

Technische Akustik

Grundlagen

Stand 2018

Dr.- Ing. Peter Reiser
Sprockhövel

Textfassung
Vorlesung 1990 bis 2020
Technische Hochschule
Georg Agricola für
Rohstoff, Energie und Umwelt
Bochum

Vorwort

Die Vorlesung „Grundblock Lärm“ richtet sich an Studenten des Fachbereiches Maschinen- und Verfahrenstechnik, die Umwelttechnik studieren oder einer ihrer Studienschwerpunkte in der Umwelttechnik haben.

Bei der vorliegenden Neufassung der seit 1991 gehaltenen Vorlesung hat der Verfasser, der sich als „gelernter Maschinenbauer“ seit über 25 Jahren mit Fragen der Anwendung der Technischen Akustik in der Lärminderung befasst, Wert auf eine möglichst anschauliche Darstellung der verwendeten physikalischen Modelle gelegt.

Die Ingenieurwissenschaft ist nichts anderes als die praktische Anwendung der Technischen Physik. Bei der in Praxis unter Zeitdruck häufig notwendigen Anwendung von „Kochrezepten“ zeichnet es den guten Ingenieur aus, dass er diese auch mal hinterfragt hat! Es wurde deshalb nach Möglichkeit versucht aufzuzeigen, „woher kommen die Formeln und welche Überlegungen stecken dahinter“.

Im Sinne dieses Ansatzes dankt der Verfasser den Hochschullehrern und Autoren M. Hubert und M. Möser, die mit ihren im Springer-Verlag erschienen Lehrbüchern

- Technische Akustik (L. Cremer u. M. Möser) und
- Vorlesung über Technische Akustik (L. Cremer u. M. Hubert)

hierzu Einsichten ermöglicht haben.

Dank auch dem Physiker und Ingenieur D. Föllner für seine Arbeiten zur Maschinenakustik, u. a. auch für das vom Maschinenbau-Verlag GmbH, Frankfurt herausgegebene

- Heft 26, Geräuscharme Maschinenteile, Die Entstehung von Maschinengeräuschen und konstruktive Maßnahmen zu ihrer Verminderung

dem Autorenkollektiv des unter der Leitung von W. Schirmer verfassten Lehrbuches

- Lärmbekämpfung, Verlag Tribüne Berlin

dem Autor H. Schmidt für das als Nachschlagewerk von „A bis Z“ gestaltete

- Schalltechnische Taschenbuch, VDI Verlag

und nicht zuletzt den Hochschullehrern I. Bergmann und Cl. Schäfer für das im Verlag Walter de Gruyter & Co erschienene

- Lehrbuch der Experimentalphysik, Mechanik, Akustik und Wärmelehre.

Das als Nachschlagewerk für die Praxis für Studenten und Ingenieure der Umwelttechnik im Fachbuchverlag Leipzig unter der Leitung von K. Schwister erschienene Taschenbuch der Umwelttechnik enthält in den Kapiteln 10 und 27 eine Kurzfassung wesentlicher Abschnitte dieser Vorlesung.

Herrn Prof. Dr.- Ing. Jürgen Wiehe (em.)
TU Bergakademie Freiberg
gewidmet

Peter Reiser

Inhaltsverzeichnis

1. Physikalische Grundlagen
2. Geräusche, Lärm, Lautstärke und Hören
3. Pegelmaße und Pegelrechnung
4. Mechanismen der Schallentstehung
5. Freifeldmodell
6. Diffusfeldmodell
7. Schallausbreitung in Räumen
8. Luftschalldämmung
9. Körperschalldämpfung
10. Absorption
11. Schalldämpfer
12. Kapseln
13. Schallschirme
14. Anwendung der TA Lärm
15. Prognose und Immissionsschutz

1. Physikalische Grundlagen

Mechanische Schwingungen und deren Ausbreitung in einem elastischen Medium werden Schall genannt.

Je nach Ausbreitungsmedium wird unterschieden in:

- Feste Körper Körperschall
- Flüssigkeit Flüssigkeitsschall
- Luft Luftschall

In der Luft sind es die Dichtewellen, dem Atmosphärendruck von 10^5 N/m^2 überlagerte geringe Druckschwankungen, welche die Ausbreitung des Schalls bewirken.

Die Ausbreitung des Schalls erfolgt über die elastische Kopplung der um ihre Ruhelage wie kleine Pendel mit der Schallschnelle v hin und her schwingenden „Luftteilchen“.

Es entsteht so eine fortschreitende Druckwelle deren Druckmaxima und Druckminima in der Zeit T die Strecke λ zurücklegt, so dass sich für die Ausbreitungsgeschwindigkeit c der Dichtewelle bzw. des Schalls ergibt:

$$c = \frac{\lambda}{T} \quad \text{m/s} \quad (1.1)$$

Da wegen der schnellen Änderung des Gesamtdruckes kein Temperatenausgleich stattfindet, gilt für die Ausbreitungsgeschwindigkeit in Luft die Laplace'sche Gleichung. Mit $\kappa = 1,4$ als dem Adiabatenexponent, $p_{at} = 10^5 \text{ N/m}^2$ als dem mittleren Atmosphärendruck und einer Luftdichte von $\rho = 1,21 \text{ kg/m}^3$ beträgt die Schallgeschwindigkeit 340 m/s.

$$c = \sqrt{\frac{\kappa \cdot p_{at}}{\rho}} \quad (1.2)$$

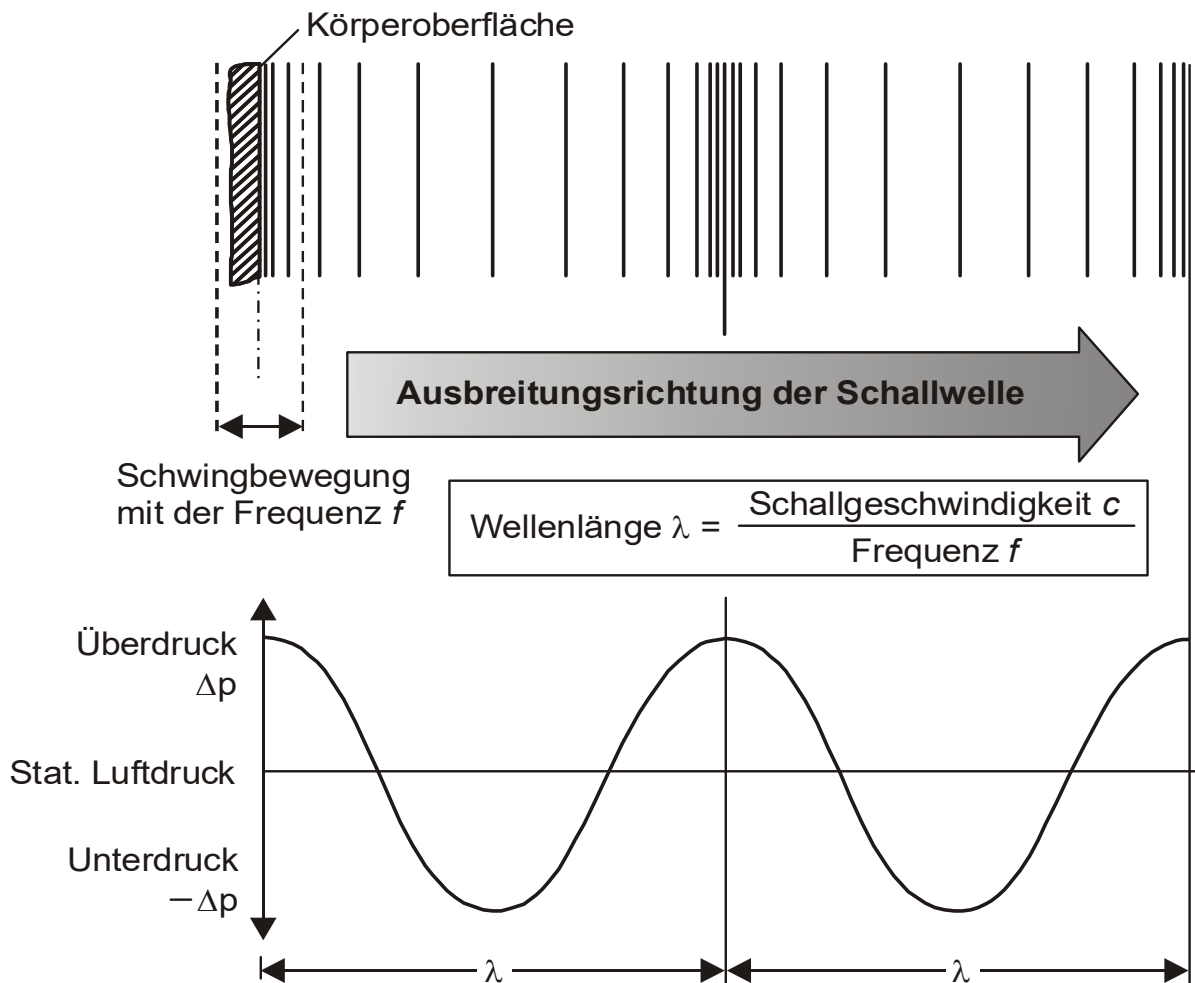


Bild 1.1: Abstrahlung einer ebenen Schallwelle von einer gleichmäßig in Phase schwingenden Oberfläche (Werkzeug-Maschinenlabor RWTH)

Bei einem ruhenden Beobachter ist also pro Sekunde

$$f = \frac{1}{T} \quad 1/\text{s} \quad \text{Hertz} = \text{Hz} \quad (1.3)$$

mal mit dem Durchlauf des Druckmaximums zu rechnen. Für die Wellenlänge λ gilt dann mit (1.1) und (1.3) die wichtige Beziehung:

$$\lambda = \frac{c}{f} \quad \text{m} \quad (1.4)$$

Die Beziehung (1.4) zeigt also, dass die Wellenlänge der Dichtewelle in Luft von der Frequenz abhängt.

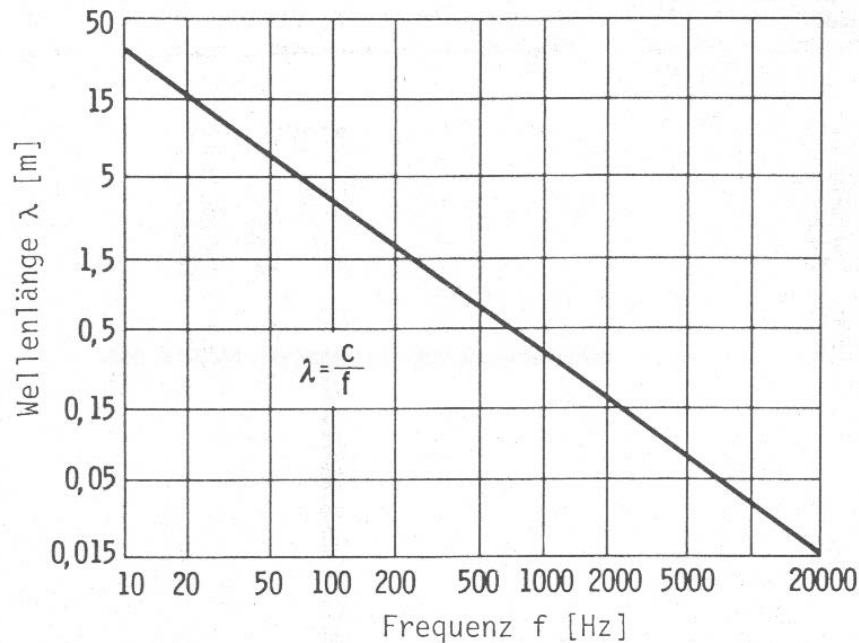


Bild 1.2: Wellenlänge als Funktion der Frequenz für Luft bei 20°C und 10^5 N/m^2 (10^5 Pa , 1 bar) (RWTH Aachen)

Nicht von der Frequenz abhängig ist dagegen die Ausbreitungsgeschwindigkeit c der Dichtewelle in Luft.

Wie anhand der Beziehung (1.2) ersichtlich, besteht aber eine Abhängigkeit vom

- Atmosphärendruck
- der Dichte
- und auch der Temperatur,

da bei einem Gas diese drei Größen miteinander verknüpft sind.

Dieser physikalische Zusammenhang zwischen Druck, Dichte und Temperatur bei einem Gas oder Gasgemisch wird durch das Boyle- Mariotte'sche Gesetz beschrieben.

Die Boyle- Mariotte'sche Gleichung

$$pV = MR_{Luft} T_K \quad \text{mit } \frac{1}{\rho} = \frac{V}{M} \text{ umgestellt nach}$$

$$\frac{p}{\rho} = R_{Luft} T_K \quad (1.5)$$

und eingesetzt in (1.2) ergibt

$$c = \sqrt{\kappa R_{Luft} T_K} \quad (1.6)$$

und mit

- Gaskonstanten für Luft $R_{Luft} = 287 \text{ Nm/}^\circ\text{K kg}$
- und der absoluten Temperatur $T_K = 273 + t(^{\circ}\text{C})$
- beträgt die Schallgeschwindigkeit für $t = 20^{\circ}\text{C}$
- $c = 343 \text{ m/s}$.

Bei der Ausbreitung der Schallwelle von einer abstrahlenden Oberfläche sind generell 2 Feldbereiche anhand des Abstandes r von der Oberfläche zu unterscheiden:

- Nahfeld $kr \ll 1$
- Fernfeld $kr \gg 1$

wobei die Wellenzahl k eine Abkürzung ist für:

$$k = \frac{\omega}{c} = \frac{2\pi f}{c} = \frac{2\pi}{\lambda} \quad (1.7)$$

Am Beispiel der Abstrahlung einer atmenden Kugel (Kugelstrahler nullter Ordnung) kann der Unterschied zwischen Nahfeld und Fernfeld am einfachsten erklärt werden.

Die exakte Lösung der Wellengleichung ergibt für den Verlauf der komplexen Amplituden von Schalldruck und Schallschnelle folgende Proportionalitäten (\approx):

$$p \approx \frac{1}{r} e^{-jkr} \quad (1.8)$$

$$v \approx \frac{1}{\rho c} \frac{1}{r} \left(1 + \frac{1}{jkr} \right) e^{-jkr} \quad (1.9)$$

und daraus für die Beträge der vom Abstand r abhängigen Amplituden

$$|p| \approx \frac{1}{r} \quad (1.10)$$

$$|v| \approx \frac{1}{r} \sqrt{1 + \left(\frac{1}{kr} \right)^2} \quad (1.11).$$

- Nahfeld: für $kr \ll 1$ ist $1/kr \gg 1$ und es gilt:

$$p \approx \frac{1}{r} \quad v \approx \frac{1}{r^2} \quad (1.12)$$

- Fernfeld: für $kr \gg 1$ ist $1/kr \ll 1$ und es gilt:

$$p \approx \frac{1}{r} \quad v \approx \frac{1}{r} \quad (1.13)$$

In der Nähe der Kugeloberfläche – kleines r – strömt die Luft der Oberflächenbewegung in etwa folgend hin und her und die Geschwindigkeit der Luftströmung ist proportional zur Fläche mit $1/r^2$ abnehmend.

Das Fernfeld beginnt also bei $kr \gg 1$

$$\frac{2\pi}{\lambda} r \gg 1 \text{ somit } r \gg \frac{\lambda}{2\pi} \text{ bzw. } r \geq \lambda$$

Schalldruck p und Schallschnelle v sind proportional zu $1/r$, sie sind in Phase und bilden ein festes Verhältnis, die

- Schallkennimpedanz Z .

$$Z = \frac{p}{v} = \frac{\frac{1}{r} e^{-jkr}}{\frac{1}{\rho c} \frac{1}{r} \left(1 + \frac{1}{jkr} \right) e^{-jkr}} = \rho c \quad (1.14)$$

- Bei einer Luftdichte $\rho = 1,21 \text{ kg/m}^3$ und einer
- Schallgeschwindigkeit von $c = 340 \text{ m/s}$ beträgt die
- Schallkennimpedanz $Z = 408 \text{ Ns/m}^3$.

- Die Schallintensität I

als Schalleistung pro Flächeneinheit ergibt sich für die ebene Dichtewelle im Fernfeld beim Durchtritt durch eine senkrecht zur Ausbreitungsrichtung stehenden Fläche aus dem Produkt der Effektivwerte des Schallwechseldruckes p und der Schallschnelle v zu

$$I = p \cdot v \quad \text{N/m}^2 \times \text{m/s} = \text{Nm/s/m}^2 = \text{W/m}^2 \quad (1.15)$$

und daraus die insgesamt von der Schallquelle abgestrahlte

- akustische Leistung P

aus der Integration über die einhüllende Fläche S .

$$P = \oint I \cdot dS \quad \text{W/m}^2 \times \text{m}^2 = \text{W} \quad (1.16)$$

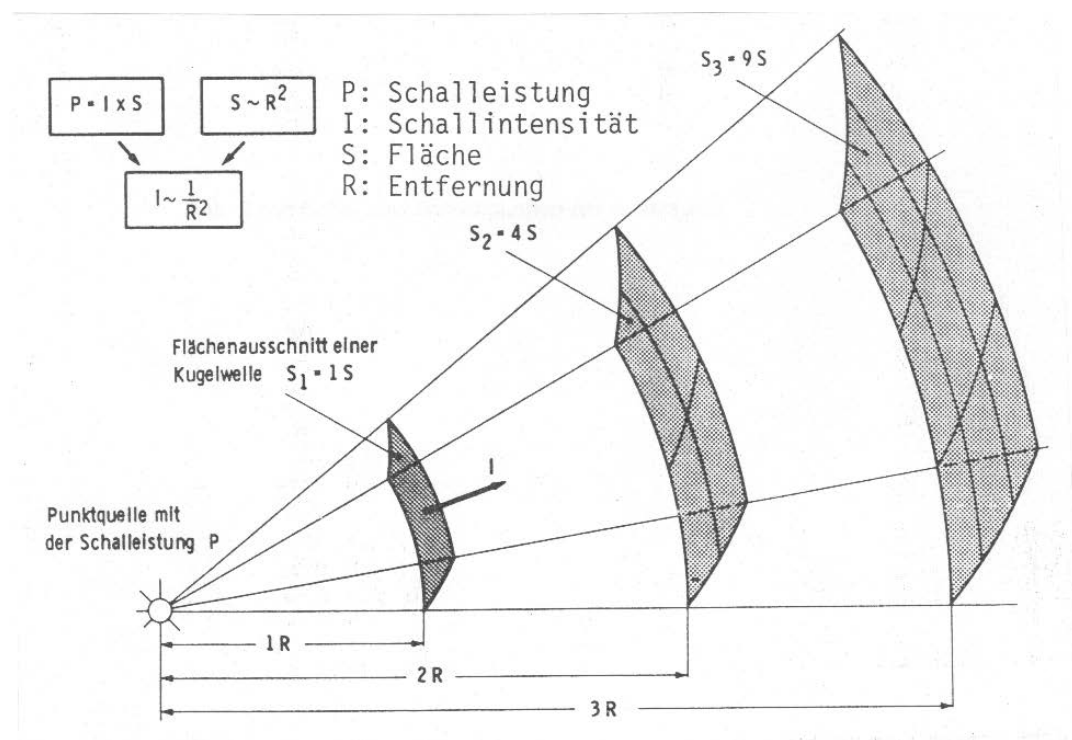


Bild 1.3: Schallausbreitung im Fernfeld einer Punktschallquelle (Werkzeugmaschinenlabor RWTH Aachen)

Mit der Schallkennimpedanz $Z = \rho \cdot c = p/v$ gelten für die Schallintensität im akustischen Fernfeld auch die Beziehungen:

$$I = p \cdot v = \frac{1}{\rho \cdot c} p^2 = \rho \cdot c \cdot v^2 \quad (1.17)$$

Die Beziehung (1.17) beschreibt drei Verfahren zur Ermittlung der Schallintensität und damit auch der Schalleistung.

Schalldruckmessung $I = \frac{1}{\rho \cdot c} p^2$

Das am häufigsten angewandte Verfahren, die Schalldruckmessung mit einem Schallpegelmessgerät, beruht auf der Messung des Effektivwertes des Schalldruckes im Fernfeld gemäß der Proportionalität zwischen I und p^2 mit einem Mikrofon.

Sind auf allen senkrecht zur Schallausbreitungsrichtung angeordneten Teilflächen S_{Ti} der einhüllenden Fläche die Schalldrücke p_i gemessen, so errechnet sich die Schalleistung P aus

$$P = \frac{1}{\rho c} \sum_i (p_i^2 \cdot S_{Ti}) \quad (1.18)$$

und mit dem über der Hüllfläche bereits gemittelten Schalldruck p und S als der Hüllfläche, bestehend aus der Summe der Teilflächen, gilt dann:

$$P = \frac{1}{\rho c} p^2 \cdot S \quad (1.19)$$

Intensitätsmessung $I = p \cdot v$

Die Intensitätsmessung ist aufwendiger als die Schalldruckmessung, da anstelle eines Mikrofons u. a. eine Intensitätssonde mit zwei speziell ausgewählten Mikrofonen benötigt wird.

Mit einem der Mikrophone der Intensitätssonde wird der Schalldruck gemessen.

Die Schallschnelle wird aus der Messung der Druckdifferenz zwischen den zwei 15 ... 50 mm voneinander angeordneten Mikrofonen bestimmt, da die Schnelle aus dem Druckgradienten, d. h. aus der Änderung des Druckes entlang einer Wegstrecke, bestimmt werden kann.

$$v = -\frac{1}{\rho} \int \frac{\partial p}{\partial x}(x_0) dt \quad (1.20)$$

mit der messtechnischen Näherung (\cong)

$$\frac{\partial p}{\partial x}(x_0) \cong \frac{p(x_2) - p(x_1)}{\Delta x} \quad (1.21)$$

Die Schalleistung insgesamt errechnet sich aus der so ermittelten Intensität über die Integration über die gesamte Hüllfläche analog zum Schallmessverfahren.

Körperschallmessung $I = \rho \cdot c \cdot v^2$

Diese indirekte Methode der messtechnischen Ermittlung der Schalleistung über die Messung der Körperschalleistung P_K geht zunächst davon aus, dass an einer Schall abstrahlenden Oberfläche eines Körpers die vertikal zur Oberfläche messbare Schnelle v_K gleich der Schallschnelle in der Luft ist.

Analog zu Gleichung (1.18) gilt dann für die abgestrahlte Körperschalleistung die Beziehung

$$P_K = \rho c \sum_i (v_k^2 \cdot S_T)_i \quad (1.22)$$

Wegen der teils gegenphasigen Oberflächenschwingungen und den damit verbundenen oberflächennahen Auslöschungen des Schalldruckes ist die akustische Leistung P im Fernfeld insgesamt kleiner als die Körperschalleistung P_K , was durch den

- Abstrahlgrad $S = P / P_K$ ausgedrückt wird. (1.23)

Neben dem zeitlichen Verlauf des Schallwechseldruckes $p(t)$ und seines Effektivwertes interessiert natürlich auch der spektrale Inhalt $p(f)$ des Schalls, da das Spektrum weitere wichtige Informationen über die Entstehung, Ausbreitung und Wirkung des Schalls enthält.

Zwischen Zeitfunktion und Spektrum gibt es charakteristische Zusammenhänge, die im Bild 1.4 wiedergegeben sind.

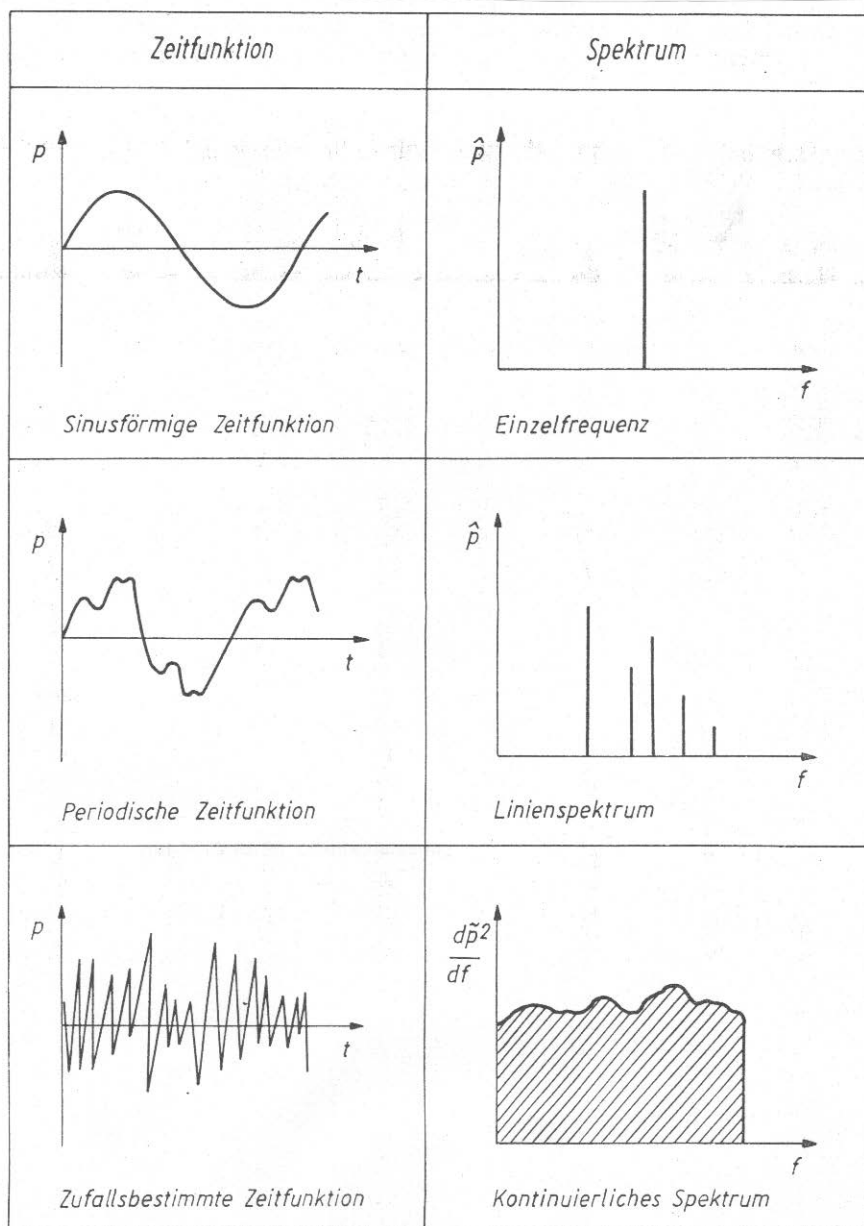


Bild 1.4: Zusammenhänge zwischen Zeitfunktion $p(t)$ und Spektrum $p(f)$ des Schalls (Lärmbekämpfung, Autorenkollektiv)

- Im Spektrum

werden die Amplituden der in der Zeitfunktion enthaltenen Frequenzanteile über der Frequenz aufgetragen, so entstehen bei sinusförmigen oder generell bei periodischen Zeitfunktionen die sogenannten Amplitudenspektren. Zufallsbestimmte Zeitfunktionen besitzen dagegen ein kontinuierliches Spektrum, welches durch die

- Spektraldichte

$$S = \frac{d\tilde{p}^2}{df} , \quad (1.24)$$

das heißt durch das Quadrat des Effektivwertes, bezogen auf ein kleines Frequenzintervall, dargestellt wird. Dieses Spektrum wird auch Leistungsspektrum genannt, da das Quadrat des Effektivwertes des Schalldruckes der Schalleistung proportional ist.

Wird das Spektrum des Zeitverlaufes des Schalls gemessen, so spricht man von der Frequenzanalyse, die mit elektronischen Filtern erfolgt. Je nach Breite des Durchlassbereiches der Filter wird in

- Oktavbandfilter
- Terzbandfilter und
- Schmalbandfilter unterschieden.

Oktav- und Terzfilter sind Filter mit konstanter relativer Bandbreite, sie haben ein konstantes Verhältnis von oberer (o) zur unterer (u) Grenzfrequenz des Durchlassbereiches:

- Oktavfilter $\frac{f_o}{f_u} = 2$ (1.25)

- Terzfilter $\frac{f_o}{f_u} = \sqrt[3]{2}$ (1.26)

- Für die kennzeichnende Mittenfrequenz dieser Filter gilt

$$f_m = \sqrt{f_o \cdot f_u} \quad (1.27)$$

und für den Durchlassbereich, die

- Bandbreite $\Delta f = f_o - f_u$ (1.28)

Festgelegt und genormt sind folgende Mittenfrequenzen in Hz:

- Terzmittenfrequenzen $f_m = \sqrt[6]{2} \cdot f_u$ u. $\Delta f = 0,26 f_u$

20	31,5	40	50	63	80	100	125	160	200	250
	315	400	500	630	800	1k	1,25k	1,6k	2k	2,5k
	3,15k	4k	5k	6,3k	8k	10,0	12,5k	16k	20k	

- Oktavmittenfrequenzen $f_m = \sqrt[2]{2} \cdot f_u$ u. $\Delta f = f_u$

31,5	63	125	250
	500	1k	2k
4k	8k	16k	

- Schmalbandfilter gibt es mit absoluter oder konstanter relativer Bandbreite.

$$\Delta f (= konst.) = \frac{f_o - f_u}{f_m} \quad (1.29)$$

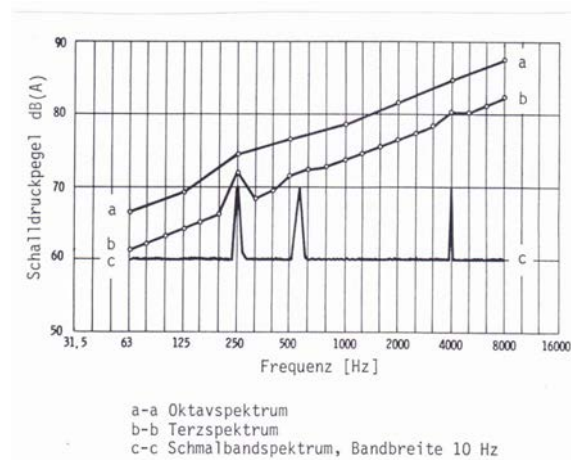


Bild 1.5: Frequenzanalysen des gleichen Schallsignals mit unterschiedlichen Filtern (nach Schreiber)

Im Bild 1.5 sind die Oktav-, Terz- und Schmalbandspektren eines Geräusches gegenübergestellt, dessen Intensität gleichmäßig über den Frequenzbereich verteilt ist und zusätzlich drei Töne bei 250 Hz, 560 Hz und 4000 Hz enthält.

- Im Schmalbandspektrum mit konstanter absoluter Bandbreite verläuft das Grundgeräusch wegen der gleichen Intensität in jedem Band waagrecht zur Frequenzachse.
- In den Oktav- und Terzspektren steigt es dagegen mit drei dB je Frequenzverdoppelung an, da diese Filter wegen ihrer konstanten relativen Bandbreite immer breiter werden und so entsprechend mehr Intensität beinhalten.
- Die Töne sind im Schmalbandspektrum deutlich zu erkennen. Im Terzspektrum ragt nur noch der Ton bei 250 Hz klar aus dem Spektrum heraus, die beiden übrigen Töne nicht mehr. Je breiter die Frequenzbänder werden, um so weniger selektiv ist die Messung.

Die Ausbreitung von Schall ist an ein elastisches, also schwingungsfähiges Medium gebunden und erfolgt in Form verschiedener Wellenarten.

Die aus der Erfahrung bekannte Abnahme ist nicht nur durch bereits vorgestellte sogenannte geometrische Abnahme mit zunehmender Entfernung von der Quelle bedingt, sie erfolgt auch durch die

- vier physikalischen Effekte
- Brechung
- Streuung
- Reflexion
- und Absorption.

- Brechung

Sie tritt dann auf, wenn die Schallausbreitungsgeschwindigkeit nicht konstant ist, d. h. wenn z. B. aufgrund von Temperaturschichtungen in der Luft auch Dichte und Druck Unterschiede aufweisen oder beim Festkörper Inhomogenitäten im Gefügebau vorhanden sind.

- Streuung

Treffen Schallwellen bei der Ausbreitung auf „kleinste Hindernisse“, dann wird die im Bereich des Hindernisses einfallende Schallwellenfront etwas in eine andere Richtung gelenkt. Sind sehr viele solcher „Hindernisse“, z. B. Nebeltröpfchen in der Luft, vorhanden, so spricht man von „diffuser Streuung“.

- Reflexion

Treffen Schallwellenfronten auf ein größeres Hindernis, dann wird die auf das Hindernis auftreffende Wellenfront von der Oberfläche aus reflektiert. Bildet die Oberfläche des Hindernisses eine Ebene, so erfolgt die Reflexion ähnlich wie z. B. bei Licht, das auf einen Spiegel auftrifft. Es gelten die Gesetze der geometrischen Optik: Einfallswinkel gleich Ausfallswinkel. Durch die Reflexion und Umlenkung wird im Allgemeinen die Art der Wellenfront verändert. Kugelförmig sich ausbreitende Luftschallwellen sind nach der Reflexion nicht kugelförmig und aus Longitudinalwellen in abgewinkelten Stäben können BiegeWellen entstehen.

- Absorption

Absorption ist die irreversible Umwandlung von kinetischer Energie mittels Reibung in Wärme. In Luft oder Gas spricht man von der Ausbreitungsdämpfung, die auf Viskositätsvorgänge und Vorgänge im molekularen Bereich zurückzuführen sind. In festen Körpern geschieht die Absorption durch im Gefüge stattfindende Reibungs- und Setzungsvorgänge.

2. Geräusche, Lärm, Lautstärke und Hören

Ein vom menschlichen Ohr wahrnehmbares Schallereignis ist ein Geräusch, bestehend aus einem zeitlich veränderlichen Gemisch von Tönen beliebiger Frequenz.

Geräusche gelten dann als Lärm, wenn sie

- belästigen
- stören
- gefährden
- oder schädigen.

Ob ein Geräusch subjektiv als Lärm empfunden wird, hängt u. a. vom Informationsgehalt des Geräusches und der Einstellung des betroffenen Menschen gegenüber dem Geräusch ab.

- Nach E. Schröder kann folgende Definition gelten:

„Lärm ist ein Schallereignis, das bei betroffenen Personen in der jeweils aktuellen Situation bestimmte beeinträchtigende Wirkungen hervorruft.“

Die Wahrnehmung des Schalls durch den Menschen ist geprägt durch das Empfinden von

- Tonhöhe
und
- Lautstärke.

Als gleiche Änderung der

- Tonhöhe wird z. B. empfunden,

wenn der eine Übergang von 100 Hz auf 200 Hz erfolgt und der andere Übergang von 1000 Hz auf 2000 Hz, also das Verhältnis der Tonhöhen sprünge gleich ist.

$$\frac{200}{100} = \frac{2000}{1000} = 2$$

Ein derartiger Zusammenhang besteht auch annähernd für die

- Empfindung der Lautstärke.

Der wahrgenommene Unterschied der Lautstärke für den Wechsel der Schalldrücke von $2p$ auf p ist genauso wie z. B. von $10p$ auf $5p$.

$$\frac{2p}{p} = \frac{10p}{5p} = 2$$

Auch für andere Sinneswahrnehmungen besteht ein ähnlicher Zusammenhang. So hat z. B. Weber bereits 1834 zeigen können, dass die Unterschiede zwischen zwei auf der Hand lastenden Gewichten dann gerade gleich merklich erscheint, wenn ein Gewicht von 14 g um 1 g und ein anderes Gewicht von 28 g um 2 g erhöht werden.

Diese und auch andere das menschliche Empfinden E auf Reize R beschreibende Beispiele lassen erkennen, dass die Änderung der Empfindung

$$\text{um } \Delta E = 1$$

in etwa proportional dem Verhältnis aus der Reizsteigerung ΔR zum Ausgangsreiz R ,

$$\text{also } \frac{\Delta R}{R} = 2 \text{ ist.}$$

$$\Delta E = k \cdot \frac{\Delta R}{R} \tag{2.1}$$

Dieser unter dem Namen

- **Weber- Fechner- Gesetz**

bekannter Zusammenhang lässt sich aus der Integration über kleine Änderungen dE und dR aus (2.1) ableiten, wobei der Wert ca. 1,44 für k aus einer Rückrechnung stammt.

$$\int dE = k \cdot \int \frac{1}{R} dR$$

$$E = k \cdot \ln|R| \quad \text{mit } \ln = 2,3 \lg \quad \text{und } k = 1,44 \quad \text{ergibt sich}$$

$$E = 3,3 \cdot \lg|R| \quad (2.2)$$

Diese Beziehung drückt aus, dass die menschliche Empfindung auf physikalische Reize annähernd mit dem Logarithmus wächst, so dass niedrige Reize bereits gut empfunden und sehr hohe Reize in ihrer Empfindung abgeschwächt wahrgenommen werden. Siehe hierzu die nachstehende Tabelle.

R	1	2	4	8	16	32	64	128	256	512	1024
E	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10

Der mit dem Ohr wahrnehmbare Bereich des Effektivwertes des Schalldruckes reicht

- von der Hörschwelle mit $p_0 = 20 \times 10^{-5} \text{ N/m}^2$
- bis zur Schmerzschwelle bei $p = 20 \text{ N/m}^2$,

er umfasst damit den Zahlenbereich von 5 Zehnerpotenzen.

Wegen dieses großen Zahlenbereiches und unserer annähernd logarithmisch verlaufenden Schallwahrnehmung macht es Sinn,

- die Effektivwerte des Schalldruckes nach einer
- Normierung zu
- logarithmieren und als
- Pegelgrößen L

in einem überschaubaren Zahlenbereich von 0 bis ca. 160 anzugeben. Diese Pegel werden zur Kennzeichnung als logarithmische Verhältnissgrößen mit dem Zusatz „B“, bzw. als 1/10- Werte mit „dB“ versehen.

Näheres hierzu und zur Definition der Pegel enthält Abschnitt 3.

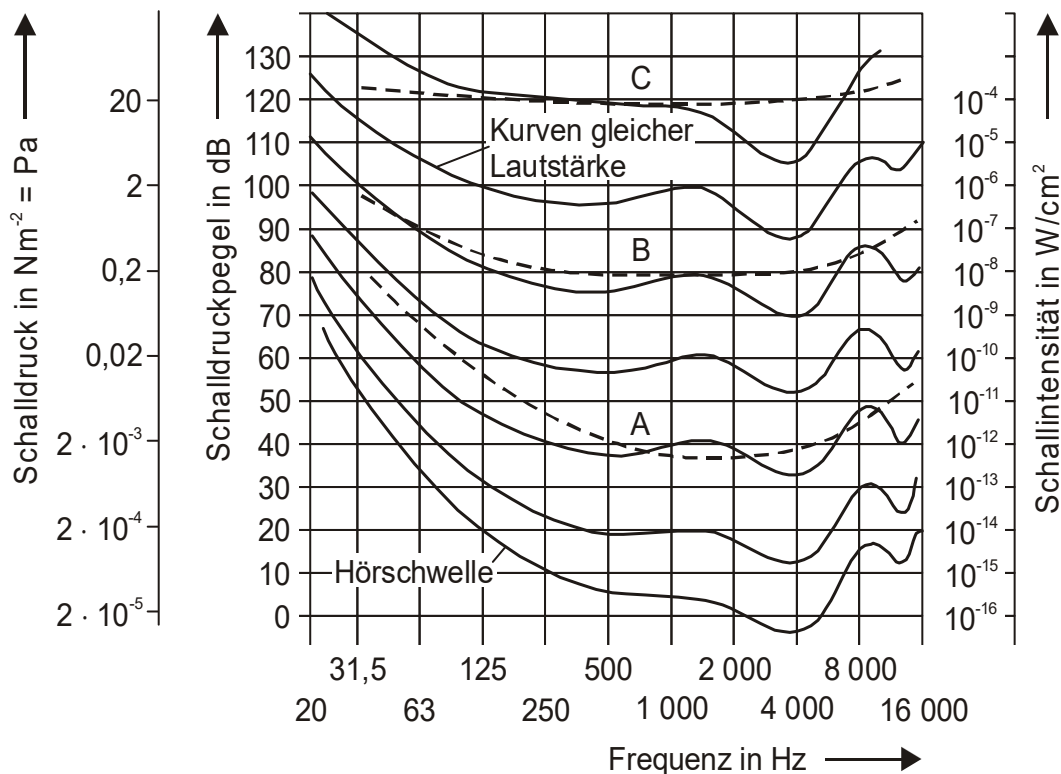


Bild 2.1: Hörschwelle und Kurven gleicher Lautstärke für Töne nach DIN 45630, Bl. 2 sowie Schalldruck, Schalldruckpegel, Schallintensität und Bewertungskurve A, B, C über der in Oktavschritten (31,5 Hz bis 16k Hz) unterteilten Frequenzachse

- Der Frequenzbereich des Hörens

reicht beim Menschen von ca. 16 Hz bis etwa 16k Hz. Er umfasst mit 3 Zehnerpotenzen ebenfalls einen recht großen Zahlenbereich, so dass bei der Darstellung der Pegel über der Frequenz die Frequenzachse auch gerne logarithmisch geteilt wird. Dies gilt insbesondere bei Oktavspektren und 1/3- Oktav = Terzspektren, wo die jeweiligen Bandmittenfrequenzen angegeben werden.

Wie aus Bild 2.1 ersichtlich, ist die subjektiv empfundene Lautstärke nicht nur vom Schalldruck bzw. Schalldruckpegel abhängig, sondern im besonderen Maße auch von der Tonhöhe.

- Die Kurven gleicher Lautstärke

zeigen, dass wir bei tiefen Frequenzen für die Empfindung gleiche Lautstärke höhere Schalldrücke brauchen als bei hohen Frequenzen. Außerdem haben die Lautstärkekurven bei höheren Schalldrücken einen deutlich flacheren Verlauf über der Frequenz als bei niedrigeren Schalldrücken.

In der Messtechnik wurde versucht dies durch die Filterung des physikalisch vorliegenden Schalls mit den

- Bewertungskurven A, B und C

zu berücksichtigen.

Heute wird allgemein für die dem Gehörempfinden angepasste Messung von Industrie-, Freizeit- und Verkehrsgeräuschen alleine die A- Bewertung verwendet, da mit dieser Bewertung insgesamt die beste Korrelation zwischen subjektivem Empfinden und objektivem Signal gefunden worden ist. Es ist also immer zu unterscheiden zwischen einem A- bewerteten Pegel und einem nicht bewerteten, sogenannten linearen Pegel.

- Die A- Bewertung,

bzw. deren Pegelwerte für die Oktavmittenfrequenzen lauten:

f_{Okt}	31,5	63	125	250	500	1k	2k	4k	8k	16k
A_{Okt}	-39	-26	-16	-9	-3	0	+1	+1	-1	-7

Einen Eindruck über die bei einigen typischen Schallquellen auftretenden effektiven Schalldrücke und die zugehörigen Pegel L gibt nachstehende Aufstellung:

Effektivwert Schalldruck N/m^2	Schalldruck- pegel dB	Schallquelle bzw. Situation
2×10^{-5}	0	Hörschwelle
2×10^{-4}	20	im Wald bei wenig Wind
2×10^{-3}	40	Bibliothek
2×10^{-2}	60	Büro
2×10^{-1}	80	starker Straßenverkehr
2×10^0	100	Presslufthammer
2×10^1	120	Schmerzschwelle
2×10^2	140	Strahltriebwerk

Eine Übersicht über die typische Hörfläche des Menschen ist in Bild 2.2 gegeben.

- Die Hörfläche für die normale Sprache umfasst einen Lautstärkebereich von etwa 40 dB bis 80 dB und der einen Frequenzbereich von ca. 200 Hz bis etwas über 4kHz.
- Die Hörfläche für Musik umfasst einen Lautstärkebereich von etwa 30 dB bis hin zu über 100 dB und einen Frequenzbereich von annähernd 50 Hz bis 8 kHz.

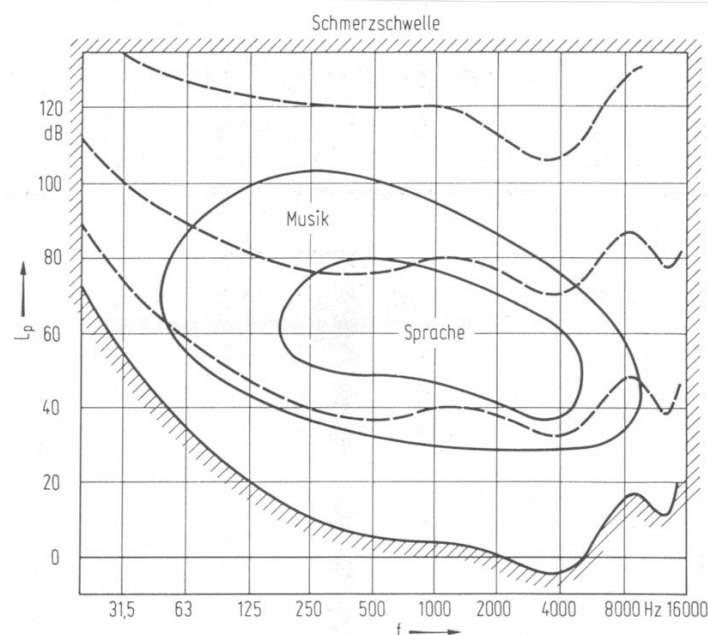


Bild 2.2: Hörflächen für Sprache und Musik (L. Cremer u. M. Hubert, Vorlesungen über Technische Akustik)

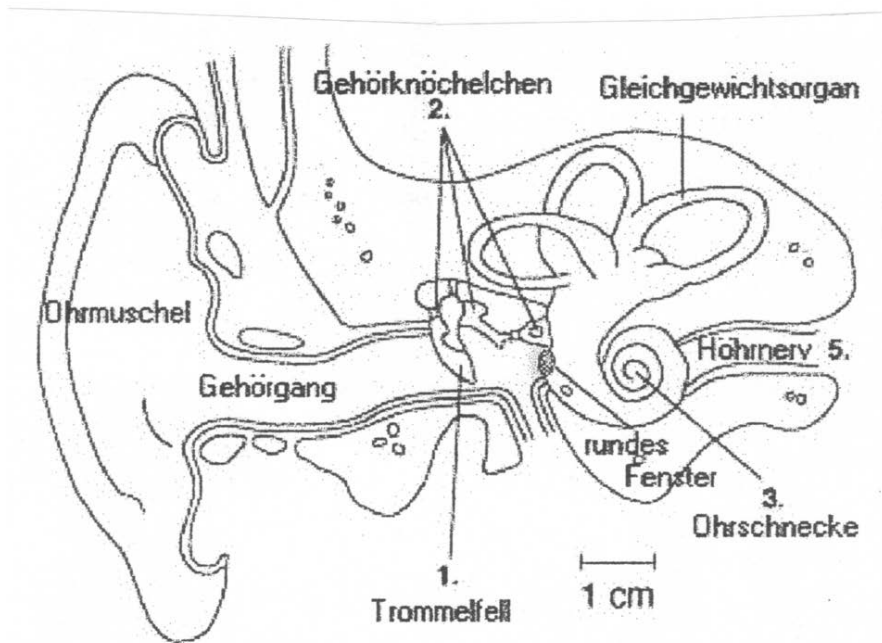


Bild 2.3: Schematischer Aufbau des Ohres (Lindsey & Norman)

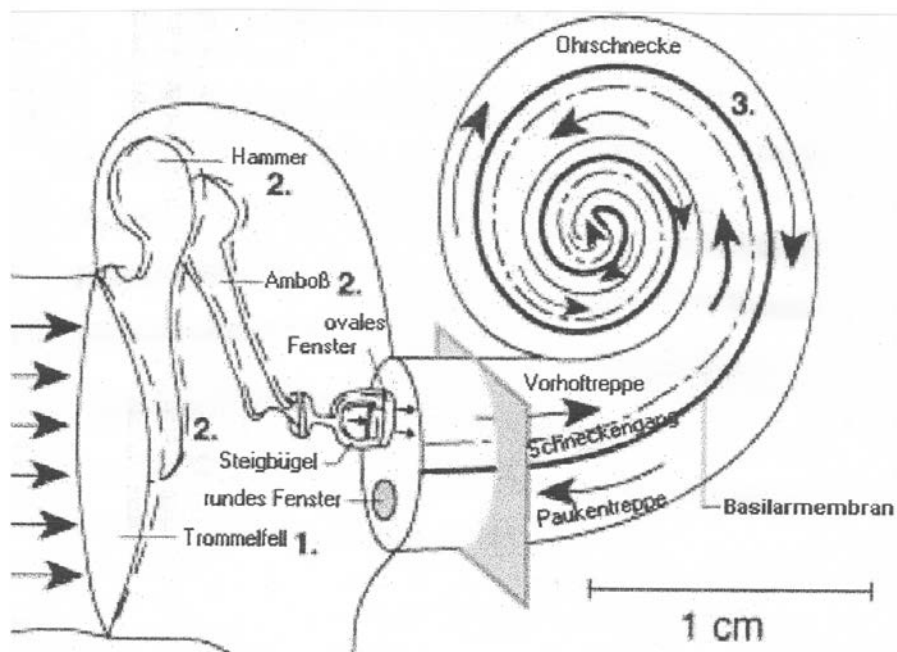


Bild 2.4: Mittelohr und Ohrschnecke mit Basilarmembran

Die Evolution des Menschen ist so erfolgt, dass der mechanisch- elektrische Vorgang der Aufnahme von Schall mit unseren Ohren ganz im Gegensatz zu Sehen nicht unterbrochen werden kann, da wir als „Fluchttiere“ im Sinne der Evolution ständig auf Gefahrensignale achten müssen.

Erst in unserem Gehirn wird im Sinne unseres „Fluchtinstinktes“ zwischen wichtigen und unwichtigen Schallsignalen unterschieden. Der Vorgang der mechanisch- elektrischen Schallaufnahme, siehe hierzu Bild 2.3 und 2.4., geschieht folgendermaßen:

- Die Ohrmuschel

fängt den Schall auf, der Gehörgang leitet in weiter bis zum

- Trommelfell,

einer relativ schlaff gespannten Hautmembran, die von den auftreffenden Dichtewellen in Schwingungen versetzt wird.

Über drei Gehörknöchelchen

- Hammer, mit dem Trommelfell verwachsen,
- Amboß
- Steigbügel

werden die Schwingungen des Trommelfelles bis zu 22 mal verstärkt auf das ovale Fenster der

- Ohrschnecke übertragen,

die mit einer wässrigen Flüssigkeit, Endolymphe genannt, gefüllt ist, welche die verstärkten mechanischen Schwingungen als „Flüssigkeitsschall“ weiterleiten.

Die Schallwellen bewegen sich in der Ohrschnecke durch die

- Vorhofstreppe und die
- Paukentreppe

bis zum Druckausgleich am

- runden Fenster.

Je nach Frequenz des Schalls schwingen

- Haare (Zilien)

verschiedener Reihen von Haarzellen auf der

- Basilarmembran

und bewirken in den zu den einzelnen Zilien gehörenden Sinneszellen kleine Ionenströme, die zum Gehirn geleitet werden und dort dann einen „Gehöreindruck“ auslösen.

Diese etwa 20 000 Sinneszellen mit den Zilien und deren Einbettung auf der Basilarmembran sowie die Deckmembran, welche die Wurzeln der Zilien abdecken, bilden das

- Cortische Organ.

Der Effekt der

- Schwerhörigkeit

wird entweder durch zu hohen, oftmals impulshaltigen Schall oder auch im Alter durch das

- Absterben der Zilien, siehe Bild 2.5,

verursacht, was ein irreversibeler Prozess ist!!!!

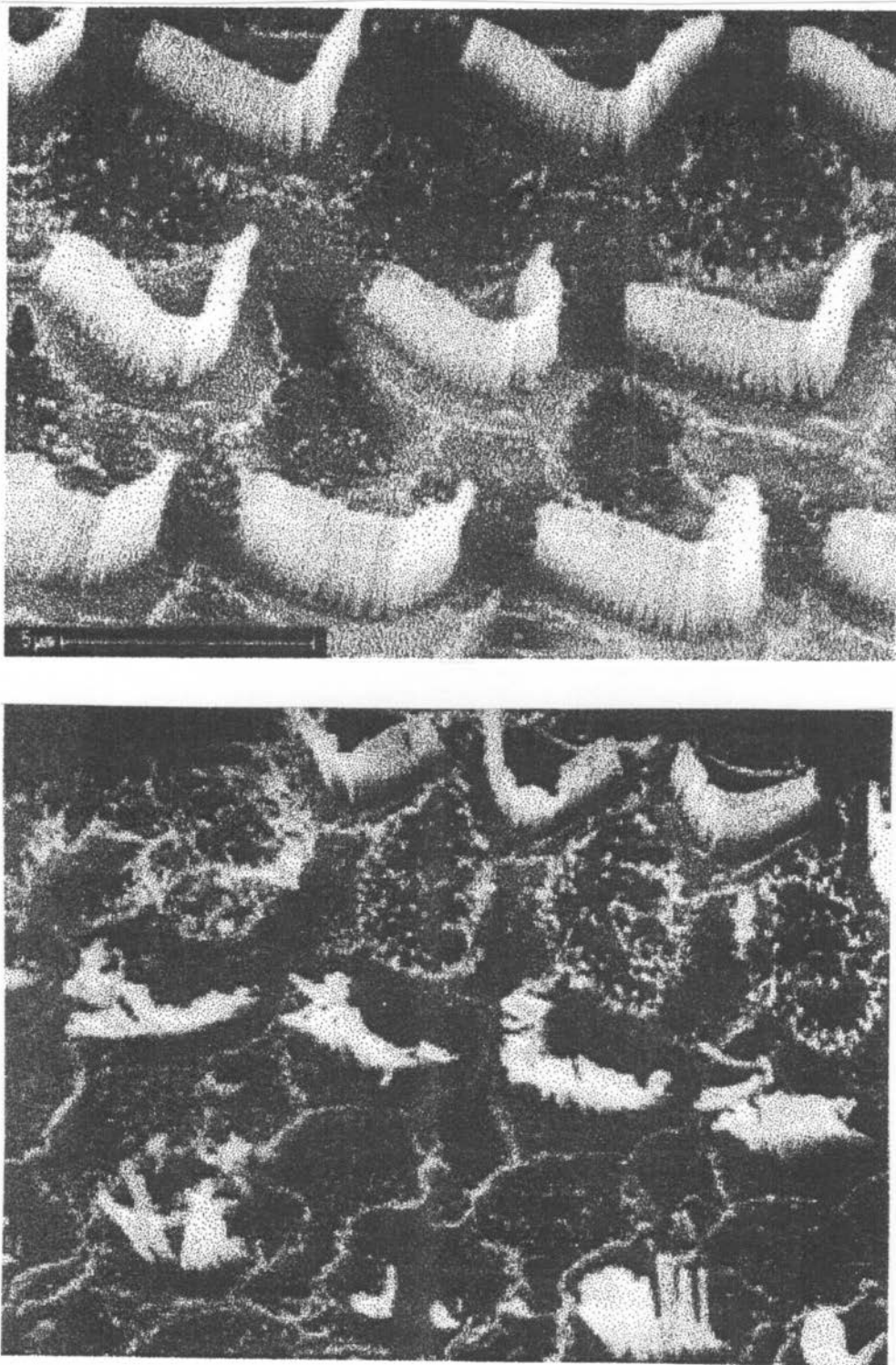


Bild 2.5: Oben drei Reihen intakter Zilien der äußeren Haarzellen ($5\ \mu\text{m} = 0,005\ \text{mm}$) und unten nach Überlastung mit Impulsschall irreversible zerstörte Zilien (Ising, Kruppa)

3. Pegelmaße und Pegelrechnung

Logarithmierte Verhältnisgrößen werden Pegel genannt.

Solche mit dem dekadischen Logarithmus werden zu Ehren des Erfinders des Telefons

- A. G. Bell mit dem
- Zusatz „B“

und bei der in der Akustik üblichen weiteren Unterteilung in 1/10 Bell mit

- „dB“ gekennzeichnet.

Wurden die Pegel mit dem Filter der

- A-Bewertung

behandelt, so wird

- „dB(A)“

als Kennzeichnung verwendet.

Bei dieser Kennzeichnung handelt es sich nicht um eine Dimension, da logarithmierte Größen nur von dimensionslosen Größen, also hier von in Verhältnisse zueinander gesetzten physikalischen Größen mit gleicher Dimension, gebildet werden können.

Für die Pegel der Effektivwerte von Schalldruck, Intensität, Schalleistung, Schallschnelle usw. lauten die Definitionsgleichungen mit willkürlich aber sinnvoll gewählten Bezugsgrößen wie folgt:

- Schalldruckpegel

$$L_p = 10 \lg \frac{p^2}{p_0^2} \quad \text{dB} \quad p_0 = 2 \times 10^{-5} \text{ N/m}^2 \quad (3.1)$$

- Intensitätspegel

$$L_I = 10 \lg \frac{I}{I_0} \quad \text{dB} \quad I_0 = 10^{-12} \text{ W/m}^2 \quad (3.2)$$

- Schalleistungspegel

$$L_W = 10 \lg \frac{P}{P_0} \quad \text{dB} \quad P_0 = 10^{-12} \text{ W} \quad (3.3)$$

- Schnellepegel

$$L_v = 10 \lg \frac{v^2}{v_0^2} \quad \text{dB} \quad v_0 = 5 \times 10^{-8} \text{ m/s} \quad (3.4)$$

- Beschleunigungspegel

$$L_a = 10 \lg \frac{a^2}{a_0^2} \quad \text{dB} \quad a_0 = 1 \times 10^{-3} \text{ m/s}^2 \quad (3.5)$$

Bei dem in (3.4) gewählten Bezugswert stimmen die Schalleistungspegel von Luft- und Körperschall überein, wenn der Abstrahlgrad $\sigma = 1$ ist.

- Messflächenmaß

$$L_S = 10 \lg \frac{S}{S_0} \quad \text{dB} \quad S_0 = 1 \text{ m}^2 \quad (3.6)$$

In der Beziehung (3.6) ist S die gesamte Oberfläche der die Schallquelle einhüllenden Messfläche.

Bei den gewählten Bezugsgrößen in (3.1) und (3.2) stimmen für die ebene Welle, was in der Praxis fast immer ausreichend erfüllt ist, die Zahlenwerte von Schalldruckpegel und Intensitätspegel überein.

Zur eindeutigen Kennzeichnung der Geräusche von Maschinen ist nur der Schalleistungspegel geeignet, da er im Gegensatz zum Schalldruck- und Intensitätspegel nicht mit der Entfernung von der Schallquelle abnimmt und so eine feste und nur von den zugehörigen Betriebsbedingungen abhängige Kenngröße der Maschine darstellt.

Beim rechnerischen Umgang mit den Pegeln als logarithmierte Verhältnisgrößen sind einige Rechenregeln zu beachten:

- Produktenregel $\lg(a \cdot b) = \lg a + \lg b$ (3.7)

- Quotientenregel $\lg\left(\frac{a}{b}\right) = \lg a - \lg b$ (3.8)

- Potenzregel $\lg a^n = n \cdot \lg a$ (3.9)

und als Sonderfall der Quotientenregel

- $\lg \frac{1}{a} = -\lg a$ (3.10)

des weiteren gilt entsprechend der Definition des dekadischen Logarithmus

- $L = \lg a$ und die Umkehrung $a = 10^L$ (3.11)

Sollen die Zahlenwerte von Schalldruck, Schallintensität, Schalleistung, usw. aus den jeweiligen Pegeln berechnet werden, so gelten nachstehende Beziehungen, die sich aus den Definitionen (3.1...3.6) unter Beachtung von (3.11) ergeben:

$$L_p = 10 \lg \frac{p^2}{p_0^2} \quad \text{aufgelöst nach} \quad 0,1L_p = \lg \frac{p^2}{p_0^2}$$

und daraus mit (3.11) $10^{0,1L} = \frac{p^2}{p_0^2}$ aufgelöst nach p^2

- (Schalldruck)² $p^2 = p_0^2 \cdot 10^{0,1L_p}$ (3.12)

- Schalldruck $p = p_0 \cdot 10^{0,2L_p}$ (3.13)

- Intensität $I = I_0 \cdot 10^{0,1L_I}$ (3.14)

- Schalleistung $P = P_0 \cdot 10^{0,1L_W}$ (3.15)

- Schnelle $v = v_0 \cdot 10^{0,2L_v}$ (3.16)

- Beschleunigung $a = a_0 \cdot 10^{0,2L_a}$ (3.17)

- Messfläche $S = S_0 \cdot 10^{0,1L_S}$ (3.18)

Da bei Körperschallmessungen häufig der

- Beschleunigungspegel L_a gemessen, aber der
- Schnellepegel L_v

benötigt wird, ist mit $v = \frac{a}{\varpi}$ und $\varpi = 2\pi f$

und der Erweiterung $\frac{a_0}{a_0}$ für periodische Schwingungen folgende Umrechnung erforderlich.

$$L_v = 20\lg \frac{v}{v_0} = 20\lg \frac{a \cdot a_0}{v_0 \cdot 2\pi f \cdot a_0}$$

$$L_v = 20\lg \frac{a}{a_0} + 20\lg \frac{1}{f} + 20\lg \frac{a_0}{2\pi \cdot v_0}$$

$$L_v = L_a - 20\lg f + 20\lg \frac{1 \cdot 10^{-3}}{2\pi \cdot 5 \cdot 10^{-8}} \quad \text{mit } f \text{ in Hz}$$

$$L_v = L_a - 20\lg f + 70\text{dB} \quad (3.19)$$

Die Überlagerung mehrerer Schallquellen an einem Aufpunkt als Addition der Intensitäten oder der Quadrate der Effektivwerte der Schalldrücke und die Summierung mehrerer Schalleistungen basiert auf der zulässigen Voraussetzung, dass es sich um unkorrelierte Schallquellen handelt.

- Addition von Intensitäten

Die Summe I_{ges} von N Intensitäten I_i ist

$$I_{ges} = \sum_{i=1}^N I_i \quad \text{nach Division mit } I_0 \text{ ergibt sich}$$

$$\frac{I_{ges}}{I_0} = \sum_{i=1}^N \frac{I_i}{I_0} \quad \text{mit } \frac{I_i}{I_0} = 10^{0,1L_{I,i}} \text{ gemäß (3.2) u. (3.11)}$$

$$\frac{I_{ges}}{I_0} = \sum_{i=1}^N 10^{0,1L_{I,i}} \quad \text{logarithmiert u. mit 10 multipliziert}$$

gilt für den Summenpegel

$$L_{I_{ges}} = 10 \lg \sum_{i=1}^N 10^{0,1L_{I,i}} \quad (3.20)$$

wobei die Pegel $L_{I,i}$ in dB vorliegende Intensitätspegel sind.

In gleicher Weise lässt sich zeigen, dass gilt:

- Addition von Schalldruckpegeln

$$L_p = 10 \lg \sum_{i=1}^N 10^{0,1L_{p,i}} \quad (3.21)$$

- Addition von Schalleistungspegeln

$$L_W = 10 \lg \sum_{i=1}^N 10^{0,1L_{W,i}} \quad (3.22)$$

- Subtraktion eines Pegels

Ist z. B. vom Gesamtpegel L_{Ges} der Störgeräuschpegel $L_{Stör}$ abzuziehen, um den eigentlichen Pegel des Maschinen-
geräusches L_M zu erhalten, so gilt – am Beispiel des
Schalldruckpegels gezeigt – mit der Beziehung (3.21)

$$L_{Ges} = 10 \lg \left(10^{0,1L_M} + 10^{0,1L_{Stör}} \right)$$

$$10^{0,1L_M} = 10^{0,1L_{Ges}} - 10^{0,1L_{Stör}} \quad \text{und mit } 10 \lg \text{ gilt}$$

$$L_M = 10 \lg \left(10^{0,1L_{Ges}} - 10^{0,1L_{Stör}} \right) \quad (3.23)$$

- Umrechnung von Schmalbandpegel in Terzpegel

Ausgehend von der Spektraldichte, siehe (1.24), ergibt sich für
das Quadrat des Effektivwertes des Schalldruckes nach
Integration über die Bandbreite $\Delta f_S = f_O - f_U$ des Schmal-
bandes (S)

$$p_S^2 = \int_{f_U}^{f_O} S df \quad \text{und bei konstanter Spektraldichte}$$

gilt für das Schmalband $p_S^2 = S \cdot \Delta f_S$ und analog

für das Terzband $p_{Terz}^2 = S \cdot \Delta f_{Terz}$ und somit auch

$$S = \frac{p_{Terz}^2}{\Delta f_{Terz}} = \frac{p_S^2}{\Delta f_S} \quad \text{bzw.} \quad p_{Terz}^2 = p_S^2 \frac{\Delta f_{Terz}}{\Delta f_S}$$

und mit $10 \lg$ und p_0^2 als Pegel

$$10 \lg \frac{p_{Terz}^2}{p_0^2} = 10 \lg \frac{p_S^2}{p_0^2} + 10 \lg \frac{\Delta f_{Terz}}{\Delta f_S}$$

$$L_{pTerz} = L_{pS} + 10 \frac{\Delta f_{Terz}}{\Delta f_S} \quad (3.24)$$

- Umrechnung von Terzpegel in Oktavpegel

Ein Oktavband beinhaltet immer drei Terzbänder, so dass sich nach (3.21) der Oktavbandpegel aus dem Terzbandpegel wie folgt ergibt:

$$L_{Okt} = 10 \lg \sum_{i=1}^3 10^{0,1L_{Terz,i}} \quad (3.25)$$

und für drei gleich große Terzbandpegel gilt:

$$L_{Okt} = 10 \lg 3 \cdot 10^{L_{Terz}} = 10 \lg 10^{L_{Terz}} + 10 \lg 3$$

$$L_{Okt} = L_{Terz} + 4,8dB \quad (3.26)$$

- Linearer Gesamtpegel aus Spektrum

Liegen von einem Geräusch die gemessenen M Pegel des zugehörigen Spektrums vor, so ergibt sich der Gesamtschallpegel des Geräusches aus z. B. den einzelnen Terzpegeln ebenfalls analog zu (3.21). Es gilt:

$$L = 10 \lg \sum_{i=1}^M 10^{0,1L_{Terz,i}} \quad (3.27)$$

- A- bewerteter Gesamtpegel aus Spektrum

Für den A- bewerteten Pegel in einem Terz- oder Oktav-Frequenzband gilt

$$L_A(f_i) = L(f_i) - A(f_i) \quad (3.28)$$

und damit für den A- bewerteten Gesamtpegel entsprechend:

$$L_A = 10 \lg \sum_{i=1}^M 10^{0,1L_A(f_i)} \quad (3.29)$$

- Arithmetischer Mittelwert

Werden z. B. auf einer die Maschine einhüllenden Messfläche, siehe Bild 3.1, N verschiedene Schalldruckpegel auf N Teilflächen gemessen, so gilt – ausgehend von den Effektivwerten der Quadrate des Schalldruckes - für den mittleren Schallpegel auf der Messfläche, dem sogenannten

- Messflächen- Schalldruckpegel:

$$\bar{p}^2 = \frac{1}{S} \sum_{i=1}^N p_i^2 \cdot S_i \quad \text{nach Division mit } p_0^2 \text{ ergibt sich}$$

$$\frac{\bar{p}^2}{p_0^2} = \frac{1}{S} \sum \frac{p_i^2}{p_0^2} \cdot S_i \quad \text{und mit } \frac{p_i^2}{p_0^2} = 10^{0,1L_{p,i}} \text{ gilt}$$

$$\frac{\bar{p}^2}{p_0^2} = \frac{1}{S} \sum S_i \cdot 10^{0,1L_{p,i}} \quad \text{logarithmiert und mal 10}$$

$$10 \lg \frac{\bar{p}^2}{p_0^2} = 10 \lg \frac{1}{S} \sum_{i=1}^N S_i \cdot 10^{0,1L_{p,i}}$$

sind, wie oft gewählt alle S_i gleich groß, so kann für $S_i = S/N$ gesetzt werden und die Beziehung für den arithmetischen Mittelwert lautet:

$$\bar{L}_p = 10 \lg \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N 10^{0,1L_{p,i}} \quad (3.30)$$

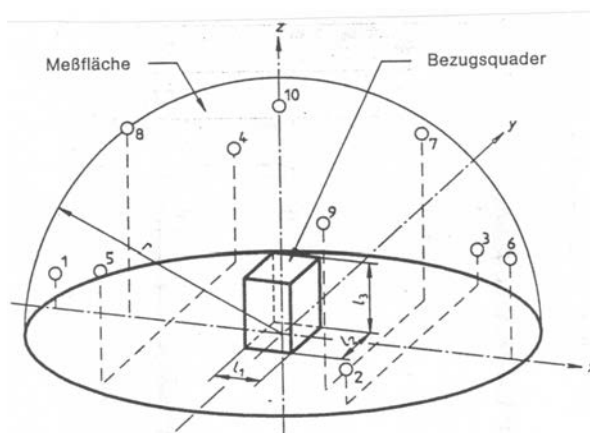


Bild 3.1: Einhüllende Messfläche mit Bezugsquader um die Maschine und Messpunkte $i = 1 \dots N = 10$ (EN ISO 3744)

- Energetischer Mittelwert

Werden über einen längeren Zeitraum T – z. B. über den nach TA-Lärm geltenden Beurteilungszeitraum – an einem Aufpunkt für die Teilzeiten t_i die Intensitäten I_i , siehe Bild 3.2, gemessen, so ist die registrierte Energie $I \times T$ ($\text{Nm/s/m}^2 \times \text{s} = \text{Nm/m}^2$)

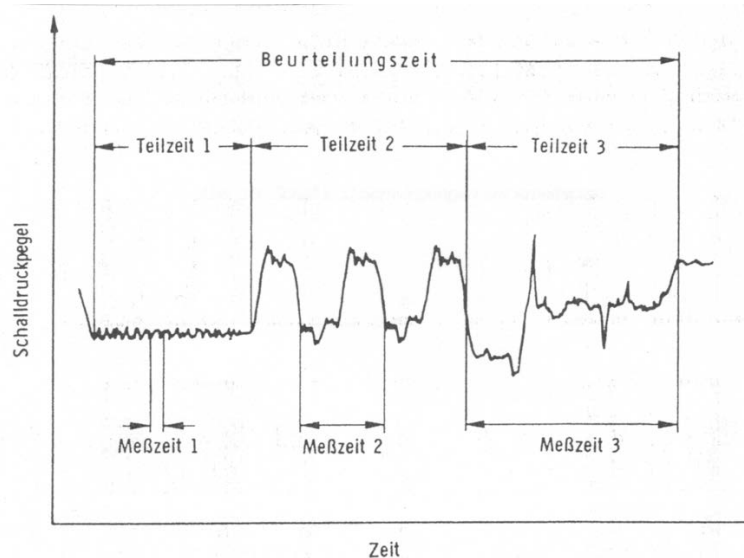


Bild 3.2: Schalldruckpegelverlauf über der Zeit, Messzeiten, Teilzeiten und zugehörige Pegel

$$I \cdot T = \sum_{i=1}^N I_i \cdot t_i \quad \text{und die im Mittel registrierte Leistung}$$

pro Flächeneinheit = mittlere Intensität

$$\bar{I} = \frac{1}{T} \sum_{i=1}^N I_i \cdot t_i \quad \text{nach Division mit } I_0$$

und mit $\frac{I_i}{I_0} = 10^{0,1L_{I,i}}$ und $10 \lg$ gilt für die Intensität

$$\bar{L}_I = 10 \lg \frac{\bar{I}}{I_0} = 10 \lg \frac{1}{T} \sum t_i \cdot 10^{0,1L_{I,i}} \quad (3.31)$$

und wegen I proportional p^2 gilt:

$$\tilde{L}_p = 10 \lg \frac{1}{T} \sum_{i=1}^N t_i \cdot 10^{0,1L_{p,i}} \quad (3.32)$$

- Schalleistung und Korrektur K_0

Nach Division der Schalleistung einer Schallquelle, die durch die Beziehung (1.19) beschrieben ist, durch die Bezugsschalleistung

$$P_0 = \frac{1}{\rho_0 c_0} p_0^2 \cdot S_0 \quad \text{lässt sich schreiben}$$

$$\frac{P}{P_0} = \frac{\rho_0 c_0}{\rho c} \cdot \frac{\bar{p}^2}{p_0^2} \cdot \frac{S}{S_0} \quad \text{und mit } 10\lg \text{ heiſst es}$$

$$10\lg \frac{P}{P_0} = 10\lg \frac{\bar{p}^2}{p_0^2} + 10\lg \frac{S}{S_0} - 10\lg \frac{\rho c}{\rho_0 c_0}$$

und in Pegelschreibweise mit den geltenden Definitionen

$$L_W = \bar{L}_p + L_S - K_0 \quad (3.33)$$

bestehend aus dem Messflächen- Schalldruckpegel, dem Messflächenmaß sowie dem

- Korrekturfaktor,

$$K_0 = 10\lg \frac{\rho c}{\rho_0 c_0} \quad (3.34)$$

der eigentlich nur bei extremen Barometerständen und Temperaturen oder bei Messungen in größeren Höhenlagen wegen den Abweichungen bei der Dichte und der Schallgeschwindigkeit von den „Normalwerten“ zu berücksichtigen ist.

4. Mechanismen der Schallentstehung

Als die VDI- Richtlinie 3720, Blatt 1 mit dem Titel „Lärmarm Konstruieren“ erschien, lauteten dort die ersten Sätze wie folgt:

- „Die wirkungsvollsten und wirtschaftlichsten Maßnahmen zur Lärminderung bestehen in einer direkten Beeinflussung der Schallentstehungsvorgänge und deren unmittelbarer Umgebung. Es muss daher das vorrangige Ziel aller Bemühungen zur Lärminderung sein, mit den Minderungsmaßnahmen zunächst an der Stelle der Schallentstehung anzusetzen.“

Wie Bild 4.1 verdeutlicht, wird der Mensch von vielen Seiten und über viele unterschiedliche Schallausbreitungswege durch Luftschall aber auch Körperschall beansprucht.

Um Minderungsmaßnahmen einleiten bzw. durchführen zu können, ist es zunächst erforderlich, sich über die Art und Funktionsweise der Schallquellen klar zu werden, also Kenntnisse über die Mechanismen der direkten und indirekten Luftschallentstehung zu haben.

- **Direkter Weg**
Die Maschinen oder technischen Einrichtungen erzeugen in der sie umgebenden Luft unmittelbar Dichtewellen, so z. B. Lautsprecher, Sirenen, Abgasöffnungen und Ventilatoren.
- **Indirekter Weg**
Zunächst wird die Maschinenstruktur durch innere, zeitlich veränderliche Betriebskräfte zu Schwingungen angeregt, die im Hörfrequenzbereich Körperschall genannt werden. Dieser Körperschall erzeugt an den Oberflächen u. a. Biegewellen, die primär die Abstrahlung des Körperschalls und damit die Umsetzung in Luftschall bewirken.

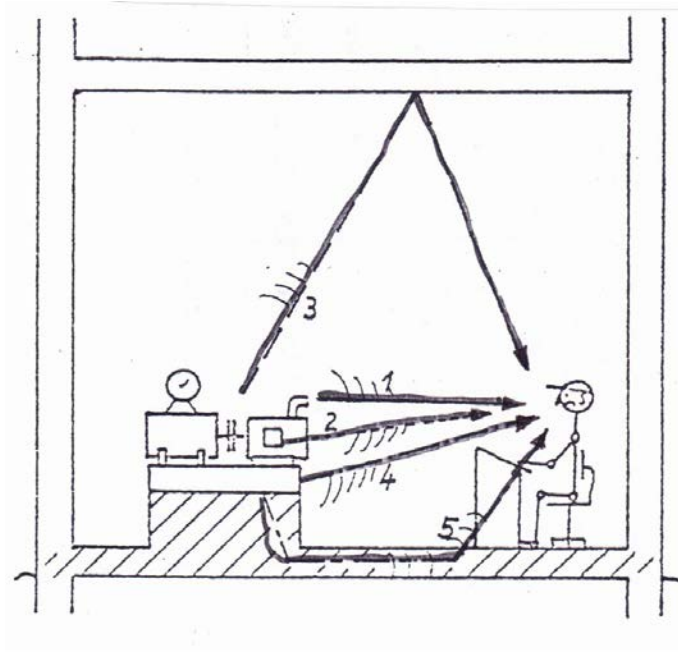


Bild 4.1: Schema über die Einwirkung von Luft- und Körperschall auf den Menschen

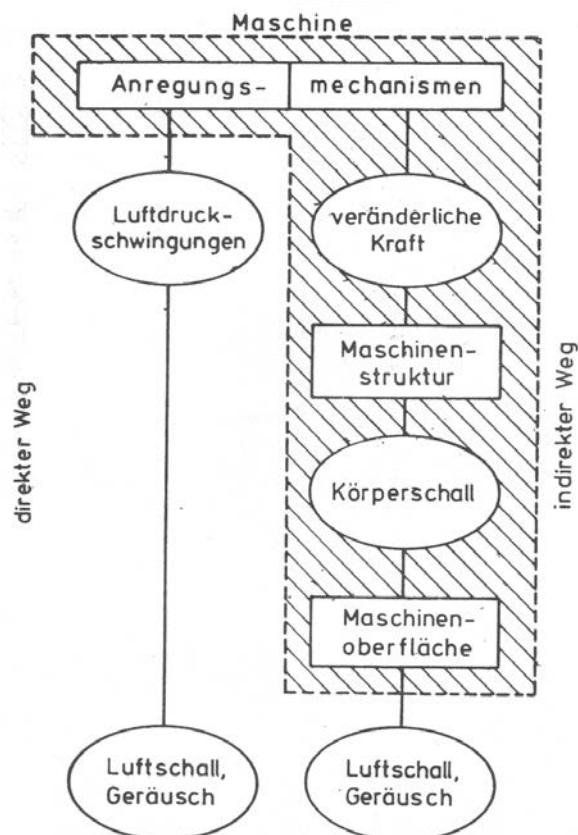


Bild 4.2: Schema Entstehung von Maschinengeräuschen (Föller, Geräuscharme Maschinenteile)

- Mechanismen der direkten Luftschallentstehung
- Aeropulsive (Verdichtung)

Verdrängung infolge: Druckausgleich, bewegte Körper
Beispiele: Lautsprecher, Abgasöffnungen, Sirenen und Ventilatoren

- Aerodynamische (Strömung)

Gestörte Luftströmung infolge: veränderliche Geschwindigkeitsverteilung, Wirbelbildung und Strahlzerfall
Beispiele: Drehklang, Interferenz- u. Wirbelgeräusche bei Schaufelgittern von Turbinen, Ventilatoren usw., Freistrahlauschall, Spalten- u. Schneidentöne

- Thermodynamisch (Wärme)

Energiezufuhr infolge: exotherme Vorgänge in Gasen bei Schweißbrennern, Feuerungseinrichtungen usw.

Bei einem rotierenden und umströmten Schaufelgitter, z. B. bei einem Hubschrauberpropeller oder einem Ventilatorlaufrad, entsteht der Drehklang aus den auf den ruhenden Beobachter einwirkenden schaufelgebundenen Kraftfeldern und den davon ausgelösten periodischen Druckschwankungen.

Die Frequenz f_D dieses

- Drehklang genannten Tones ergibt sich aus der Schaufelzahl Z_R und der Drehzahl n in min^{-1} des rotierenden Schaufelgitters zu:

$$f_D = Z_R \cdot \frac{n}{60} \quad (4.1)$$

Aus der Wechselwirkung der schaufelgebundenen Kraftfelder eines rotierenden Gitters mit den Kraftfeldern eines ebenfalls umströmten ruhenden Gitters, einer Strebe oder Gehäusezunge entsteht der

- Interferenzklang $f_{K,i}$, bestehend aus Tönen mit der Frequenz

$$f_{K,i} = Z_R \cdot \frac{n}{60} \cdot i \quad (4.2)$$

Für viele Mechanismen der direkten Luftschallentstehung lassen sich Beziehungen für die erzeugte Schalleistung angeben, hergeleitet physikalisch, mathematisch streng oder vielfach auch empirisch.

- Aeropulsive Vorgänge

Bei ungleichmäßig oder stark pulsierenden Strömungen an z. B. Ansaug- und Abgasöffnungen von Verbrennungsmotoren oder an Waffenmündungen beim Schuss entstehen durch die ungleichmäßige Volumenänderung, also durch zeitliche Änderungen der Ausströmgeschwindigkeit u in der Öffnungsfläche A Druckschwankungen als Schalldruck p im Abstand r . Für den Schalldruck gilt

$$p(r) = \frac{\rho}{4\pi r} \cdot A \cdot \frac{\partial u}{\partial t}$$

Eingesetzt in die Beziehung für die Schalleistung

$$P = \frac{1}{\rho c} \bar{p}^2 \cdot S \quad \text{mit } S = 4\pi r^2 \text{ als Hüllfläche ergibt sich}$$

$$P = \frac{1}{\rho c} \cdot \frac{\rho^2}{(4\pi r)^2} \cdot A^2 \cdot \left(\frac{\partial u}{\partial t} \right)^2 \cdot 4\pi r^2$$

$$P = \frac{\rho \cdot A^2}{4\pi c} \left(\frac{\partial u}{\partial t} \right)^2 \quad (4.3)$$

- Aerodynamische Vorgänge

Für die Schalleistung der breitbandigen Wirbelgeräusche von Ventilatoren gilt in Näherung die Proportionalität (\approx)

$$P \approx \frac{\rho}{c^3} \cdot z \cdot l \cdot h \cdot U^6 \quad (4.4)$$

mit z der Schaufelzahl, l der Sehnenlänge des Schaufelprofils, h der Schaufelhöhe und U als der mittleren Strömungsgeschwindigkeit.

Mit dem Laufraddurchmesser D , dem Volumenstrom \dot{V} und der erzeugten Gesamtdruckdifferenz Δp_{ges} gilt dann auch

$$P \approx \frac{\Delta p_{ges} \cdot \dot{V}}{D^2} \quad (4.5)$$

und in Pegelschreibweise für $\Delta p_{ges} > 250 \text{ Pa}$

$$L_W = L_{W_{spez}} + 10 \lg \frac{\dot{V}}{\dot{V}_0} + 20 \lg \frac{\Delta p_{ges}}{\Delta p_0} \quad (4.6)$$

mit $V_0 = 1 \text{ m}^3/\text{s}$ und $\Delta p_0 = 1 \text{ Pa}$.

- Thermodynamische Vorgänge

Für Gasbrenner haben experimentelle Untersuchungen folgende Abhängigkeit der Schalleistung P vom Durchsatz Q , dem Austrittsdurchmesser d und der Verbrennungsgeschwindigkeit v_B ergeben.

Brenner mit Vormischung $P \approx \left(\frac{Q}{d} \cdot v_B \right)^2 \quad (4.7)$

Brenner mit Mischung $P \approx \left(\frac{Q}{d} \right)^3 \quad (4.8)$

am Austritt

- Die Mechanismen der indirekten Luftschallentstehung gehen zurück auf innere, beim Betrieb der Maschine wirksam werdende Kräfte, so zum Beispiel:
- Gasdynamische Kräfte:
Verbrennungsmotoren, hydraulische und pneumatische Maschinen
- Elektrodynamische Kräfte:
Wechselwirkungen zwischen Rotor und Stator bei elektrischen Maschinen
- Massenkräfte:
Unwuchten, Bauteilspiel, Translation/ Rotation
- Übertragungskräfte:
Zahn- und Kettengetriebe, Riementrieb, Wälzlager
- Trenn- u. Formkräfte:
Fräser, Meißel, Sägen, Stanzen, Pressen, Schmieden

Die inneren Betriebskräfte mit periodischen, stochastischen oder auch impulsartigen zeitlichen Verläufen regen die in einem

- geschlossenen Kraftfluss liegenden Strukturen der Maschine zu erzwungenen Schwingungen, zu Körperschall, an. Stimmen Frequenzen von Teilamplituden der Betriebskräfte mit Eigenfrequenzen der elastischen Maschinenstruktur überein, so erfolgt

- die Anregung in Resonanz

und es entstehen wesentlich größere Schwingungen als außerhalb der Resonanzanregung. Wie in Bild 4.3 dargestellt, bewirkt der so im Kraftfluss erzeugte Körperschall an außerhalb des Kraftflusses liegenden Bauteilen eine

- Geschwindigkeitsanregung.

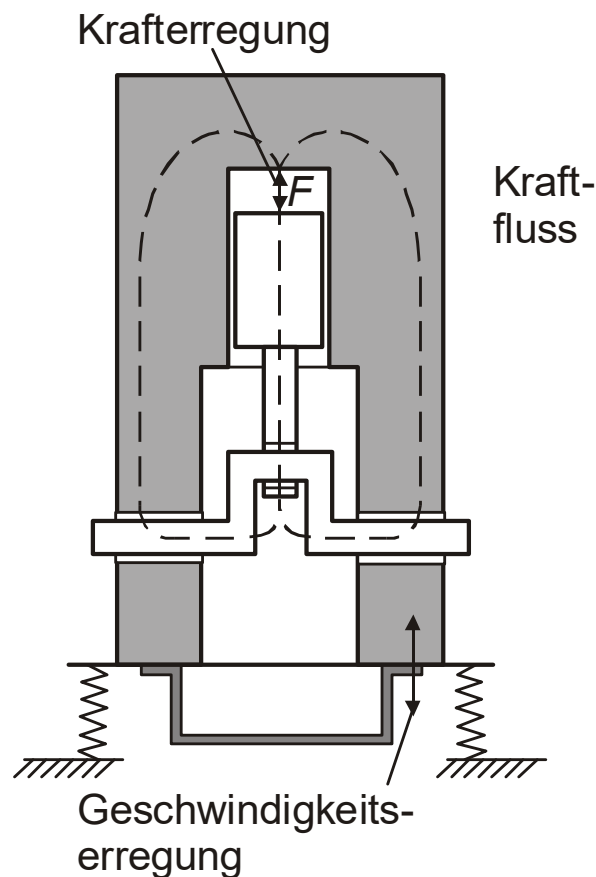


Bild 4.3: Modell einer Maschinenstruktur mit Anregung (Füller, Geräuscharme Maschinenteile)

Ein großer Teil des so erzeugten Körperschalls gelangt an die Oberflächen der Maschine, wo er von der Oberfläche bevorzugt von den Biegewellen als Luftschall abgestrahlt wird.

In Pegelschreibweise gilt für die abgestrahlte Schalleistung

$$L_W = \bar{L}_v + 10 \lg \sigma + L_S \quad (4.9)$$

mit $10 \lg \sigma$ als dem Abstrahlmaß in dB, \bar{L}_v dem Schnellepegel und L_S als dem Messflächenmaß der abstrahlenden Platte.

Wie in Bild 4.4 gezeigt, ist die Umsetzung des Körperschalls in Luftschall gut, wenn die Biegewellenlänge größer als die Luftschallwellenlänge und schlecht, wenn die Biegewellenlänge

kleiner als die Luftwellenlänge ist. Der Übergang von schlechter zu guter Abstrahlung ist gegeben bei gleich großen Wellenlängen.

$$\lambda_L = \frac{c}{f} = \lambda_B = \frac{c_B}{f} \quad (4.9)$$

Die Ausbreitungsgeschwindigkeit c_B der Biegewelle zeigt Dispersion, sie ist von der Frequenz abhängig.

$$c_B = \lambda_B \cdot f = \sqrt[4]{\frac{\bar{B}}{\bar{m}}} \cdot \sqrt{\omega} \quad (4.10)$$

Dabei ist $\bar{m} = \rho_P \cdot h$ die Massebelegung der Platte mit der Dicke h und die Größe $\bar{B} = \frac{E \cdot I'}{1 - \mu^2}$ die Steifigkeit mit $I' = \frac{h^3}{12}$ und μ als der Querkontraktionszahl.

Aus der Gleichsetzung in (4.9) ergibt sich mit (4.10) die

- Biegewellen- Grenzfrequenz f_g zu

$$f_g = \frac{c^2}{2\pi} \sqrt{\frac{\bar{m}}{\bar{B}}} \quad (4.11)$$

mit $f > f_g$ gute Abstrahlung
 $f < f_g$ schlechte Abstrahlung,

siehe hierzu die Bilder 4.4 und 4.5.

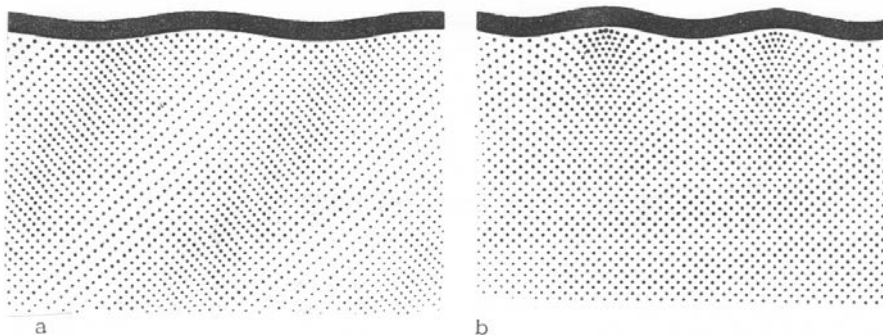


Bild 4.4: Luftschall vor einer biegevellenerregten Platte

- a) $\lambda_B > \lambda_L$; gute Umsetzung in Dichtewelle in der Luft
 b) $\lambda_B < \lambda_L$; schlechte Umsetzung, geringe Abstrahlung
 (L. Cremer u. M. Hubert, Vorlesung über techn. Akustik)

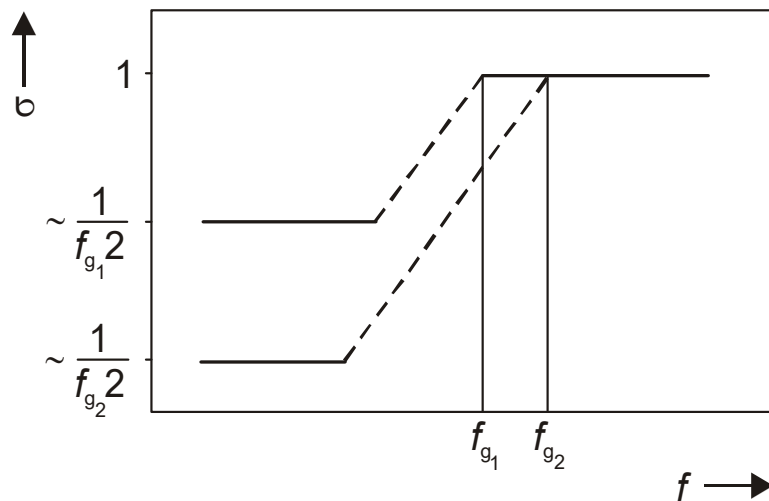


Bild 4.5: Qualitativer Verlauf des Abstrahlgrades über der Frequenz (Föller, Geräuscharme Maschinenteile)

Die von einer Maschinenstruktur mit plattenartigen Oberflächen in die Luft abgegebene Schalleistung ist also im Wesentlichen abhängig von

- Abstrahlgrad, Biegesteife und Massebelegung

Für Kraftanregung und Geschwindigkeitsanregung gelten folgende Proportionalitäten (\approx):

	Geschwindigkeits- Anregung	Kraft- anregung
$f < f_g$	$P \approx \frac{\bar{B}}{\bar{m}}$	$P \approx \frac{1}{\bar{m}^2} \cdot \sqrt{\frac{\bar{B}}{\bar{m}}}$
$f > f_g$	$P \approx \sigma$	$P \approx \frac{1}{\bar{m} \cdot \sqrt{\bar{m} \cdot \bar{B}}}$

Die Konstruktion von Maschinen hoher Leistungsdichte und möglichst geringer Geräuschemission basiert auf diesen hier nur kurz angesprochenen und in

- der Maschinenakustik behandelten grundlegenden Mechanismen.

5. Freifeldmodell

Zu Berechnung der Ausbreitung des abgestrahlten Schalls werden bei Ausbreitungsrechnungen, insbesondere im Freien aber auch in Räumen die Modelle der allseitig gleichmäßig abstrahlenden

- Punktschallquelle und
- Linienschallquelle

benutzt.

- Für eine allseitig gleichmäßig in den Vollraum abstrahlende Punktschallquelle mit dem Schalleistungspegel

$$L_W = L_p + 10 \lg \frac{S}{S_0}$$

ergibt sich der Schalldruckpegel im Vollraum im Abstand r zur Quelle auf

- der Kugeloberfläche $S = 4\pi \cdot r^2$ mit $S_0 = 1\text{m}^2$ zu

$$L_p(r) = L_W - 10 \lg \frac{4\pi \cdot r^2}{1\text{m}^2}$$

Allgemeiner formuliert für verschiedene Raumarten gilt mit Q

$$L_p(r) = L_W - 10 \lg \frac{4\pi \cdot r^2}{Q}$$

$$L_p(r) = L_W - 20 \lg r - 11 + 10 \lg Q \quad (5.1)$$

Q = 1 Vollraum (Quelle in großer Höhe über dem Boden)

Q = 2 Halbraum (Quelle auf reflektierendem Boden)

Q = 3 Viertelraum (Quelle im Winkel zweier Wände)

Q = 4 Achtelraum (Quelle im Winkel dreier Wände)

Der Schalleistungspegel einer

- Linienschallquelle der Länge l

errechnet sich für den Abstand $r \ll l$ aus dem Messflächen-Schalldruckpegel auf der Oberfläche $S = 2\pi \cdot r \cdot l$ des einhüllenden Zylindermantels zu

$$L_W = L_p + 10 \lg 2\pi \cdot r \cdot l \quad (5.2)$$

Für den häufig als kennzeichnende Größe von Linienquellen angegebenen längenspezifischen Schalleistungspegel gilt:

$$L'_W = L_W - 10 \lg l \quad (5.3)$$

Der Schalldruckpegel im Abstand $r \ll l$ der Linienschallquelle ergibt sich aus (5.2) bis zum Viertelraum mit $Q = 4$

$$L_p(r) = L_W - 10 \lg \frac{2\pi \cdot r \cdot l}{Q}$$

$$L_p(r) = L_W - 10 \lg r - 8 + 10 \lg Q \quad (5.4)$$

Die Pegeländerung bei Abstandsverdoppelung, also die

- Abstandsgesetze lauten wegen r^2 und r für

- Punktquelle $\Delta L_p = 20 \lg \frac{r}{2r} = -20 \lg 2 = -6 \text{ dB} \quad (5.5)$

- Linienquelle $\Delta L_p = 10 \lg \frac{r}{2r} = -10 \lg 2 = -3 \text{ dB} \quad (5.6)$

-

Bei $r^* = l/\pi$ liegt das Übergangsgebiet zwischen Zylinder- und Kugelwellenausbreitung, siehe Bild 5.1, d.h. bei $r > r^*$ beginnt das Schallfeld der Linienquelle zunehmend in das der Punktquelle überzugehen.

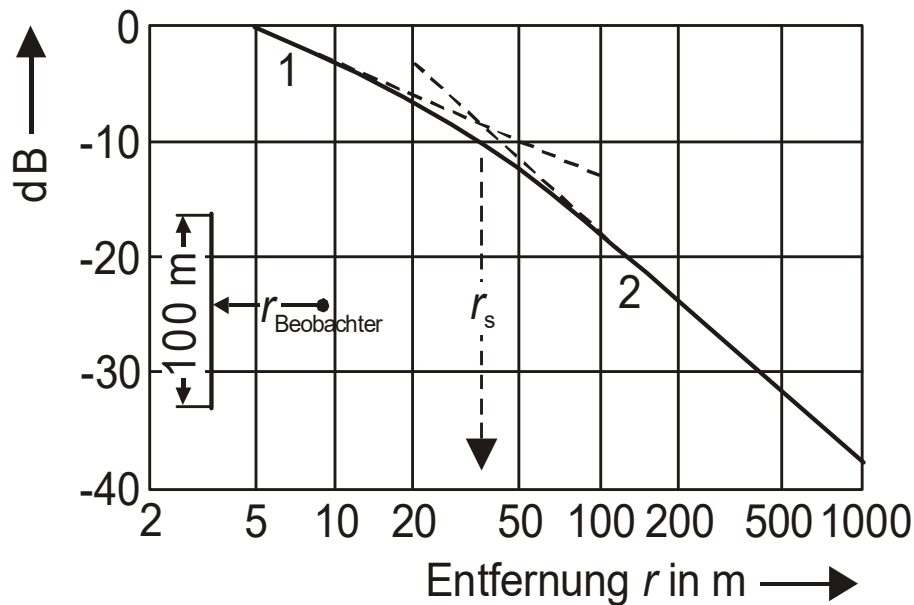


Bild 5.1: Pegelabnahme senkrecht zu einer Linienschallquelle der Länge $l = 100 \text{ m}$.

Kurve 1: Hüllfläche Zylindermantel (-3dB)

Kurve 2: Hüllfläche Kugel (-6dB)

6. Diffusfeldmodell

Ein weiteres wichtiges Modell der technischen Akustik ist ein Raum mit diffusem Schallfeld, in dem im Durchschnitt über alle Stellen des Raumes pro Volumenelement eine Energiedichte E gegeben ist, die nur aus der potentiellen Energie (wie eine gespannte Feder)

$$E = \frac{1}{2} \cdot \frac{p^2}{\rho \cdot c^2} \quad (6.1)$$

besteht, wobei p der Effektivwert des Schalldruckes im diffusen Schallfeld ist.

Für die kinetische Energie im diffusen Schallfeld ist wegen des allseitigen Schalleinfalles die Annahme berechtigt, dass die Schallschnelle im kurzen zeitlichen und örtlichen Mittel gleich Null ist und somit auch die kinetische Energie.

Wird diesem Raum während der Zeit Δt die Schalleistung P , zugeführt, so führt dies im Volumen des Raumes zu einer

Änderung der gespeicherten Energie ΔE und während dieser Zeit auch zu einem Abfluss von Verlustleistung P_{Ver} .

Für die im Raum vorhandene Energiemenge $E \cdot V$ gilt also folgende Energiebilanz:

$$P \cdot \Delta t = V \cdot \Delta E + P_{Ver} \cdot \Delta t, \quad (6.2)$$

wobei E die räumliche Energiedichte pro Volumeneinheit und V das Raumvolumen sind.

Weiter wird plausibel angenommen, dass die Verlustleistung proportional zur jeweils vorhandenen Energiemenge $E \cdot V$ ist, also

$$P_{Ver} = \gamma \cdot E \cdot V \quad (6.3)$$

mit γ als Proportionalitäts- oder Verlustkonstanten.

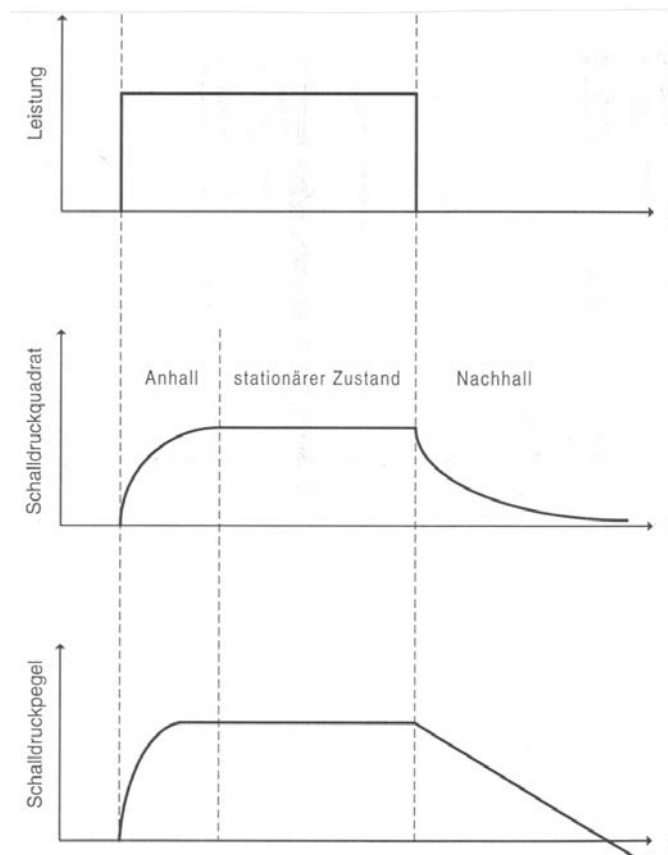


Bild 6.1: Prinzipielles Verhalten des diffusen Schallfeldes über der Zeit (L. Cremer, M. Möser, Technische Akustik)

Für weitere Betrachtungen zum technisch wichtigen Nachhall wird die Beziehung (6.2) zunächst umgeschrieben in

$$\frac{P}{V} \cdot \Delta t = \Delta E + \frac{P_{Ver}}{V} \cdot \Delta t \quad \text{und aufgelöst nach } \frac{\Delta E}{\Delta t}$$

$$\frac{\Delta E}{\Delta t} = \frac{P}{V} - \frac{P_{Ver}}{V} \quad \text{ergibt mit (6.3) in der Form}$$

$$\frac{P_{Ver}}{V} = \gamma \cdot E \quad \text{eingesetzt in die erste Zeile}$$

$$\frac{\Delta E}{\Delta t} = \frac{P}{V} - \gamma \cdot E \quad \text{und für kleine Änderungen}$$

gilt:
$$\frac{dE}{dt} = \frac{P}{V} - \gamma \cdot E \quad (6.4)$$

Wird keine Schalleistung mehr dem Raum zugeführt, ist $P = 0$, so wird aus (6.4) die Beziehung

$$\frac{dE}{dt} = -\gamma \cdot E \quad , \quad (6.5)$$

die besagt, dass die Schnelligkeit bzw. die Steilheit des Abfalls der Energie um so größer ist, je größer die Verlustkonstante γ ist. Der zeitliche Verlauf erfolgt nach der Beziehung

$$E(t) = E_0 \cdot e^{-\gamma \cdot t} \quad (6.6)$$

wie anhand der Ableitung von E nach der Zeit t wegen der Eigentümlichkeit der e - Funktion gezeigt werden kann.

Es ist
$$\frac{dE}{dt} = -\gamma \cdot E_0 \cdot e^{-\gamma \cdot t} \quad \text{und also } E = E_0 \cdot e^{-\gamma \cdot t} .$$

Für E die Abhängigkeit vom Effektivwert des Schalldrucks nach (6.1) in die Beziehung (6.6) eingesetzt gilt

$$\frac{p^2(t)}{\rho \cdot c^2} = \frac{p^2(t=0)}{\rho \cdot c^2} \cdot e^{-\gamma \cdot t}$$

und nach Umstellung in die Pegelschreibweise

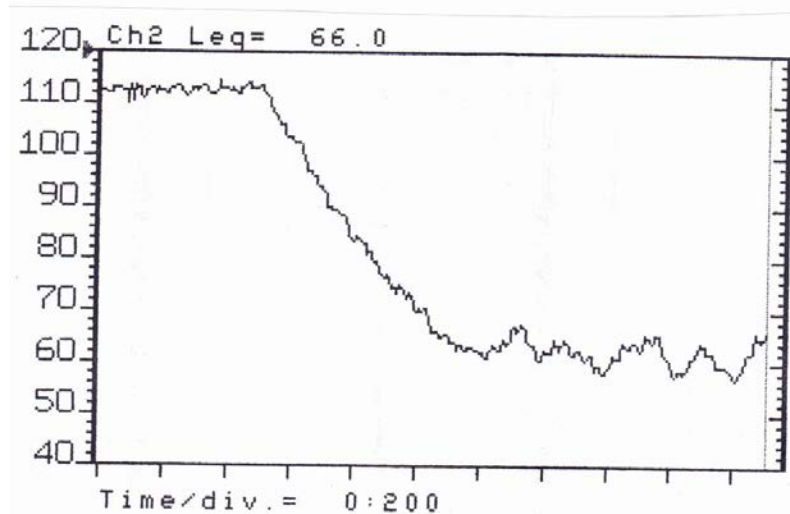


Bild 6.2: Messung des Nachhalles: Verlauf des Schallpegels über der Zeit während und nach dem Abschalten der eingespeisten Schalleistung (I. Cremer, M. Möser, Technische Akustik)

$$L_p(t) = 10 \lg \frac{p^2(t)}{p_0^2} = 10 \lg \frac{p^2(t=0)}{p_0^2} + 10 \lg e^{-\gamma \cdot t}$$

gilt
$$L_p(t) = L_p(t=0) - \gamma \cdot t \cdot 10 \lg e \quad (6.7)$$

Die Änderung des Schallpegels erfolgt also linear mit der Zeit und umso steiler umso größer die Verlustkonstante ist, siehe Bild 6.2.

Mit $10 \lg e = 10 \lg 2,718282 = 4,342945$ und einem Pegelabfall um 60 dB, des zur Definition der

- Nachhallzeit $T = t$

festgelegten Wertes, ergibt sich (6.7)

$$\Delta L_p = 60 = \gamma \cdot T \cdot 4,342945$$

und daraus für die Nachhallzeit die Beziehung

$$T = \frac{13,8}{\gamma} \quad (6.8)$$

oder auch $\gamma = \frac{13,8}{T}$ für die Verlustkonstante.

Im stationären Zustand ändert sich der Energieinhalt des Raumes nicht und somit wird aus der Beziehung (6.4)

$$\frac{dE}{dt} = 0 = \frac{P}{V} - \gamma \cdot E \quad \text{bzw.}$$

$$\frac{P}{V} = \gamma \cdot E \quad \text{und mit (6.1) und (6.8) daraus}$$

$$\frac{P}{V} = \frac{13,8}{T} \cdot \frac{p^2}{\rho \cdot c^2} \quad , \quad (6.9)$$

eine Beziehung, die für das diffuse Feld den Zusammenhang zwischen eingespeister Schalleistung P , Raumvolumen V , Nachhallzeit T und Schalldruck p herstellt.

Die Verlustkonstante γ beschreibt auf elegante, für den technischen Gebrauch aber wenig hilfreich Weise, die Fähigkeit der Absorption von Flächen im diffusen Schallfeld.

Es ist daher notwendig, für den stationären Zustand einen

- Zusammenhang zwischen eingespeister Schalleistung und den absorbierenden Flächen herzustellen.

Die auf eine Fläche S_i auftreffende Schalleistung P_{auf} ergibt sich aus dem Produkt von auftreffender Intensität I und Fläche.

Mit der unter dem Winkel ϑ zur Flächennormalen einfallenden Intensität ergibt sich für auftreffende Schalleistung

$$P_{\text{auf}}(\vartheta) = \frac{1}{2} I(\vartheta) \cdot S_i = \frac{1}{2} \cdot \frac{p^2}{\rho c} \cos \vartheta \cdot S_i \quad (6.10)$$

wobei $\frac{1}{2} I$ für die der Fläche zugewandten Intensität steht.

Für Mittelung über alle der Fläche zugewandten Einfallrichtungen kann $\cos \vartheta = \frac{1}{2}$ gesetzt werden, so dass gilt

$$P_{auf} = \frac{1}{4} \cdot \frac{p^2}{\rho c} \cdot S_i \quad (6.11)$$

mit dem Absorptionsgrad $\alpha = \frac{P_{abs}}{P_{auf}}$, (6.12)

errechnet sich die von der Fläche S_i mit ihrem Absorptionsgrad α_i absorbierte Schalleistung zu

$$P_{abs,i} = \frac{p^2}{4\rho c} \cdot \alpha_i \cdot S_i.$$

Summiert über alle Teilflächen ergibt sich dann für die insgesamt eingespeiste und absorbierte Schalleistung P :

$$P = \frac{p^2}{4\rho c} \cdot A \quad (6.13) \quad \text{mit} \quad A = \sum_i \alpha_i \cdot S_i \quad (6.14)$$

Die Beziehungen (6.13 u. 6.14) zeigen nun den gesuchten Zusammenhang zwischen eingespeister und absorbierter Schalleistung, dem Absorptionsvermögen der Flächen des Raumes und dem Schallpegel im Diffusfeld. Die Umstellung von (6.13) nach dem Effektivwert des Quadrates des Schalldruckes

ist $p^2 = P \frac{4\rho c}{A}$ und nach Normierung als Pegel

$$\text{gilt} \quad 10 \lg \frac{p^2}{p_0^2} = 10 \lg \frac{P}{P_0} + 10 \lg \frac{A_0}{A} + 10 \lg 4 + 10 \lg \frac{\rho c}{\rho_0 c_0}$$

und mit $A_0 = 1 \text{ m}^2$, $\rho c = \rho_0 c_0$ und $10 \lg 4 = 6 \text{ dB}$ für den

- Schallpegel im Diffusfeld (oder Hallfeld H)

$$L_p(H) = L_W - 10 \lg A + 6 \text{ dB} \quad (6.15)$$

Die Beziehung (6.9) aufgelöst nach der eingespeisten und absorbierten Schalleistung und der Schalleistung nach Beziehung (6.13) gleichgesetzt

$$P = V \cdot \frac{13,8}{T} \cdot \frac{p^2}{\rho c^2} = \frac{p^2}{4\rho c} \cdot A \quad \text{ergibt}$$

$$\frac{13,8 \cdot V}{T \cdot c} = \frac{A}{4} \quad \text{aufgelöst nach T mit } c = 340\text{m/s}$$

- die Gleichung für die Sabine'sche Nachhallzeit

$$T = \frac{4 \cdot 13,8}{340} \cdot \frac{V}{A} = 0,163 \cdot \frac{V}{A} \quad (6.16)$$

Bei diesem Modell, auch wegen des Nachhalles Hallfeld genannt, ist die normale Absorption in der Luft, denen der Schall mit seinen vielen Reflexionen im geschlossenen Raum unterworfen ist, vernachlässigt, da der Verlust der Schalleistung primär über die Absorptionsflächen erfolgt. Bei der Bearbeitung von Problemen der Raumakustik in realen Räumen mit Wandabsorption ist das Modell des diffusen Schallfeldes bis zu einem mittleren Absorptionsgrad von etwa 0,2, wobei einzelne Werte auch höher sein dürfen, recht gut anwendbar.

2.4 Absorption in Räumen

Zur rechnerischen Behandlung der Schallausbreitung in geschlossenen Räumen wird für die Schallquelle das Modell

- der Punktschallquelle

mit allseitig gleichmäßig abgestrahlter Schalleistung verwendet und für die Beschreibung der Ausbreitung im Raum die beiden Modelle

- Freifeld mit 6 dB Pegelabnahme bei 2 x Abstand
- und Diffusfeld oder auch Hallfeld genannt mit im Mittel konstantem Hallfeldpegel.

Mit der Intensität des Schallfeldes im

- Freifeld $I_F(r) = \frac{P}{4\pi r^2}$ und im Hallfeld $I_H = \frac{4 \cdot P}{A}$
lässt sich in Abhängigkeit vom Abstand r für die

- Gesamtintensität schreiben

$$I(r) = P \cdot \left(\frac{1}{4\pi r^2} + \frac{4}{A} \right) \quad (7.1)$$

und in Pegelschreibweise für den Schalldruckpegel

$$L_p(r) = L_W + 10 \lg \left(\frac{1}{4\pi r^2} + \frac{4}{A} \right) \quad (7.2)$$

- Der erste Summand in der Klammer beschreibt den Verlauf des Freifeldpegel für eine hoch im Raum hängende Punktquelle. Wird $4\pi r^2$ durch die Oberfläche der Halbkugel $2\pi r^2$ ersetzt, so entspricht dies einer Punktquelle über reflektierendem Boden.

- Der zweite Summand in der Klammer beschreibt den konstanten Hallfeldpegel, der durch die äquivalente Absorptionsfläche A geprägt ist.

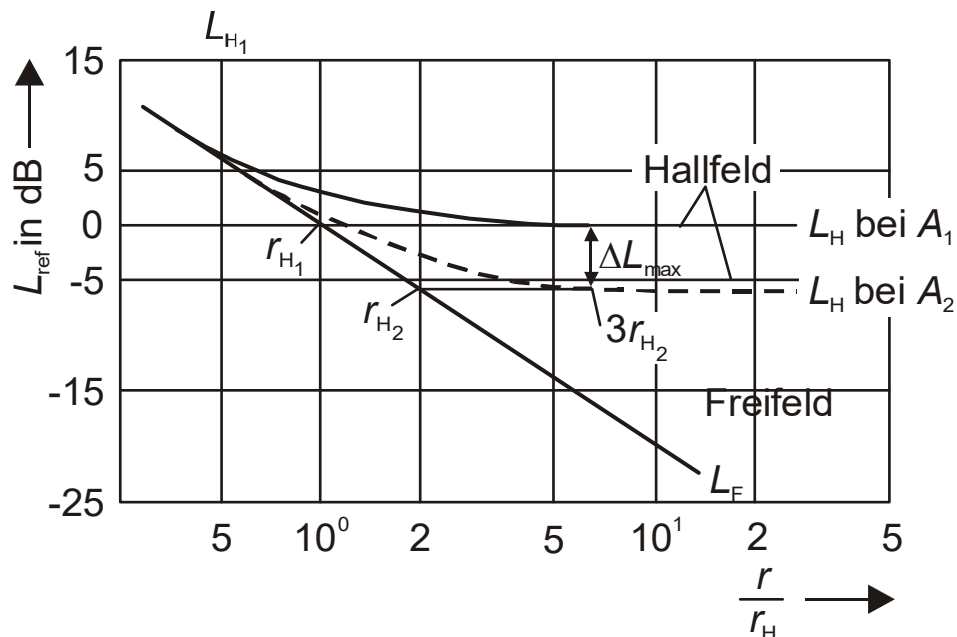


Bild 7.1: Verlauf von Freifeld- und Hallfeldpegel in einem Raum mit Absorption, Einfluss der äquivalenten Absorptionsfläche A auf den Schallpegel im Hallfeld

Wie anhand der Darstellung in Bild 7.1 ersichtlich, ändert sich für große Abstände r der Pegel nicht mehr, es dominiert ganz klar der Hallfeldpegel.

Der Übergang vom Freifeld zum Hallfeld ist durch den

- Hallradius r_H gekennzeichnet,

der sich aus der Gleichsetzung der beiden Summanden in der Klammer von $L_p(r)$ berechnen lässt.

Es ist $\frac{1}{4\pi r^2} = \frac{4}{A}$ und damit gilt für r

im Vollraum $r = \sqrt{\frac{A}{50}}$ im Halbraum $r = \sqrt{\frac{A}{25}}$

- Außerhalb des Hallradius gilt für den Hallfeldpegel

$$L_H = L_W + 10 \lg \frac{4}{A}$$

und für die Differenz der Hallfeldpegel für $A_2 > A_1$ lässt sich schreiben

$$\Delta L_H = L_{H1} - L_{H2} = +10 \lg \frac{4}{A_1} - 10 \lg \frac{4}{A_2} = 10 \lg \frac{A_2}{A_1}$$

Die Erhöhung der Absorptionsfläche wirkt sich also nur im Hallfeld voll aus, eine Verdoppelung oder Vervierfachung der Absorptionsfläche senkt den Schallpegel im Hallfeld um 3 dB oder 6 dB. Der Pegel im Freifeldbereich bleibt von dieser Pegelminderung unberührt.

Das in Bild 7.2 wiedergegebene Nomogramm erleichtert die Beurteilung der akustischen Wirksamkeit – der Pegelsenkung im diffusen Schallfeld – durch Erhöhung der absorbierenden Auskleidung von „1“ nach „2“.

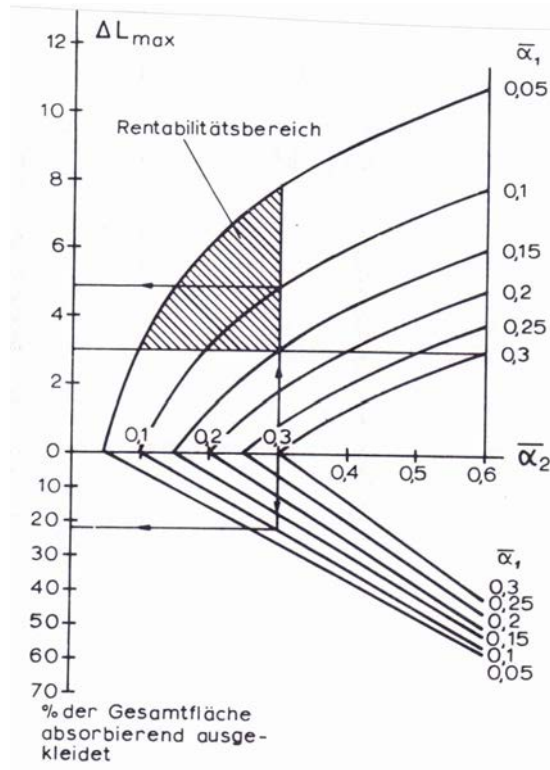


Bild 7.2: Nomogramm zur Ermittlung der Hallfeldpegelabsenkung durch absorbierende Raumauskleidung (Autorenkollektiv, Lärmbekämpfung)

Der dort verwendete Begriff des

- „mittleren Absorptionsgrades“ ist wie folgt definiert.

$$\bar{\alpha} = \frac{A}{\sum_i S_i}$$

mit A als der äquivalenten Absorptionsfläche, für die ja die Beziehung $A = \sum \alpha_i \cdot S_i$ gilt, und $\sum_i S_i$ die Summe der absorbierenden Flächen des Raumes.

- Die Nachhallzeit T nach Sabine, die aus dem Pegelabfall von 60 dB nach dem Abschalten der Schallquelle im Raum ermittelt werden kann, ergibt sich Sabine aus dem Raumvolumen und der äquivalenten

Absorptionsfläche zu: $T = 0,163 \cdot \frac{V}{A}$

Nach A aufgelöst und in die Beziehung für den Hallpegel eingesetzt ergibt sich für den

- Hallfeldpegel auch der direkte Zusammenhang mit der Nachhallzeit T und dem Raumvolumen V.

$$L_H = L_W + 10 \lg \frac{4 \cdot T}{0,163 \cdot V}$$

$$L_H = L_W - 10 \lg V + 10 \lg T + 14 \text{ dB}$$

Diese Beziehung dient auch der Berechnung des Hallfeldpegels, wenn aufgrund von Messungen die Nachhallzeit bekannt ist. Umgestellt nach L_W ist sie die Grundlage zur Messung der Schalleistung nach

- dem Hallraumverfahren.

$$L_W(M) = L_H(M) + 10 \lg V - 10 \lg T - 14 \text{ dB}$$

- Die Absorptionsgrade von absorbierenden Materialien zur Auskleidung von Räumen werden durch Messung der Sabine'schen Nachhallzeit in Laborhallräumen ermittelt, da sich im Hallfeld so die gewünschten Grade für den Schalleinfall aus allen Richtungen ergeben.

In einem leeren Hallraum mit dem Raumvolumen V (m³) und der äquivalenten Absorptionsfläche A_{leer} (m²) beträgt die Nachhallzeit

$$T_{\text{leer}} = 0,163 \frac{V}{A_{\text{leer}}}$$

Wird nun die Materialprobe mit einer Fläche S_{Probe} mit absorbierenden Eigenschaften in den leeren Hallraum getan, so erhöht sich in guter Näherung die äquivalente Absorptionsfläche auf

$$A = A_{\text{leer}} + A_{\text{Probe}}$$

und für die Nachhallzeit im Hallraum mit der Probe gilt

$$T = 0,163 \frac{V}{A}$$

Werden nun die beiden Nachhallgleichungen nach „A“ aufgelöst

$$A_{\text{leer}} = 0,163 \frac{V}{T_{\text{leer}}} \quad A = 0,163 \frac{V}{T}$$

und in $A = A_{\text{leer}} + A_{\text{Probe}}$ eingesetzt, so ergibt sich für die äquivalente Absorptionsfläche der Probe

$$0,163 \frac{V}{T} = 0,163 \frac{V}{T_{\text{leer}}} + A_{\text{Probe}}$$

$$A_{\text{Probe}} = 0,163 \cdot V \cdot \left(\frac{1}{T} - \frac{1}{T_{\text{leer}}} \right)$$

und der gesuchten Absorptionsgrad der Materialprobe errechnet dann aus

$$\alpha_{\text{Probe}} = \frac{A_{\text{Probe}}}{S_{\text{Probe}}}$$

8. Luftschalldämmung

Von dem auf eine Wand auftreffenden Schall mit der Schalleistung P_1 wird nur ein Teil von der anderen Wandseite als Schall mit der Schalleistung P_2 wieder abgestrahlt, was durch den Transmissionsgrad ausgedrückt wird.

- Transmissionsgrad $\tau = \frac{P_2}{P_1}$ (8.1)

Dieses Verhalten einer Wand, egal ob aus Beton, Mauerwerk, Stahlblech oder Kunststoff, wird Schalldämmung genannt.

In Bild 8.1 ist dieses Verhalten schematisch wiedergegeben.

Das logarithmierte Verhältnis der beiden Schalleistungen ist das

- Schalldämm- Maß $R = 10 \lg \frac{P_1}{P_2}$ (8.2)

- **Einfachwand**

Trifft nun eine ebene Schallwellenfront mit der Wellenlänge λ , wie in Bild 8.1 und Bild 8.2 unter dem Winkel ϑ auf eine unendlich ausgedehnte Wand, dann regt die sogenannte Spurwelle λ_S der Luftschallwellenfront in der Wand gleichphasige, erzwungene BiegeWellen gleicher Wellenlänge λ_B an. Wie aus Bild 8.1 ersichtlich, gilt für diese Wellenlängen folgender geometrischer Zusammenhang:

$$\lambda_B = \lambda_S = \frac{\lambda}{\sin \vartheta} \quad (8.3)$$

Bei den üblicher Weise endlichen Abmessungen der Wände überlagern sich den erzwungenen BiegeWellen noch sogenannte freie BiegeWellen mit der Wellenlänge $\lambda_{B, frei}$, die aus den Reflexionen dieser BiegeWellen an den Rändern der Wand entstehen.

Die Theorie besagt nun, dass die mit gleicher Frequenz f auftretenden erzwungenen und die freien BiegeWellen im allgemeinen unterschiedliche Wellenlängen haben.

$$\lambda_B = \lambda \cdot \frac{1}{\sin \vartheta} = \frac{c}{f} \cdot \frac{1}{\sin \vartheta} \quad (8.4)$$

$$\lambda_{B, frei} = \frac{c_B}{f} = \sqrt{\frac{2\pi}{f}} \cdot \sqrt[4]{\frac{B}{m}} \quad (8.5)$$

Erfolgt die Anregung nun gerade so, dass die Wellenlänge der erzwungenen BiegeWelle mit der der freien BiegeWelle übereinstimmt, dann erhöhen sich die Amplituden der BiegeWellen erheblich, es tritt eine Art Resonanzeffekt ein und die von der Wand abgestrahlte Schalleistung P_2 wird deutlich höher und damit verschlechtert sich das Schalldämm-Maß der Wand entsprechend. Die Frequenz, bei der dieser Effekt auftritt, ist die

- Koinzidenz- oder auch Spuranpassungsfrequenz f_K ,

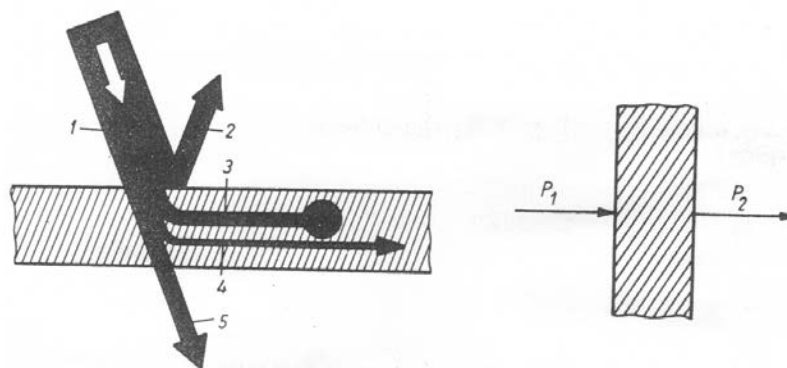
die sich aus der genannten Bedingung $\lambda_B = \lambda_{b, frei} = \lambda_S$ ergibt.

$$\frac{c}{f} \cdot \frac{1}{\sin \vartheta} = \sqrt{\frac{2\pi}{f}} \cdot \sqrt[4]{\frac{B}{m}} \quad \text{aufgelöst nach } f_K = f$$

$$f_K = f = \frac{c^2}{2\pi \cdot \sin^2 \vartheta} \cdot \sqrt{\frac{m}{B}} \quad (8.6)$$

Die erhöhte Abstrahlung bei f_K und damit der Einbruch bei der Schalldämmung soll vermieden werden, was durch die Verschiebung dieser Frequenz in weniger störende Bereiche erreicht wird.

- Hohe Biegesteifigkeit und geringe Dichte führt zu niedrigen Werten von f_K , bei Wänden im Hochbau in der Regel $< 200\text{Hz}$.
- Geringe Biegesteifigkeit und hohe Dichte ergeben hohe Werte für f_K , so z. B. bei dünnen Blechwänden.



- 1 auffallender Schall
- 2 reflektierter Schall
- 3 Verlust durch Umwandlung in Wärme
- 4 Verlust durch Ableitung als Körperschall
- 5 abgestrahlter Schall

Bild 8.1: Schema der Schalldämmung einer Wand (Autorenkollektiv, Lärmbekämpfung)

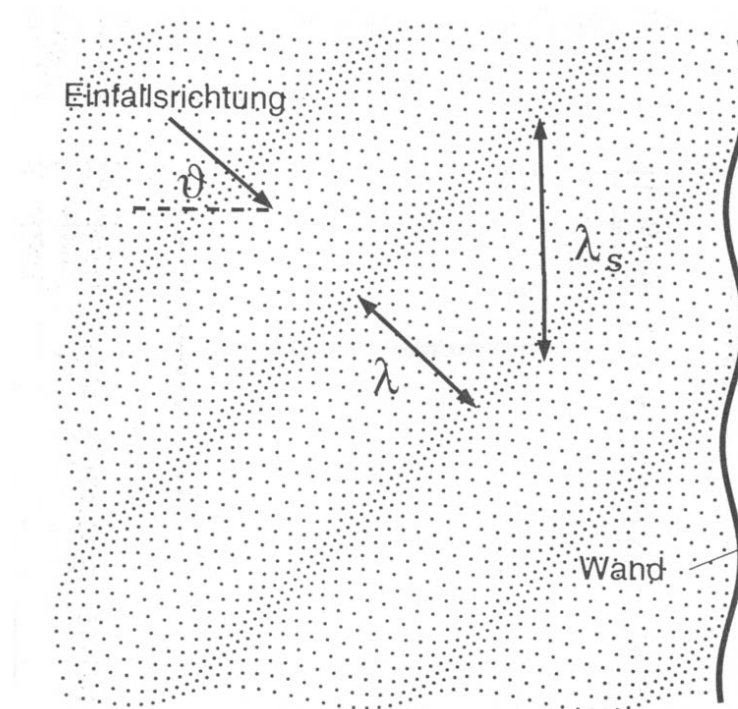


Bild 8.2: Modellaufnahme einer schräg auftreffenden Schallwelle (L. Cremer, M. Möser, Technische Akustik)

Für Frequenzen deutlich

- unterhalb der Koinzidenzfrequenz $f \ll f_k$,

wo dieser Effekt der Überlagerung der BiegeWellen nicht auftritt gilt nach der Theorie das

- Berger'sche Massegesetz.

$$R = 10 \lg \left(\frac{\bar{m} \varpi}{2 \rho c} \right)^2 - 3 \text{dB} \quad (8.7)$$

In diesem Frequenzbereich spielt die Biegesteifigkeit der Wand keine Rolle, die Wand kann als biegeweich gelten. Dieses Massegesetz der Luftschalldämmung besagt, dass bei einer ungedämpften großen Platte oder Wand R mit 6 dB/Oktave, sprich Frequenzverdoppelung, und auch mit 6 dB/Masseverdoppelung ansteigt.

Im Frequenzbereich

- oberhalb der Koinzidenzfrequenz $f > f_k$

ergibt die näherungsweise Berechnung unter Berücksichtigung der inneren Verluste der Wand, ausgedrückt durch den Verlustfaktor η , für das Schalldämm- Maß die Beziehung

$$R = 10 \lg \left(\frac{\bar{m} \varpi}{2 \rho c} \right)^2 + 5g \frac{f}{f_g} + 10 \lg 2\eta, \quad (8.8)$$

wobei f_g die Grenzfrequenz nach (4.11) ist, welche die Grenze zwischen schlechter und guter Abstrahlung von Biegewellen beschreibt.

Bild 8.3 zeigt den prinzipiellen Verlauf von R über der Frequenz nach (8.8) und im Vergleich dazu Messwerte von einer Glasscheibe.

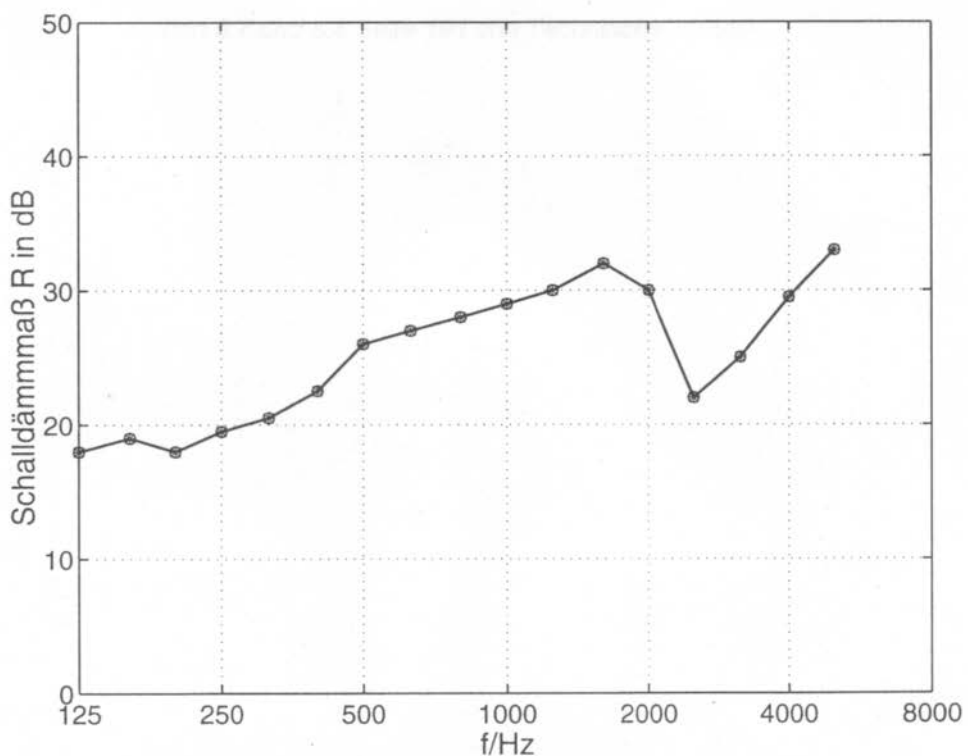
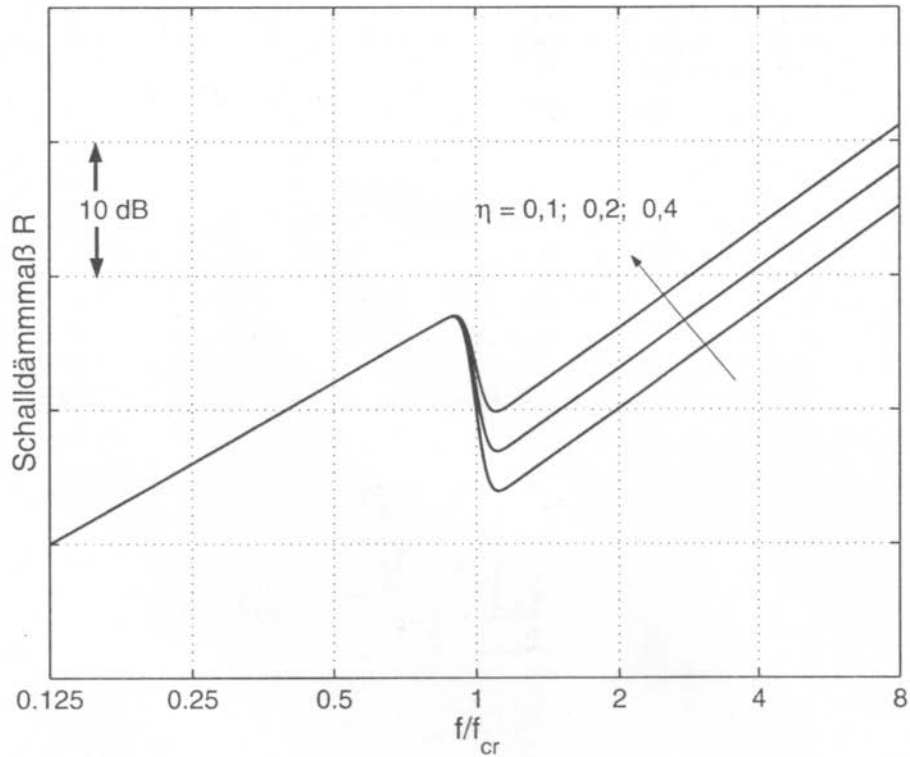


Bild 8.3: Oben: Prinzipieller Verlauf von R über der Frequenz für eine Platte mit verschiedenen Verlusten

Unten: Messwerte von einer Glasplatte mit $\bar{m} = 15 \text{ kg/m}^2$ und $f_g = 2500 \text{ Hz}$ (L. Cremer, M. Möser, Technische Akustik)

- **Doppelwand (Modell der starren Einfachwand mit biegeweicher Vorsatzschale)**

Zur Verbesserung der Schalldämmung einer Wand (1) gibt es eine beliebte, weil preiswerte Methode zu Verbesserung der Schalldämmung. Innen vor der vorhandenen, als vergleichsweise schwer angenommenen Wand (1) mit der Masse \bar{m}_1 wird im Abstand d eine relativ leichte Vorsatzschale (2) mit der Masse \bar{m}_2 angebracht und der Luftraum zwischen den Schalen mit Absorbermaterial gefüllt.

Für das resultierende Schalldämm- Maß dieser Doppelwand gilt näherungsweise und als brauchbare Abschätzung:

$$R = R_1 + 10 \lg \left(1 - \frac{\varpi^2}{\varpi_0^2} \right)^2 \quad (8.9)$$

Hierbei ist R_1 das Schalldämm- Maß der vorhandenen Wand. Bei der schweren, als starr angenommenen Wand bildet der Hohlraum mit seiner Federsteife und die Vorsatzschale einen

einfachen Resonator und für die Resonanzfrequenz $f_0 = \frac{\varpi_0}{2\pi}$ gilt hierbei:

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\rho c^2}{\bar{m}_2 d}} \quad f_0 = \frac{60}{\sqrt{\bar{m}_2 d}} \quad (8.10)$$

Zu erkennen ist , dass

- unterhalb der Resonanzfrequenz die resultierende Dämmung schlechter ist als die von R_1 , der vorhandenen Wand
- im Resonanzfall verstärkend wirkt, d. h., die Dämmung einen starken Einbruch hat
- erst oberhalb der Resonanz $\varpi > \varpi_0$ ein echter Vorteil mit $40 \lg \left(\frac{\varpi}{\varpi_0} \right)$ gegeben ist und R mit 12 dB/Oktave ansteigt.

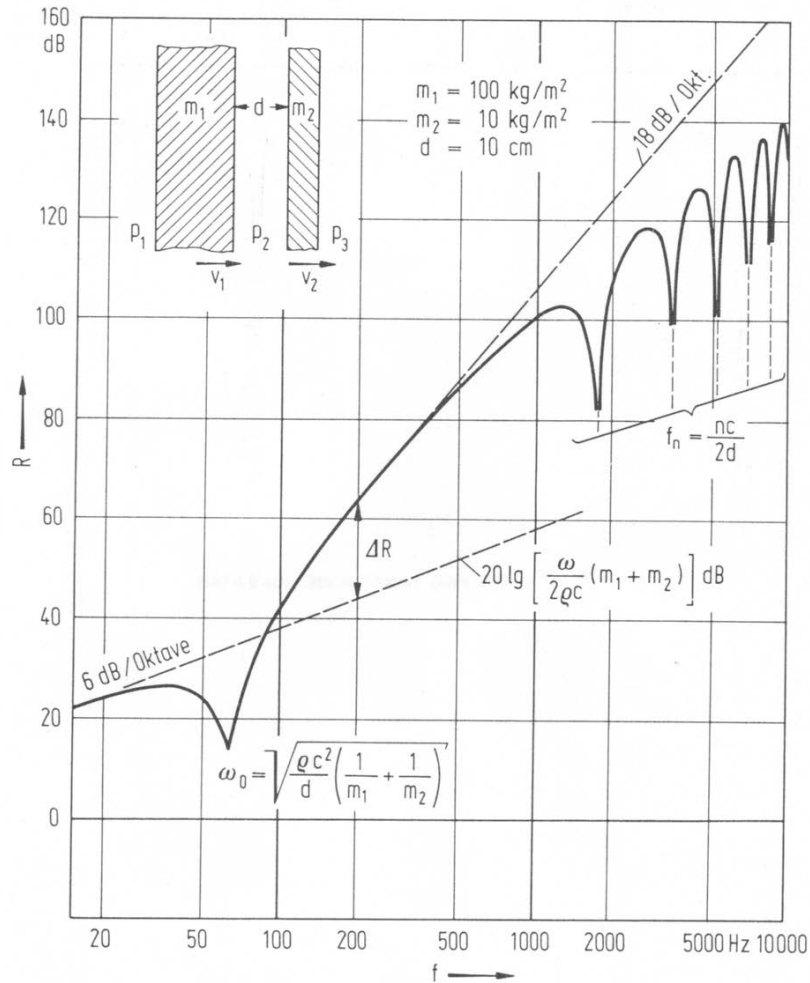


Bild 8.4: Berechnetes Schalldämm- Maß einer Doppelwand, bestehend aus zwei gleichberechtigt gegeneinander schwingenden Wänden (L. Cremer, M. Hubert, Vorlesungen über Technische Akustik)

- **Doppelwand (Modell mit zwei gleichberechtigt Wände)**

Mit dem hier in Bild 8.4 angenommenem senkrecht auf die Wand (1) einfallenden Schalldruck p_1 und dem von der Wand (2) senkrecht abgestrahlten Schalldruck p_3 ergibt sich für die beiden Drücke nach einem Ansatz von Wintergerst nach längerer Rechnung als Näherung für $\bar{m} \gg \rho d$ die relativ komplizierte Beziehung für die Drücke p_1 und p_3

$$\frac{p_1}{p_3} = \left[\left(1 - \frac{\varpi^2 d}{2\rho c} (\bar{m}_1 + \bar{m}_2) \right) + j \left(\frac{\varpi (\bar{m}_1 + \bar{m}_2)}{2\rho c} - \frac{\varpi^3 d \bar{m}_1 \bar{m}_2}{2\rho^2 c^3} \right) \right] \quad , (8.11)$$

die aus einem Realteil und einem Imaginärteil besteht. Wie bei schwingungsfähigen Gebilden üblich – die als starr angenommenen Wände (1) und (2) bildet über die Steifigkeit der ungedämpften Luftschicht einen Zweimassenschwinger – errechnet sich die

- Resonanzfrequenz

des Zweimassenschwingers aus der Bedingung Imaginärteil = 0

zu
$$\frac{\varpi(\bar{m}_1 + \bar{m}_2)}{2\rho c} = \frac{\varpi^3 d\bar{m}_1\bar{m}_2}{2\rho^2 c^3} \quad \text{und mit } \varpi = \varpi_0 = 2\pi f_{02}$$

gilt
$$f_{02} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\rho c^2}{d} \left(\frac{1}{\bar{m}_1} + \frac{1}{\bar{m}_2} \right)} \quad (8.12)$$

Der Realteil von (8.11) ist wegen 1 - sehr klein im Vergleich zum Imaginärteil, so dass er zu Vereinfachung als weitere Näherung vernachlässigt wird. Für das Schalldämm- Maß gilt dann

$$R = 10 \lg \frac{p_1^2}{p_3^2} = 10 \lg j^2 \cdot \left(\frac{\varpi(\bar{m}_1 + \bar{m}_2)}{2\rho c} - \frac{\varpi^3 d\bar{m}_1\bar{m}_2}{2\rho^2 c^3} \right)^2$$

und mit $j^2 = -1$ ergibt sich die Beziehung

$$R = 20 \lg \left(\frac{\varpi^3 d\bar{m}_1\bar{m}_2}{2\rho^2 c^3} - \frac{\varpi(\bar{m}_1 + \bar{m}_2)}{2\rho c} \right) \quad (8.13)$$

Für hohe Frequenzen dominiert in (8.13) der erste Summand, das Schalldämm- Maß wächst annähernd mit der 3. Potenz der Frequenz

$$R = 60 \lg \varpi + 20 \lg \frac{d\bar{m}_1\bar{m}_2}{2\rho^2 c^3},$$

also bei Frequenzverdoppelung $60 \lg 2 = 18 \text{ dB/Oktave}$.

Der zweite Summand in (8.13)

$$R = 10 \lg \left(- \frac{\varpi(\bar{m}_1 + \bar{m}_2)}{2\rho c} \right)^2 = 20 \lg \frac{\varpi}{2\rho c} (\bar{m}_1 + \bar{m}_2) \quad (8.14)$$

beschreibt die summarische Wirkung der Massen beider Wände entsprechend dem Berger'schen Massegesetz, was bei Frequenzverdoppelung für die Schalldämmung nur $20 \lg 2 = 6$ dB/Oktave ergibt.

Die in Bild 8.4 gezeigten Einbrüche in der Dämmung bei f_n geht u. a. auf sogenannte Dickenresonanzen der unbedämpften Luftschicht zurück. Bei der praktischen Ausführung der Doppelwand wird der Hohlraum mit Absorbermaterial bedämpft, so dass diese Resonanzen und auch andere Effekte so nicht auftreten.

Nach Gösele kann das Schalldämm-Maß einer doppel-schaligen Wand mit bedämpftem Luftspalt bei Kenntnis der Schalldämm-Maße R_1 und R_2 der Einzelwände – z. B. aus Prüfstandswerten der Einzelwände – näherungsweise wie folgt berechnet werden:

$$R = R_1 + R_2 + 20 \lg \frac{4\pi \cdot d \cdot f}{c} \quad \text{für } f > f_{02} \text{ und } < c/4d \quad (8.15)$$

$$R = R_1 + R_2 + 6dB \quad \text{für } f > c/4d \quad (8.16)$$

In Bild 8.5 sind hierzu für zwei Doppelwandarten Beispiele gegeben.

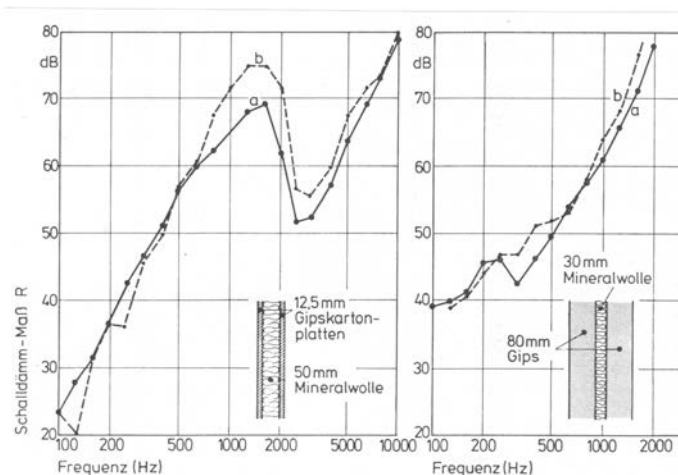


Bild 8.5: Vergleich von Messung (a) und Rechnung (b) bei zwei Doppelwänden, links biege-weiche Schalen, rechts biege-steife Schalen (Gösele/Schüle; Schall, Wärme, Feuchte)

Üblicherweise werden die Schalldämm- Maße von Wänden durch Messungen in

- bauakustischen Prüfständen ermittelt,

wobei der Frequenzbereich von 100 Hz bis 3,2 kHz in Terzschritten untersucht wird.

Die zu untersuchende Trennwand mit der Fläche S wird in einem Wandprüfstand zwischen zwei schallharten Räumen mit Hallraumeigenschaften eingebaut.

Im Senderraum- Hallraum (S) wird mittels Lautsprecher ein Hallfeld erzeugt. Die auf die zu untersuchende Trennwand

- auftreffende Schalleistung P_s beträgt nach (6.11)

$$P_s = \frac{1}{4} \cdot \frac{p_s^2}{\rho c} \cdot S \quad \text{und die im}$$

- Empfangsraum mit der äquivalenten Absorptionsfläche A_E sich einstellende Schalleistung beträgt nach (6.14)

$$P_E = \frac{p_E^2}{4\rho c} \cdot A_E .$$

Mit dem Transmissionsgrad nach (8.1) P_E / P_s gilt

$$\tau = \frac{p_E^2}{p_s^2} \cdot \frac{A_E}{S}$$

und damit für das Schalldämm- Maß nach (8.2)

$$R = 10 \lg \frac{1}{\tau} = 10 \lg \frac{p_s^2 \cdot S}{p_E^2 \cdot A_E} ,$$

nach Normierung mit p_0 als Pegel geschrieben

$$R = 10 \lg \frac{p_s^2}{p_0^2} - 10 \lg \frac{p_E^2}{p_0^2} + 10 \lg S - 10 \lg A_E$$

und in der üblichen Darstellung für das aus

- Messungen resultierende Schalldämm- Maß

$$R = L_S - L_E - 10 \lg \frac{A_E}{S} . \quad (8.17)$$

Das Schalldämm- Maß ist wie so viele Größen in der Technischen Akustik frequenzabhängig. Zur Erleichterung der Vergleichbarkeit der Dämmung verschiedener Wände und Wandaufbauten wurde der Einzahlkennwert

- bewertetes Schalldämm- Maß R_w

eingeführt.

Das bewertete Schalldämm- Maß, siehe Bild 8.6, errechnet sich aus den in Terzschritten gemessenen Dämmwerten durch den Vergleich mit einer Bezugskurve. Durch verschieben dieser Bezugskurve B auf die Messkurve M muss dann versucht werden, die Unterschreitungen der Messkurve zu der verschobenen Bezugskurve im Mittel auf unter 2 dB zu bringen.

$$\bar{U} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N U_i \quad (8.16)$$

$N = 16$ ist die Anzahl der Terzbänder, in denen Messwerte vorliegen.

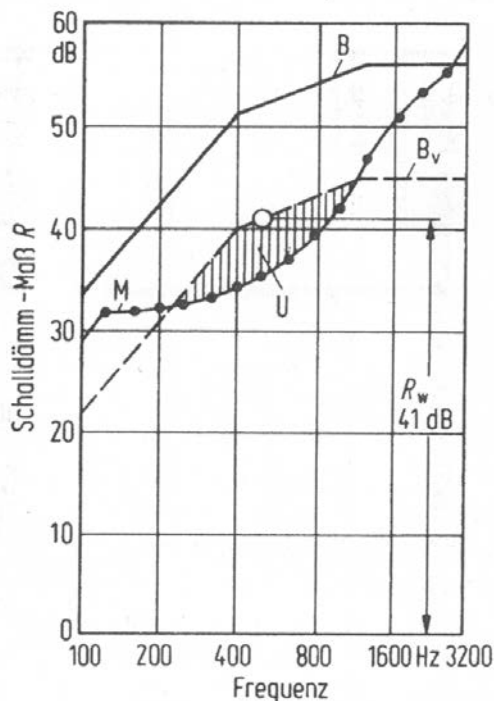


Bild 8.6: Definition des bewerteten Schalldämm- Maßes R_w .
 B = Bezugskurve, B_v = verschobene Bezugskurve, M = Messwerte, U = Unterschreitungen von M gegenüber B_v
 (Gösele/Schüle; Schall, Wärme, Feuchte)

9. Körperschalldämpfung

Eine Maschinenstruktur bestehen in der Regel aus einer Vielzahl von miteinander verbundenen stab- oder plattenartigen Elementen mit einer hohen Eigenfrequenzdichte und den zugehörigen Eigenformen. Da außerdem die anregenden Betriebskräfte über relativ dicht besetzte Linienspektren verfügen, kann für die von der Oberfläche eines angeregten Bauteils abgestrahlte Schalleistung folgende Proportionalität (\approx) angesetzt werden:

$$P \approx v_m^2 \approx \frac{1}{\eta} \quad (9.1)$$

mit v_m^2 als der mittleren Schnelle und η als Verlustfaktor für die gesamte Material- und Randdämpfung der abstrahlenden Platte im Konstruktionsverbund.

Eine rechnerische Abschätzung des Einflusses der Änderung des Verlustfaktors (vor u. nach einer Maßnahme) auf die Änderung des Pegels der Körperschalleistung L_K ist mit

$$\Delta L_K = 10 \lg \frac{\eta_{nach}}{\eta_{vor}} \quad (9.2)$$

möglich und im Bereich der Resonanzanregung mit

$$\Delta L_K = 20 \lg \frac{\eta_{nach}}{\eta_{vor}} \quad (9.3)$$

Die Dämpfung des Körperschalls ist bei allen Maschinen weniger durch die innere Werkstoffdämpfung als vielmehr durch die übrigen Dämpfungsmechanismen bestimmt.

Die Dämpfung erfolgt durch:

- die innere Dämpfung des Werkstoffs
- konstruktiv bedingte Reibungsdämpfung
- den Einsatz einfacher Beläge
- den Einsatz eingezwängter Belege
- den Einsatz dynamischer Absorber
- die zwischen zwei Platten dynamisch beanspruchte Luft.
- Werkstoffdämpfung

Die Verlustfaktoren sind recht klein und liegen im Bereich:

- Stahl 10^{-4}
- Grauguß 2×10^{-3}
- Aluminium 7×10^{-5}

- Reibungsdämpfung tritt überall auf, wo Metallflächen infolge unterschiedlicher elastischer dynamischer Verformungen an Verbindungsstellen wie Einspannungen, Schweißverbindungen, Verschraubungen, Nieten usw. aneinander reiben, es gelten folgend Anhaltswerte für die Verlustfaktoren.

- Konstruktionen aus dünnen Blechen, genietet oder geschraubt 10^{-2}
- Konstruktionen aus dickem Stahlblech, geschweißt 10^{-3}

Einfache Beläge zur künstlichen Bedämpfung von Platten sind als

- Entdröhnbeläge bekannt.

Es handelt sich um viskoelastische Kunststoffe mit hohem Verlustfaktor, die auf das zu bedämpfende Material aufgetragen werden und auf Dehnung beansprucht werden, siehe Bild 9.1

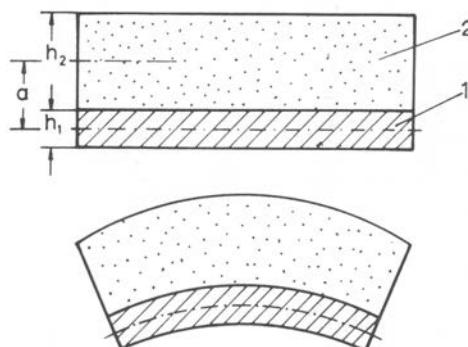


Bild 9.1: Einfacher Entdröhnbelag, 1 Grundplatte (E_1 ; $\eta_1 = 0$)
 2 Entdröhnbelag (E_2 ; η_2) (D. Föller, Geräuscharme Maschinenteile)

Um einen möglichst hohen Gesamtverlustfaktor

- η_B bei Biegewellen $\eta_B = \eta_2 \cdot \frac{E_2 h_2 a^2}{\bar{B}_G}$ (9.4)

mit $a = \frac{1}{2}(h_1 + h_2)$ und der Näherung $\bar{B}_G = \frac{E_1 h_1^3}{12} + E_2 h_2 a^2$

von Belag und Grundplatte zu erhalten, müssen einige Bedingungen eingehalten werden:

- Der Verlustfaktor des Belagmaterials soll zwischen 0,1 und 1,0 liegen.
- Der Elastizitätsmodul des Belages soll möglichst hoch sein, d. h.. bei Stahl mit $E_1 = 2,1 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$ muss der Belag einen E-Modul von etwa $E_2 > 6 \times 10^7 \text{ N/m}^2$ haben. Weiche Materialien wie Gummi oder Filz sind als einfache Beläge zur Körperschalldämpfung nicht geeignet.
- Der Belag soll möglichst dick und nur auf einer Seite aufgetragen werden, damit ein Verhältnis von h_2 / h_1 zwischen 1 und 3 erreicht wird.

Der resultierende Verlustfaktor ist stets kleiner als der des Belages. Neben den vorgestellten Bedingungen ist auch die Frequenzabhängigkeit des Verlustfaktors des Belags zu berücksichtigen. Einfache Dämpfungsbelege bieten die Möglichkeit, auch nachträglich zu bedämpfen. Mit den üblichen Belagdicken von $h_2 = (2 \dots 3)h_1$ werden Gesamt-Verlustfaktoren bis zu 0,2 erreicht. Ausgehend von einem Verlustfaktor für eine dünne Blechkonstruktion errechnet sich daraus mit (9.2) einer Verringerung des Körperschallpegels um

$$\Delta L_K = 10 \lg \frac{2 \cdot 10^{-1}}{1 \cdot 10^{-2}} = 10 \lg 20 = 13 \text{ dB}$$

Bild 9.2 zeigt in einem Diagramm die Zusammenhänge der Verhältnisse von Verlustfaktor, Dicke und E- Modul nach einer genaueren Rechnung.

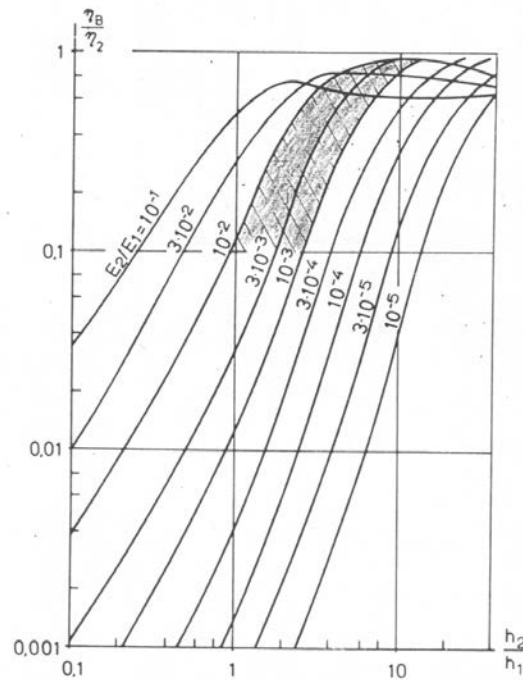


Bild 9.2: Verlustfaktoren von Platten mit einfachen viskoelastischen Belägen in Abhängigkeit von h_2/h_1 und E_2/E_1 (D. Föllner, Geräuscharme Maschinenteile)

- Eingezwängte Dämpfungsbelege

Eingezwängte Beläge, Verbund- oder Sandwich- Blech genannt, unterscheiden sich von einfachen Belag dadurch, dass auf dem Entdröhnungsbelag zusätzlich eine dehnsteife Abdeckung angebracht ist, was primär Schubspannungen bewirkt, siehe Bild 9.3.

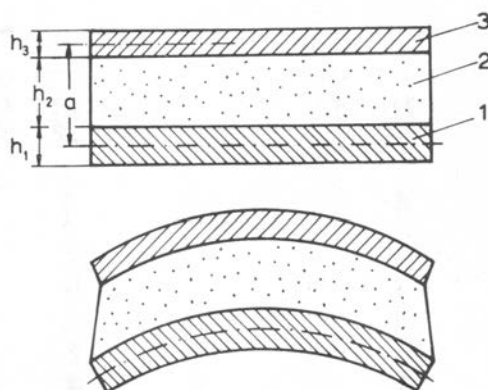


Bild 9.3: Eingezwängter Dämpfungsbelag. 1 Grundplatte (E_1 ; η_1 etwa 0), 2 Entdröhnbelag (E_2 ; η_2), 3 eingezwängte Abdeckung (E_3 ; η_3 etwa 0) (D. Föllner)

Im Gegensatz zu dem einfachen Belag ist der Gesamtverlustfaktor eines eingezwängte Belages nicht nur von der Temperatur sondern auch von der anregenden Frequenz abhängig und weist ein Maximum nach Bild 9.3 auf.

Die Beziehung für die Frequenzlage des Maximalwertes lautet

$$f_{\max} = \frac{1}{2\pi} \cdot \frac{G_2 \sqrt{1 + \eta_2^2}}{E_3 h_2 h_3} \cdot \sqrt{\frac{\bar{B}_G}{\bar{m}}} \quad (9.5)$$

mit

$$a = \frac{1}{2}(h_1 + 2h_2 + h_3) \quad \bar{B}_G = \frac{E_1 h_1^3}{12} + a^2 E_3 h_3$$

$$G_2 = \frac{E_2}{2(1 + \mu)}$$

und für den Gesamtverlustfaktor bei dieser Frequenz gilt:

$$\eta_{B,\max} = \eta_2 \cdot \frac{1}{1 + \frac{E_1 h_1^3}{12 E_3 a^2 h_3} \cdot 2(1 + \sqrt{1 + \eta_2^2})} \quad (9.6)$$

Bild 9.4 zeigt normiert den Frequenzgang des Gesamtverlustfaktors und in Bild 9.5 findet sich zur Übersicht eine Gegenüberstellung für einfache und eingezwängte Beläge.

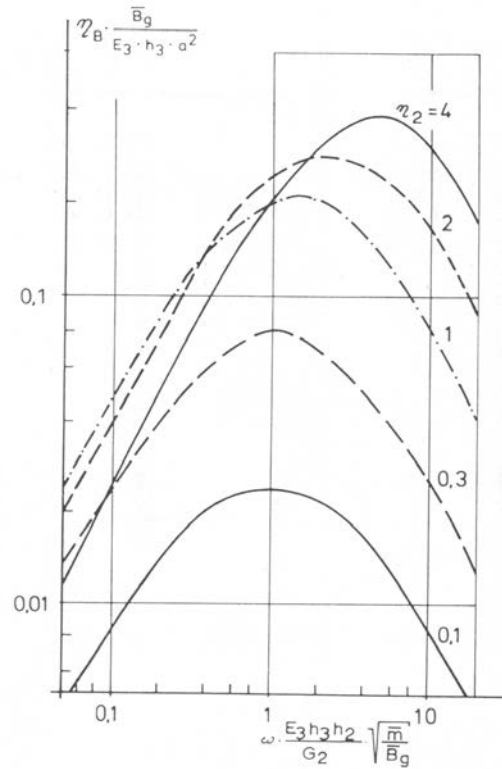


Bild 9.4: Frequenzgang des Verlustfaktors bei eingezwängtem Dämpfungsbelag (D. Föllner)

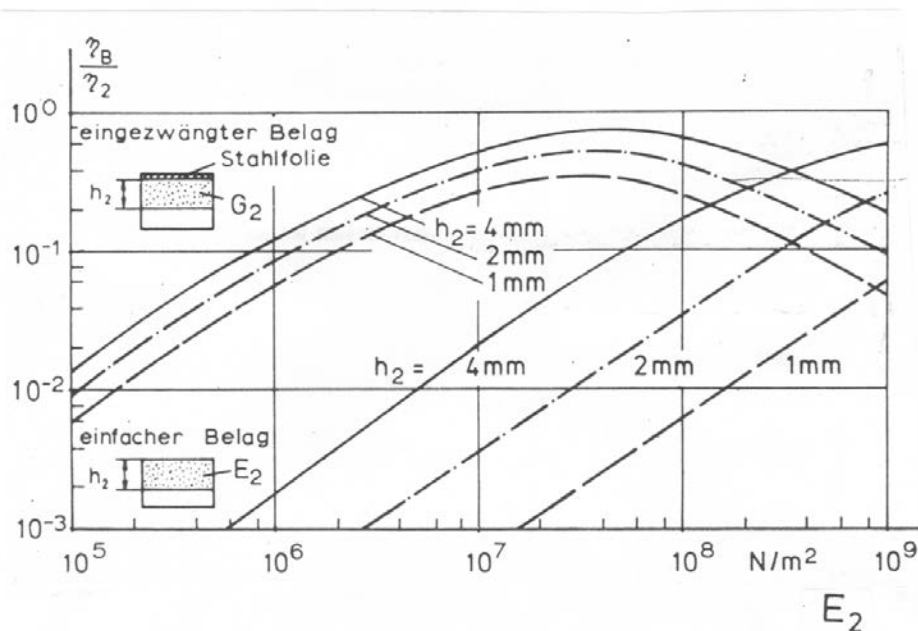


Bild 9.5: Vergleich der berechneten Verlustfaktoren für einfache und eingezwängte Beläge für eine Frequenz von 200 Hz. Grundplatte Stahlblech $h_1 = 1$ mm, Stahlabdeckfolie $h_3 = 0,15$ mm (D. Föllner)

10. Absorption

- **Luftabsorption**

Bei der Ausbreitung des Schalls in Luft in Form einer ebenen Welle kann die Intensität I eigentlich nicht abnehmen. Dennoch ist eine nicht unerhebliche Intensitätsabnahme mit dem Wandern der ebenen Schallwelle zu beobachten. Diese Energieabsorption in der Luft wird verursacht durch innere Reibung infolge der Zähigkeit der Luft und durch Wärmeleitung zwischen den Verdichtungs- und Verdünnungszonen der Dichtewelle.

Die Intensitätsabnahme $-\Delta I$ ist proportional dem zurückgelegten Weg Δr und der noch vorhandenen Intensität I . So gilt mit m als Proportionalitätsfaktor und für kleine Änderungen die nachstehende Differentialgleichung

$$-dI = mI dr \quad \text{und nach Integration}$$

$$\int \frac{1}{I} dI = -\int m dr$$

$$\ln I = -mr + K$$

mit K als Integrationskonstante. Für $r = 0$ ist $K = \ln I_0$ und es ergibt sich:

$$\ln I - \ln I_0 = -mr$$

$$\ln \frac{I}{I_0} = -mr$$

$$I = I_0 \cdot e^{-mr} \quad (10.1)$$

Der Proportionalitätsfaktor m wird als der

- Dämpfungskoeffizient in m^{-1} bezeichnet.

Er ist dem Quadrat der Frequenz der Dichtewelle proportional und darüber hinaus stark von der Luftfeuchte und der Lufttemperatur abhängig.

Zwischen dem Dämpfungskoeffizienten m und dem üblicherweise verwendeten

- Der Luftabsorptionsgrad α_L in dB/ km

besteht folgender Zusammenhang:

$$\alpha_L = 4,348 \cdot 10^3 \cdot m$$

Die nachstehende Tabelle gibt einen Überblick über den Wertebereich von α_L . Die Werte für $T = 10^\circ\text{C}$ und 70% Luftfeuchte werden normalerweise als mittlere Werte bei Berechnungen zur Schallausbreitung im Freien eingesetzt.

Temperatur °C	relative Feuchte %	Luftabsorptionskoeffizient α_L in dB/km für Oktavmittenfrequenzen in Hz							
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
0	50	0,23	0,36	0,8	1,9	5,5	18,9	63,4	230
	70	0,2	0,32	0,7	1,7	4,2	13,2	44,5	155
	90	0,19	0,29	0,65	1,6	3,8	10,3	34,3	100
10	50	0,2	0,34	0,8	1,8	4,5	11,7	38,5	130
	70	0,18	0,3	0,7	1,6	4,0	9,7	27,6	75
	90	0,17	0,28	0,6	1,5	3,6	8,9	22,8	60
20	50	0,19	0,32	0,8	1,8	4,2	10,4	26,5	86
	70	0,17	0,28	0,7	1,6	3,8	9,2	23,1	64
	90	0,16	0,26	0,6	1,4	3,4	8,4	21,4	57

- **Materialabsorption**

Wird eine Trennebene nach Bild 10.1 mit absorbierenden und dämmenden Eigenschaften, die zwei unterschiedliche Medien (E und D) voneinander trennt, senkrecht von einer ebenen Schallwelle mit der Intensität I_E aus dem Medium (E) getroffen, so wird ein Teil der Intensität I_α absorbiert und ein Teil I_r reflektiert und es gilt für die Intensitäten im Medium E

$$I_\alpha = I_E - I_r \quad (10.2)$$

und da die Trennebene sich nicht verschieben soll für die Kräfte, bzw. die Drücke und die Schnellen:

$$p_E + p_r = p_D \quad (10.3) \quad v_E - v_r = v_D \quad (10.4)$$

- **Der Absorptionsgrad**

für die Trennebene ist definiert als das Verhältnis der absorbierten zu eintreffenden Schallenergie, bzw. Intensität

$$\alpha = \frac{I_\alpha}{I_E} = \frac{I_E - I_r}{I_E} = 1 - \frac{I_r}{I_E} \quad (10.5)$$

und mit der Proportionalität (\approx) $I \approx p^2$ gilt

$$\alpha = 1 - \frac{p_r^2}{p_E^2} = 1 - r^2 \quad \text{wobei} \quad (10.6)$$

- **der Reflexionsfaktor**

$$r = \frac{p_r}{p_E} \quad (10.7)$$

das Verhältnis vom durch die Reflexion ausgelöstem Druck (Aktio = Reaktio) zu dem Druck der eintreffenden Welle Schallwelle beschreibt. Der Absorptionsgrad beschreibt im Gegensatz dazu das Verhältnis der Intensitäten.

Dies erklärt, dass bei einem Reflexionsfaktor von z. B. nur 0,3 ($1 - 0,3^2 = 0,91$) bereits 91% der eintreffenden Intensität absorbiert werden.

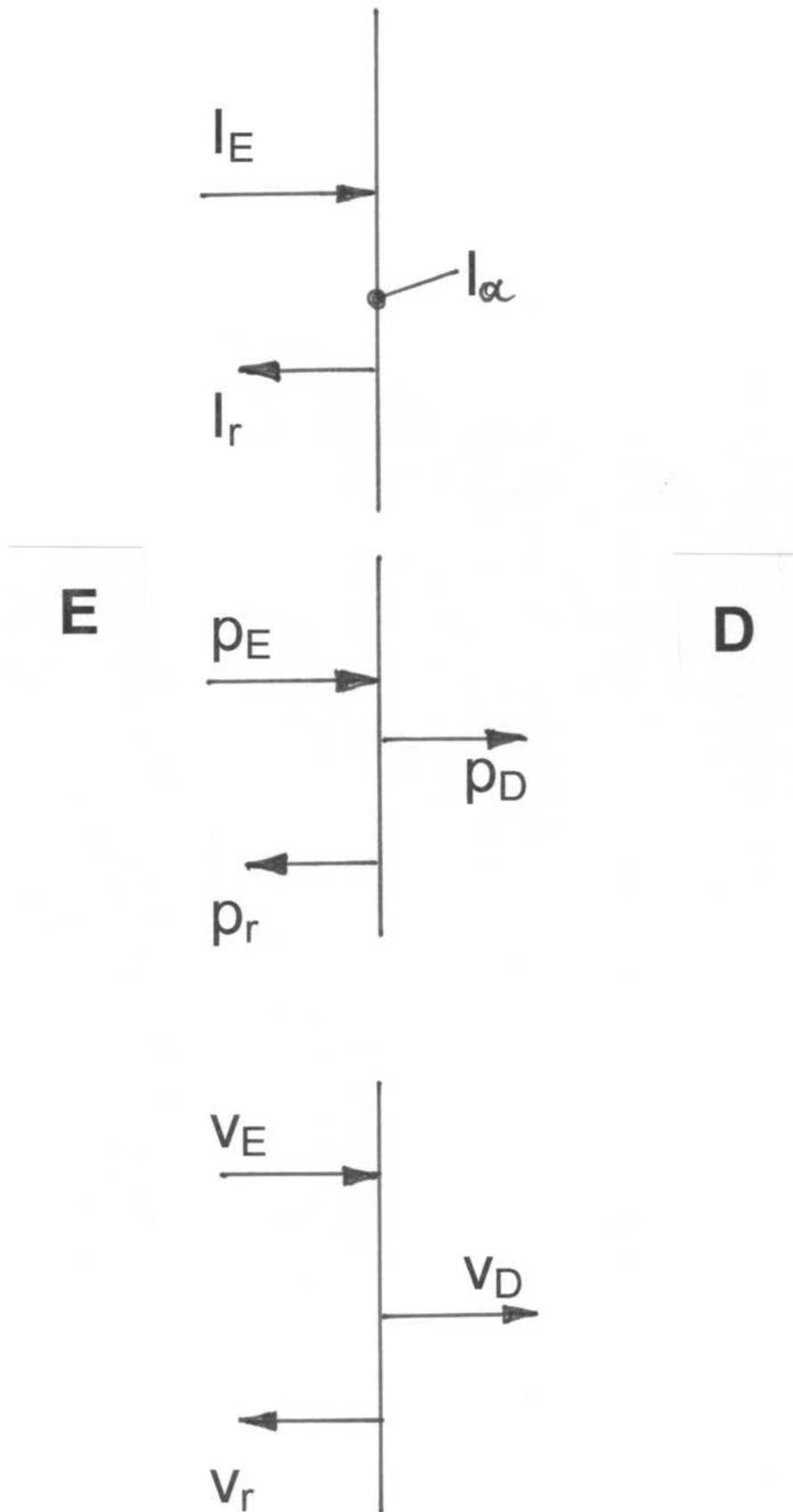


Bild 10.1: Schema des Modells Trennwand zwischen zwei verschiedenen Medien E und D

- Das Anpassungsgesetz der Akustik

besagt, dass die Reflexion an einer Trennebene zwischen zwei Medien verschwindet, wenn die Impedanzen als Produkte von Dichte u. Schallgeschwindigkeit der beiden Medien

$$Z_E = \rho_E c_E \quad Z_D = \rho_D c_D \text{ gleich groß sind.} \quad (10.8)$$

In (10.4) $v_E - v_r = v_D$ wird v ersetzt durch $v = \frac{p}{\rho c}$ und

unter Beachtung, dass im Medium E $\rho_E c_E = \rho_r c_r$ sein muss,

lautet die Gleichung (10.4) dann
$$\frac{1}{\rho_E c_E} (p_E - p_r) = \frac{p_D}{\rho_D c_D}$$

und nach Division mit $p_E + p_r = p_D$ ergibt sich

$$\frac{p_E - p_r}{p_E + p_r} = \frac{\rho_E c_E}{\rho_D c_D}$$

und nach Division von Zähler und Nenner mit p_E heißt es

$$\frac{\frac{p_E}{p_E} - \frac{p_r}{p_E}}{\frac{p_E}{p_E} + \frac{p_r}{p_E}} = \frac{\rho_E c_E}{\rho_D c_D}$$

mit (10.7) $r = \frac{p_r}{p_E}$ vereinfacht sich die Gleichung zu

$$\frac{1-r}{1+r} = \frac{\rho_E c_E}{\rho_D c_D}$$

aufgelöst nach r ergibt sich das Anpassungsgesetz in der Form

$$r = \frac{\rho_D c_D - \rho_E c_E}{\rho_D c_D + \rho_E c_E} \quad (10.9)$$

Hier ist noch mal schön zu erkennen, das bei gleichen Medien

(D = E) $r = 0$ ist und keine Reflexion stattfindet.

- Für den Absorptionsgrad gilt mit (10.9):

$$\alpha = 1 - r^2 = \frac{4 \cdot \rho_D c_D \cdot \rho_E c_E}{(\rho_D c_D + \rho_E c_E)^2} \quad (10.10)$$

Wird für das linke Medium mit der Impedanz $\rho_E c_E$ die Impedanz der Luft $Z = \rho c$ gesetzt und die Trennebene allgemeiner als Oberfläche einer absorbierenden Schicht mit der

- Wandimpedanz $W = \frac{p}{v}$

mit Druck p und Schnelle v an der Oberfläche aufgefasst, so lautet das Anpassungsgesetz in der Form (10.9) für den Reflexionsfaktor nun

$$r = \frac{W - \rho c}{W + \rho c} \quad (10.11)$$

und (10.11) aufgelöst nach der Wandimpedanz lautet

$$W = \rho c \frac{1 + r}{1 - r} \quad (10.12)$$

Für den Absorptionsgrad in der Form nach (10.10) gilt mit der Wandimpedanz

$$\alpha = 1 - r^2 = 4 \frac{W}{\rho c} \cdot \left(\frac{W}{\rho c} + 1 \right)^{-2} \quad (10.13)$$

Für totale Anpassung mit $W = \rho c$, also keine Reflexion der ebenen Welle auf der Oberfläche, ist der Absorptionsgrad

$$\alpha = 4 \cdot (1 + 1)^{-2} = 4 \div 4 = 1.$$

In porösem oder faserigem Material wie

- Haufwerke aus dicht gepackten Glas- bzw. Mineralwollefäden, Stoff- und Kokosfasern
- offenporige Schäume und Betonhaufwerke

erfolgt die irreversible Umwandlung der kinetischen Energie der über die Oberfläche eintretenden Schallwellen in Wärme über den vorhandenen Strömungswiderstand und die so entstehenden Reibungsverluste beim Weg des Schalls durch das Material.

Zur Beschreibung der stofflichen Eigenschaften derartiger Materialanordnungen werden üblicherweise folgende Größen benutzt:

- längenspezifischer Strömungswiderstand

$$\Xi = -\frac{\Delta p}{v\Delta x} \quad \text{Ns/m}^4, \quad (10.12)$$

messbar anhand der Druckdifferenz Δp zwischen Anfang und Ende einer porösen Probe der Länge Δx , wenn diese von Luft mit der Geschwindigkeit v , gemessen am Probenanfang, durchströmt wird. Hierbei wird unterstellt, dass sich für die Schnelle v der Teilchenschwingungen im Absorber ein vergleichbarer Strömungswiderstand einstellt.

- Porosität $\sigma = \frac{\text{Luftvolumen}}{\text{Gesamtvolumen}} = \frac{v}{v_i} \leq 1, \quad (10.13)$

wobei v_i die Schnelle im Inneren des Materials und v die Schnelle an der Oberfläche ist.

- Strukturfaktor $\chi = \frac{\text{Luftvolumen}}{\text{durchströmtenVolumen}} \geq 1, \quad (10.14)$

der besagt, dass es in der Materialanordnung auch Hohlräume gibt, die nicht durchströmt werden, was sich auch auf das Verhältnis von äußerer Schnelle v zu innerer Schnelle v_i auswirkt.

$$v_i = \frac{\chi}{\sigma} \cdot v \quad (10.15)$$

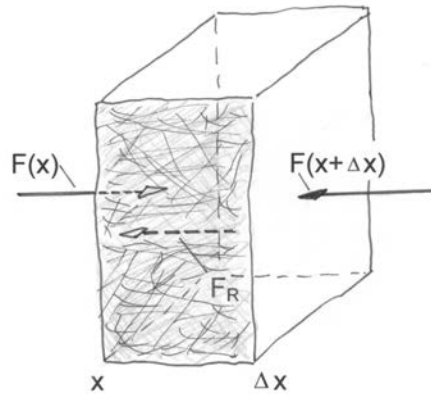


Bild 10.2: Kräftegleichgewicht an einem Element der Dicke Δx und der Fläche S eines quasi homogenen Absorbermaterials

Zum Verständnis der grundlegenden Vorstellungen der Theorie des quasi homogenen porösen Absorbermaterials wird nun auf die Berücksichtigung der stofflichen Eigenschaften des Absorbermaterials

- längenspezifischer Strömungswiderstand
- Porosität
- und Strukturfaktor

eingegangen.

Für eine mit a beschleunigte Masse m auf, welche die Kräfte F einwirken, besteht nach dem Prinzip von d'Alembert dynamisches Gleichgewicht.

$$m \cdot a = \sum F \quad (10.16)$$

Übertragen auf ein inneres Element der Dicke Δx und der Fläche S eines quasi homogenen Absorbermaterials in Luft mit der Dichte ρ nach Bild 10.2 ist

$$m \cdot a = \rho \Delta x S \cdot \frac{\partial v_i}{\partial t}, \quad (10.17)$$

wobei v_i die mittlere innere Schallschnelle im inneren Element ist.

Für die Summe der angreifenden Kräfte infolge des Druckabfalls und der Luftreibung im Absorber gilt nach Bild 10.2:

$$\sum F = F(x) - F(x + \Delta x) - F_R$$

$$\sum F = S \cdot p(x) - S \cdot p(x + \Delta x) - \Xi \cdot \Delta x \cdot v \cdot S \quad , \quad (10.18)$$

wobei bei der Reibungskraft wegen der Definition des längenspezifischen Strömungswiderstandes eine äußere Schnelle v steht.

Die Beziehungen (10.17) und (10.18) eingesetzt in (10.16) ergeben

$$\rho \Delta x S \cdot \frac{\partial v_i}{\partial t} = S \cdot p(x) - S \cdot p(x + \Delta x) - \Xi \cdot \Delta x \cdot v \cdot S$$

bzw.
$$\rho \frac{\partial v_i}{\partial t} = \frac{p(x) - p(x + \Delta x)}{\Delta x} - \Xi \cdot v \quad . \quad (10.19)$$

Im Zusammenhang mit dem nunmehr noch erforderlichen Grenzübergang $\Delta x \rightarrow 0$ sei wegen des Vorzeichens an dessen Definition erinnert:

$$\lim(\Delta x \rightarrow 0) = \frac{f(x + \Delta x) - f(x)}{\Delta x} = \frac{\partial f}{\partial x}$$

und somit gilt für den Grenzübergang der Drücke in (10.19)

$$\lim(\Delta x \rightarrow 0) = -\frac{p(x + \Delta x) - p(x)}{\Delta x} = -\frac{\partial p}{\partial x} \quad \text{so dass sich}$$

ergibt
$$\rho \frac{\partial v_i}{\partial t} = -\frac{\partial p}{\partial x} - \Xi \cdot v$$

Um auch auf der linken Seite der Gleichung anstelle der inneren die äußere Schnelle zu haben werden mit der Beziehung (10.15) die Porosität und der Strukturfaktor des

Absorbermaterial in obige Gleichung eingearbeitet und es gilt für das dynamische Kräftegleichgewicht die Feldgleichung:

$$\frac{\chi}{\sigma} \rho \frac{\partial v}{\partial t} = -\frac{\partial p}{\partial x} - \Xi \cdot v \quad (10.20)$$

Für die vollständige Beschreibung der Schallvorgänge sind noch die Kompressionsvorgänge der Luft im als starr angenommenen Absorberskelett zu berücksichtigen.

$$\frac{1}{\sigma} \cdot \frac{\partial v}{\partial x} = -\frac{1}{\rho c^2} \cdot \frac{\partial p}{\partial t} \quad (10.21)$$

Die Theorie des homogenen Absorbers, basierend auf

- dem Trägheitsgesetz (10.20)
- und dem Kompressionsgesetz (10.21),

Sie liefert für reine Töne zur Beschreibung der Wandimpedanz für die senkrecht auftreffende Schallwelle bereits recht komplizierte Zusammenhänge.

Zur mathematischen Beschreibung dieser Zusammenhänge wird daher auf die Darstellung mittels komplexer Zahlen zurückgegriffen, siehe die beiden nachstehenden Beispiele.

- Wandimpedanz der unendliche dicken Absorberschicht

$$W_{\infty} = \rho c \frac{\sqrt{\chi}}{\sigma} \sqrt{1 - j \frac{\Xi \sigma}{\varpi \rho \chi}} \quad (10.22)$$

- Wandimpedanz der endlichen Absorberschicht der Dicke d vor einer schallharten Wand

$$W_d = -j \cdot W_{\infty} \cdot \operatorname{ctg} \left(\frac{\varpi}{c} \sqrt{\chi} \sqrt{1 - j \frac{\Xi \sigma}{\varpi \rho \chi}} \cdot d \right) \quad (10.23)$$

Um die reale Absorptionsverhältnisse der unterschiedlichsten Wandaufbauten bei z. B. Schalleinfall aus allen Richtungen und unter Berücksichtigung von z. B. Längsleitung und beliebigem Mitschwingens der Absorber- u. Masseschichten zu erfassen, ist ganz erheblicher mathematischer Aufwand erforderlich!

Aus diesem Grund hat die messtechnische Ermittlung der Absorptionseigenschaften von Materialien auch heute noch eine herausragende Bedeutung in der Anwendung!

11. Schalldämpfer

Schalldämpfer werden zur Minderung des direkt erzeugten Luftschalls eingesetzt in Rohrleitungen, Kanälen und vor Öffnungen bei z. B. Kapseln und Räumen.

Im Inneren eines Schalldämpfers mit gleichmäßig verteilter Auskleidung – Absorbermaterial oder Anordnungen von Hohlraum- oder Plattenresonatoren mit Dämpfung – erfolgt eine Abnahme des Schalldrucks entlang der Kanalachse x nach einer Exponentialfunktion mit α' als Dämpfungskonstanten

$$p(x) = p(0) \cdot e^{-\alpha'x} \quad (11.1)$$

Entlang der Strecke Δx im Kanal beträgt die Pegelminderung

$$D_{\Delta x} = 20 \lg \frac{p(x)}{p(x + \Delta x)} \quad (11.2)$$

und mit dem Verlauf des Schalldrucks im Kanal ergibt sich die

- Dämpfung zu

$$D_{\Delta x} = 20 \lg e^{\alpha' \cdot \Delta x} = 8,7 \cdot \alpha' \cdot \Delta x = D' \cdot \Delta x \quad (11.3)$$

In der Praxis und zum messtechnischen Nachweis der Dämpfung wird unterschieden zwischen

- Einfügungsdämpfung $D_e = L_{W, \text{ohne}} - L_{W, \text{mit}}$ und (11.4)
- Durchgangsdämpfung $D_d = L_{W, \text{vor}} - L_{W, \text{nach}}$. (11.5)

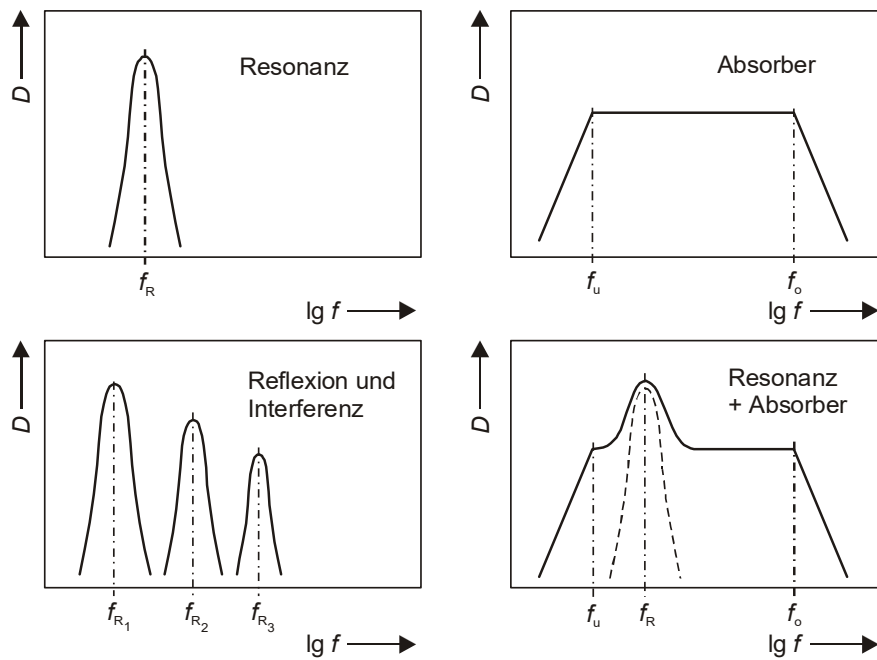


Bild 11-1: Verlauf der Dämpfung D von Schalldämpfern mit physikalisch unterschiedlichen Dämpfungsmechanismen

Wie in Bild 11-1 dargestellt, ist entsprechend den Wirkungsprinzipien und der frequenzabhängigen Dämpfung folgende Einteilung möglich:

- Resonanzschalldämpfer, Dämpfung infolge von Resonanzeffekten bei schwingenden Luftvolumina in Löchern vor Hohlräumen oder bei schwingenden Platten vor bedämpften Hohlräumen (z. B. bei Ventilatoren, Verdichter, Turbinen)
- Reflexion- u. Interferenzschalldämpfer, Dämpfung infolge Reflexionen an Querschnittssprüngen oder infolge Interferenz, z. B. in entsprechen aufgeteilten Rohrstücken (z. B. bei Auspuffanlagen von Motoren usw.)
- Absorptionsschalldämpfer, breitbandige Dämpfung infolge direkter Wandabsorption in porösem oder strukturiertem Absorbermaterial (z. B. bei RLT- Anlagen, Ventilatoren, Verdichter, Turbinen)

Im genannten Bild nicht dargestellt sind

- Drosselschalldämpfer, deren breitbandige Dämpfung infolge der Reibungsverluste bei der Durchströmung von porösem Material oder offenporigem Haufwerk entsteht (z. b. pneumatische Anlagen, Dampfabblasventile)

Nach der technischen Ausführung der Anordnung der Kulissen im Schalldämpfer ist zu unterscheiden, siehe die Beispiel von Absorberkulissen in den Bildern 11-2 u. 11-3, zwischen:

- Rohrschalldämpfer
- Kulissenschalldämpfer, dünne u. dicke Kulissen
- Kulissenschalldämpfer, versetzte Kulissen

Bei den Kulissen mit

- Helmholtz- Resonatoren

ist zu unterscheiden zwischen den aus

- Stahlblech angefertigten Kulissen

und solchen aus

- Betonkammersteinen,

die aus vielfach bewährten korrosionsfreien und frostbeständigen Steinen aus offenporigem Betonhaufwerk bestehen, siehe die Bilder 11-4 u. 11-5.

Sogenannte

- Lambda-Viertel- Resonatoren

in Kulissenausführung sind in Bild 11-6 wiedergegeben.

Kulissenschalldämpfer als

- Plattenresonatoren,

hier in Kombination mit Absorberkulissen, sind in Bild 11-7 wiedergegeben.

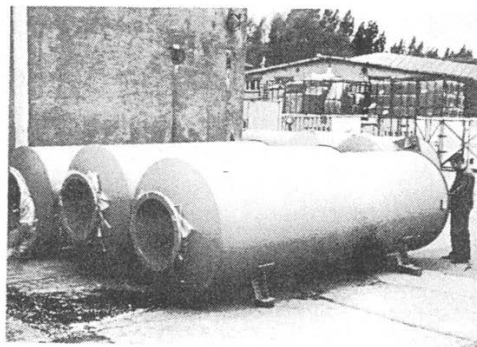
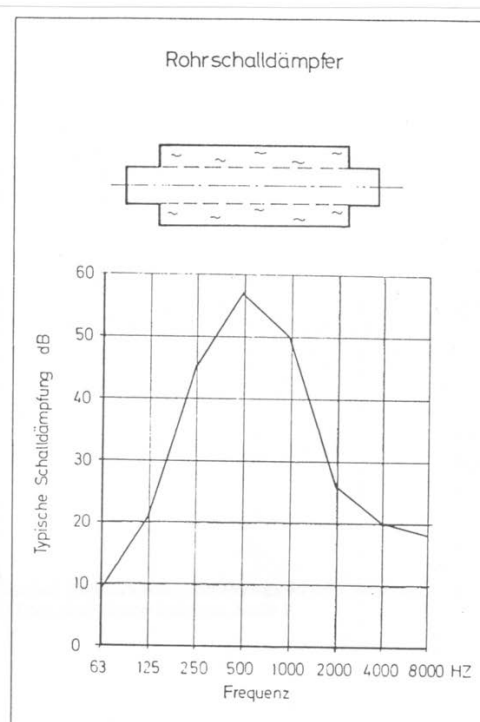


Bild 11-2: Rohrschalldämpfer, typische Dämpfung und Ausführung für Einsatz in Chemie, Verfahrenstechnik und als Auspuffschalldämpfer (Fleischer)

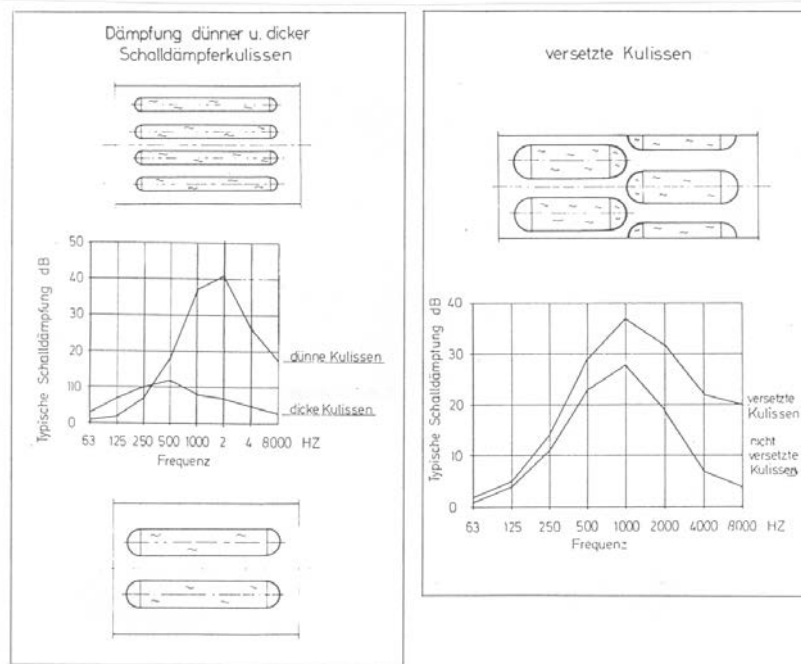


Bild 11-3: Dämpfung von Absorberkulissen, dünne u. dicke Kulissen sowie gerade u. versetzte Kulissen (Fleischer)

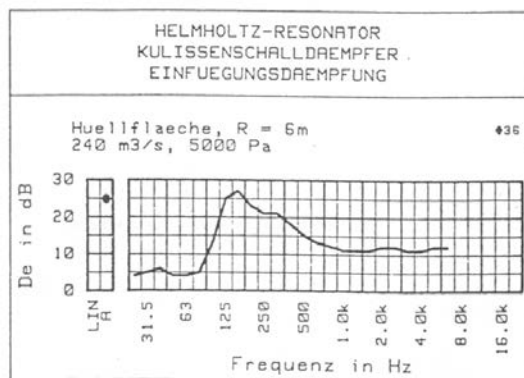
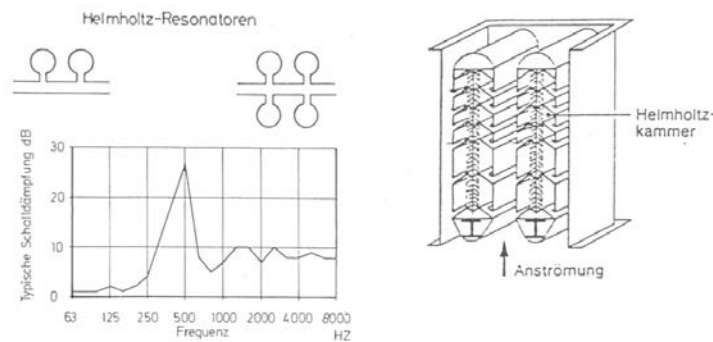
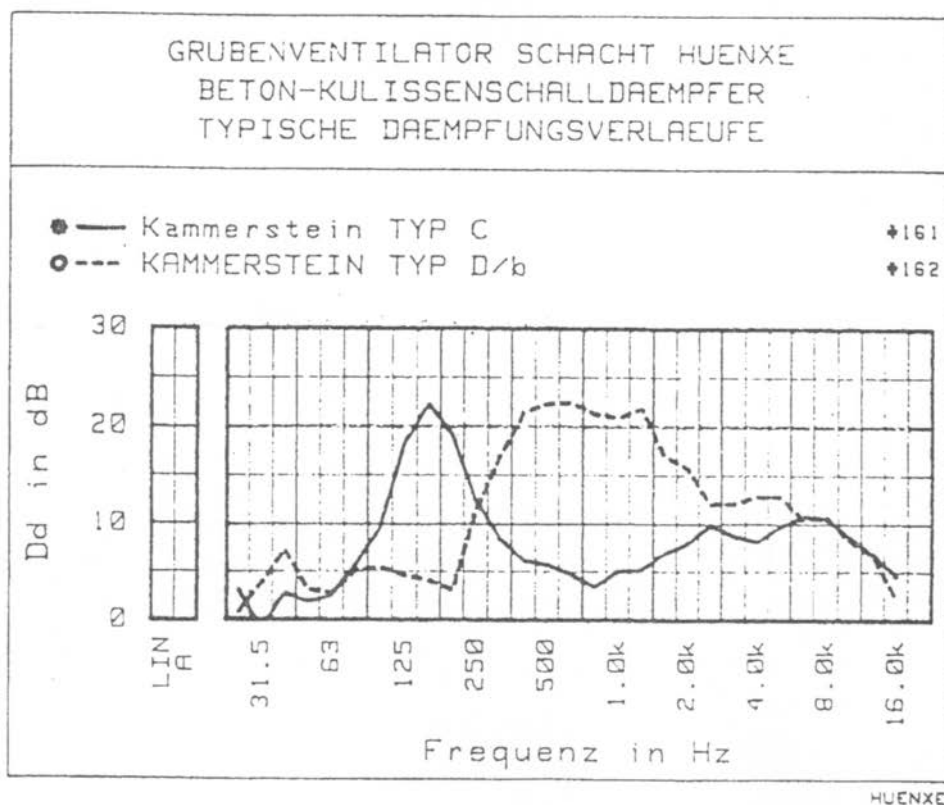
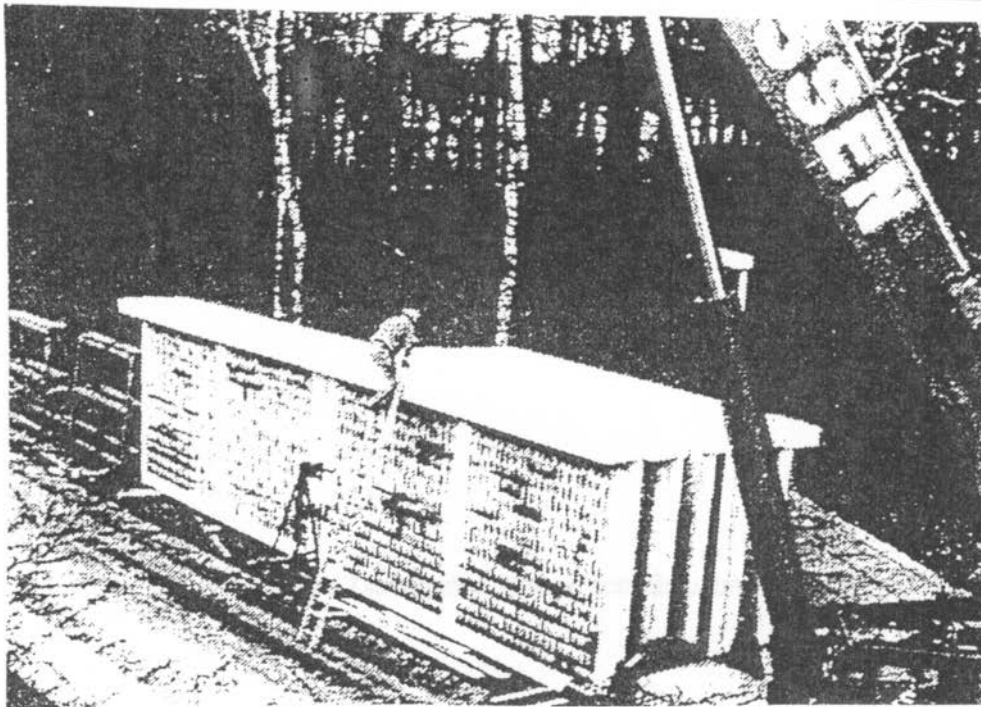


Bild 11-4: Kulissen mit unterschiedlich abgestimmten Helmholtz-Resonatoren aus Stahlblech, Schema und Dämpfung (Fleischer) und gemessene Dämpfung (Reiser)



11-5: Dämpfung von Kulissen aus zwei Typen von Helmholtz-Resonatoren, Ausführung mit Beton- Kammersteinen (Reiser, Dissertation 1995, TU Bergakademie Freiberg)

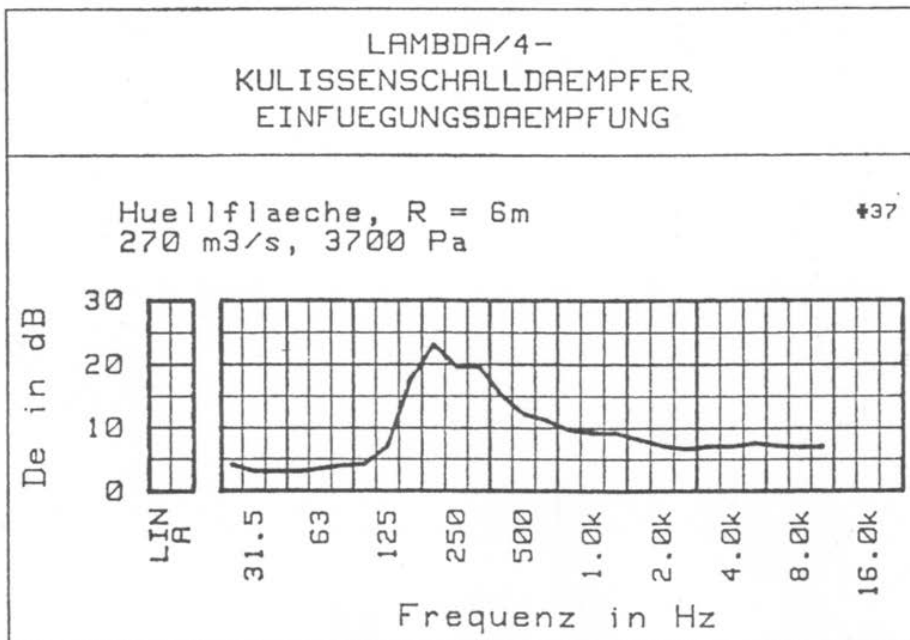
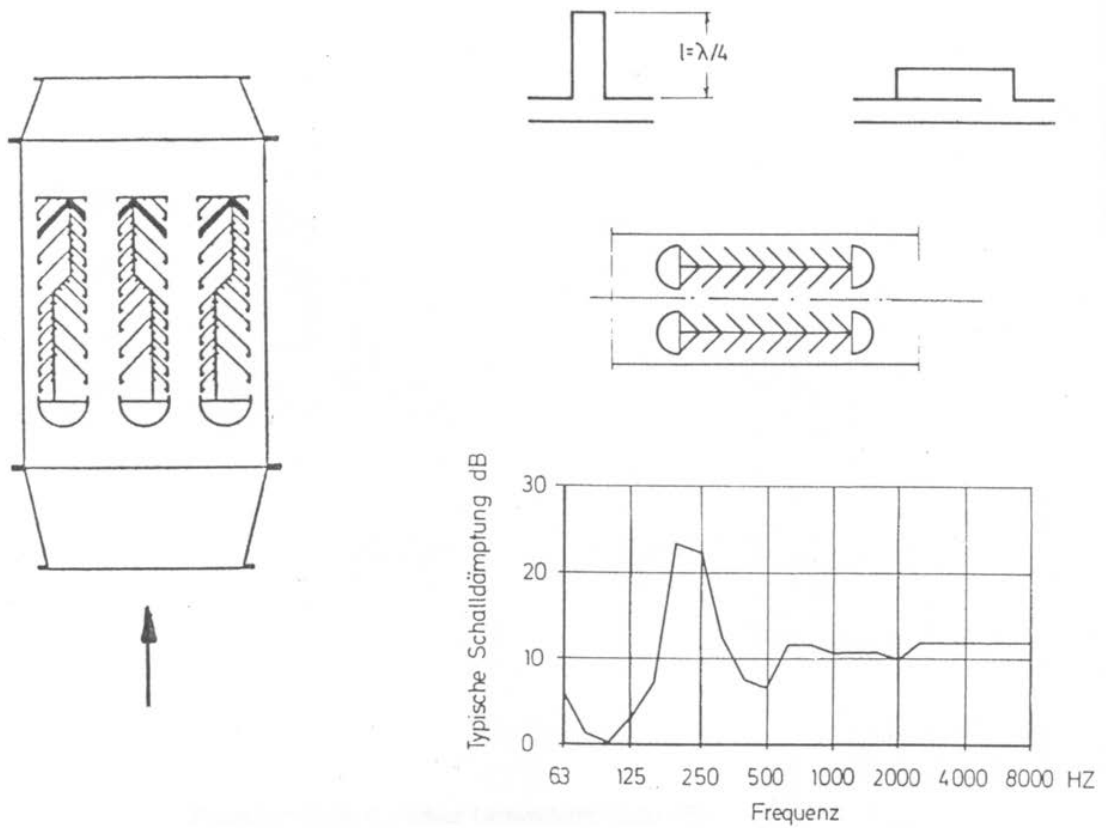


Bild 11-6: Kulissen mit Lambda- Viertel- Resonatoren, typische Ausführung (Fleischer), Messung Dämpfung (Reiser)

Massenschwinger-Resonatoren

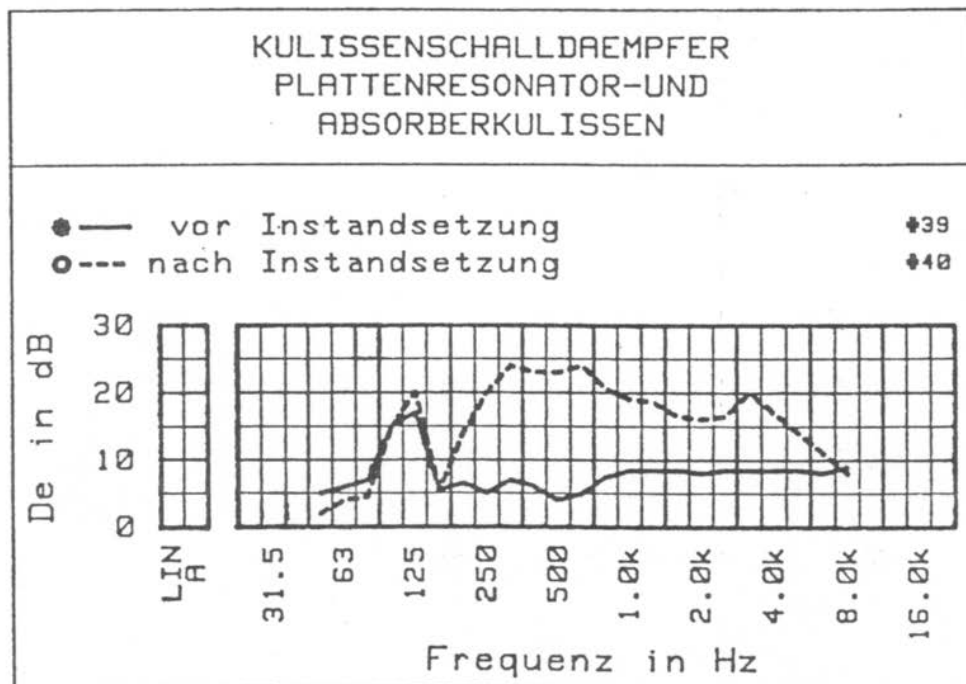
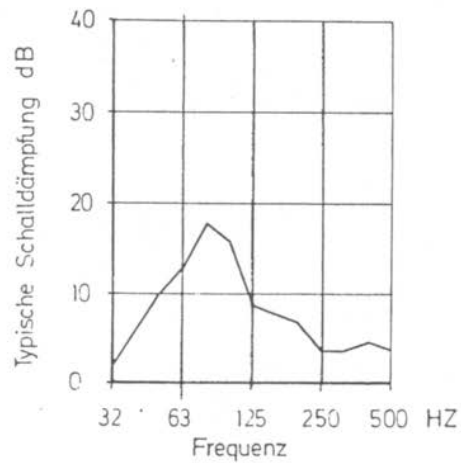
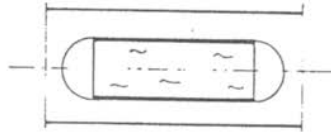


Bild 11-7: Kulissenschalldämpfer, Schema Plattenresonator mit Dämpfung (Fleischer) und Messwerte Dämpfung Plattenresonator mit Absorber (Reiser)

Die vorgestellten klassischen Schalldämpferbauformen arbeiten passiv, es erfolgen keine geregelten, an wechselnde Amplituden und Frequenzen des Schalldrucks angepassten Eingriffe zur Pegelminderung.

Aktive arbeitende Schalldämpfer, sogenannte

- Antischall- Anlagen

mit entsprechenden Regelgeräten, bestehend im Prinzip aus Mikrophon, Steuergerät, Verstärker und Lautsprecher, zur Pegelminderung in Kanälen wurden in den letzten Jahren mit Erfolg entwickelt und erprobt. Nach einer gängigen Modellvorstellung wird dem im Kanal vorhandenen Schallfeld – siehe das Schema in Bild 11-8 - mittels Lautsprecher ein genau entgegengesetzt wirkendes Schallfeld aufgeprägt, so dass es zu Interferenzen und damit zu Auslöschungen des Schalls im Kanal kommt.

Im Rahmen umfangreicher theoretischer und experimenteller Untersuchungen zu den aktiven Regelmechanismen von Antischall- Anlagen in größeren Kanälen hat J. Hansen im großtechnischen Maßstab u. a. gezeigt, dass mit aktiven Kulissen im Kanal erhebliche Pegelminderungen erreichbar sind, siehe die Spektren im Bild 11-8.

Entsprechend hohe Pegelminderungen sind auch bei den Auspuffanlagen der Verbrennungsmotore von Notstromaggregaten durch eine Art ringförmige Anordnung von Lautsprechern und einem wetterfesten Mikrophon außerhalb des Abgasstromes zu verzeichnen, so die Ergebnisse der Arbeiten von W. von Heesen und J. Hansen.

Anstelle der Lautsprecher und Mikrophone ist zur Erzeugung des Gegenschalls nach Untersuchungen von J. Hansen auch der Einsatz entsprechend angesteuerter Klappen im Kanal möglich, so z. B. bei Auspuffanlagen mit heißen Gasgemischen bei niedertourig laufenden größeren Dieselmotoren

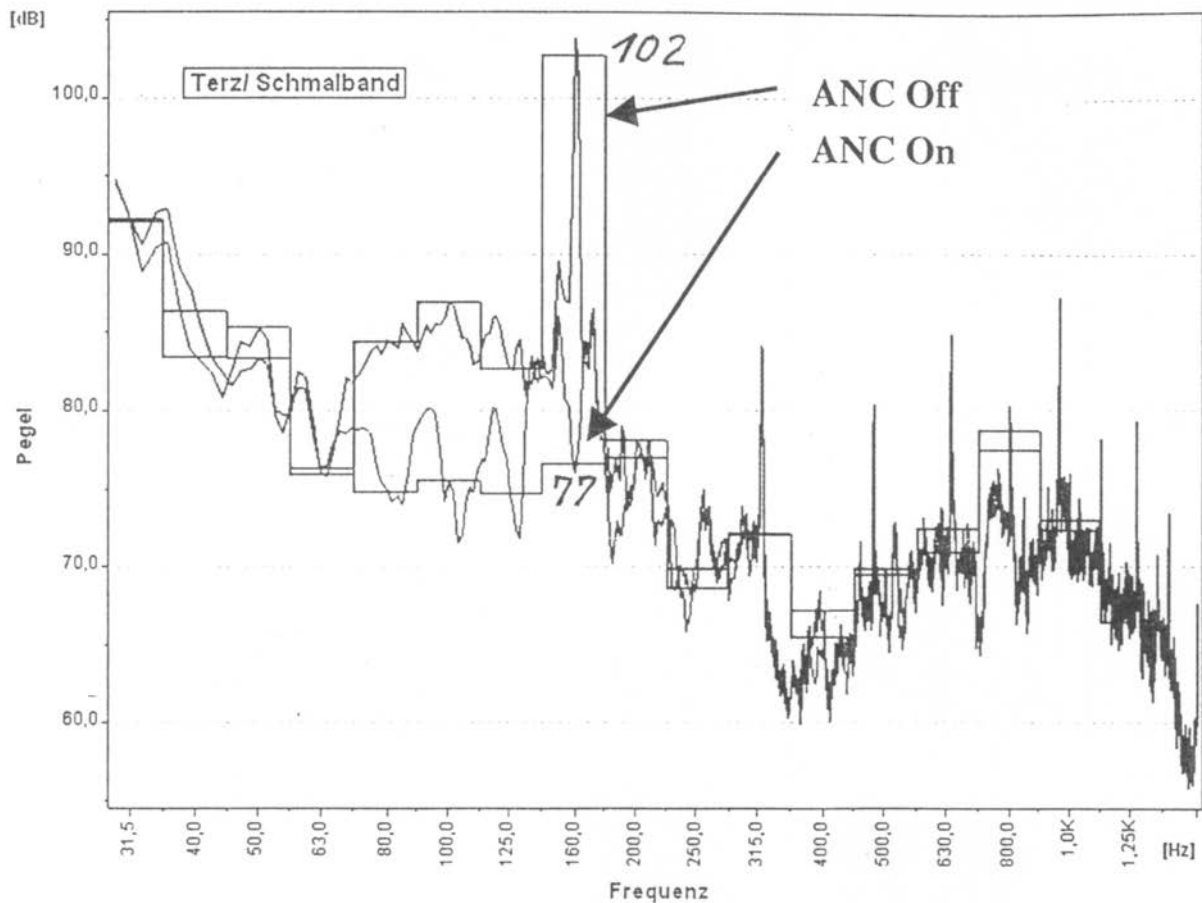
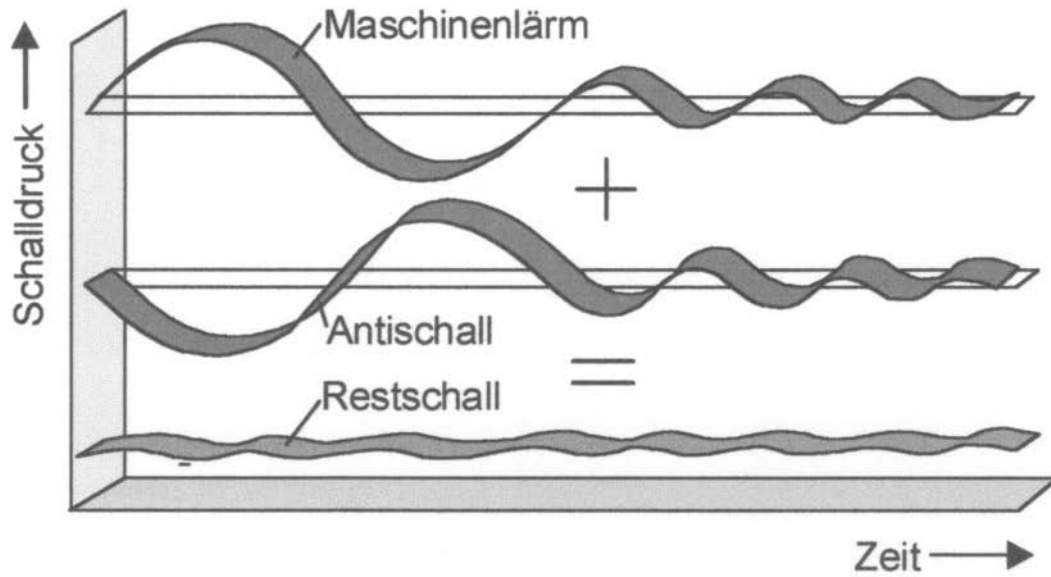


Bild 11-8: oben: Prinzip der Pegelminderung in Kanälen mit Antischall- Anlagen, unten: Frequenzspektren der Geräuschemission eines Grubenventilator mit Antischall-Kulissen, ANC off und on (Hansen, Dissertation 2001, TU Bergakademie Freiberg)

12. Kapseln

Kapseln für Maschinen werden meist aus Stahlblech gebaut, wobei die Innenseiten absorbierend – z. B. mit Lochblech abgedeckte Mineralfasermatten oder offenporige Schaumstoffe – ausgeführt sind.

Die erreichbare

- Einfügungsdämmung $D_K = L_W(M) - L_W(K)$ (12.1)

einer Kapsel, in der eine Maschine den

- Schalleistungspegel $L_W(M)$ hat,

hängt von

- dem Schalldämm- Maß R der Wände und
- dem Absorptionsgrad α auf den Innenseiten

der Kapselwände mit der Innenfläche S_i ab.

Die durch die Dämmung der Wände innerhalb der Kapsel „gefangene“ Schalleistung – siehe Bild 12-1 - wird durch das Absorptionsvermögen der absorbierenden Schicht in Wärme umgewandelt.

Kapseln ohne absorbierende Auskleidung zeigen zwar aufgrund der inneren Dämpfung der Konstruktion des Stahlblechgehäuses auch etwas Wirkung, allerdings wird das Dämmungsvermögen der Wände dabei nicht ausgenutzt.

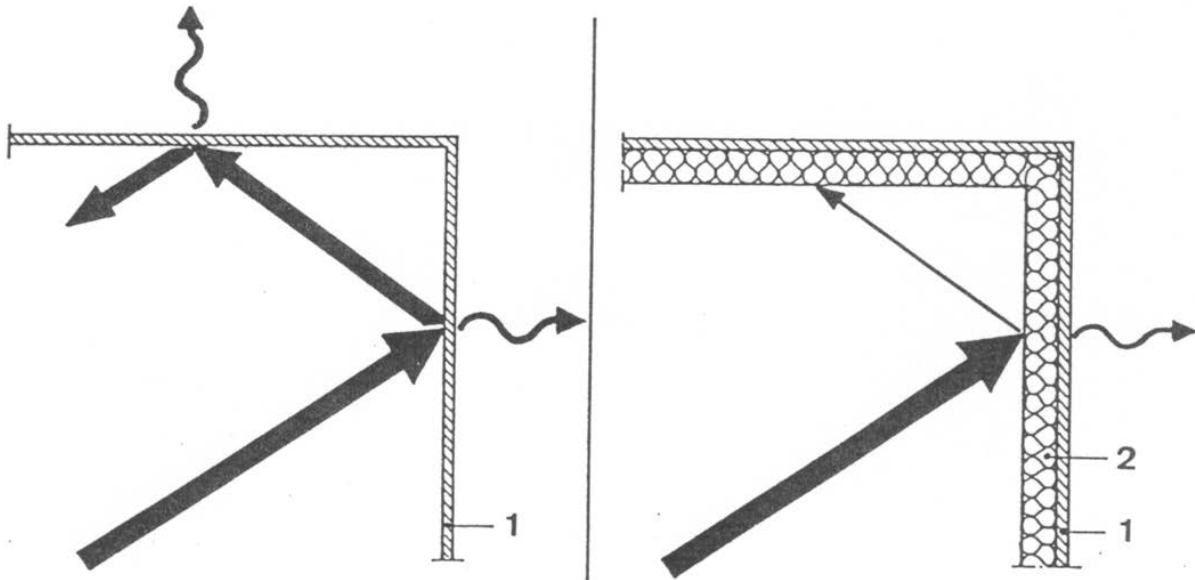


Bild 12-1: Reflexion (links) und Absorption (rechts) an der Innenseite der Kapselwand: (1) Wand mit Dämmung R, (2) Absorberschicht mit Absorptionsgrad α

Wird innerhalb der Kapsel mit der äquivalenten Absorptionsfläche $A = \alpha \cdot S_i$ ein diffuses Schallfeld angenommen, so gilt für dessen Hallfeldpegel und damit für den maßgeblichen

- Schallpegel in der Kapsel

$$L_{p,i} = L_W(M) + 10 \lg \frac{4}{A} \quad (12.2)$$

und wegen der diffusen Anregung mit -6 dB für das

- Schalldämm- Maß der Kapselwand

$$R = L_{p,i} - L_{p,a} - 6dB \quad (12.3)$$

Werden in guter Näherung Innen- u. Außenfläche der Kapsel $S_i = S_A = S$ gesetzt, so ergibt die Verknüpfung der Gleichungen (12.2) und (12.3) für den

- Schallpegel außerhalb der Kapsel

$$L_{p,a} = L_W(M) + 10 \lg \frac{4}{\alpha \cdot S} - R - 6dB \quad (12.4)$$

und nach der Addition von $10 \lg S$ beträgt der Pegel der von

- Kapsel abgestrahlten Schalleistung

$$L_W(K) = L_W(M) + 10 \lg 4 - 10 \lg \alpha - R - 6dB. \quad (12.5)$$

Die Beziehung (12.5) umgestellt in die Form (12.1) ergibt für

- die Einfügungsdämmung der Kapsel

$$D_K = L_W(M) - L_W(K) = R + 10 \lg \alpha \quad (12.6)$$

Am Beispiel mit $R = 40$ dB sei für $\alpha = 1,0$, $= 0,1$, $= 0,01$, $= 0,001$ die besondere Bedeutung der Absorption gezeigt:

Alpha	1,0	0,1	0,01	0,001
D _K	40 dB	30 dB	20 dB	10 dB

Neben der Abhängigkeit der Dämmung der Kapsel von der Absorption wird der so erreichbare theoretische Wert in der Praxis durch

- Zuluft- u. Abluftöffnungen (mit Dämpfer)
- Wellendurchgänge
- Sichtfenster
- Türen
- Undichtigkeiten
- und Körperschallübertragung vermindert.

Detaillierte Beschreibungen der Bauformen, der Einsatzbedingungen sowie zur Auslegung und Ausführung enthält die VDI- Richtlinie 2711.

Je nach Ausführungsform sind für Vollkapseln folgende Minderungen der A- bewerteten Pegel zu erwarten, wobei die niedrigeren Werte überwiegend für Schallemissionen im unteren Frequenzbereich gelten:

- | | |
|---|-------------------|
| • schalldämmende Matten: | etwa 5 bis 10 dB |
| • einschalige, Kapseln ohne Absorberauskleidung, nur mit Strukturdämpfung: | etwa 5 bis 15 dB |
| • einschalige absorbierend ausgekleidete Kapseln, meist mit einer einfachen Körperschallisolierung zum Fundament: | etwa 10 bis 25 dB |
| • zweischalige Kapsel, meist mit spezieller Körperschallisolierung zum Fundament: | etwa 20 bis 40 dB |

In Bild 12-2 sind schematisch typische Schallübertragungswege dargestellt. In den Bildern 12-3 u. 12-4 sind Beispiele für „dichte“ und Körperschall isolierende Ausführungen sowie zur Gestaltung von Fenstereinbauten gegeben.

In Bild 12-5 sind am Beispiel der Kapselung eines Elektromotors typische Dämmwerte für einzelne Ausführungen zusammengestellt.

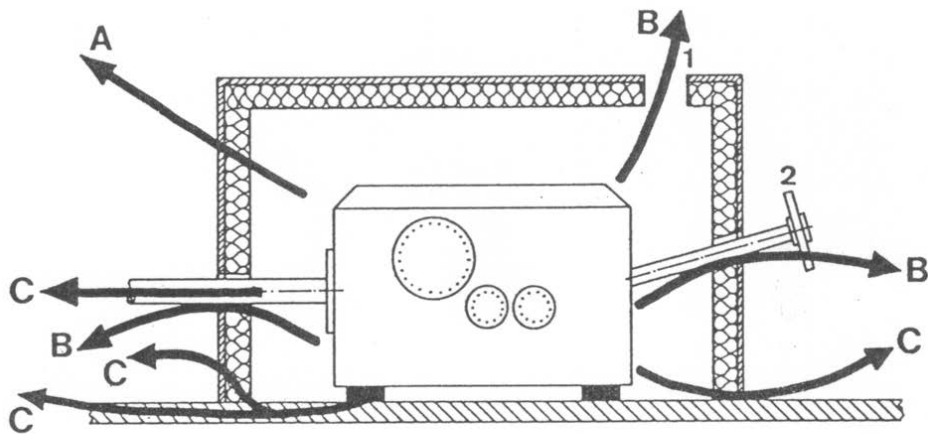


Bild 12-2: Beispiele für Schallübertragungswege bei einer Kapsel: (1) Lüftungsöffnung, (2) Bedienungselemente
 Weg A: Luftschallübertragung über Wand
 Weg B: Luftschallübertragung über Undichtigkeiten/ Öffnungen
 Weg C: Körperschallübertragung und Abstrahlung als Luftschall

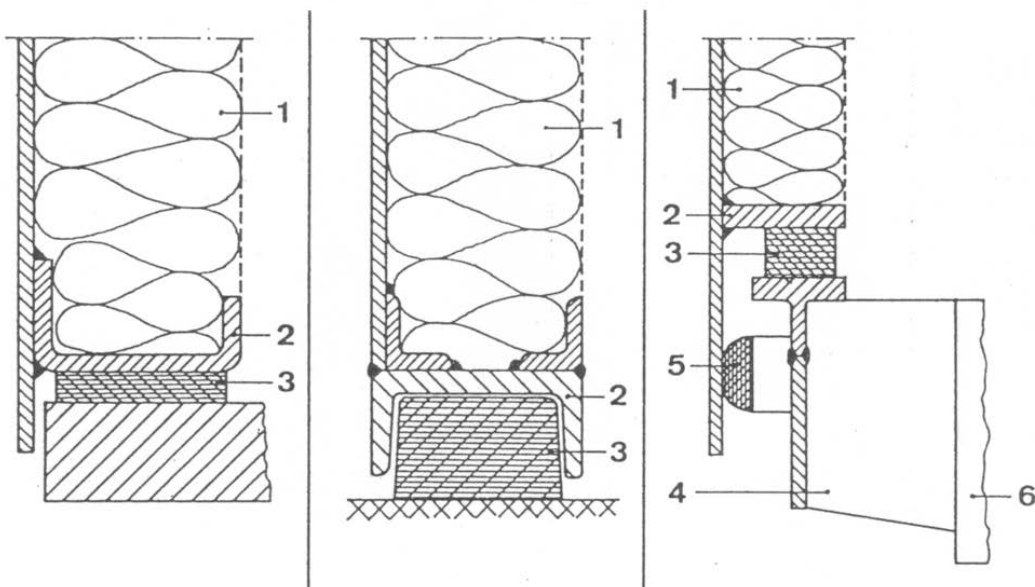


Bild 12-3 : Beispiele für eine dichte und körperschalldämmende Ausführung der Kapsel
 (1) Kapselwand, (2) Auflageplatte, (3) Gummielement,
 (4) Konsole, (5) Gummielement, (6) Grundrahmen

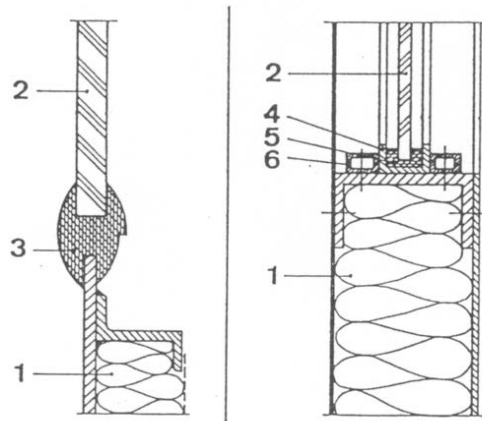


Bild 12-4: Fenstereinbauten in die Kapselwand
 (1) Kapselwandung, (2) Glasscheibe, (3) Profilgummi,
 (4) U- Profil, (5) dauerelastischer Kitt, (6) Halteleiste

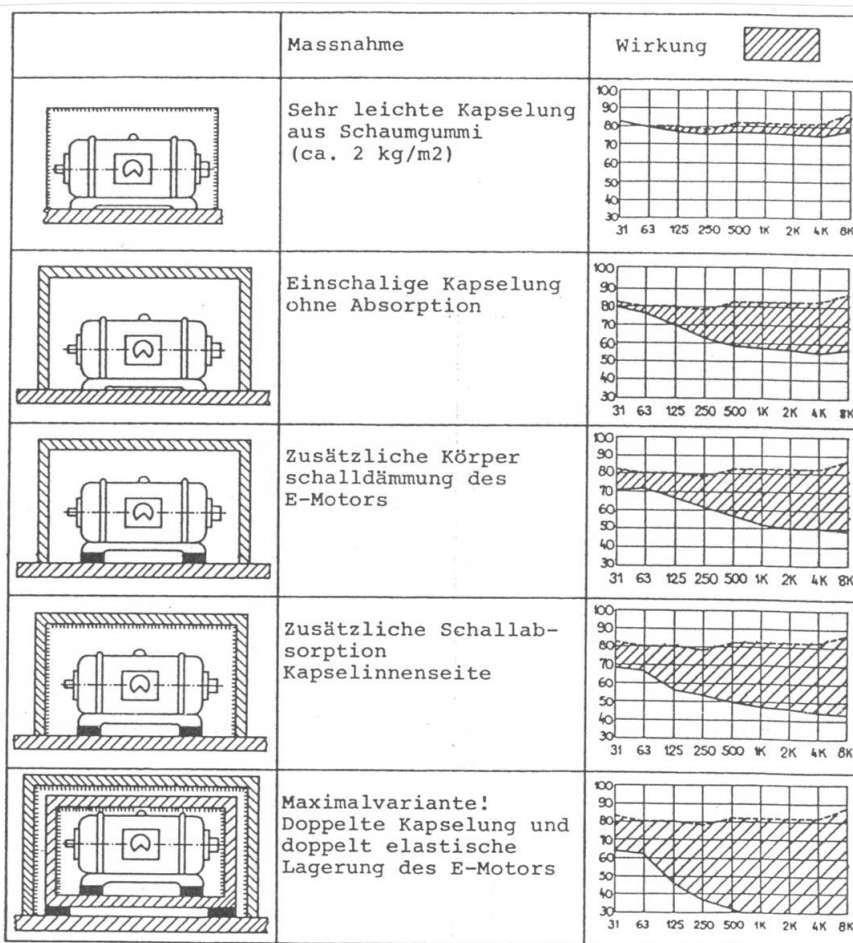


Bild 12-5: Varianten von Kapselausführungen und deren Dämmwirkung am Beispiel eines Elektromotors

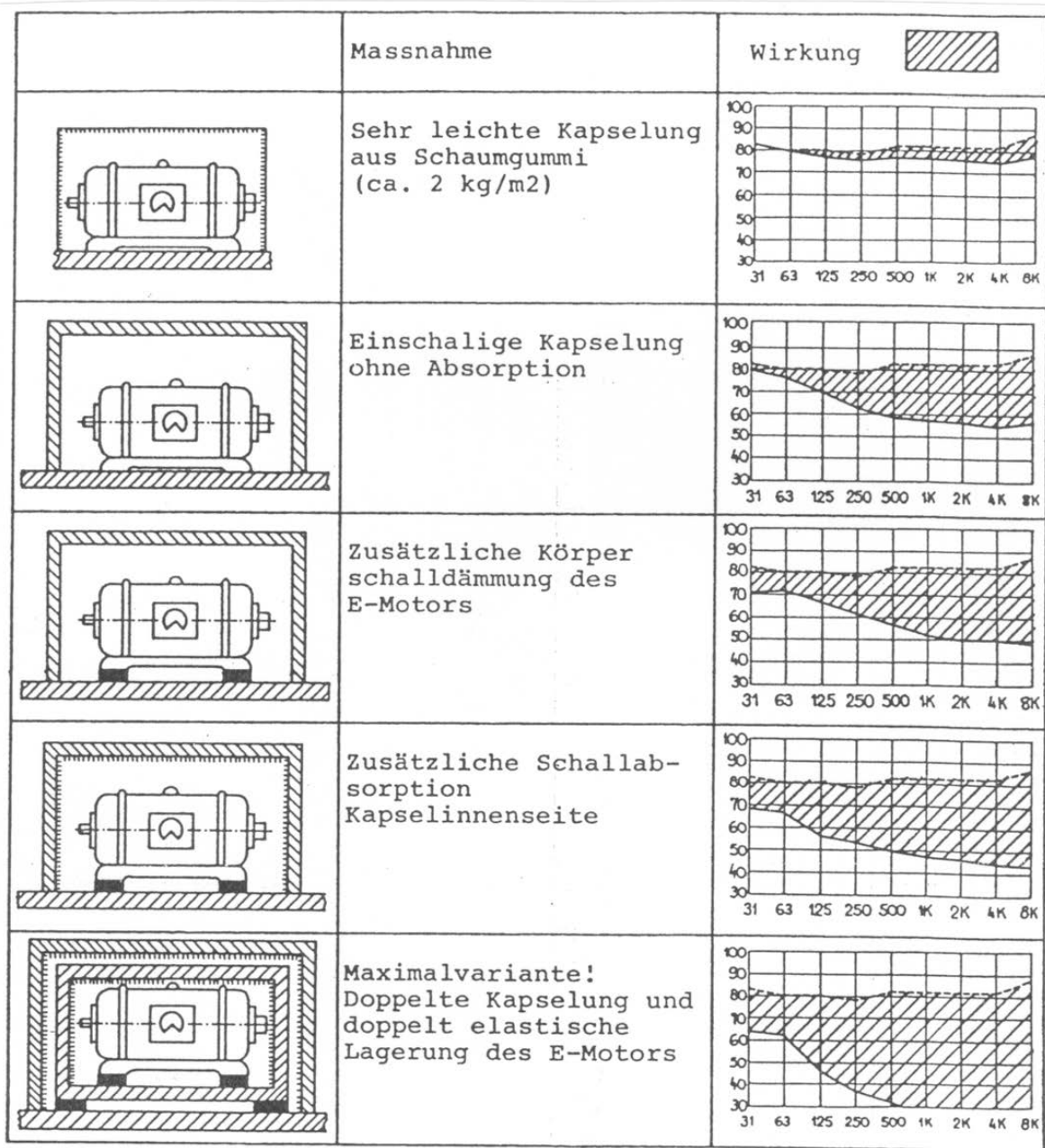


Bild 12-5: Varianten von Kapselausführungen und deren Dämmwirkung am Beispiel eines Elektromotors

13. Abschirmung

Die prinzipielle Wirkung der Abschirmung einer Schallquelle im Hinblick auf ein Immissionsort ist in Bild 2.7-1 am Beispiel eines Schallschirmes dargestellt. Die abschirmende Wirkung, also die

- Minderung des Immissionspegels

$$\Delta L_Z = L_{p,I}(\text{ohneSchirm}) - L_{p,I}(\text{mitSchirm}) \quad 13.1$$

ist nach der Beugungstheorie proportional der Fresnelzahl

$$N = 2 \frac{s}{\lambda},$$

wobei s der Schallumweg über die Kante des Schallschirmes gegenüber der direkten Distanz zwischen Schallquelle und Immissionsort ist und λ die Wellenlänge der Schallwelle ist.

Aus der Vielzahl der Beziehungen, die es zu dieser Thematik gibt - z. B. insbesondere unter Einbeziehung endlicher Schirme, Boden- und Meteorologieeinfluss – gilt gemäß Bild 2.7-1 nachstehende Beziehung:

$$\Delta L_Z = 10 \lg \left[1 + \frac{10 \cdot h_{\text{eff}}^2}{\lambda} \cdot \left(\frac{1}{a} + \frac{1}{b} \right) \right] \quad 13.2$$

für $h_{\text{eff}} < a, b$

Der anhand dieser Beziehung deutliche Zusammenhang zwischen effektiver Abschirmungshöhe, Abstand zwischen Schallquelle und Immissionsort sowie Wellenlänge gilt auch, wenn – wie in dem Bild 13-1 auch angedeutet - anstelle eines Schirmes eine Geländekante für die Abschirmung sorgt. Weitere Informationen zur Abschirmung im Freien enthält z. B. die VDI- Richtlinie 2720-1.

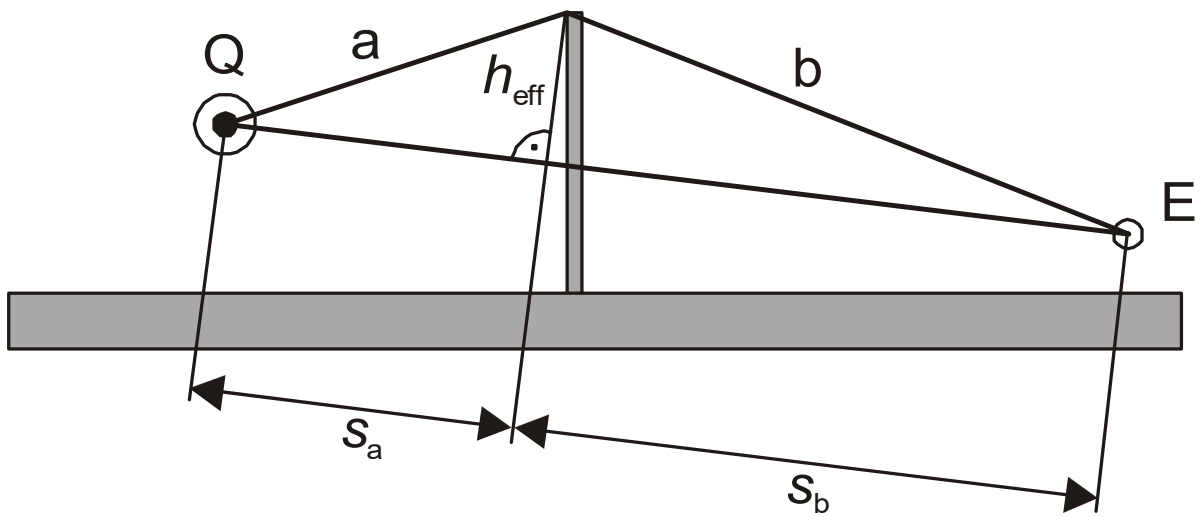


Bild 13-1: Prinzipskizze einer Abschirmung und die zugehörigen geometrischen Weglängen

14. Anwendung der TA- Lärm

Für die in der Umgebung von Gewerbe- und Industriebetrieben, Freizeitanlagen, Schießanlagen usw. einzuhaltenden Immissionsrichtwerte gelten die Grundsätze, Anleitungen und Angaben der TA Lärm.

Da für den Betrieb von Anlagen, auch wenn es sich um „nicht genehmigungsbedürftige Anlagen“ handelt, in der Regel ein Verfahren zur Erteilung einer

- Bau- und Betriebsgenehmigung

notwendig ist,

- sind in der Regel auch die Vorschriften der TA- Lärm für „genehmigungsbedürftige Anlagen“ anzuwenden,

siehe hierzu den letzten Absatz in Abschnitt 1. Anwendungsbereich der TA- Lärm.

Um die gesetzlich gegebenen Gestaltungsmöglichkeiten von Betreiber und Genehmigungsbehörde im Rahmen der Organisation und Planung des Betriebes im Hinblick auf die Einhaltung der Immissionsrichtwerte als Anhaltswerte näher zu beleuchten, wird im Weiteren auch auf wesentliche Gründe für begründete Abweichungen eingegangen.

Hat der Betreiber dem Stand der Technik gemäß Vorsorge gegen schädliche Umwelteinwirkungen getroffen, so kann von den Immissionsrichtwerten in begründeten Fällen und nach entsprechender Prüfung entsprechend Abschnitt

- 3.2 Prüfung der Einhaltung der Schutzpflicht

der TA- Lärm abgewichen werden.

Die Immissionsrichtwerte für den Vergleich mit dem Beurteilungspegel betragen in:

Gebietsart	Immissionsrichtwerte in dB(A)	
	tags	nachts
a) Industriegebieten	70	70
b) Gewerbegebieten	65	50
c) Kern-, Dorf- u. Mischgebieten	60	45
d) allgem. Wohn- u. Kleinsiedlungsgebieten	55	40
e) reinen Wohngebieten	50	35
f) in Kurgebieten, für Krankenhäuser	45	35
Einzelne, kurzzeitige Geräuschspitzen dürfen diese Werte um nicht mehr als überschreiten.	30	20
<ul style="list-style-type: none"> In betriebsfremden Räume, die baulich mit Betriebsgebäuden verbunden sind gelten 	35	25
Einzelne, kurzzeitige Geräuschspitzen dürfen diese Werte um nicht mehr als überschreiten.	10	10
<ul style="list-style-type: none"> Die Immissionsrichtwerte für seltene Ereignisse sind in den Gebieten b bis f 	70	55
Einzelne, kurzzeitige Geräuschspitzen dürfen diese Werte in		
in Gebieten nach b um nicht mehr als	25	15
in Gebieten nach c – f im nicht mehr als	20	10
überschreiten.		

- Beurteilungszeiten:

tags 06:00 – 22:00 Uhr
 nachts 22:00 – 06:00 Uhr

- Die lauteste Stunde ist in der Nacht für die Beurteilung maßgebend.
- Ein Empfindlichkeitszuschlag von 6 dB ist zu berücksichtigen, an

Werktagen von 06:00 – 07:00 u. 20:00 – 22:00 Uhr

an Sonn- u.

Feiertagen von 06:00 – 09:00, 13:00 – 15:00
 und von
 20:00 – 22:00 Uhr

wegen der

- erhöhten Störwirkung in Gebieten d- f,

also in allgemeinen und reinen Wohngebieten, in Kurgebieten und vor Krankenhäusern und Pflegeanstalten.

- Der Zuschlag für Ton- u. Informationshaltigkeit beträgt je nach Auffälligkeit in den Teilzeiten 3 oder 6 dB.
- Der Zuschlag für Impulshaltigkeit beträgt je nach Auffälligkeit in den Teilzeiten 3 oder 6 dB

Die Genehmigung zum Betrieb der Anlage darf auch bei

- Überschreitung der Immissionsrichtwerte (IRW)

aufgrund der Vorbelastung (Lvor) aus Gründen des Lärmschutzes

- nicht versagt werden,

wenn für der Immissionsbeitrag der Anlage (L_a) gilt:

- $L_a \leq IRW - 6 \text{ dB}$, wobei $L_{\text{vor}} > IRW$
- $L_a \leq IRW + 1 \text{ dB}$, dauerhaft sichergestellt ist

wenn infolge ständig vorherrschender Fremdgeräusche gilt:

- $L_a < L$ (Fremdgeräusche) in mehr als 95% der Betriebszeit der Anlage u. L_a ohne Ton- u. Impulszuschlag ist.

wenn gilt:

- $L_a(\text{neu}) + L_a(\text{alt}) > IRW$, wenn durch Auflagen sichergestellt ist, dass innerhalb von 3 Jahren der IRW eingehalten wird, z. B. nach Sanierung der Altanlage o. ä.

Diese Regelungen setzen natürlich voraus, dass die zur Begrenzung der Emissionen und Immissionen der Anlagen eingesetzten planerische, organisatorische und technische Maßnahmen dem Stand der Technik zur Lärminderung gerecht werden.

Anforderungen an bestehende Anlagen werden als

- nachträgliche Anordnungen

von der Behörde nach entsprechender Prüfung ausgesprochen.
Bei der Prüfung der

- Verhältnismäßigkeit nach § 17 BImSchG

sind bei der Auswahl von Maßnahmen diejenigen zu wählen, die den Anlagenbetreiber am wenigsten belasten.

Bei der Bewertung der zu erwartenden positiven und negativen Auswirkungen für Betreiber, Nachbarschaft und des öffentlichen Interesses sind insbesondere zu berücksichtigen:

- Ausmaß der Emissionen u. Immissionen
- vorhandene Fremdgeräusche
- Höhe der Überschreitung der IRW durch die Anlage
- Höhe der Überschreitung der IRW durch die Gesamtbelastung
- Gebot der gegenseitigen Rücksichtnahme
- Anzahl der Betroffenen
- Auffälligkeit der Geräusche
- Stand der Technik zu Lärminderung
- Verhältnis Aufwand/ Verringerung der Immissionen
- Betriebsdauer der Anlage
- technische Besonderheiten der Anlage
- Platzverhältnisse am Standort

Bei Überschreitung der IRW ist aber von einer nachträglichen Anordnung abzusehen,

- wenn die Überschreitung auf einer Erhöhung der Vorbelastung beruht oder
- wenn eine Vorbelastung erstmalig berücksichtigt wird,
- die Zusatzbelastung durch die Anlage $< 3 \text{ dB(A)}$ ist und die IRW um nicht mehr als 5 dB(A) überschritten sind.

Tragen

- mehrere Anlagen unterschiedlicher Betreiber
- relevant zu Überschreitungen der IRW bei,

so sind die Entscheidungen über die Auswahl von Maßnahmen unter Beachtung der Verhältnismäßigkeit zu treffen und u. a. folgende Gesichtspunkte zu berücksichtigen:

- Inhalte eines Lärminderungsplans nach § 47a BImSchG, vorhanden oder zur Konfliktlösung erstellt
- Wirksamkeit von Minderungsmaßnahmen
- Aufwand für die jeweilige Maßnahme
- Anteile der Anlagen an der IRW- Überschreitung
- vorliegen und Grad eines etwaigen Verschuldens.

Die Entscheidung über Maßnahmen kann für angemessene Zeit ausgesetzt werden, wenn

- ein Lärminderungsplan in kürze vorliegt und
- nicht sofort Abhilfemaßnahmen erforderlich sind.
- Bei betrieblichem Notstand,

und zur Abwehr von Gefahren dürfen die Immissionsrichtwerte überschritten werden.

- Seltene Ereignisse,

dass in selten Fällen oder über eine begrenzte Zeit, nicht mehr als an 10 Tagen oder Nächten eines Jahres und nicht an mehr als an zwei aufeinander folgenden Wochenenden die

Immissionsrichtwerte auch bei Einhaltung des Standes der Technik nicht eingehalten werden können.

Diese Überschreitungen können im Rahmen der Genehmigung zugelassen werden.

Dabei dürfen die genannten Immissionswerte für seltene Ereignisse aber nicht überschritten werden.

- In Gemengelagen,

wenn also gewerblich oder industriell genutzte Gebiete an Gebiete zum Wohnen grenzen, kann als Immissionsrichtwert ein Zwischenwert gewählt werden, der aber nicht über tags 60 und nachts 45 dB(A) liegen darf, sofern die Lärminderung bei der Anlage dem Stand der Technik entspricht.

- Der Einwirkungsbereich

einer Anlage ist anhand der Beurteilungspegel der Anlage und der Immissionsrichtwerte (IRW) in der Umgebung um die Anlage gegeben, es gilt:

$$La(\text{Beurteilungspegel}) < \text{IRW} - 10\text{dB}$$

$$La(\text{Geräuschspitzen}) = \text{IRW}.$$

- Tieffrequente Geräusche ($f < 90 \text{ Hz}$),

deren Schädlichkeit ist im Einzelfall vor Ort zu prüfen. In schutzbedürftigen Räumen kann eine schädliche Wirkung gegeben sein, wenn bei geschlossenen Fenstern im Raum die gemessene Pegeldifferenz

$$LC_{eq} - LA_{eq} > 20 \text{ dB}$$

beträgt.

- Verkehrsgeräusche,

sind, sofern sie auf dem Betriebsgelände sowie bei der Ein- und Ausfahrt entstehen, der Anlage zuzurechnen.

Betrieblich verursachte Verkehrsgeräusche sollen bis zu 500m von der Betriebsgrenze in Gebieten c – f durch organisatorische Maßnahmen gemindert werden, sofern

- sich der Beurteilungspegel der Verkehrsgeräusche um mindestens 3 dB erhöht,
- keine Vermischung mit dem übrigen Verkehr erfolgt und
- die Immissionsgrenzwerte der Verkehrslärmschutzverordnung (16. BImSchV) erstmals oder weitgehend überschritten werden.

15.Prognoserechnungen

Die Prognose der zu erwartenden Lärmbelastung und die Planung von erforderlichen Maßnahmen zur Lärminderung bei Gewerbebetrieben und industriellen Anlagen basiert auf der Kenntnis und Bereitstellung von:

- verfahrens- u. betriebstechnische Daten des Gewerbes bzw. der Anlage
- topographische Daten des Betriebsgeländes und dessen Umgebung
- Geräuschemissionsdaten und betriebliche Einsatzdaten der Emittenten, also von Maschinen und verfahrenstechnische Einrichtungen usw. in Gebäuden und im Freien und Daten über betriebliche Bewegungen von Fahrzeugen und Hilfsgeräten auf dem Betriebsgelände

- Daten über die am Markt gängigen Emissionsrichtwerte von Maschinen und Komponenten
- Angaben zum Verkehr auf dem Betriebsgelände und der nächsten Umgebung
- bauakustische Daten von verfahrenstechnisch erforderlichen festen Bauten
- Gebietseinstufung und Immissionsrichtwerte der Umgebung, Informationen über Bebauungspläne und zur Bauleitplanung, tatsächliche bauliche Nutzung
- Prognosen über die zu erwartenden Schallimmissionen für evtl. vorgesehenen Ausbaustufen des Betriebes
- Kenntnisse über den aktuellen Stand der Techniken zur Lärminderung, zugehörige Kosten- Nutzen- Relationen.

Zur rechnerischen Ermittlung der Geräuschimmissionen einer Anlage sieht die TA- Lärm zwei Prognoseverfahren vor.

Für die Vorplanungen kann

- die überschlägige Prognose (ÜP)

verwendet werden, sofern die Einhaltung der IRW als sicher angenommen werden kann.

Da dies im Vorfeld selten als gesichert angenommen werden kann, wird in der Regel aber eine

- detaillierte Prognose (DP) erstellt werden,

wobei alle Schallquellen des Betriebes einschließlich der Transport- u. Verkehrsvorgänge zu berücksichtigen sind.

Die Belastbarkeit, Genauigkeit und Aussagekraft einer Prognose, deren Ablauf auch anhand der Bilder 15-1 bis 15-3 verdeutlicht wird und die in der Regel für die Oktaven 63 Hz bis 4 kHz erfolgt, hängt von der Güte der Eingabedaten ab.

Benötigt werden:

- Verfahrenstechnische Daten, Art und Einsatz sowie Einsatzorte der Maschinen, Einrichten und Hilfsgeräte, Betriebs- und Wirkzeiten
- Topographische Daten, Kartenmaterial (Messtischblätter usw.) von Betriebsgelände und Umgebung, Lage der Bebauung, relevante Straßen, Hindernisse, Immissionsorte und Gebietsausweisungen
- Maschinenakustische Daten, möglichst Schalleistungspegel von Maschinen nach DIN 45635-1, ISO 3740 bis 3747, von Industrieanlagen nach ISO 8297, Schalldruckpegel nach DIN EN ISO 11200 zur Umrechnung in Schalleistungspegel, Emissionsrichtwert nach Baumaschinenlärmverordnung, bzw. der Geräte- und Maschinenlärmschutzverordnung vom 29. 08. 2002, nach VDI- ETS usw.
- Transport- und Verkehrsdaten, Emissionsdaten von Fahrzeugen, Anzahl, Geschwindigkeit, Fahrrouten
- Bauakustische Daten, von Fassadenelementen (Wände, Fenster, Belüftungsöffnungen, Tore, Türen, Schalldämpfer) Schalldämm-Maße, Absorptionsgrade, z. B. nach DIN 4109, DIN 52210, DIN 52212 usw.

Für die Ausbreitungsrechnungen können die

- Schalleistungspegel einzelner Anlagen oder Maschinen im Freien direkt verwendet werden.

Soweit die Schalleistungspegel für die Ausbreitungsrechnungen nicht vorliegen, erfolgt die Berechnung für

- Fassadenelemente von Gebäuden nach VDI 2571 und/oder VDI 3760
- den Verkehr auf dem Betriebsgelände mit Linien-Rechenmodellen der Computerprogramme
- den öffentlichen Straßenverkehr nach RLS-90
- den Schienenverkehr nach Schall 03
- den Parkplatzverkehr nach der Parkplatz- Lärmstudie.

Die grundlegenden Verfahren zur Berechnung der Schallausbreitung im Freien basieren auf den Rechenmodellen Punktschallquelle, Linienschallquelle und flächenhafte Schallquellen. Wobei die beiden letzteren Modelle in den Rechenprogrammen jeweils durch eine sinnvoll gewählte Anzahl von Punktquellen simuliert werden.

In der DIN ISO 3613-2 sind die üblicherweise zu verwendenden Algorithmen zur Berechnung der „Dämpfung des Schalls bei der Ausbreitung im Freien“ festgelegt. Es wird dort empfohlen, die Berechnungen für die Oktavbänder von 63 Hz bis 8 kHz durchzuführen, nach TA Lärm bis 4 kHz.

Der Immissionspegel als „äquivalenter Oktav- Dauerschallpegel bei Mitwind“ einer Schallquelle ist

$$L_{fT}(DW) = L_W + D_C - A(\text{Ausbreitung}) \quad 14.1$$

- L_W dem Oktavband- Schalleistungspegel des Emittenten
- D_C als frequenzabhängige Richtwirkungskorrektur für die reale von der Punktquelle abweichende Abstrahlung, bestehend aus dem Richtwirkungsmaß D_1 und einem Raumkorrekturmaß entsprechend Q für Vollraum, Halbraum usw.

- $A(\text{Ausbreitung}) = \sum A_i(\text{Ausbreitung}) \quad 14.2$

Die Dämpfungstermen entsprechend DIN ISO 3613-2, wobei Dämpfung durch Bewuchs und Bebauung nach Anhang A und Abschirmung und Reflexion nach DIN ISO 96132 verwendet werden.

Aus den so berechneten Immissionspegeln der Emittenten für die Immissionsorte werden dann nach TA- Lärm unter Berücksichtigung der betrieblichen Wirkzeiten, der Zuschlägen und der meteorologischen Korrektur die Beurteilungspegel für die Immissionsorte gebildet.

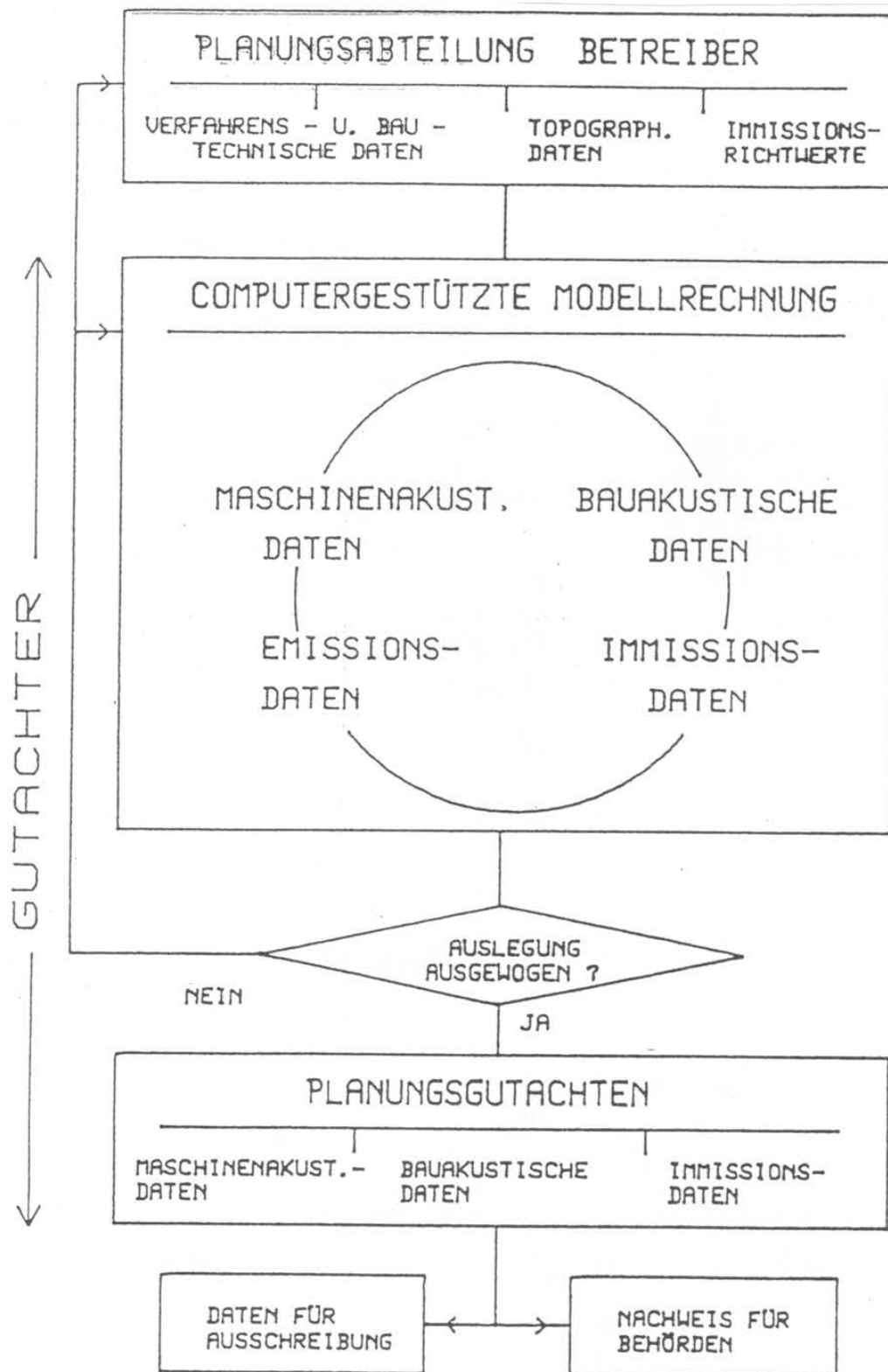


Bild 15-1: Schema der schalltechnischen Prognose

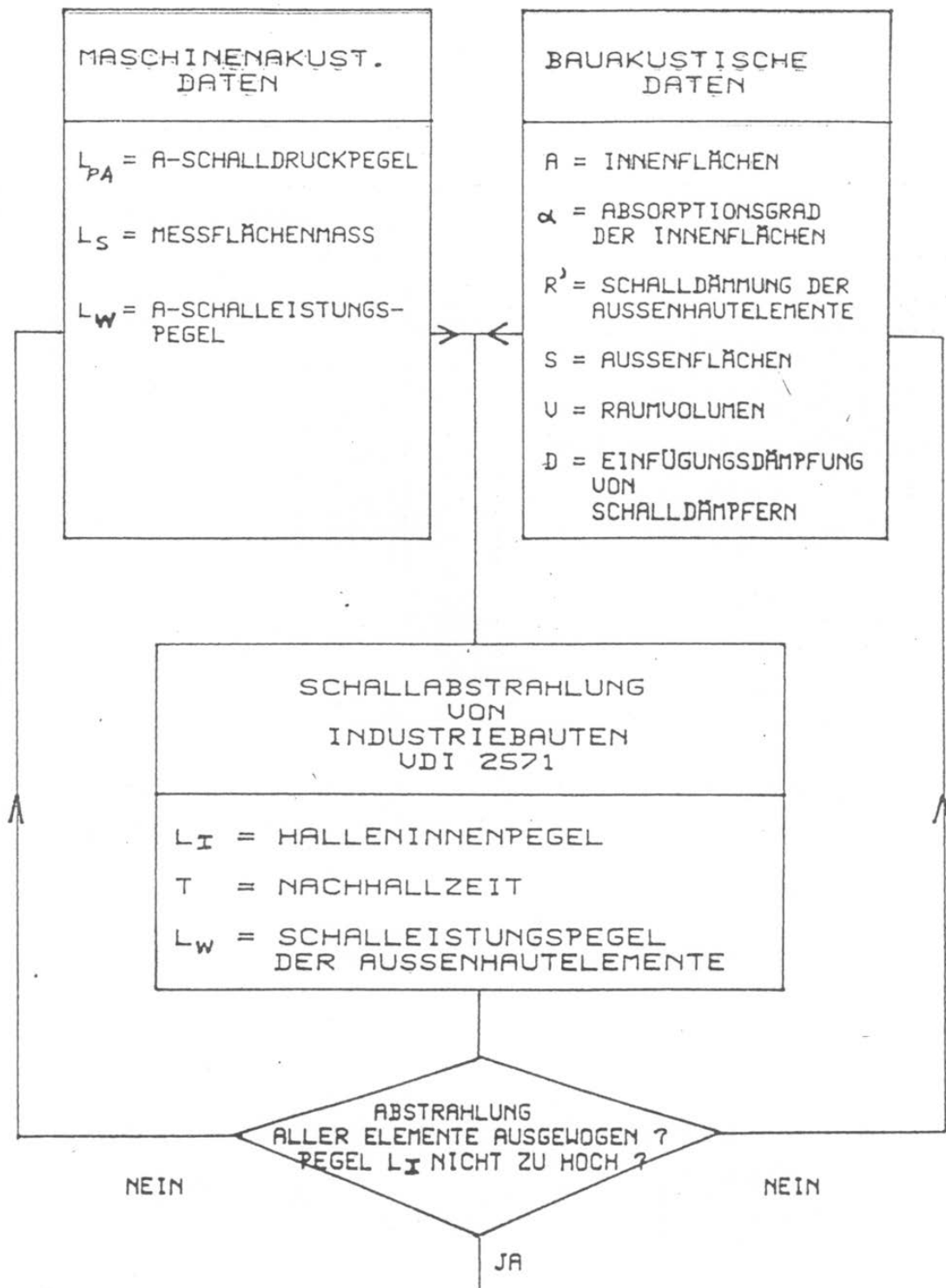


Bild 15-2: Schema zur Ermittlung der Schallabstrahlung von baulichen Einrichtungen

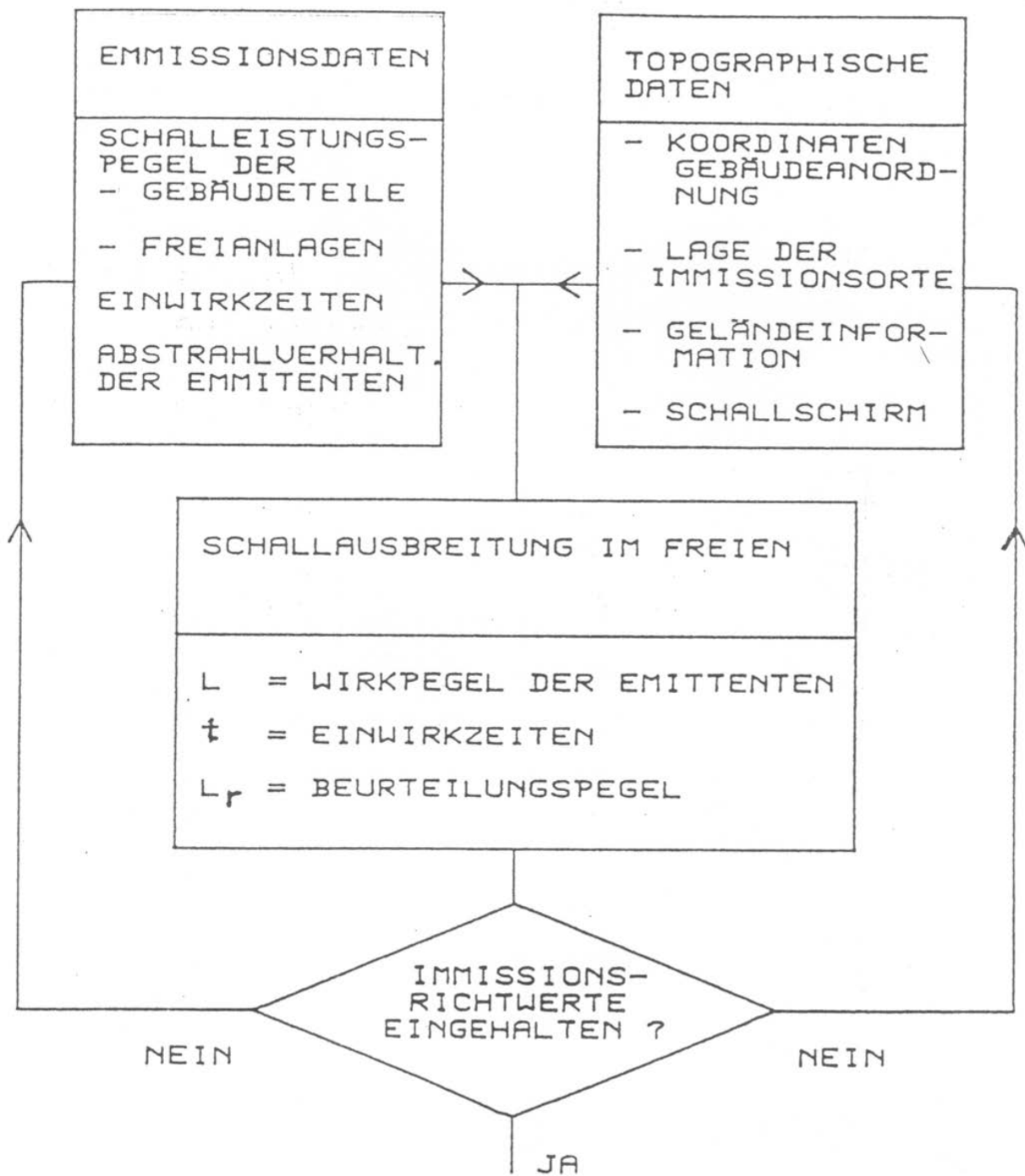


Bild 15-3: Ablaufschema zur Ermittlung und Überprüfung der Einhaltung der Immissionsrichtwerte

Bei Überlegungen zu einer wirkungsvollen

- Strategie zur Lärminderung
- bei der Berücksichtigung der Verhältnismäßigkeit und
- der Abschätzung der Kosten/ Nutzen- Relationen

ist eine Beziehung, die anhand einer Bewertungsgröße ein Zusammenhang zwischen der Höhe des Emissionspegels, der Lärminderung und der Kosten herstellt, hilfreich.

Die nachstehende Beziehung nach Heiß zeigt einen derartigen Zusammenhang.

$$b_K = \frac{10^{0,1L_K} \cdot (1 - 10^{0,1d_K})}{K_K} \quad 14.3$$

Für die Lärminderungsmaßnahme an dem Emittent k sind hierbei

- b_K = die Bewertungsgröße
- L_K = der Immissionspegel ohne Lärminderung
- d_K = die erreichbare Minderung in dB
- K_K = die Kosten der Maßnahme.

Die kostenoptimale Reihenfolge ergibt sich aus

- der Bedingung $b_K > b_{K+1}$,

wie aus dem Bild 15-4 ersichtlich.

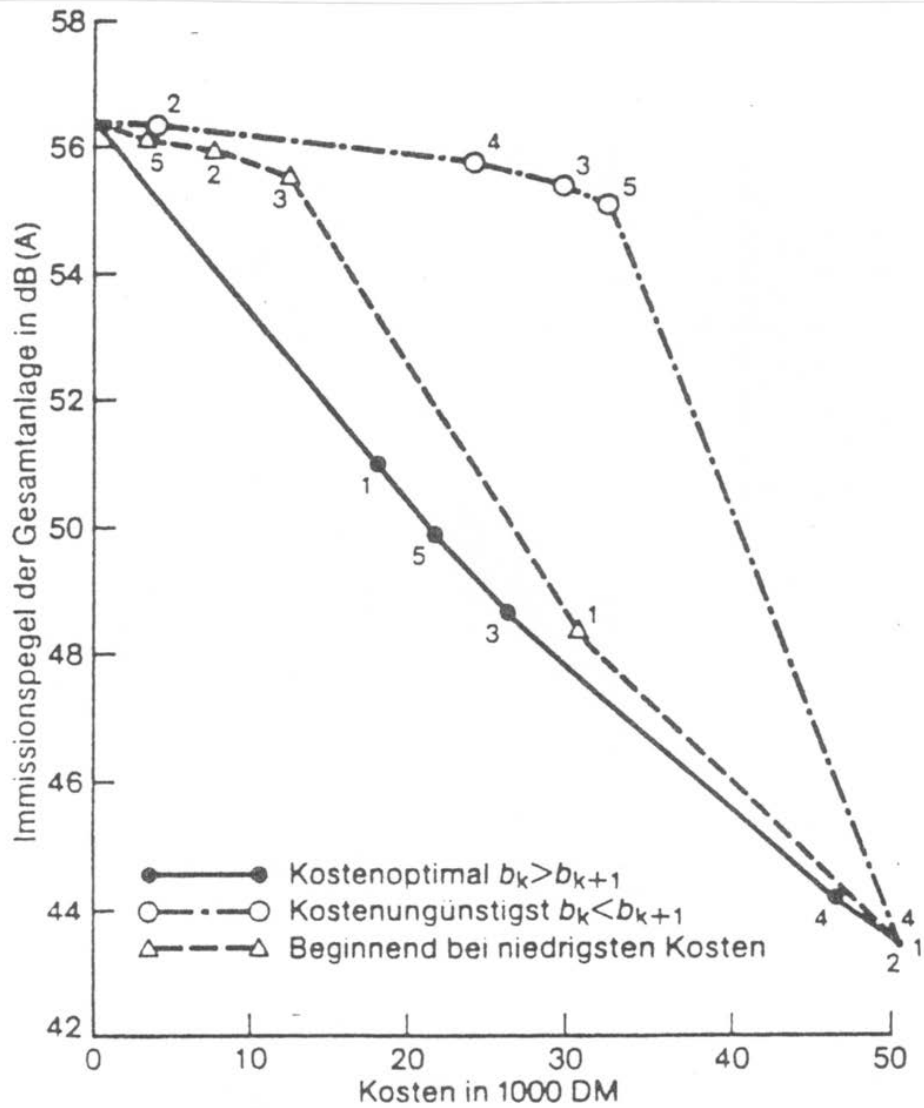


Bild 15-4: Kostenoptimale Lärminderung im Vergleich mit anderen Vorgehensweisen

Eine Übersicht über wesentlichen Normen, Richtlinien, Studien und Verwaltungsvorschriften, die bei Prognosen zu beachten sind, zeigt die nachstehende Zusammenstellung:

- Industrie- u. Gewerbelärm, sonstiger Lärm:
Technische Anleitung zum Schutz gegen Lärm (TA Lärm)
- Straßenverkehrslärm:
Richtlinie für den Lärmschutz an Straßen (RLS-90)
- Schienenverkehrslärm:
Richtlinie zur Berechnung der Schallimmissionen von Schienenwegen (Schall 03)
- Parkplatzlärm:
Bayerische Parkplatzlärmstudie
- Schallabstrahlung von Industriebauten:
VDI- Richtlinie 2571
- Lärm in Arbeitsräumen:
VDI- Richtlinie 3720
- Sport- u. Freizeitlärm:
VDI- Richtlinie 3770
- Schießlärm:
VDI- Richtlinie 3745
- Schallausbreitung:
DIN ISO 3613-2
- Abschirmung u. Reflexion:
DIN ISO 96132
- meteorologische Korrektur:
DIN ISO 9613-2

Umfassende Rechenprogramme, die in ihren Grundzügen auf den vorgestellten physikalischen Zusammenhängen aufbauen, werden für die verschiedenen Aufgabenstellungen der rechnerischen Behandlung der Lärmbelastung und des Immissionsschutzes in der Nachbarschaft von

- Gewerbe, Industrie, Baustellen, Tagebauen, Sport- u. Freizeiteinrichtungen, Schießanlagen usw.
- Straßen, innerstädtisch, Land- u. Bundesstraßen, Autobahnen
- Schienenverkehr, Strecken u. Bahnhöfe
- Wasserverkehr
- Flugverkehr u. Landeplätze

angeboten.

Diese Programme werden eingesetzt bei:

- der Stadtentwicklung u. der Verkehrsplanung
- der Bauleitplanung und dem Schallschutz im Städtebau
- Genehmigungsnachweisen, der Prognose und Minderung der Lärmbelastung
- der Lärminderungsplanung nach § 47a BImSchG
- Konfliktplänen u. Schallimmissionsplänen
- Planfeststellungsverfahren u. Umweltverträglichkeitsprüfungen
- im Zusammenhang mit messtechnischen Nachweisen.

Bekannte Anbieter von Programmen zur Berechnung der Schallausbreitung im Freien, in Räumen sowie für Immissionsprognosen und der Berechnung von Lärminderungsmaßnahmen usw., die den allgemein anerkannten Algorithmen und den behördlichen Vorgaben entsprechen, sind z. B:

- Braunstein+Berndt GmbH (Soundplan)
- DataKustik GmbH (Cadna)
- Kramer Software GmbH (TASK, SAOS, SAIL II, SL usw.)
- Stapelfeld Ingenieurgesellschaft mbH (LIMA)
- Wölfel Meßsysteme und Software (IMMI)