanlagen und Wirbelablösung an der Außenhaut. Wie bei den anderen Fahrzeugen muß man zwischen Luft- und Körperschall unterscheiden.

Der Propeller ist der Erzeuger sehr starker Geräusche, die auf die vom Arbeitsvorgang erzeugten Schwankungen des Luftdruckes, auf Wir-

¹ Übersicht über gesetzliche Maßnahmen zur Geräuschminderung. Akust. Z., Bd. 4 (1939) S. 73.

² ZAND, ST.: Acoustics and the Airplane. J. Soc. automot. Engr., Bd. 34 (1934) S. 41. — GÜTSCHKE, F.: Der Flugzeuglärm und seine Bekämpfung. Z. VDI, Bd. 78 (1934) S. 825.

belablösungen am Profil, und auf Eigenschwingungen des Propellerblattes zurückzuführen sind.

Man kann sich die Entstehung des ersten Vorganges folgendermaßen erklären: Bewegt sich ein symmetrisches Strömungsprofil parallel zu seiner Achse in der Luft, so führt die verdrängte Luftmasse eine Schwingung aus, die, falls sie schnell genug erfolgt, als Schall wahrnehmbar wird. Die Schallerzeugung geschieht hier ähnlich wie bei einer pulsierenden Kugel, die auch als Schallstrahler nullter Ordnung bezeichnet wird. Bei ungleichmäßigen Profilen, wie sie beim Propeller verwendet werden, tritt außerdem infolge des Schubes noch eine einseitige Luftbewegung auf, die wiederum Schall erzeugt, wobei das Propellerblatt also als Schallstrahler erster

Ordnung, d. h. wie eine hin- und herschwingende Kugel wirkt. Da die Propellerblätter umlaufen und dadurch die Schallerzeugung an den einzelnen Orten der Propellerfläche zeitlich verschoben ist, werden Interferenzen hervorgerufen, die eine ungleichmäßige Verteilung der Schallabstrahlung bewirken. Es treten aus diesem Grunde also Richtwirkungen auf. Außerdem werden durch die Reibung an den Blättern Wirbel erzeugt, die sich als Pfeifen und Zischen bemerkbar machen und somit das Schallspektrum nach den hohen Frequenzen zu erweitern¹.

Durch die Schallschwingungen werden die Blätter als Ganzes oder in Teilen zum Mitschwingen angeregt, wodurch einzelne Frequenzen verstärkt werden und die Klangfärbung geändert wird.

Schalleistung und Verteilung der Schallenergie hängen also weitgehend von der Bauart der Propeller und den Betriebsbedingungen ab, d. h. von der Art des Profils, von der Anzahl der Blätter, von der Umfangsgeschwindigkeit und von dem Baustoff. Abb. 36 zeigt deutsche und Abb. 37 amerikanische Messungen, die deutlich die Richtungs-

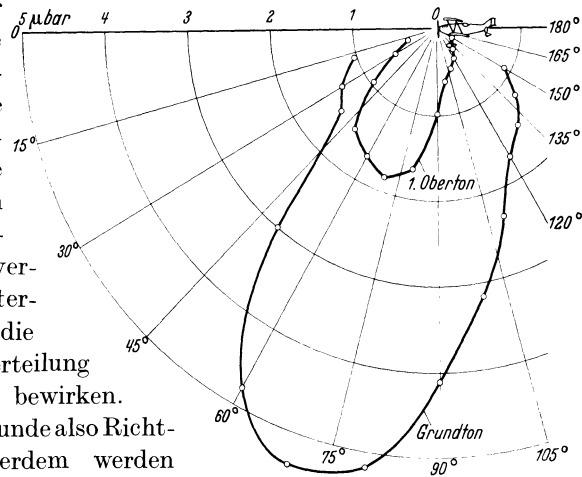


Abb. 36. Richtungsverteilung des Geräusches eines vierflügeligen Propellers.

¹ WILLMS, W. und W. ERNSTHAUSEN: Neuere Untersuchungen über das Luftschraubengeräusch. Luftwissen, Bd. 5 (1938) S. 128. — ERNSTHAUSEN, W.: Untersuchungen über das Luftschraubengeräusch. Akust. Z., Bd. 3 (1938) S. 141. — Strahlergruppen mit umlaufender Phase. Akust. Z., Bd. 3 (1938) S. 380. Vgl. auch S. 119, Anm. 1 u. 2.

abhängigkeit der Schallabstrahlung beweisen, die in der Propellerebene bzw. in der Nähe davon am größten ist.

Wie aus Abb. 38 zu erkennen ist, nimmt die Geräuschstärke in Phon bis zu einer Geschwindigkeit von etwa 260 m/s angenähert proportional mit der Drehzahl zu. Oberhalb derselben wächst der Lärm wegen An-

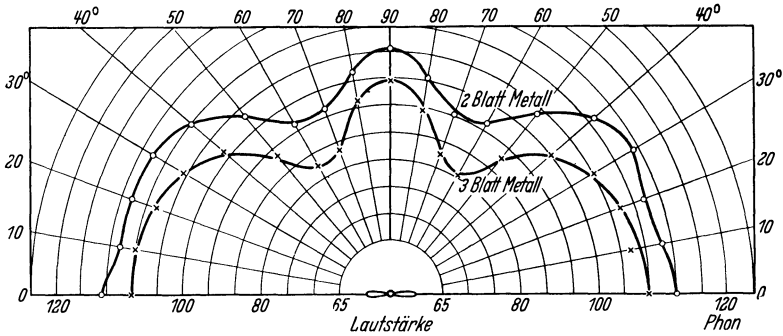


Abb. 37. Richtungsverteilung von Propellergeräuschen.

näherung an die Schallgeschwindigkeit beträchtlich stärker an, da dann Druckwellen von nicht linearem Charakter entstehen. Rechnet man aus diesen Messungen den Schalldruck aus, so ergibt sich, daß er mit der zwölften Potenz und stärker mit der Umfangsgeschwindigkeit ansteigt.

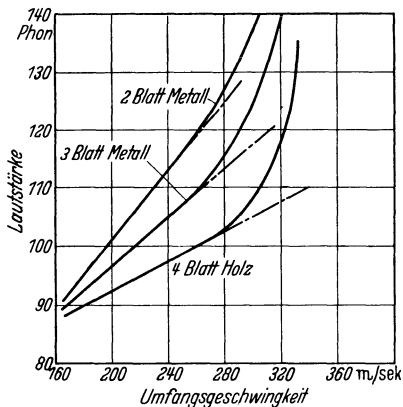


Abb. 38. Abhängigkeit der Lautstärke von der Umfangsgeschwindigkeit.

Wie aus der Abb. 38 gleichfalls hervorgeht, wird die Schallerzeugung mit wachsender Blattzahl kleiner. Wegen der größeren inneren Dämpfung von Holz sind Luftschrauben aus diesem Werkstoff leiser als metallene.

Da bei einer Verstellschraube die Strömung günstiger verläuft, ist auch die Geräuscherzeugung geringer.

Die Maßnahmen zur Verringerung des Luftschraubengeräusches sind zusammengefaßt also folgende:

Günstiges Profil, günstige Anströmung durch Verstellbarkeit der Blätter, geringe Umfangsgeschwindigkeit, Verwendung mehrblättriger Propeller aus einem Werkstoff mit großer innerer Dämpfung.

Was man in dieser Hinsicht erreichen kann, zeigen z. B. Versuche von WILLMS und ERNSTHAUSEN an zwei Luftschrauben verschiedener Bauart, die sich in der Schalleistung beträchtlich mehr als eine Zehner-

potenz unterschieden. Es dürfte auch allgemein aufgefallen sein, daß das Luftschraubengeräusch des neuen Luftschiffes „Graf Zeppelin“ nur auf geringe Entfernungen hörbar ist.

Zur weiteren Minderung des Propellerlärms in der Kabine kann man die Luftschraube so anordnen, daß in der Propellerebene die Neben-

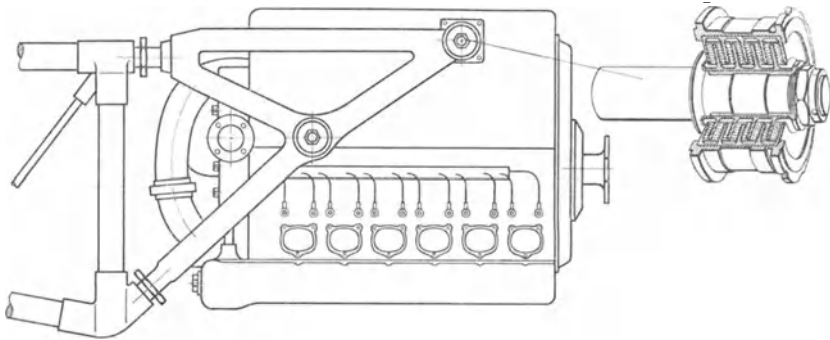


Abb. 39. Elastische Lagerung eines Reihenmotors.

räume z. B. für Gepäck, Post u. a. liegen, während die Passagierräume außerhalb dieser stärksten Lärmzone eingebaut werden, vgl. Abb. 43.

Der Flugmotor — Sternmotor, Reihenmotor, Motor mit gegenläufigen Kolben — ist theoretisch ausgeglichen. Durch Verformung des Gehäuses

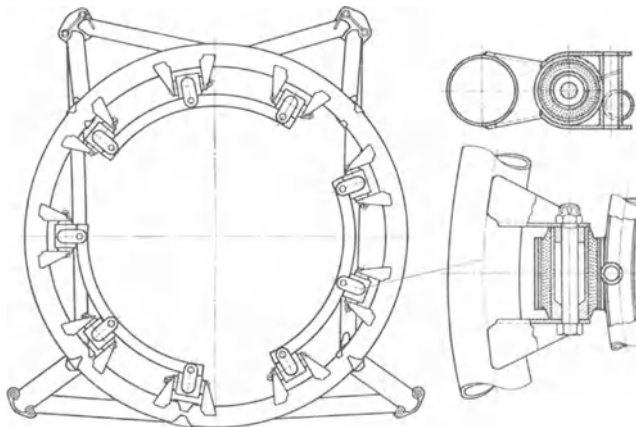


Abb. 40. Elastische Lagerung eines Sternmotors.

und Triebwerkes sowie durch ungleiches Drehmoment treten Erschütterungen auf, die heute fast allgemein zu einer Aufhängung der Maschinen an Gummifedern geführt haben. Einige Ausführungen solcher elastischer Lagerungen zeigen Abb. 39 u. 40¹.

¹ LÜRENBAUM, K. und W. BEHRMANN: Schwingungstechnische Gesichtspunkte der federnden Aufhängung von Flugmotoren. Jb. 1937 Luftfahrtforschung, Teil II S. 107.

An Vorschlägen und Bauarten für Schalldämpfer hat es nicht gefehlt. Da jedoch die Abgastemperaturen sehr hoch sind und ein außen angebrachter Dämpfer einen unzulässig hohen Strömungswiderstand erzeugt, baut man meistens keine Dämpfer ein. Zur Verminderung des Auspuffgeräusches kann man z. B. die Auspuffgase in ein Sammelrohr führen, das auf der Unterseite des Flügels in einem Unterdruckgebiet endet, wodurch der Druckverlust in der Rohrleitung ausgeglichen wird und kein Leitungsverlust entsteht. Der Flügel bildet auf diese Weise einen guten Schallschutz für die Kabine, so daß die Schallstärke um etwa 10 Dezibel vermindert wird. Bemerkenswert ist in diesem Zusammenhang, daß das Auspuffgeräusch der Motoren des Luftschiffes „Graf Zeppelin“ durch die Kühlung des Auspuffes und die Kondensation des Wasserdampfes der Abgase sehr wirksam gedämpft wird. Diese Erscheinung läßt sich in ähnlicher Weise erklären, wie die Dämpfung durch Wassereinspritzung in das Abgas (vgl. S. 127).

Das Arbeitsgeräusch von luftgekühlten Motoren wird durch die jetzt üblichen Leitvorrichtungen für die Kühlluft gemildert. Bei den anderen Motorenarten wird im allgemeinen kein besonderer Schallschutz für diese Geräuschquelle vorgesehen.

Die Windgeräusche muß man durch gute aerodynamische Ausbildung des Flugzeugkörpers, d. h. unter anderem durch Vermeidung von vorstehenden Teilen, Drähten, Verstreben usw. klein halten. Diese Geräusche kann man besonders gut beim Gleitflug bzw. bei Segelflugzeugen untersuchen. Bei Schnellflugzeugen können die sich an der Außenhaut ablösenden Wirbel zu Erschütterungen der Wände führen, bei deren Gestaltung hierauf Rücksicht genommen werden muß.

Die von den Luftkräften und vom Motor herrührenden Erschütterungen des Tragwerkes gelangen als Körperschall in die Kabine, besonders wenn einzelne Teile von ihr, wie z. B. der Fußboden zur Übertragung von Kräften benutzt werden. Daher sollte man möglichst eine völlige Trennung von Tragwerk und Kabine durchführen, oder wenigstens die innere Kabinenwand elastisch aufstellen. Eine solche Bauart ist z. B. in Amerika bei der Curtiss Condor XT 32 durchgeführt worden.

Um das Dröhnen der Blechbekleidung zu verhindern, soll man nach amerikanischen Angaben die freien Felder zwischen den Versteifungen auf Größen von 50×90 cm beschränken. Günstig ist auch das Bekleben der Wände mit einem Stoff mit großer innerer Reibung (vgl. die Ausführungen auf S. 121). Die Kabinenwand muß besonders sorgfältig als Doppelwand ausgebildet werden. Man kann nach Mitteilungen aus USA bereits mit einem Wandgewicht von $1,46 \text{ kg/m}^2$ eine Dämmung von 24 db erreichen. Die Kabine selbst ist mit einem hochwertigen Schallschluckstoff auszukleiden, der z. B. aus Filz mit einem im Abstand von einigen Zentimetern davor gespannten Stoff bestehen kann. Zur Erhö-

hung der Schallabsorption besonders der tiefen Frequenzen kann man die Eigenschwingung der Stoffwand ausnutzen, deren Spannung und damit Eigenfrequenz durch Auftragen von Spannlack eingestellt werden kann. Durch richtige Anordnung braucht man für den Schallschluckstoff nur wenig Gewicht aufwenden (nach amerikanischen Angaben 1 bis 2 kg/m²). Zur Schalldämpfung der Kabine neuerer Junkersflugzeuge (Ju 52) wurde eine Anordnung nach Abb. 41 verwendet, die oberhalb von 300 Hz eine gute Schallschluckung aufweist¹.

Natürlich muß man sorgfältig jeden Spalt und jedes noch so kleine Loch in der Kabine vermeiden, was u. a. besondere Türkonstruktionen bedingt. Die Fensterfläche ist zweckmäßig möglichst klein und als Doppelwand auszuführen. Eine künstliche und leise arbeitende Lüftung ist vorzusehen.

Bei der wegen ihrer leisen Kabine berühmten Douglas DC 1 1934 wurden insgesamt 95 kg für die Schalldämpfung aufgewendet, d. h. 7,5 kg für den Fahrgast. Und, während in ungedämpften Kabinen Laut-

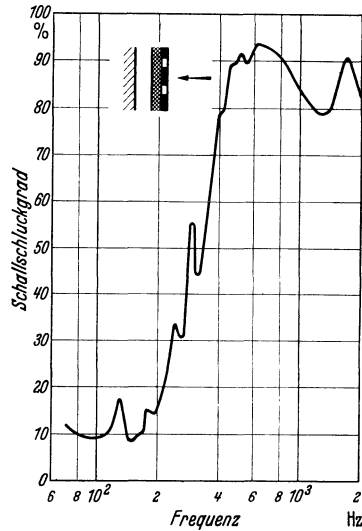


Abb. 41. Wirkung eines für Flugzeuge entwickelten Schallschluckstoffes.

stärken von 110 bis 120 Phon beobachtet werden, ergab sich hier als Erfolg einer systematischen Schallbekämpfung ein Störpegel von 80 bis 85 Phon, wobei die hohen Frequenzen am meisten vermindert wurden, was für die Unterhaltung günstig ist. Ein Grammophon war nach den Berichten überall zu hören. Abb. 42 und 43 lassen deutlich das Erreichte erkennen, wobei man berücksichtigen muß, daß es sich um Messungen aus dem Jahre 1934 handelt.

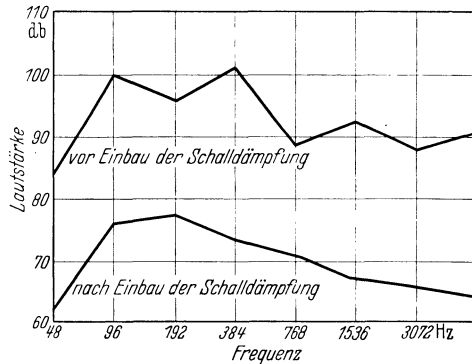


Abb. 42. Erfolge der Geräuschbekämpfung in einer Douglas-Maschine.

Auch in deutschen Maschinen sind in neuerer Zeit ähnlich Maßnahmen durchgeführt worden und haben entsprechend der weiteren Entwicklung

¹ WEHNER und WILLMS: Die Erfolge der Entlärnung in Flugzeugkabinen. Luftwissen, Bd. 5 (1938) S. 121.

zu noch geringeren Lautstärken geführt, die etwa dem Geräusch in der Bahn entsprechen (vgl. Abb. 44). Der Gewichtsaufwand beträgt bei der Ju 52 etwa 9,5 kg und bei dem Großflugzeug WF 200 sogar nur 3,5 kg für den Fahrgast¹.

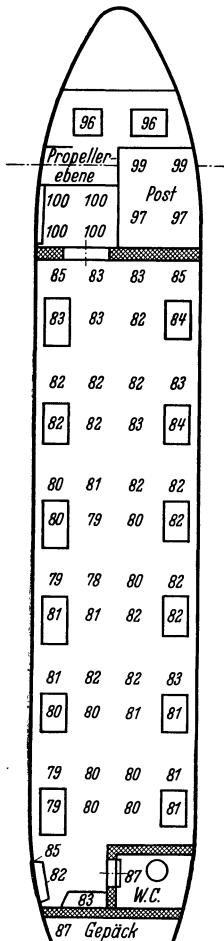


Abb. 43. Geräuschstärken in einer Douglas-Maschine. Die Zahlen geben die Lautstärke an dem Orte in Phon an.

Es ist allerdings darauf hinzuweisen, daß gegenwärtig die meisten für die Lärmbekämpfung verwendeten Werkstoffe feuergefährlich sind, was bei Verkehrsunfällen eine zusätzliche Gefahrenquelle bedeutet. Jedoch sind Bestrebungen im Gange, geeignete, nicht oder wenig brennbare Materialien zu entwickeln.

Die erwähnten günstigen Ergebnisse bei der Schallabwehr im Flugzeugbetrieb beweisen mit großer Deutlichkeit, was eine planmäßige Anwendung der Erkenntnisse der Schalltechnik an Erfolgen erreichen kann.

Wie vielleicht während dieser Ausführungen aufgefallen ist, wurde vor allen Dingen eine Schallabwehr behandelt, die das Wohl des Reisenden im Auge hatte.

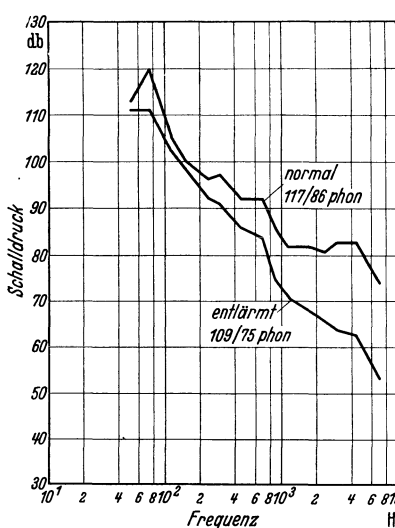


Abb. 44. Geräuschstärke in einer Ju 52.

Nur bei der Erörterung des Straßenlärms kam es zum Ausdruck, daß auch noch auf das Ergehen der anderen Mitmenschen Rücksicht genommen werden muß. In der Tat liegt auf diesem Gebiet noch

vielen im argen, das dringend der Lösung bedarf. Mit wachsender Verkehrsdichte werden diese Fragen immer brennender werden. Z. B. ist es mit Hinblick auf die Bewohner der Nähe großer Flugplätze dringend erwünscht, eine Geräuschdämpfung der Flugzeuge auch nach außen hin durchzuführen. Hier wird sich für den Schalltechniker noch ein weites Feld der Betätigung eröffnen.

vielen im argen, das dringend der Lösung bedarf. Mit wachsender Verkehrsdichte werden diese Fragen immer brennender werden. Z. B. ist es mit Hinblick auf die Bewohner der Nähe großer Flugplätze dringend erwünscht, eine Geräuschdämpfung der Flugzeuge auch nach außen hin durchzuführen. Hier wird sich für den Schalltechniker noch ein weites Feld der Betätigung eröffnen.

¹) Siehe Fußnote S. 147.

Tabellen und Formeln.

Zusammengestellt von ERNST LÜBCKE, Berlin.

In den folgenden Tabellen sind die Zahlenwerte zusammengetragen und in eine leicht verwendbare Form gebracht, welche der Ingenieur zur Berechnung von Schallwiderständen, von akustischen Schwingungskreisen, von Eigenschwingungen von Hohlräumen, Luftsäulen, Stäben, Ringen und Scheiben benötigt. Die Kenntnis dieser Größen ist in der praktischen Schallabwehr deshalb wichtig, weil ihre möglichst genaue Bestimmung im Zusammenhang mit der Gewinnung des Schallspektrums des Störgeräusches häufig erst ermöglicht, die Hauptstörung festzulegen. Kennt man sie, ergeben sich meist mehrere Mittel zu ihrer Änderung, die ingenieurmäßig möglich und wirtschaftlich vertretbar sind.

I. Schallgeschwindigkeit und Schallwiderstände.

Die **Schall(ausbreitungs)geschwindigkeit** c in m/sec für Longitudinalwellen hängt von dem Verhältnis der Dichteänderung des Übertragungstoffes $d\rho$ zu der von der Schallwelle hervorgerufenen Druckänderung dp ab:

$$c = (dp/d\rho)^{1/2} = f \cdot \lambda,$$

wo f die Frequenz in Hz und λ die Wellenlänge in m ist.

a) In Gasen: $c = (\kappa \cdot P_0/\rho)^{1/2} \cdot 10^{-2}$ m/sec. Hierin ist P_0 der Gasdruck-Gleichgewichtszustand. Im CGS-System ist dies die Kraft, die auf die Flächeneinheit wirkt. Mißt man den Gasdruck in h/cm Quecksilbersäule, so ist der Gasdruck $P_0 = h \cdot s \cdot \gamma$, wobei s = Gewicht eines cm^3 Quecksilber in Gramm = $13,59 \text{ g/cm}^3$ und γ = Fallbeschleunigung im Erdfelde = 981 cm/sec^2 ist. $P_0 = 1,013 \cdot 10^6 \text{ g/cm/sec}^2$ oder dyn/cm^2 . $\kappa = cp/c_v$ = Verhältnis der spezifischen Wärmen. ρ = Dichte des Gases in g/cm^3 . — Rechnet man im technischen Maß-System, dann wird $c = (\kappa \cdot p \cdot g/\gamma)^{1/2}$, wo p = Atmosphärendruck in kg/m^2 , g = Erdbeschleunigung = $9,81 \text{ m/sec}^2$ und γ = spezifisches Gewicht in kg/m^3 ist. Die Übereinstimmung zwischen beiden Maßsystemen liegt darin, daß stets das Verhältnis von Druck zu spezifischer Masse oder Dichte zu bilden ist.

Gas	ρ g/cm ³ · 10 ⁻³	κ	c bei 20° und 760 Torr m/sec	$z = \rho \cdot c$ in dyn · sec · cm ⁻³ oder akust. Ohm
Luft	1,205	1,40	343	41,5
Wasserstoff . . .	0,0838	1,41	1305	11
Stickstoff	1,250	1,40	338	42,3
Helium	0,178	1,66	971	44,1
Kohlensäure . . .	1,479	1,30	299	44,1
Leuchtgas	0,41—0,54	~1,3	450—550	22,5—25
Methan	0,668	1,28	430	28,7
Aethylen	1,174	1,25	328	38,4

c nimmt mit steigender Temperatur zu. Ist c_0 die Schallgeschwindigkeit bei 0° C, so ist sie c_t bei t° C : $c_t = c_0 \left(\frac{273 \pm t^\circ}{273} \right)^{1/2}$. Für Luft gilt annähernd $c_t = 331 \pm 0,6 \cdot t^\circ$ m/sec.

b) In Flüssigkeiten: $c = (k \cdot \rho)^{-1/2} \cdot 10^{-2}$ m/sec.

k = Kompressibilität in cm · sec²/g. Die meist experimentell bestimmte isotherme Kompressibilität k ist durch Division mit dem Verhältnis der spezifischen Wärmen in die adiabatische Kompressibilität zu verwandeln. Meist ist diese Korrektur klein, da κ nur wenig von 1,00 abweicht, aber z. B. für Äthyläther ist $\kappa = 1,32$. Für Wasser bei 20° C ist $k = 48,3 \cdot 10^{-6}$ Atm.⁻¹, also $k = 48,3 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{1}{1,013 \cdot 10^6} = 47,6 \cdot 10^{-12}$.

Flüssigkeit	ρ g/cm ³	c bei 20° C m/sec	$z = \rho \cdot c$ dyn · sec · cm ⁻³ oder akust. Ohm
Wasser	1,0	1450	145 000
Seewasser 3,5 % Salzgehalt	—	1558	150 000
Benzol	0,88	1324	117 000
Toluol	0,89	1330	128 000
Methylalkohol	0,80	1145	92 000
Quecksilber	13,6	1460	1 980 000

c) In festen Körpern: $c_t = (E/\rho)^{1/2} \cdot 10^{-2}$ m/sec. Hierin ist E = Elastizitätsmodul in g/cm · sec² und ρ = Dichte des Stoffes in g/cm³. Im CGS-System ist E auf die Kräfteinheit zu beziehen. Das aus den Tabellen zu entnehmende Elastizitätsmaß \bar{E} in g/cm² ist mit der Erdbeschleunigung g in cm/sec² zu multiplizieren. Für Eisen wird $E = \bar{E} \cdot g = 2,2 \cdot 10^9 \cdot 981$ g/cmsec² und $\rho = 7,8$ g/cm³. Im technischen Maßsystem wird

$$c_t = (\bar{E} \cdot g/\gamma)^{1/2} \quad \text{in m/sec.}$$

Es ist das Verhältnis des Elastizitätsmaßes \bar{E} in kg/cm² zur spezifischen Masse zu bilden. Letztere ist das spezifische Gewicht γ in kg/m³ dividiert durch die Erdbeschleunigung $g = 9,81$ m/sec². Die Schallgeschwindigkeit in festen Stoffen hängt von der Ausdehnung des Stoffes und der

Art der Schwingung ab, denn außer Longitudinalschwingungen in Stäben mit der Ausbreitungsgeschwindigkeit c_l gibt es noch solche in ausgedehnten Körpern mit c_a und Transversal- oder Schubschwingungen in ausgedehnten Körpern mit c_{tr} und Torsionsschwingungen in Stäben mit c_{to} . Für Dehnungsschwingungen in Stäben und Röhren gilt auch c_l . Transversal- oder Biegungsschwingungen von Stäben werden unter VI. S. 158 eingehend behandelt. Es ist

$$c_a/c_l = [(1 - \mu)/(1 - \mu - \mu^2)]^{1/2}, \quad c_{to}/c_l = [2(1 + \mu)]^{1/2},$$

$$c_a/c_{tr} = [2(1 - \mu^2)/(1 - \mu - \mu^2)]^{1/2},$$

μ ist die Poissonsche Konstante der Querkontraktion, μ ist etwa 0 bei Kork, bei Metallen etwa 0,3 bis 0,33 und bei Kautschuk 0,45 bis fast 0,50. Die Verhältniszahlen der verschiedenen Schallgeschwindigkeiten für verschiedene Werte von μ sind:

$\mu =$	0	0,20	0,25	0,30	0,33	0,40	0,45	0,50
c_a/c_l	1,00	1,05	1,09	1,16	1,23	1,46	1,91	∞
c_{to}/c_l	0,71	0,65	0,63	0,62	0,61	0,60	0,59	0,58
c_a/c_{tr}	1,4	1,63	1,73	1,87	2,00	2,45	3,25	∞

Für Metalle ist also die Schallgeschwindigkeit von Torsionsschwingungen mehr als $1/3$ kleiner als für Longitudinalschwingungen in Stäben; letztere ist etwa um $1/5$ kleiner als im ausgedehnten Körper, dessen Abmessungen nach allen Richtungen groß zur Wellenlänge sind. In letzteren ist die Ausbreitungsgeschwindigkeit für die Longitudinalwelle etwa doppelt so groß wie für eine Transversalwelle.

Körper	ρ g/cm ³	c_l m/sec	$z = \rho \cdot c$ in dyn · s · cm ⁻³ oder akust. Ohm	E kg · cm ⁻¹	d in db
Eisen	7,8	4700—5100	3 900 000	2 200 000	44
Aluminium . . .	2,7	5100	1 380 000	700 000	39
Messing	8,3	3500	2 900 000	1 000 000	42
Kupfer	8,9	3900	3 500 000	1 150 000	43
Blei	11,3	1320	1 500 000	160 000	40
Kork	0,2	430—530	8 600—12 000	350	17—18
Gummi	1—2	40—150	4 000—30 000	30	14—23
Eichenholz . . .					
längs zur Faser	0,7	3400	240 000	50 000—120 000	32
quer zur Faser	0,7	2500	170 000	40 000	30
Tannenholz . . .					
längs zur Faser	0,5	5200	250 000	140 000	32
quer zur Faser	0,5	2400	120 000	30 000	29
Glas	2,5	5000—6000	1 400 000	500 000—800 000	39
Lehm	1,6	1600	260 000	40 000	32
Beton	1,82	4000	800 000	320 000	37
Ziegelstein . . .	1,5	4300	650 000	280 000	36
Granit	2,8	6400	1 900 000	1 100 000	41
Sand	1,4—2	100—2000	14 000—400 000	150—80 000	19—34

Mit d ist das logarithmische Energieverhältnis bezeichnet beim Übergang einer longitudinalen Schallwelle im Stoff 1 in den Stoff 2 und umgekehrt: $d = 10 \log \cdot N_1/N_2$ in db (vgl. Abschnitt V, S. 156). N_1/N_2 ergibt sich nach dem akustischen Energiebrechungsgesetz zu: $N_1/N_2 = 4z_1z_2/(z_1 + z_2)^2$. Als 2. Stoff ist dabei immer Luft gewählt worden. Gehen die Longitudinalschallwellen durch den Stoff hindurch, dann tritt noch einmal ein Energieverlust in gleicher Höhe auf; damit ergibt sich für die Schwächung derartiger Wellen beim Durchgang durch einen Stoff der Wert von $2 \cdot d$.

II. Schallfeldgrößen.

Schallausschlag: $a = u/\omega = p/\omega \cdot z$ in cm. Vgl. S. 2.

$\omega = 2\pi \cdot f$; f in Hertz (Hz) = Zahl der Schwingungen in der Sekunde.

Wird für u oder p der Augenblicks-, Scheitel- oder Effektivwert eingesetzt, so ergeben sich auch die gleichen Werte für a .

$$\text{In Luft } a = \frac{p/\mu\text{bar}}{184 \cdot f/\text{Hz}} \text{ in cm.}$$

$p/\mu\text{bar}$ bedeutet, daß der Schalldruck p in $\mu\text{bar} = \text{dyn/cm}^2$ eingesetzt wird, ebenso die Frequenz in Hz, wenn der Ausschlag in cm angegeben werden soll.

Schallschnelle: $u = a \cdot \omega = p/z$ in cm/sec.

$$\text{In Luft: } u = 6,28 \cdot a/\text{cm} \cdot f/\text{Hz} = \frac{p/\mu\text{bar}}{42} \text{ in cm/sec.}$$

Schalldruck: $p = u \cdot z = a \cdot \omega \cdot z$ in $\text{g/cm}^2 = \text{dyn/cm}^2 = \mu\text{bar}$.

$$\text{In Luft: } p = 42 \cdot u/\text{cm} \cdot \text{sec}^{-1} = 184 \cdot a/\text{cm} \cdot f/\text{Hz} \text{ in } \mu\text{bar.}$$

Schallwellenwiderstand: $z = \rho \cdot c = p/u$ in $\text{g/cm}^2 \cdot \text{sec}$ oder in $\text{dyn} \cdot \text{sec/cm}^3$.

$$\text{In Luft: } z = 42 \text{ g/cm}^2 \cdot \text{sec} \text{ oder akust. Ohm.}$$

Akustischer Widerstand: $w = p/u \cdot F$ in $\text{g/cm}^4 \cdot \text{sec}$ entspricht dem Verhältnis von Schalldruck p zum Schallfluß, d. h. Schallschnelle u mal Strömungsquerschnitt F . Dieser Widerstand gilt z. B. für die Schallabgabe eines Trichters, eines Rohres.

Mechanischer Widerstand: $w_m = p \cdot F/u = F \cdot z$ in g/sec entspricht dem Verhältnis der antreibenden Kraft zur Schnelle, z. B. für die Bewegungen einer Lautsprechermembran in Abhängigkeit von dem Strom in der Tauchspule bei gegebenem Magnetfeld, vgl. S. 31.

Schallstärke: (Schallintensität) in einer ebenen, fortschreitenden Schallwelle:

$J = p \cdot u = p^2/\rho \cdot c = u^2 \cdot \rho \cdot c = u^2 \cdot z$ in $\text{g/sec}^3 = \text{erg/cm}^2 \text{ sec}$ oder 10^{-7} Watt/cm², wenn p und u die Effektivwerte bedeuten.

$$\text{In Luft: } J = 42 \cdot 10^{-7} (u/\text{cm} \cdot \text{sec}^{-1})^2 \text{ in Watt/cm}^2$$

$$= 4,2 (u/\text{cm} \cdot \text{sec}^{-1})^2 \text{ in } \mu\text{Watt/cm}^2$$

$$= (p/\mu\text{bar})^2/420 \text{ in } \mu\text{Watt/cm}^2.$$

Schalldichte in einer stehenden Welle entspricht dem Energieinhalt eines cm³:

$E = J/c = u^2 \cdot \rho = p^2/\rho c^2 = p^2/c \cdot z$ in $g/cm \cdot sec^2 = erg/cm^3$ oder 10^{-7} Watt $\cdot sec/cm^3$.

In Luft: $E = 7 \cdot 10^{-14} (p/\mu bar)^2$ in Watt $\cdot sec/cm^3$
 $= 1,2 \cdot 10^{-10} (u/cm \cdot sec^{-1})^2$ in Watt $\cdot sec/cm^3$
 $= 2,9 \cdot 10^{-5} \cdot J/Watt \cdot cm^2$ in Watt $\cdot sec/cm^3$.

Schalleistung entspricht der in einer Sekunde durch eine beliebige Fläche strömenden Schallenergie. Ist diese Fläche um einen Schallsender z. B. einen Lautsprecher oder eine Maschine geschlossen, so bestimmen wir die von dem Schallsender abgegebene Leistung, wenn wir den Schalldruck auf dieser Fläche messen und über die ganze Fläche integrieren: $N = F \cdot p^2/z$ in $g \cdot cm^2/sec = erg/sec = 10^{-7}$ Watt

In Luft: $N = \frac{F/cm^2 (p/\mu bar)^2}{420}$ in $\mu Watt$
 $= 4,2 \cdot F/cm^2 (u/cm \cdot sec^{-1})^2$ in $\mu Watt$.

Mißt man jetzt auf der Oberfläche einer um die Schallquelle herum gelegten Kugel vom Radius r in m die mittlere Lautstärke L in phon, dann kann man auf diese Weise von der Schallquelle die äquivalente Schalleistung oder Lautleistung N_A bestimmen, die eine Schallquelle mit einem Ton der Frequenz 1000 Hz erzeugen würde:

$N_A = 0,3 r^2 \text{ num. log } (0,1 L - 7)$ in mW,

denn nach der Definition der Lautstärke ist $p^2 = 10^{0,1 L - 7}$. Bei der Aufstellung obiger Gleichung ist natürlich ungestörte Ausbreitung im Raume angenommen. Unter diesen Voraussetzungen ergibt sich die äquivalente Schalleistung oder Lautleistung N_A einer Schallquelle, wenn die Lautstärke L in phon als Mittelwert auf einer Kugeloberfläche in einem Abstände von 1 m von dem Mittelpunkt der Geräuschquelle gemessen wird:

$L/phon$	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120
N_A/mW	$3 \cdot 10^{-5}$	$3 \cdot 10^{-4}$	$3 \cdot 10^{-3}$	$3 \cdot 10^{-2}$	0,3	3	30	300	$3 \cdot 10^3$	$3 \cdot 10^4$

Wird dieselbe Lautstärke in einem Abstände von 2 m gemessen, so ist die äquivalente Schalleistung viermal so hoch und bei 0,5 m Abstand nur $1/4$ so groß.

III. Schwingungszahlen, Schalleistungen.

Der Stimmton, entsprechend dem Kammerton a¹, ist international auf 440 Hz festgelegt; der Normalton der technischen Akustik auf 1000 Hz. Beide Töne werden täglich vom Deutschlandsender um 11 Uhr mehrere Minuten lang gesendet.

Verhalten sich die Schwingungszahlen der Teiltöne eines Klanges

Bezeichnung	Verhältnis der Schwingungszahlen in Hz
Oktave	1 : 2
Quinte	2 : 3
Quarte	3 : 4
Große Terz . . .	4 : 5
Kleine Terz . . .	5 : 6
Große Sexte . . .	3 : 5
Kleine Sexte . . .	5 : 8

wie $a : b : c : \dots : g = 1 : 2 : 3 : \dots : 7$, so ist a der 1. Teilton, b der 2. Teilton, g der 7. Teilton des Klanges oder a ist der Grundton, b ist der erste Oberton oder die erste Harmonische, g der sechste Oberton oder die sechste Harmonische.

Die Grundtöne der einzelnen musikalischen „Töne“ besitzen bestimmte Schwingungszahlen in Hz, die sich von einer Oktave zur nächsten um den Faktor 2 unterscheiden:

Ton		Hz	Ton	Hz
Subkontra	A_2	27,5	C_2	16,4
Kontra	A_1	55	C	32,7
Groß	A	110	C_1	65,4
Klein	a	220	c	130,8
1-gestrichenes	a^1	440	c^1	261,5
2-	„ a^2	880	c^2	523
3-	„ a^3	1 760	c^3	1046
4-	„ a^4	3 520	c^4	2092
5-	„ a^5	7 040	c^5	4184
6-	„ a^6	14 080	c^6	8368

Für die eingestrichene Oktave sind die Schwingungszahlen der Töne innerhalb einer Oktave in der temperierten 12stufigen Leiter mit $a^1 = 440$ Hz folgende:

Ton	C	Gis Des	D	Dis Es	E	F	Fis Ges	G	Gis As	A	Ais B	H	C
Hz	261,5	275	294	311	329	349	270	392	415	440	467	493	523

Danach lassen sich in Verbindung mit der vorstehenden Tabelle alle Schwingungszahlen der musikalischen Töne ausrechnen.

Der Tonumfang in der musikalischen Akustik erstreckt sich für die Grundtöne auf begrenzte Bereiche:

Schallquelle	Umfang in Hz	Schalleistung im Gesamtspektrum n Watt in 1 m Abst.	Schallstärkste Frequenzbereiche in Hz
Blasinstrument:			
Baßtuba	42 . . . 256	0,2	—
Fagott	53 . . . 426	—	—
Baß-Klarinette	80 . . . 426	—	—
Posaune	80 . . . 426	6,4	—
Waldhorn	105 . . . 850	—	—
Klarinette	160 . . . 680	0,05	250—500
Cornet	160 . . . 850	—	—
Trompete	160 . . . 850	0,3	250—700
Engl. Horn	170 . . . 1020	—	—
Oboe	256 . . . 1500	—	—
Flöte	256 . . . 2300	0,05	700—2000
Piccolo-Flöte	512 . . . 3600	0,08	2000—2800

Tabellenfortsetzung von Seite 154.

Schallquelle	Umfang in Hz	Schalleistung im Gesamt- spektrum in Watt in 1 m Abst.	Schallstärkste Frequenz- bereiche in Hz
Streichinstrument:			
Kontrabaß	40...210	0,05	62—125
Cello	64...680	0,08	—
Viola	128...1020	—	—
Violine	192...3000	0,01	—
Gesangsstimmen:			
Sopran	256...1020	0,5	—
Alt.	170...640	—	—
Tenor.	128...512	—	—
Bariton.	96...384	—	—
Baß	85...340	—	—
Andere Instrumente:			
Große Pauke	—	10	20—62
Klavier, Flügel	20...4000	0,26	250—500
Orgel	16...8000	12	20—2000
Orchester 15 Spieler	—	9	
„ 75 „	—	60	{ 250—500 2000—2800

IV. Lautstärke von Geräuschen von Maschinen, auf Fahrzeugen und Straßen.

	phon
Flugzeug, Propeller u. Motor in 3 m Abstand	110...120
D-Zug mit 100 km/St. Geschwindigkeit in 3 m Abstand	100
Nieten an Stahlgerüsten in 2 m Abstand	97...110
Turbogenerator im Kraftwerk in 2 m Abstand.	95
Motorräder in 7 m Abstand.	70...97
Straßenbahn, U-Bahn, vorbeifahrend	90...94
Hupen in 20 m Abstand	80...90
Maschinenraum einer Druckerei	90
Preßluftbohrer in 2 m Abstand	90
Lastkraftwagen in 7 m Abstand	85...95
Elektr. Maschinen 1000 kW in 2 m Abstand	77...95
Untergrundbahn, im Wagen	75...85
Kraftwagen in 7 m Abstand	65...80
Eisenbahnabteil	55...75
Kraftwagen im Innern	50...80
Rechenmaschinen im Saal	75...80
Schreibmaschinen in 1 m Abstand	48...70
Starker Straßenverkehr	70...80
Elektromotor 4 kW Kugellager in 1 m Abstand	60...70
„ „ Gleitlager in 1 m Abstand	50...60

Tabellenfortsetzung von Seite 155.

	phon
Staubsauger, gewöhnlich in 1 m Abstand . . .	65
„ geräuscharm in 1 m Abstand . . .	55
Ruhige Wohngegend	30...40
Weckeruhr in 0,3 m Abstand	30...35
„ geräuscharm in 0,3 m Abstand . . .	20...25
Unterhaltungssprache in 1 m Abstand	55—60 phon, entspricht etwa 10 μ Watt
Leisestes Geräusch in 1 m Abstand	17 „ 0,001 μ Watt
Rufen, Schreien in 1 m Abstand	85 „ 0,1 mWatt

V. Dezibel und Phon.

Das Bel ist eine Maßeinheit für das Verhältnis zweier Leistungen N , Spannungen U , Ströme J oder Schalldrucke p und Schallschnellen u im logarithmischen Maßstab, und zwar nach dem Briggschen Logarith-

db	Verhältnis		
	Spannung Strom	Leistung	Druck Schnelle
0	1,000	1,000	1,000
1	1,122	1,259	1,122
2	1,259	1,585	1,259
3	1,413	1,995	1,413
5	1,778	3,16	1,778
6	1,995	3,98	1,995
10	3,16	10,00	53,16
15	5,62	31,6	0,62
20	10,00	100,0	1,00
25	17,8	316	17,8
30	31,6	1000	31,6
40	100,0	10 000	100,0
50	316	10 ⁵	316
60	1000	10 ⁶	1000
70	3163	10 ⁷	3163
80	10 ⁴	10 ⁸	10 ⁶
90	3,16 · 10 ⁻⁴	10 ⁹	3,16 · 10 ⁻⁴
100	10 ⁵	10 ¹⁰	10 ⁵
110	3,16 · 10 ⁵	10 ¹¹	3,16 · 10
120	10 ⁶	10 ¹²	10 ⁶

mus zur Basis 10 (dem in Deutschland in der Fernmeldetechnik üblichen Neper liegt der natürliche Logarithmus zur Basis e zugrunde). Gerechnet wird gewöhnlich mit dem zehnten Teil, dem Dezibel (db). Das db sagt nichts über den absoluten Wert aus, sondern nur über das Verhältnis zweier Werte.

$$\begin{aligned}
 D_{db} &= 10 \log N_1/N_2 \\
 &= 20 \log p_1/p_2 \\
 &= 20 \log u_1/u_2 \\
 &= 20 \log U_1/U_2 \\
 &= 20 \log J_1/J_2 .
 \end{aligned}$$

Bei der Lautstärkemessung dient das Phon als Maßstab. Die physikalische Teilung der phon-

Skala entspricht für den Ton $f = 1000$ Hz nach Definition der db-Skala. Hinzu kommt noch die Festlegung eines festen Bezugspunktes für den Nullpunkt der Skala durch den

Bezugspegel: $p_0 = 2 \cdot 10^{-4} \mu\text{bar}$ oder
 $N_0 = 10^{-16} \text{ Watt/cm}^2$.

Die Lautstärke ist in phon:

$$\begin{aligned} L_{\text{phon}} &= 10 \log N_1/N_0 = 10 \log N_1/\text{Watt} - 160 \\ &= 20 \log p_1/p_0 = 20 \log p_1/\mu\text{bar} - 74 . \end{aligned}$$

Nur für die eine Frequenz von $f = 1000$ Hz ist 1 db der Größe nach gleich 1 phon; angenähert gilt dies, insbesondere bei höheren Lautstärken, zwischen 600 und 3000 Hz. Für tiefe Frequenzen und geringe Lautstärken ist 1 db seiner physikalischen Größe nach mehr als 1 phon, vgl. hierzu Abb. 6 S. 9.

VI. Eigenschwingungen von Hohlräumen und Körpern.

a) **Röhren:** Einseitig geschlossen. Ist l die Länge der Röhre oder Pfeife in m, dann ist die Reihe der möglichen Schwingungen gegeben durch die Wellenlänge: $\lambda_n = (2n - 1) \cdot 4 l/m$ in m, wo $n = 1, 2, 3 \dots$ $n = 1$ ist der erste Teilton oder Grundton. Die Frequenzen sind

$$f_n = \frac{c/m \cdot \text{sec}^{-1}}{\lambda_n/m} = \frac{c/m \cdot \text{sec}^{-1}}{(2n-1) l/m} \text{ in Hz.}$$

Röhren, beiderseitig offen oder geschlossen. $l =$ Länge der Röhre oder Luftsäule in m. Die Wellenlänge ist $\lambda_n = 2n \cdot l/m$ in m, wo $n = 1, 2, 3 \dots$

Die Frequenzen sind

$$f_n = \frac{c/m \cdot \text{sec}^{-1}}{\lambda_n/m} = \frac{c/m \cdot \text{sec}^{-1}}{2n l/m} \text{ in Hz.}$$

b) **Hohlräume:**

$V =$ Volumen des Hohlräume in cm^3 .

$R =$ Radius der Öffnung in cm.

Dann ist die Steife des Hohlräume $S = \rho \cdot c^2 (\pi R^2)^2/V$

und die Eigenschwingung $f_0 = \frac{1}{2\pi} \cdot \left(\frac{S}{M}\right)^{1/2}$,

wo $M =$ Masse des Luftpfropfens ist, die von der Begrenzungsflächen der Öffnung abhängt.

1. Glatte Öffnung, ohne Hals. $M = \pi \rho R^2 (\pi R/2)$ und $f_0 = \frac{c}{2\pi} (2 R/V)^{1/2}$.

Für Luft wird $f_0 = 7720 \left(\frac{R/\text{cm}}{V/\text{cm}^3}\right)^{1/2}$ in Hz .

2. Niedrige Umrandung, kurzer Hals. $l =$ Länge des Halses.

$$M = \pi \rho R^2 (l + \pi R/2) \text{ und } f_0 = \frac{c}{2\pi} \left(\frac{\pi R^2}{V (l + \pi R/2)}\right)^{1/2} \text{ in Hz.}$$

$R \gg l$ in cm. Für Luft wird:

$$f_0 = 9680 \left(\frac{(R/\text{cm})^2}{V/\text{cm}^3 \left(l/\text{cm} + \frac{\pi R/\text{cm}}{2}\right)}\right)^{1/2} \text{ in Hz.}$$

3. Hohe Umrandung, langer Hals. $R \ll l$.

$$M = \pi \rho \cdot R^2 l \text{ und } f_0 = \frac{c}{2\pi} \left(\frac{R^2}{Vl} \right)^{1/2} \text{ und für Luft}$$

$$f_0 = 9680 \left(\frac{(R/\text{cm})^2}{V/\text{cm}^3 \cdot l/\text{cm}} \right)^{1/2} \text{ in Hz.}$$

4. Luftpolster. Die Steifigkeit S eines Luftpolsters vom Querschnitt F in cm^2 und dem Volumen V in cm^3 berechnet sich zu

$$S = \kappa \cdot P_0 \cdot F^2/V = \rho c^2 F^2/V \text{ in } g/\text{sec}^2 = \text{dyn/cm.}$$

Für Luft wird $S = 1,42 \cdot 10^6 \frac{(F/\text{cm}^2)^2}{V/\text{cm}^3}$ in dyn/cm .

M entspricht der Masse, welche den Querschnitt F abdeckt.

c) **Stäbe:** Die Längsschwingung eines Stabes der Länge l ist:

$$f_n = n \cdot \frac{c/\text{m} \cdot \text{sec}^{-1}}{2 l/\text{m}} \text{ in Hz, } n = 1, 2, 3 \dots$$

Biegeschwingungen von prismatischen Stäben

$$f_n = \frac{k_n}{2\pi l^2} \left(\frac{E \cdot J}{m} \right)^{1/2} \text{ in Hz.}$$

J = Biegungsträgheitsmoment des Stabquerschnitts in cm^4 ,

$J = b h^3/12$ für Rechteck-, $J = \pi d^4/64$ für Kreis-Querschnitt,

E = Elastizitätsmaß in kg/cm^2 . Für Stahl: $E = 2 \cdot 2 \cdot 10^6 \text{ kg/cm}^2$,

b = Breite des rechteckigen Querschnitts in cm ,

h = Höhe „ „ „ „ in cm ,

d = Durchmesser des Kreisquerschnitts in cm ,

l = Stablänge in cm ,

k_n = Faktor für die Schwingungsform mit n Knoten,

m = gesamte schwingende Masse je Längeneinheit der Stabachse in $\text{kg} \cdot \text{sec}^2/\text{cm}^2$.

1. Ein Ende starr eingespannt, das andere frei beweglich

$$f_{nr} = c_{\text{rechteck}} \cdot 10^3 \cdot \frac{h}{l^2} \quad f_{nk} = c_{\text{kreis}} \cdot 10^3 \cdot \frac{d}{l^2}.$$

In der folgenden Tabelle sind die Werte für k_n und c_{rechteck} und c_{kreis} eingesetzt:

Zahl der Knoten n	1	2	3
k_n	3,50	24,4	63,3
c_{rechteck}	84,8	530	1486
c_{kreis}	73,5	460	1290

2. Beide Enden frei oder beide eingespannt.

Zahl der Knoten n	2	3	4
k_n	22,4	61,7	102,0
$c_{rechteck}$	540	1490	2920
c_{kreis}	467	1287	2520

3. Beide Enden gelenkig gelagert.

Zahl der Knoten n	2	3	4
k_n	9,9	39,5	89,0
$c_{rechteck}$	238	952	2140
c_{kreis}	206	825	1856

4. Ein Ende eingespannt, das andere gelenkig gelagert.

Zahl der Knoten n	2	3	4
k_n	15,4	49,8	104
$c_{rechteck}$	371	1204	2512
c_{kreis}	322	1044	1280

5. Biegeschwingungen von Stäben, die mit einer Einzelmasse vom Gewicht Q in kg belastet sind.

Allgemein ist die Eigenschwingung $f_0 = \frac{k_a}{l} \left(\frac{E \cdot J \cdot g}{Q \cdot l} \right)^{1/2}$ in Hz und für Stahl $f_{st} = \frac{k_{st}}{l} \cdot 10^3 \left(\frac{J}{Q \cdot l} \right)^{1/2}$ in Hz.

Die Werte von k_a und k_{st} enthält die folgende Aufstellung:

Einspannung	Lage des Gewichtes	k_a	k_{st}
a) fest — fest	Mitte	2,21	102
b) fest — gelenkig	Mitte	1,67	78
c) gelenkig — gelenkig	Mitte	1,10	51
d) fest — frei	freies Ende	0,28	13

Hierbei ist die Stabmasse gegen Q vernachlässigt. Muß die Stabmasse berücksichtigt werden, so ist Q zu vergrößern für den Fall c um das 0,49fache, und für den Fall d um das 0,24fache der gesamten Stabmasse.

Die vorstehenden Betrachtungen gelten auch für die Bestimmung der Eigenschwingungen von Federn. Für einfache Biegefedern stimmen die Formeln überein¹.

¹ Für die Schwingungen und Beanspruchungen von Federn anderer Form finden sich weitreichende Unterlagen in dem Buch: GROSS-LEHR-SPEER, Die Federn, ihre Gestaltung und Berechnung. VDI-Verlag, Berlin 1938.

- d) **Ringe:** Bezeichnungen wie bei Stäben.
r Radius der kreisförmigen Verbindungslinie der Ringquerschnitts-Schwerpunkte in cm,
F Querschnitt des Ringes in cm²,
m Zahl der vollen Wellen von Biegeschwingungen am Umfang.

1. Achsensymmetrische Ring-Dehnungsschwingungen.

Allgemein:
$$f_d = \frac{1}{2\pi r} \left(\frac{E \cdot F}{m} \right)^{1/2}$$
 in Hz, und

für massive Stahlringe ohne Zusatzlast: $f_{dst} = 83\,600/r$ in Hz .

2. Biegeschwingungen in der Ringebene.

$$f_b = \frac{k_b}{r^2} \left(\frac{E \cdot J}{m} \right)^{1/2} .$$

Für Stahlringe mit Rechteckquerschnitt von der radialen Höhe *h* in cm ohne Zusatzlast ist die Eigenschwingung

<i>n</i>	<i>k_b</i>	<i>c_b</i>	<i>n</i>	<i>k_b</i>	<i>c_b</i>
			11	19,0	439
2	0,43	10,3	12	23,7	547
3	1,21	29,2	13	26,7	643
4	2,32	55,9	14	31,0	748
5	3,75	90,4	15	35,6	859
6	5,50	132,6	16	40,5	978
7	7,57	182,7	17	45,8	1104
8	9,96	240,3	18	51,4	1238
9	12,65	305	19	57,3	1380
10	15,7	379	20	63,5	1530

$$f_{bst} = c_b \cdot 10^3 \cdot h/r^2 \text{ in Hz .}$$

In der nebenstehenden Tabelle sind die Zahlenwerte für *k_b* und *c_b* angegeben für die Werte von *n* = 2 bis *n* = 20, wobei *n* die Zahl der vollen Transversalschwingungen um die Kreislinie oder die halbe Zahl der am Umfang auftretenden Knoten ist.

3. Dehnungslose Schaukelschwingungen eines Ringsegmentes mit dem Zentriwinkel α

$$f_{sch} = \frac{k}{r^2} \left(\frac{E \cdot J}{m} \right)^{1/2} .$$

	Werte von <i>k</i> für α	
	180°	270°
beide Segmentenden gelenkig gelagert . . .	0,4	0,07
beide Segmentenden starr gelagert . . .	0,7	0,2

- e) **Membranen:** Hier ist *m* die Masse je Flächeneinheit in kg sec²/cm³
S die Spannung je Längeneinheit des Umfanges kg/cm,
F die gesamte Membranfläche in cm²,
 σ die Zugspannung in kg/cm² .

1. Kreismembranen. Die Eigenfrequenz ist $f_m = \frac{C}{r} \left(\frac{S}{m} \right)^{1/2}$.

Für Stahl ist $f_{m\ st} = \frac{k}{r} (\sigma)^{1/2}$. In der folgenden Tabelle sind für die verschiedenen Schwingungsformen die Werte der Konstanten k angegeben:

Schwingungsform			Schwingungsform		
Knotenkreise	Knotendurchmesser	k	Knotenkreise	Knotendurchmesser	k
0	0	136	1	3	550
0	1	216	2	1	574
0	2	288	2	2	656
1	0	311	3	0	665
0	3	360	2	3	735
1	1	395	3	1	752
1	2	475	3	2	835
2	0	488	3	3	915

2. Rechteckige Membranen. Wird die Breite a und Länge b der Membran in cm gemessen, dann sind die Eigenschwingungen der Membran gegeben durch

$$f_{n,m} = \frac{1}{2a} \left| \frac{S}{m} \left(n^2 + m^2 \frac{a^2}{b^2} \right) \right|^{1/2}$$

wo n und $m = 0, 1, 2, 3 \dots$ die Zahlen der Knotenlinien parallel zur Breite und Länge angeben.

f) **Platten:** Bei planparallelen Platten können die Biegungsschwingungen senkrecht zur Plattenebene berechnet werden. Es ist

a die Breite der Platte in cm,

b die Länge der Platte in cm,

h die Dicke der Platte in cm,

E das Elastizitätsmaß in kg/cm^2 ,

$\rho = \gamma/g$ die Masse des Plattenwerkstoffes für Kubikzentimeter in $\text{kg sec}^2/\text{cm}^{-4}$,

μ die Poissonsche Konstante der Querkontraktion für Stahl

$$\mu = \frac{3}{10} = \frac{1}{m}.$$

1. Kreisplatten. Ist r der Außenradius in cm, so sind die Eigenschwingungen einer Kreisplatte aus Stahl gegeben durch

$$f_k = k \cdot 10^3 \cdot h/r^2 \text{ in Hz.}$$

In der folgenden Tabelle sind die Werte von k für verschiedene Halterungen und Unterteilungen für Stahlblech angegeben. Bei anderen Stoffen ist die Eigenschwingung proportional der geänderten Schallausbreitungsgeschwindigkeit.

Halte rung	Unterteilung		k
	Knoten-Durchmesser	Knoten-Kreise	
Rand starr eingespannt	0	0	259
	1	0	538
	2	0	884
	0	1	1007
	0	2	2253
Rand frei, Mitte festgehalten	0	0	95
	0	1	530
	0	2	1538
	0	3	3130
Überall frei beweglich	2	0	133
	0	1	230
	3	0	310
	1	1	520
	2	1	894
	0	2	976
	3	1	1340
1	2	1516	

2. Quadratische Platten.

a) Überall frei beweglich. Für Stahlplatten mit der Seitenlänge a in cm ist die Eigenschwingung

$$f_{qu} = \text{Konst.} \cdot 10^3 \cdot h/a^2 \text{ in Hz.}$$

Die Werte der Konstanten sind:

Verlauf der Knotenlinien	Zahl der Konstanten
zwei diagonale Gerade	516
zwei Gerade durch Seitenmitte	357
ein Knotenkreis	605.

b) An den Kanten beweglich gelagert. Für eine Stahlplatte der Dicke h in cm und der Seitenlänge a in cm:

$$f_{qub} = 5 \cdot 10^5 \cdot h/a^2 \text{ in Hz.}$$

3. Rechteckige Platten.

Sind n und m die Zahlen der Knotenlinien parallel zur Breite und Länge der Platte und sind alle Kanten beweglich gelagert, dann sind die Eigenschwingungen gegeben durch

$$f_{n,m} = \frac{\pi}{2\sqrt{12(1-\mu^2)}} \sqrt{\frac{E}{\rho}} \left[n^2 + m^2 \left(\frac{a}{b} \right)^2 \right] \frac{h}{a^2} \text{ in Hz und}$$

für Stahl

$$f_{n,m} = 2,5 \cdot 10^5 [n^2 + m^2 (a/b)^2] \cdot h/a^2 \text{ in Hz.}$$

Sachverzeichnis.

- Abbinden von Zement 35.
 Abdeckplatten 52, 107, 125.
 Absorptionsgrad 47.
 Akustik, physikalische 1., physiologische 6.
 Akustischer Widerstand 152.
 Ansprechzeit des Ohres 10.
 Antriebsmaschinen 131.
 Asbest 136.
 Asbestmatten 52, 122.
 Auflader 117, 127.
 Auspuffgeräusch 127, 146.
 Auspufftöpfe 94, 122.
 Ausschwingzeiten 28.

Baukonstruktionen 29, 32.
 Bauteile, Schalldämmung 35, 76.
 Bebauungszonen 92.
 Beklopfen 27.
 Betonbalken, Materialfehler 34.
 Bezugspegel 15, 102.
 Bezugsschall 27.
 Biegeschwingungen von Stäben 158.
 Biegeschwingungen einer Wand 61, 120.
 Bimsbeton 81.
 Bitumen-Platten 70.
 Bohrmaschine 24.
 Boshorn 24.
 Brechungsgesetz 152.
 Bremschrauben 105.
 Brennstoff-Kraftmaschinen 98, 128.
 Bürolärm 110, 125.

Dämmgrad 37.
 Dämmplatten 68, 70, 80, 101, 123.
 Dämpfungsschreiber 15, 37.
 Dampfkessel 94.
 Decken 39, 75.
 Decken, Verbesserung 75.
 Dezibel 7, 11, 156.
 Differenzton 11.
 Doppelfenster 61, 93, 106.
 Doppeltüren 61, 93, 106.
 Doppelwände 79, 120.
 Drehzahleinfluß auf Schallstärke 96, 101, 119, 135, 144.
 Dröhnen, Blechverkleidungen 97, 146.
 von Rädern 135.
 von Wänden 141.
 Drosselkette 37, 62.
 Druckgradient-Mikrophon 42.
 Durchlaßgrad 46.

Eigenschwingungen 28.
 von Körpern und Hohlräumen 97, 157.
 von Räumen 39.
 von Wänden 61.
 Einfachwände 37.
 Eisenbahnwagen, Geräuschdämpfung 133.
 Elastische Aufhängung von Motoren 137, 139.
 Lagerung von Motoren 100, 130, 137, 139, 145.
 Zwischenglieder 65, 129.
 Elastizitätsmodul, dynamischer 28.
 Elektrischer Einzelantrieb 108.
 Elektrische Maschinen 94, 118.
 Energiedichte 17, 43.
 Erschütterungen 69, 101.
 von Flugzeugkörpern 146.
 Estrich, Asphalt- 76.
 schwimmender 76.

Fabrikbau 93.
 Fahrstuhlschacht 72.
 Fallhämmer 107.
 Federn 38, 73, 101, 123, 135.
 aus Stahl 101, 136.
 für Eisenbahnwagen 135.
 Federnde Aufhängung von Flugmotoren 145.
 Lagerung von Motoren 130, 139.
 Federung eines Dämmstoffes 32, 100.
 Fenster 81, 121.
 in Fahrzeugen 136.
 Filter 18, 37, 62, 122, 127.
 Flugmotorenprüfstände 105.
 Flugzeuflärm 142.
 Flugzeugschall 142.
 Flußtäler 92.
 Förderanlagen 101.
 Fourier-Reihe 4.
 Frequenzbereich von Musikinstrumenten 154.
 Frequenzverteilung 18, 89.
 Frequenzzusammensetzung 89.
 Fundamente 69, 100, 109.

Gebläse 117, 127.
 Gehörschutz 114.
 Geräusch 4, 116.
 Geräuschanalysen 18.
 Geräuschbekämpfung, Wege der 120.

- Geräusche von Maschinen auf Fahrzeugen und Straßen 155.
 Geräuschmesser 12.
 Geräuschspektrum 18, 96, 128.
 Gesamtlautstärke mehrerer Schallquellen 88.
 Geschlossene Maschinen 97, 130.
 Getriebe 91, 99, 118, 131.
 Glaswolle 52, 91, 106.
 Gleichstromschützen 19.
 Gleitlager 98.
 Grenzfrequenz 37.
 Größe der Schallempfindung 9.
 Grundton 23, 119, 154.
 Gummi 26, 38, 91, 134.
 Gummifedern 104, 130, 137, 139.
 Gummilagerung eines Motors 110, 131, 139, 145.
 Gummimatten 65.
 Gußeisen 11.
Hallraum 17, 38.
 Hammerfundament 108.
 Hammerwerk 39, 63, 107.
 Harmonische 117, 154.
 Haushaltmaschinen 109.
 Heizungsanlagen 103.
 Helmholtzresonator 96, 157.
 Heulton 36.
 Hilfsmaschinen 131.
 Hochpaßfilter 23, 127.
 Hörbereich 6.
 Hörfläche 7.
 Hörschwelle 7.
 Hohlräume, Eigenschwingungen 97, 157.
 Hohlraumresonanzen 96.
 Holzbalkendecke 39.
 Holzhobelmaschine 108.
 Installationseinrichtungen 73.
 Jute-Bitumenplatten 70.
Kammerton 153.
 Kapselung 91, 99.
 Kesselschmiede 103, 155.
 Kettenleiter 37, 62.
Klang 4.
 Klanganalyse 18, 30.
 Klanggemisch 4.
 Klarinettenklang 23.
 Klavierspielübertragung 44.
 Klimaanlage 74, 102.
 Kombinationstöne 11.
 Kondensator-Mikrophon 14.
 Kork 38, 100.
 Korkplatten 70.
 Körperschall 31, 123.
 Körperschallanregung 62.
 Körperschalldämmstoffe 31, 65, 68, 100.
 Körperschalldämmung 33, 38, 44, 70.
 Körperschalldämpfung in Bauwerken 32, 71.
 Kraftwagen, Geräuschquellen am 138.
 Kreismembranen 160.
 Kreisplatten 161.
 Kugellager 98.
 Kurven gleicher Lautstärke 8.
 —, Lästigkeit 84.
Lärm 4.
 Lärmarbeiten 113.
 Lärmbeschränkung durch Organisation 112.
 Lärmpegel 85, 89, 136.
 Lärmschädigungen 113.
 Lärmschwache Arbeitsverfahren 89.
 Lärmschwerhörigkeit 113.
 Lästigkeit von Schall 84.
 Lager 98.
 Laufgeräusche 133.
 Lauteste Lärmquelle 88.
 Lautheit 9.
 Lautleistung 17, 153.
 Lautstärke 8, 11, 84, 88.
 — von Geräuschen 14, 142, 148, 155.
 —, zeitlicher Verlauf 10.
 Lautstärkemesser 12.
 Lautstärkenaddition 88.
 Lautstärkevergleich mit Normalschall 8.
 Lautstärkster Arbeitsvorgang 88.
 Lichtschalter 25.
 Linoleumbelag 65.
 Lochblech 52.
 Lochsteine 107.
 Logarithmische Maßstäbe 7, 152, 156.
 Logarithmisches Voltmeter 15, 37.
 Longitudinalwellen 3, 151.
 Lüfter 96, 119.
 Lüftungsanlagen 74, 93, 102.
 Lüftung von Fahrzeugen 136.
 Luftdurchlässigkeit 77.
 Luftfahrzeuge 142.
 Luftkanäle 42, 56, 122.
 Luftresonatoren 96, 107, 123, 157.
 Luftsäulen 97, 157.
 Luftschalldämmung 35, 76, 120.
 —, Grundbegriffe 36, 43.
 Luftschallübertragung 50.
 Luftschichten in Doppelwänden 61, 79, 121.
 Luftschlitze 61, 69, 72, 91.
 Luftschraubengeräusche 143, 145.
 Luftzwischenräume 61, 72.
Magnetische Geräusche 95.
 Magnetostruktionssender 34.
 Maschinen 88.
 Maschinengeräusche 89.
 Maschinenlärm 116.
 Maschinenteile 95.
 Maß für Schallempfindung 9, 84.
 Matten, Glaswolle-, Seegras- 65, 76, 122.
 Mechanischer Widerstand 31, 152.
 Mehrfachwände 37, 61, 79.
 Mehrschichtige Wände 80.
 Mehrschichtiger Werkstoff 31.
 Membranen, Eigenschwingungen 160.

- Meßgeräte 12.
 Mikrophon, Druckgradient- 42.
 —, Kondensator- 14.
 Mitschwingende Anordnungen 41, 106.
 Mörteleinfluß 79.
 Motorengeräusche 129, 155.
 Muschelrauschen 114.
 Musikinstrumente 154.
 Nachbarräume 49.
 Nachhallregulierung 42.
 Nachhallzeit 39.
 Nichtklingendes Blech 103.
 Normalschall 8.
 Normalton 7, 153.
 Novadom-Mauerwerk 71.
 Nutenfrequenz 95.
 Nutenschrägung 95.
Oberton 23, 154.
 Ohreigenschaften 10.
 Ohrenschutz 113.
 Ohropax 113.
 Oktave 154.
 Oktavschallspektrum 20.
 Oktavsieb 14, 19.
 Oktavsiebaufzeichnungen 21.
 Oszillographische Aufzeichnung 5, 18, 110.
Pegel der Störlautstärke 85, 89.
 Pfeifen 97, 157.
 Pfeilverzahnung 119.
 Phon 7, 11, 15, 156.
 Piezoquarz 38.
 Platten 91, 161.
 —, Dämm- 68, 70, 80, 106.
 —, Holzwolleleichtbau- 71.
 —, Kork- 70.
 Planetarium, echofreies 52.
 Polkantenabschrägung 95.
 Preßluftnieten 104, 155.
 Propellerlärm 131, 143, 145, 155.
Quadratische Platten 162.
Räder mit Geräuschdämpfung 134.
 Raumakustik, statistische 44.
 Rauschen von Rädern 135.
 Rechteckige Membranen 161.
 — Platten 162.
 Resonanzdämpfer 107, 122.
 Resonanzkreis 19.
 Resonanzverfahren 32.
 Ringdehnungsschwingungen 160.
 Ringe, Eigenschwingungen 160.
 Risse in Putz und Mauer 81.
 Rohhauträder 99.
 Röhren, Eigenschwingungen 157.
 Rohrleitungen 56, 74, 129.
 Rückspringhöhe 32.
Schall 1.
 Schallabnahme mit Entfernung 4, 33, 104.
 Schallabsorption in Atmosphäre 93.
 Schallabwehr auf Schiffen 106.
 — bei Fahrzeugen 115.
 — im Hochbau 43, 68.
 — im Maschinenwesen 87.
 Schallausschlag 2, 59, 152.
 Schallausbreitungsgeschwindigkeit 2, 149.
 Schallbrücken 81, 105.
 Schalldämmung einer Trennwand 37, 48, 57, 76, 83.
 —, Fahrzeugwand 136.
 —, Ziegelwand 55.
 —, Einfluß von Porosität 56, 77.
 Schalldämmzahlen 60.
 —, Fenster und Türen 82.
 —, Wände 77.
 Schalldämpfer 122, 127, 139, 146.
 Schalldämpfung, Flugkabinen 147.
 Schalldichte 153.
 Schalldichter Prüfraum 106.
 Schalldruck 2, 152.
 Schalldruckmesser 12.
 Schalldurchgang durch kreisrunde Löcher 51.
 — durch längliche Schlitzlöcher 51.
 — durch Öffnungen 50, 91.
 — durch poröse Stoffe 53.
 Schalldurchgang durch Wände 35, 57, 83.
 Schalldurchlässige Bleche 52.
 Schalleinstrahlung durch Körperschall 83.
 Schalleinzelschutz 114.
 Schallenergieaufnahme 45.
 Schallenergiegedichte 43, 153.
 Schallfeld 17.
 Schallfeldgrößen 152.
 Schallgeschwindigkeit 2, 149.
 Schallintensität 3, 152.
 Schalleistung 3, 17, 153.
 —, äquivalente 17, 153.
 — beim Sprechen 6, 156.
 — aus Lautstärke 153.
 — von Musikinstrumenten 154.
 Schallschirme 105, 125.
 Schallschlucker, poröse 33, 41, 53, 122.
 —, mitschwingende 41, 107.
 Schallschluckstoffe 33, 68, 91, 105, 147.
 Schallschluckgrad 39, 46.
 Schallschluckplatten 68, 80, 106, 122.
 Schallschnelle 2, 152.
 Schallschwächung in Luftkanälen 42, 56, 122.
 Schallselbstschutz 112.
 Schallspektrum 3, 23, 98, 128, 148.
 Schallstärke 3, 152.

- Schallstärkenänderung mit Drehzahl 96, 101, 119, 135, 144.
- Schallstärkenverteilung auf verschiedene Frequenzen 18, 89, 96, 103, 128, 147.
- Schalltechnisches Prüfwesen 27.
- Schall(wellen)widerstand 2, 152.
- Schallwiderstände 149.
- Schaukelschwingungen 160.
- Schienenfahrzeuge 132.
- Schienenriffeln 135.
- Schienenstöße 133.
- Schiffe 176.
- Schlackenwolle 52, 56, 106.
- Schluckfläche 37.
- Schluckgrad 17, 37, 46, 54, 106, 122.
- Schluckgrad poröser Stoffe 41, 106, 122.
- schwingungsfähiger Stoffe 41, 107.
- Schluckvermögen 47.
- Schmerzgrenze 7.
- Schnelle 2, 29.
- Schnellpegelschreiber 15, 37.
- Schrägverzahnung 99, 119.
- Schraubenlüfter 96.
- Schreibmaschine 110.
- Schwellen, Holz- oder Eisen- 133.
- Schwellenwert 6.
- Schwingmetall 91, 100, 130.
- Schwingungen eines Rahmens 140.
- Schwingungsdämpfer 73, 130, 145.
- Schwingungsform 4, 158.
- gespannter Saiten 65.
- Schwingungszahlen 153.
- Selbstschutz 113.
- Sirene 97.
- Spitzenlärm 88.
- Spritzasbest 136, 138.
- Stadtplanung 92.
- Stäbe, Eigenschwingungen 158.
- Stahlfedern 33, 105, 125.
- Stahlskelettbau 71.
- Staubsauger 110.
- Stehende Wellen 41.
- Stimmton 153.
- Störschall in Bauten 85.
- Störender Schall 4, 50, 85, 89.
- Straßenbahngeräusche 137.
- Straßenfahrzeuge 138.
- Straßenlärm von Autos 141.
- Strömungs-Ohm 33.
- Strömungswiderstand 33, 53.
- Suchtonanalysator 22.
- Suchtonanalyse 19.
- Teilton 154.
- Temperaturschichtung 92.
- Tiefpaßfilter 22, 27.
- Ton, reiner 4.
- , verzerrter 23.
- , Schwingungszahl 4, 154.
- Tondauer 10.
- Toneindruck 10.
- Tonempfinden 10.
- Tonfrequenzspektrometer 24, 128.
- Torsionsfederung 141.
- Torsionsschwingungen 135, 151.
- Trampel 63.
- Transmissionen 108.
- Transportgefäße 108.
- Transportgeräusche 94.
- Transportrinnen 103.
- Transversalschwingungen 151.
- Triebwagen 132.
- Trittschalldämmung 63.
- Trittschallerregung 62, 75.
- Trittschallmessung 29.
- Trittschallnormale 63.
- Trittschallstärke 39, 64.
- Türen 81, 121.
- Türschwellen 82.
- Überlagerungsverfahren 22.
- Überwachung eines Geräusches 27.
- Ultraschall 34.
- Untergrundbahn-geräusche 132, 137.
- Verbrennungsmotor 98, 116, 128.
- Verdeckungseffekt 11.
- Verdichter 117.
- Verkehrslärm 115, 155.
- Verpackungsmaschinen 109.
- Verwärmgrad 31, 47.
- Voith-Schneider-Propeller 131.
- Vorgehen bei Schallabwehr 90.
- Wälzlager 98.
- Wandausschläge 59.
- Wandmasse 58.
- Wassereinspritzung 127.
- Wasserschloß 40.
- Weber-Fechnersches Gesetz 7.
- Wellenform 2, 4.
- Wellenlänge 3, 149.
- Werkstoffdämpfung 31, 117, 124.
- Werkstoffeigenschaften 31.
- Werkstoffprüfung 28, 34.
- Werkzeugmaschinen 103.
- Widerstand, mechanischer 31, 152.
- , akustischer 152.
- , Schall(wellen)- 3, 152.
- Windeinfluß auf Schallausbreitung 93.
- Zahnradgetriebe 91, 99, 118, 131.
- Zeitlicher Verlauf 5, 16.
- Ziegelbau 71, 86.