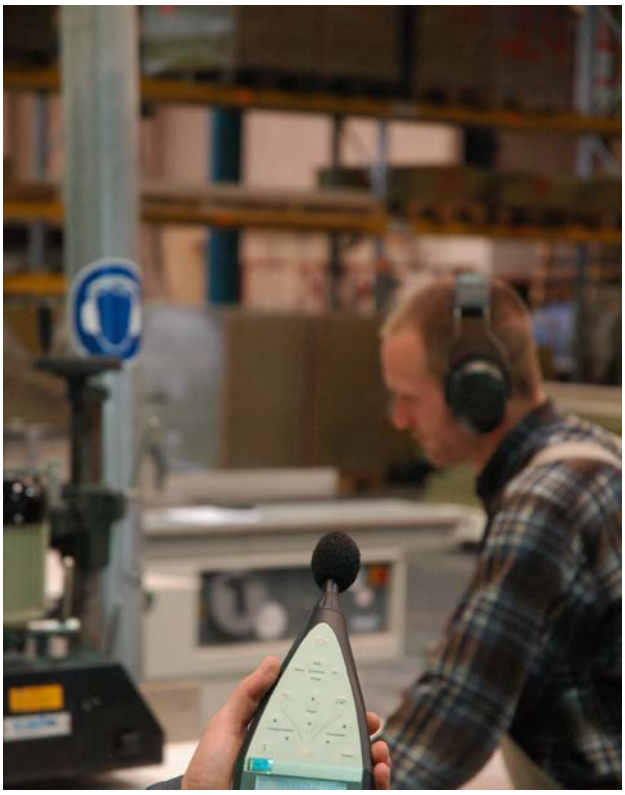


FESI Dokument A6
FESI Document A6

Akustik in der Industrie
Industrial acoustics

Juli 2013, 3. überarbeitete Version
July 2013, 3rd revised edition

FESI Office:

EiiF - European Industrial Insulation Foundation
Mr. Andreas Gürtler
Avenue du Mont-Blanc 33
1196 Gland, Switzerland
Tel.: 0041 22 99 500 70
e-mail: andreas.guertler@eiif.org

Akustik in der Industrie
Industrial acoustics

Inhalt **Contents**

A6-0 Absicht ... 3
A6-0 Intention ... 3
A6-1 Einleitung ... 3
A6-1 Introduction ... 3
A6-2 Schallausbreitung ... 3
A6-2 Sound propagation ... 3
A6-2.1 Schallausbreitung im Freien ... 3
A6-2.1 Sound propagation in the open ... 3
A6-2.1.1 Schalldruckpegel einer punktförmigen Quelle ... 3
A6-2.1.1 Sound pressure level from a point source ... 3
A6-2.1.2 Kugelförmige Schallausbreitung aus einer punktförmigen Quelle ... 4
A6-2.1.3 Schalldruckpegel einer punktförmigen Quelle nahe einer reflektierenden Ebene ... 4
A6-2.1.3 Sound pressure level from a point source near a reflecting plane ... 4
A6-2.1.4 Schalldruckpegel von einer punktförmigen Quelle nahe zweier reflektierender Ebenen ... 5
A6-2.1.4 Sound pressure level from a point source near two reflecting planes ... 5
A6-2.1.5 Tabellenwerte für Anwendungsfälle ... 5
A6-2.1.5 Tabulated values for application ... 5
A6-2.1.6 Schallausbreitung über größere Entfernungen ... 6
A6-2.1.6 Sound propagation over longer distances ... 6
A6-2.2 Schallausbreitung in Räumen ... 6
A6-2.2 Indoor sound propagation ... 6
A6-2.2.1 Bedingungen in diffusen Feldern ... 6
A6-2.2.1 Diffuse field conditions ... 6
A6-2.2.2 Schallausbreitung in niedrigen Räumen ... 7
A6-2.2.2 Sound propagation in flat rooms ... 7
A6-2.2.3 Komplexe Bedingungen ... 8
A6-2.2.3 Complex situations ... 8
A6-2.3 Schallausbreitung in Kanälen, Rohrleitungen und Belüftungssystemen ... 9
A6-2.3 Sound propagation in ducts, pipes and ventilation systems ... 9
A6-2.3.1 Einleitung ... 9
A6-2.3.1 Introduction ... 9
A6-2.3.2 Definitionen ... 9
A6-2.3.2 Definitions ... 9
A6-2.3.3 Schallquellen ... 10
A6-2.3.3 Sound sources ... 10
A6-2.3.4 Schallpegelreduktion im System ... 19
A6-2.3.4 Sound level reduction in the system ... 19
A6-2.3.5 Schallübertragung durch Kanalwände ... 27
A6-2.3.5 Sound transmission through duct walls ... 27
A6-3 Lärmschutz ... 29
A6-3 Noise control ... 29
A6-3.1 Grundlagen des Lärmschutzes ... 29
A6-3.1 Principles of noise control ... 29
A6-3.2 Lärmschutz an der Schallquelle ... 30
A6-3.2 Noise control at the source ... 30
A6-3.2.1 Allgemeines ... 30
A6-3.2.1 General ... 30
A6-3.2.2 Lärmschutz durch Gestaltung der Schallquelle ... 31
A6-3.2.2 Noise control at the source by design ... 31
A6-3.2.3 Information zur Lärmabstrahlung ... 32
A6-3.2.3 Information on noise emission ... 32
A6-3.2.4 Benutzung geräuscharmer Maschinen ... 34
A6-3.2.4 Use of low-noise machines ... 34
A6-3.2.5 Änderung oder Ersatz von Maschinenteilen ... 35
A6-3.2.5 Modification or replacement of machine components ... 35
A6-3.2.6 Geräuscharme Arbeits- und Produktionstechnologien ... 35
A6-3.2.6 Low-noise working and production technologies ... 35
A6-3.2.7 Wartung von Maschinen und Lärmschutzeinrichtungen ... 37
A6-3.2.7 Maintenance of machines and noise control devices ... 37
A6-3.3 Lärmschutz am Ausbreitungsweg ... 38
A6-3.3 Noise control on the propagation path ... 38
A6-3.3.1 Absorption ... 38
A6-3.3.1 Absorption ... 38
A6-3.3.2 Kapselungen ... 40
A6-3.3.2 Enclosures ... 40
A6-3.3.3 Schallschirme ... 45
A6-3.3.3 Screens ... 45
A6-3.3.4 Schalldämpfer ... 47
A6-3.3.4 Silencers ... 47
A6-3.3.5 Vibrationsdämmung ... 57
A6-3.3.5 Vibration insulation ... 57
A6-3.3.6 Aktive Systeme: Beispiel einer neuen Technologie ... 58

A6-3.3.6 Active systems: Example of a new technology 58
A6-3.4 Schalldämmung an Leitungen und Kanälen 59
A6-3.4 Sound insulation of pipes and ducts 59
A6-3.5 Lärmschutz beim Empfänger 59
A6-3.5 Noise control at the receiver 59
A6-3.5.1 Begrenzung der Exposition 59
A6-3.5.1 Limiting exposure 59
A6-3.5.2 Kabinen / Personalräume 61
A6-3.5.2 Cabins / personnel enclosures 61
A6-3.5.3 Personenschutz 64
A6-3.5.3 Individual protection 64
A6-4 Komfort- und Sicherheitsaspekte bei Industrielärm 65
A6-4 Comfort and security aspects of industrial noise 65
A6-5 Grundlagen für Messungen und Prüfmethoden 65
A6-5 References for measurements and verification methods 65
A6-5.1 Allgemeines 66
A6-5.1 General 66
A6-5.2 Messungen 66
A6-5.2 Measurements 66
A6-5.3 Schallquellen 67
A6-5.3 Sound sources 67
A6-5.4 Lärmschutzeinrichtungen 67
A6-5.4 Noise control devices 67
A6-5.5 Arbeitsraum 67
A6-5.5 Workroom 67
A6-5.6 Besondere Positionen, Arbeitsplätze 67
A6-5.6 Specified positions, workstations 67
A6-6 Symbole und Einheiten 67
A6-6 Symbols and units 67
A6-7 Normen und Literatur 71
A6-7 Standards and literature 71

A6-0 Absicht

Das FESI Dokument A6 „Akustik in der Industrie“ gehört zu einer Serie von sechs Dokumenten zu schalltechnischen Problemstellungen, wie sie sich Bauunternehmen stellen, und deren Lösungen.

Die benutzte Terminologie wurde bei CEN in enger Zusammenarbeit mit dem akustischen technischen Komitee TC 126 entwickelt.

Die gesamte Gruppe von akustischen Dokumenten wird folgende Titel umfassen:

A2 „Grundlagen der Akustik“ – 4.überarbeitete Auflage, Juli 2013
A3 „Eigenschaften von Baustoffen – Schalldämmung, Absorption, Dämpfung“ – 1.überarbeitete Auflage, Juli 2013
A4 „Gebäudeakustik“- 1.überarbeitete Auflage, Juli 2013
A5 „Akustik in Räumen“ -1.überarbeitete Auflage, Juli 2013
A6 „Akustik in der Industrie“ – 3. überarbeitete Auflage, Juli2013
A7 “Guidance through FESI Documents A2 through A6” - 1.überarbeitete Auflage, Juli 2013

A6-1 Einleitung

Dokument A6 beschäftigt sich mit den Grundlagen von Schallausbreitung in Industrieumgebungen und an Arbeitsplätzen.

Einige Prinzipien der Schallausbreitung in Luft und in Feststoffen wurden bereits im Dokument A2 behandelt. Entsprechend beschäftigt sich Dokument A3 sowohl mit dem akustischen Verhalten von Baustoffen, die für Lärmschutzzwecke eingesetzt werden, als auch mit dem akustischen Verhalten von Bauteilen und Konstruktionen. Siehe hierzu auch EN ISO 15665.

A6-2 Schallausbreitung

A6-2.1 Schallausbreitung im Freien

„Wie laut ist ein 10-Tonnen LKW? Das hängt sehr davon ab, wie weit entfernt man ist und ob man vor oder hinter einem Wall steht. Viele andere Faktoren beeinflussen den Lärmpegel um bis zu 10-fache Dezibelwerte variieren. Um zu erklären, wie der Lärm von seiner Quelle emittiert wird, wie er durch die Luft übertragen wird und wie er beim Empfänger ankommt.“ (Zitat aus „Umweltlärm“, herausgegeben 2000 von Brüel & Kjaer).

Im Fall einer rundum strahlenden Schallquelle[1], die eine punktförmige Quelle[2] im Freien ohne Wände und andere Hindernisse ist, ist der Schalldruckpegel hauptsächlich von der Entfernung zur Schallquelle abhängig.

A6-2.1.1 Schalldruckpegel einer punktförmigen Quelle

Im Allgemeinen kann der Schalldruckpegel L_p einer punktförmigen Quelle in jeder Entfernung von ihr nach der folgenden Gleichung berechnet werden:

A6-0 Intention

The FESI Document A6 “Industrial acoustics” is one of a series of six papers on acoustical problems, which present themselves to the builder, together with their solutions.

The terminology used has been taken from CEN in close cooperation with the acoustical committee TC 126.

The total block of acoustical documents will comprise the following titles:

A2 “Basics of acoustics” – Rev.4, July 2013
A3 “Product characteristics – Acoustic insulation, absorption, attenuation” – Rev.1, July 2013
A4 “Acoustics in buildings” – Rev.1, July 2013
A5 “Acoustics in rooms” – Rev.1, July 2013
A6 “Industrial acoustics” – Rev. 3, July 2013
A7 “Guidance through FESI Documents A2 through A6” - Rev.1, July 2013

A6-1 Introduction

Document A6 concentrates on the principles of sound propagation in industrial environments and at workplaces.

Some basic principles of sound propagation through air and solid structures have already been dealt with in document A2. Likewise, document A3 deals with the acoustic behaviour of materials that are used for noise control purposes as well as with the acoustic behaviour of building components and designs. See also EN ISO 15665.

A6-2 Sound propagation

A6-2.1 Sound propagation in the open

“How loud is a 10-ton truck? That depends very much on how far away you are, and whether you are in front of a barrier or behind it. Many other factors affect the noise level, and measurement results can vary by tens of decibels for the very same noise source. To explain how this variation comes about, we need to consider how the noise is emitted from the source, how it travels through the air, and how it arrives at the receiver.” (Quotation from “Environmental noise”, edited 2000 by Brüel & Kjaer).

In case of a sound source which is omni-directional[1] and is a point source[2] in a free field without barriers or any other obstacles, the sound pressure level is mainly dependent upon the distance from the source of noise.

A6-2.1.1 Sound pressure level from a point source

Generally, the sound pressure level L_p from a point source can be calculated from the equation:

$$L_p = L_w - 20 \log (r) - 10 \log (4 \pi/Q) \text{ dB} \qquad [1]$$

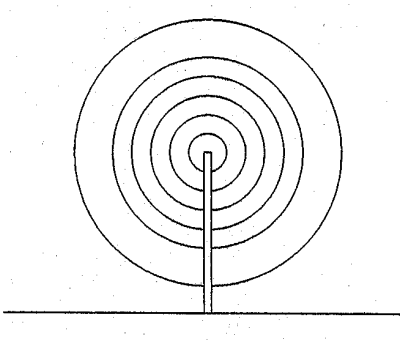
[1]Eine Schallquelle, die gleiche Beträge von Schallenergie in alle Richtungen strahlt, ist ein **Rundumstrahler.**
[2]Eine punktförmige Quelle ist eine Quelle, die gleichmäßig in alle Richtungen strahlt und die wesentlich kleiner ist als die **Wellenlänge** des abgestrahlten Schalls. In der Praxis **spricht man** von einer punktförmigen Quelle, wenn die Abmessungen der Schallquelle im Vergleich zum Abstand zum Empfänger des Schalls klein sind.
*[1] A sound source radiating equal amounts of sound energy in all directions is called **omni-directional**.*
*[2] A point source is a source of sound which radiates uniformly in all directions and which is very much smaller than the **wavelength** of the radiated sound. In practice: When the dimensions of a noise source are small compared with the distance to the listener, it is **called** a point source.*

$_w$ ist der Schallleistungspegel (siehe auch Dokument A2, Gleichung [11]), Q^3 ist der Richtungsfaktor und r ist die Entfernung vom Mittelpunkt der Schallquelle in m. Aus Gleichung [1] ergibt sich, dass der Schalldruckpegel mit jeder Verdoppelung des Abstandes zur Quelle um 6 dB abnimmt. Dies gilt so lange bis Boden- oder Luftschalldämmung den Schalldruckpegel beeinflussen.

L_w is the sound power level (see also document A2, equation [11]9, Q^3 is the directivity factor and r is the distance from the centre of the noise source in m. It follows from equation [1] that the sound pressure level decreases by 6 dB when the distance to the centre of the source is doubled. This holds true until ground and air attenuation affect the sound pressure level.

A6-2.1.2 Kugelförmige Schallausbreitung aus einer punktförmigen Quelle

A6-2.1.2 Spherical sound propagation from a point source



Wenn eine rundum strahlende punktförmige Quelle von irgendwelchen reflektierenden Oberflächen weit entfernt ist, breitet sich der Schall vollständig kugelförmig aus und der Schalldruckpegel ist an allen Punkten gleichen Abstandes von der Quelle gleich. Typische Beispiele sind Schornsteine und hoch angebrachte Leitungen für Auslässe oder Ansaugstutzen von Gebläsen.

When an omni-directional point source is well away from any reflecting surface, the sound energy spreads out on a full sphere and the sound pressure level is the same for all points at the same distance from the source. Typical examples are chimney stacks and highly situated pipes for outlets and inlets of fans.

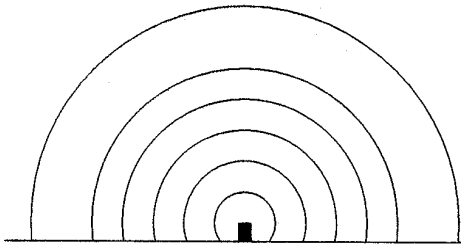
Für die vollständig kugelförmige Ausbreitung ist der Richtungsfaktor Q nach Definition gleich 1 und die Formel [1] vereinfacht sich auf:

For propagation on a full sphere, the directivity factor Q is by definition 1 and equation [1] is simplified to:

$$L_p = L_w - 20 \log (r) - 11 \text{ dB} \qquad [2]$$

A6-2.1.3 Schalldruckpegel einer punktförmigen Quelle nahe einer reflektierenden Ebene

A6-2.1.3 Sound pressure level from a point source near a reflecting plane



Wenn eine punktförmige Quelle sich in Bodennähe befindet, so breitet sich die Schallenergie wegen der Bodenreflektion halbkugelförmig aus. Entsprechend ist die Schallintensität in einem gegebenen Abstand doppelt so groß wie bei der Ausbreitung auf einer vollständigen Kugel. In diesem Fall ist der Richtungsfaktor Q gleich 2 und der Schalldruckpegel wird nach folgender Gleichung bestimmt.

When a point source is located near the ground, the sound energy is spread on a hemisphere due to reflections from the ground. Consequently, the sound intensity is doubled at a given distance compared to the distribution on a whole sphere. In this case, the directivity factor Q is 2 and the sound pressure level is determined by the equation:

$$L_p = L_w - 20 \log (r) - 8 \text{ dB} \qquad [3]$$

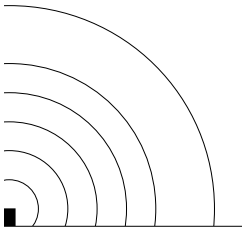
---

[3] Der Richtungsfaktor Q beschreibt, wie eine gegebene Schallquelle von der idealen kugelförmigen Abstrahlung eines Rundumstrahlers abweicht, der weit von irgendwelchen reflektierenden Flächen entfernt ist. Q ist definiert als das Verhältnis zwischen der Schallintensität, die von einer Quelle in eine bestimmte räumliche Richtung abgestrahlt wird, und der entsprechenden Schallintensität eines idealen Rundumstrahlers im Freien. Tatsächlich wird Q von zwei physikalischen Phänomenen beeinflusst. Eines ist, dass die Quelle – unabhängig von ihrer Umgebung – unter Umständen unterschiedliche Schallintensitäten in unterschiedliche Richtungen abstrahlt. Das andere ist, dass die unmittelbare Umgebung der Schallquelle die Abstrahlung beeinflusst, z. B. durch Reflektion. Für eine Menge von praktischen Anwendungen ist es nicht nötig, zwischen diesen beiden Einflussgrößen zu unterscheiden.

[3] The directivity factor Q describes how a given sound pressure source deviates from the ideal spherical radiation of an omni-directional source, situated far from any reflecting surfaces. Q is defined as the ratio between the sound intensity radiated by a sound source in a given spatial direction and the corresponding sound intensity of an ideal omni-directional sound source in a free field. As a mater of fact, Q is influenced by two physical phenomena. One is that the source – independent of its surroundings – may radiate varying sound intensity in different directions. The other is that the immediate vicinity of the source will influence the sound radiation, e. g. by reflections. For many practical purposes it is unnecessary to distinguish between these types of influence.

A6-2.1.4 Schalldruckpegel von einer punktförmigen Quelle nahe zweier reflektierender Ebenen

A6-2.1.4 Sound pressure level from a point source near two reflecting planes



Wenn eine punktförmige Quelle sich in Bodennähe und in der Nähe einer Wand befindet, so breitet sich die Schallenergie als Folge der beiden Reflektionsflächen auf einer Viertelkugeloberfläche aus. Entsprechend ist die Schallintensität in einem gegebenen Abstand doppelt so groß wie bei der Ausbreitung auf einer Halbkugel. Der Richtungsfaktor Q ist gleich 4 und der Schalldruckpegel wird nach folgender Gleichung bestimmt.

When a point source is located near the ground and close to a wall, the sound energy is spread on a quarter-sphere due to reflections from the two surfaces. Consequently, the sound intensity is doubled at a given distance compared to the distribution on a hemisphere. The directivity factor Q is 4 and the sound pressure level is determined by the equation:

$$L_p = L_w - 20 \log (r) - 5 \text{ dB} \qquad [4]$$

A6-2.1.5 Tabellenwerte für Anwendungsfälle

Die unten stehenden einfachen „Daumenregeln“ sind aus den Gleichungen [2] bis [4] abgeleitet.

- Der Schalldruckpegel nimmt bei doppelter Entfernung um 6 dB ab.
- Der Schalldruckpegel nimmt bei 10-facher Entfernung um 20 dB ab.

Für einen schnellen Überschlag können die unten stehenden Tabellenwerte benutzt werden.

A6-2.1.5 Tabulated values for application

The simple “thumb-rules” mentioned below are deduced from the above equations [2] to [4].

- The sound pressure level decreases by 6 dB per doubling of distance.
- The sound pressure level decreases by 20 dB when the distance is increased 10 times.

For a quick reference, the values in the table below may be used.

Entfernung vom Zentrum der Schallquelle (r) in m *Distance from noise source centre (r) in m*		1	2	4	8	10	16	32	64	100	200	400	800	1000
Kugelförmige Ausbreitung, dB *Spherical propagation, dB*	Q = 1	11	17	23	29	31	35	41	47	51	57	63	69	71
Halbkugelförmige Ausbreitung, dB *Hemispherical propagation, dB*	Q = 2	8	14	20	26	28	32	38	44	48	54	60	66	60
Viertelkugelförmige Ausbreitung, dB *Quarter-spherical propagation, dB*	Q = 4	5	11	17	23	25	29	35	41	45	51	57	63	65

Tabelle 1: Die Tabelle geht davon aus, dass die Abmessungen der Schallquelle im Vergleich zur Entfernung zum Empfänger klein sind. Das bedeutet in der Praxis, dass die Tabelle nicht angewendet werden kann, wenn der Abstand r gleich oder kleiner als die größte Ausdehnung der Quelle ist. Außerdem liegt die Annahme zugrunde, dass die eigentliche Schallquelle ein Rundumstrahler ist (dass sie ihre Schallenergie gleichmäßig in alle Richtungen abstrahlt).

Anmerkung: Außer der Entfernung erschweren eine Reihe zusätzlicher Faktoren die Berechnung der Schallausbreitung. Am wichtigsten sind Reflektionen und Abschirmungen durch Hindernisse wie Wälle und Gebäude (EN ISO 9613, Teile 1 und 2).

Table 1: The table presumes that the dimensions of a noise source are small compared with the distance to the listener. Practically, this means that the table is not valid when the distance r is equal to or smaller than the maximum dimension of the source. Further, it is presumed that the actual noise source is omni-directional (radiates its sound energy equally in all directions).

Note: Besides distance, a number of additional factors complicate the calculation of noise propagation. Reflections and screenings from obstacles such as barriers and buildings are the most important (EN ISO 9613, parts 1 and 2).

Beispiel 1: Ein fahrbarer Kompressor mit L_w = 100 dB(A) befindet sich im Freien in 200 m Entfernung vom nächsten Haus. Welcher Schalldruck muss in dieser Entfernung erwartet werden? Wegen der Nähe zum Boden ist die Ausbreitung halbkugelförmig ((Q = 2). Aus der Tabelle geht hervor, dass in einer Entfernung von 200 m die Schallpegeldifferenz $L_p - L_w = \pm$ 54 dB(A) beträgt. Das ergibt das Ergebnis L_p (200 m) = 100 – 54 = 46 dB(A).

Example 1: A mobile compressor with L_w = 100 dB(A) is placed in a free field at a distance of 200 m from the nearest house. What is the expected sound pressure at this distance? Due to proximity to the ground, the propagation is hemispherical (Q = 2). From the table is found that at a distance of 200 m the difference $L_p - L_w = \pm$ 54 dB(A). This gives the result L_p (200 m) = 100 – 54 = 46 dB(A).

Beispiel 2: Ausgehend von demselben Kompressor, jetzt aber in der Nähe eines Gebäudes, das höher ist als er selber. Entsprechend ist die Schallausbreitung viertelkugelförmig und die Zunahme beträgt 3 dB bei jeder Entfernung. Dieses Ergebnis ergibt sich, wenn man die oben stehende Tabelle betrachtet oder durch Vergleich der Gleichung [3] und [4].

Example 2: Let us consider the same compressor. This time, it is situated close to a building higher then the compressor. Consequently, the propagation is quarter-spherical and the sound pressure level at any distance increases by 3 dB. This result is recognised by studying the table above or by comparison of the equations [3] and [4].

A6-2.1.6 Schallausbreitung über größere Entfernungen

Für Entfernungen größer als 50 bis 100 m müssen unten stehende Faktoren berücksichtigt werden, um ein repräsentatives Ergebnis für Messung oder Kalkulation zu erhalten. Örtliche Vorschriften werden oft für jeden der Faktoren besondere Bedingungen vorschreiben.

- Atmosphärische Bedingungen
- Wind
- Temperatur und Temperaturgradient
- Bodenabsorption
- Feuchtigkeit

A6-2.1.6 Sound propagation over longer distances

For distances greater than 50 to 100 m, the below factors must be taken into account to arrive at a representative result for measurement or calculation. Local regulations will often specify conditions for each factor.

- Atmospheric conditions
- Wind
- Temperature and temperature gradient
- Ground absorption
- Humidity

A6-2.2 Schallausbreitung in Räumen

Wir betrachten eine punktförmige Quelle in einem quaderförmigen Raum. An jeder Stelle des Raumes ist das Schalldruckfeld die Summe des Schalls, der direkt von der Quelle kommt plus den reflektierten Werten von den Begrenzungsflächen (Wände, Dach und Boden):

A6-2.2 Indoor sound propagation

Let us consider a point source placed inside a box-shaped room. In any position of the room, the sound pressure field is the sum total of sounds coming directly from the source and sounds reflected from the limiting surfaces (walls, roof and floor):

$$L_{p\,(indoor)} = 10 \log \left[10^{\wedge}\left(L_{p\,(direct)}/10\right) + 10^{\wedge}\left(L_{p\,(reflected)}/10\right)\right] dB \qquad [5]$$

Die Definition des direkten Schalls ist, dass die Schallwelle bisher noch auf kein Hindernis getroffen ist. Das bedeutet, dass die Ausbreitung sich genau wie im Freien verhält. Entsprechend wird der Schalldruck des direkten Schalls gemäß derselben Gleichungen berechnet, nämlich [2], [3] und [4] (kugelförmige, halbkugelförmige, viertelkugelförmige Schallausbreitung).

The definition of direct sound is that the sound wave has not yet hit any obstacle. This means that the propagation occurs exactly as in an outdoor free field. Consequently, the sound pressure of direct sound is calculated using the same equations, namely [2], [3] and [4] (spherical, semi-spherical, quarter-spherical propagation).

A6-2.2.1 Bedingungen in diffusen Feldern

Unter der Annahme, dass die drei Dimensionen des Raumes nicht zu stark voneinander abweichen, wird die Schallenergie gleichmäßig durch eine Anzahl von Reflektionen verteilt. Das bedeutet, dass der Schalldruck des reflektierten Schalls praktisch konstant ist.

A6-2.2.1 Diffuse field conditions

Provided that the three dimensions of the room do not differ too much, the sound energy is distributed uniformly through a number of reflections. It means that the sound pressure of the reflected sound is practically constant.

$$L_{p(reflected)} = L_W - 10 \log (R/4)\ dB \qquad [6]$$

R ist die Konstante des Raumes (m^2).

$R = \frac{A}{1 - A/S}$, wobei S die Oberfläche in m^2 und A die so genannte äquivalente Absorptionsfläche, gemäß der „SABINE-Gleichung“ für Nachhallzeit, T, definiert wird:

R is the constant of the room (m^2).

$R = \frac{A}{1 - A/S}$, where S is the area of all surfaces in m^2 and A the so-called equivalent absorption area, defined by the “SABINE formula” for reverberation time, T:

$$T = 0{,}16 \frac{V}{A} \qquad [7]$$

T ist die Nachhallzeit in Sekunden, V das Raumvolumen in m^3 und A die äquivalente Absorptionsfläche in m^2 (oft bezeichnet als „m^2 SABINE“).

T is the reverberation time in seconds, V the room volume in m^3 and A the equivalent absorption area in m^2 (often named “m^2 SABINE”).

Durch Einsetzen der Gleichungen [1] und [6] in die Gleichung [5] wird der unten stehende Ausdruck der Schallverteilung gewonnen:

By inserting equations [1] and [6] in equation [5], the below expression for sound distribution is obtained:

$$L_{p(indoor)} = L_W + 10 \log \left(\frac{Q}{4 \pi r^2} + \frac{4}{R} \right) dB \qquad [8]$$

Unter Anwendung der Gleichung [8] führt die Schallausbreitung für verschiedene räumliche Bedingungen in grafischer Darstellung zu dem folgenden Bild:

Applying equation [8], the sound distribution for different room conditions, graphically demonstrated, leads to the following figure:

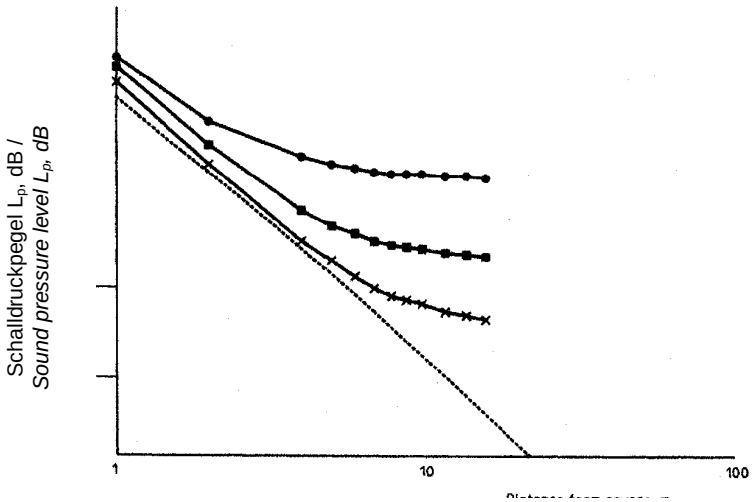


Bild 1: Typische räumliche Schallausbreitungskurve in Räumen unter den Bedingungen des diffusen Feldes mit und ohne unterschiedliche Oberflächenbehandlung

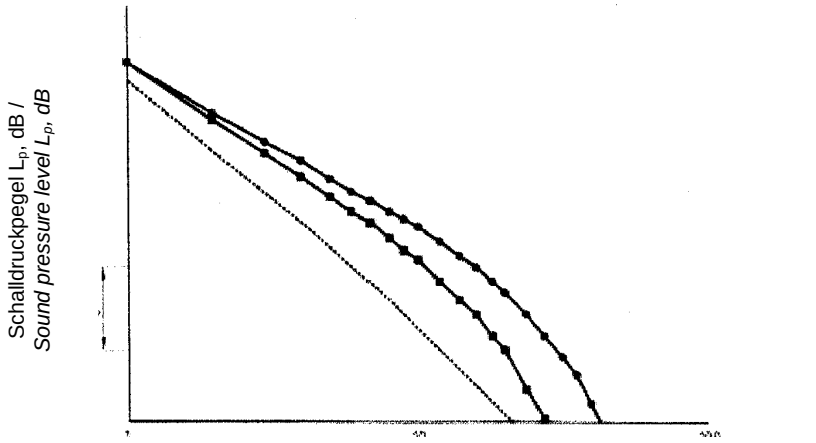
Figure 1: Typical spatial sound distribution curve for a room with diffuse field conditions, with and without several surface treatments

A6-2.2.2 Schallausbreitung in niedrigen Räumen

Viele Industriehallen und große Büros können als „Flachräume" betrachtet werden. Das bedeutet, dass ihre Höhe im Vergleich zur Länge und Breite verhältnismäßig gering ist. In solcher Raumgeometrie gelten die Bedingungen des diffusen Feldes nicht. Das bedeutet, dass der Schalldruck des Reflektionsfeldes mit der Entfernung von der Quelle abnimmt.

A6-2.2.2 Sound propagation in flat rooms

Many industrial halls and large office rooms may be considered to be flat. This means that they have heights relatively small compared to length and width. In such a room geometry, the diffuse field conditions are not fulfilled. The consequence is that the sound pressure of the reflected sound field decreases with the distance from the source.



●-----● Streuende Objekte und reflektierende Decke / *Scattering objects and reflecting ceiling*
●-----● Streuende Objekte und absorbierende Decke / *Scattering objects and absorbing ceiling*
------- Ohne Reflektion (Bedingungen wie im Freien) / *Without reflections (free field)*

Bild 2: Typische räumliche Schallausbreitungskurve für einen möblierten Raum ohne die Bedingungen des diffusen Feldes mit und ohne schallabsorbierende Decke

Figure 2: Typical spatial sound distribution curve for a fitted room without diffuse field conditions, with and without sound-absorbing ceiling

A6-2.2.3 Komplexe Bedingungen

Da die Nachhallzeit mit der Frequenz schwankt, sollten die vorstehenden Berechnungen frequenzabhängig durchgeführt werden (am häufigsten werden die Oktavbänder 250 Hz, 500 Hz, 1000 Hz und 2000 Hz ausgewählt und manchmal bis 125 Hz bzw. 4000 Hz ausgedehnt).

Die meisten tatsächlichen Situationen sind komplexer als oben beschrieben. Hindernisse wie Maschinen und Mobiliar können den Schall sowohl reflektieren als auch abschirmen und dadurch die Schallausbreitung komplizieren. Abgeleitet aus der „Daumenregel“ für Schallausbreitung im Freien, dass der Schalldruck bei Verdoppelung der Entfernung um 6 dB abnimmt, benutzt ISO 11690 einen Indikator DL_2, der definiert ist als die Abnahme des Schalldruckes bei Verdoppelung der Entfernung von der Quelle. In der unten stehenden Tabelle (entnommen aus ISO 11690) muss angenommen werden, dass die akustische Qualität eines Raumes groß ist, wenn DL_f niedrig ist und DL_2 hoch.

A6-2.2.3 Complex situations

As the reverberation time varies with frequency, the above calculations should be carried out frequency-related (most frequently, the octave bands 250 Hz, 500 Hz, 1000 Hz and 2000 Hz are chosen and sometimes extended with 125 Hz and 4000 Hz).

Most practical situations are more complex than described above. Obstacles like machines and furniture may reflect or screen the sound and thereby complicate the sound propagation. Inspired from the outdoor sound propagation “thumb-rule”, that the sound pressure diminishes by 6 dB per doubling of distance from the noise source, ISO 11690 uses a descriptor DL_2, which is defined as the decrease of sound pressure per doubling of distance from the sound source. In the following table (from ISO 11690) it must be considered that the acoustical quality of a room is high if DL_f is low and DL_2 is high.

	α	DL_f	DL_2
Mit kleinem / mittlerem Raumvolumen ($V < 10000\ m^3$ und $h < 5$ m) *With small / medium volume ($V < 10000\ m^3$ and $h < 5$ m)*	< 0,2	8 bis / *to* 13	1 bis / *to* 3
Mit großem Raumvolumen ($V > 10000\ m^3$ und $h > 5$ m) *With large volume ($V > 10000\ m^3$ and $h > 5$ m*)	< 0,2	6 bis / *to* 9	2,5 bis / *to* 4
Sämtliche Räume mit absorbierenden Decken und Mobiliar *All rooms with absorbing ceiling and furniture*	> 0,3	5 bis / *to* 8	3,5 bis / *to* 5

Tabelle 2: Typische Werte des durchschnittlichen Schallabsorptionskoeffizienten (α) und der Schallausbreitungsfaktoren DL_f und DL_2 im Mittelbereich

Table 2: Typical values for the average sound absorption coefficient (α) and sound propagation descriptors DL_f and DL_2 in the middle region

Anmerkung: DL_f ist die Überhöhung des Schalldruckpegels L_p, er vergleicht L_p innerhalb eines Raumes mit L_p im Freien.

Note: DL_f is the excess of sound pressure level L_p, it compares L_p in a room with L_p in a free field.

Eine weitere Beschreibung dieser Phänomene ist außerhalb des Bereiches dieses Dokumentes. Weitere Informationen können den Bezugsdokumenten entnommen werden (ISO 11690, Teile 1 bis 3, ISO 14257 und VDI 3760).

Further description of these phenomena is outside the scope of this document. Further information can be traced from the references (ISO 11690, pars 1 to 3, ISO 14257 and VDI 3760).

Außerdem können mehrere Schallquellen in einem Raum vorhanden sein. In einem solchen Fall wird der Schalldruckpegel als Summe der Schalldruckpegel der einzelnen Quellen gewonnen.

Furthermore, a number of sound sources may be present in a room. In that case, the total sound pressure level is calculated by summation of the sound pressure levels from each source.

A6-2.3 Schallausbreitung in Kanälen, Rohrleitungen und Belüftungssystemen

A6-2.3 Sound propagation in ducts, pipes and ventilation systems

A6-2.3.1 Einleitung

A6-2.3.1 Introduction

Kanäle, Rohrleitungen und Belüftungssysteme dienen dem Transport flüssiger oder gasförmiger Medien. In solchen Einrichtungen erzeugen Pumpen, Gebläse und Ventile Geräusche, die sich sowohl mit der als auch gegen die Strömungsrichtung des Mediums im Rohr ausbreiten. Zusätzliche Schallquellen entstehen an Unregelmäßigkeiten der Rohrleitungswand, durch hohe Strömungsgeschwindigkeiten und dergleichen.

Ducts, pipes and ventilation systems serve the transportation of liquid or gaseous media. In such systems, pumps, fans and valves are causing noises, which are propagating both with and against the flow of the medium in the pipe. Additional sources of noise are generated by eddying at discontinuities, high flow velocities, etc.

Auf der anderen Seite erfolgt auch eine Dämpfung bzw. Pegelreduktion innerhalb des Rohres bzw. Kanalsystems durch Reflektion bzw. Absorption, besonders dort, wo der Schall von innen nach außen übertragen wird.

On the other hand, attenuations, respectively level reductions occur inside the pipe, respectively duct systems, especially when sound is transmitted from inside to outside due to reflection or absorption.

A6-2.3.2 Definitionen

A6-2.3.2 Definitions

Für die Berücksichtigung schalltechnischer Überlegungen bei Leitungen und Kanälen sind sowohl die Arten von Schallenergie, wie schematisch in Bild 3 erklärt, als auch die Quellen, Ausbreitungswege und Veränderungen bedeutsam. Im Einzelnen sind dies:

For the acoustical design of pipes and ducts, the types of acoustic energy, as explained schematically in Figure 3, as well as its sources, paths of propagation and changes, are of consequence. In detail, these are:

- Körperschall und Strömungsgeräusche, die durch äußere Quellen eingespeist werden;
- Körperschall und Strömungsgeräusche, die durch den Fluss in der Leitung und an Unregelmäßigkeiten entstehen;
- Dämpfung der Schallausbreitung innerhalb der Flüssigkeit und an der Kanal- oder Rohrwand;
- Dämmung der Schallausbreitung innerhalb der Flüssigkeit durch Richtungswechsel, Aufteilung, Querschnittsveränderungen, usw.;
- die Schallgeschwindigkeit in der Flüssigkeit und in der Kanal- oder Rohrwand;
- die eigentliche Grenz- oder Umfangsausdehnung und die Übertragungsfrequenzen der Leitung bzw. des Kanals;
- der Schalldämmwert der Leitung bzw. des Kanals.

- structural sound power and fluid sound power inserted by external sources;
- structural sound power and fluid sound power generated through the flow in the pipe and at irregularities;
- attenuation of the sound propagation in the fluid and a the pipe or duct wall;
- insulation of the sound propagation in the fluid through direction change, diversification, cross-section changes, etc.;
- the speed of sound in the fluid and in the pipe or duct wall;
- the proper limit or circular expansion and transmission frequencies of the pipe or duct;
- the sound attenuation value of the pipe or duct.

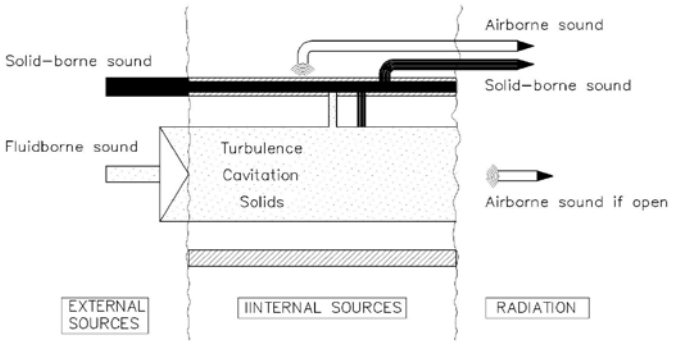


Bild 3: Schematische Darstellung der Arten von Schallenergie in Leitungen und ihre jeweiligen Quellen, Ausbreitungswege und Umwandlungen

Figure 3: Schematic representation of the types of sound energy occurring in pipes and their sources, transmission paths and conversion

A6-2.3.3 Schallquellen

A6-2.3.3.1 Gebläse, Pumpen, Ventile …

Äußere Quellen, die mit einem Kanal oder einer Rohrleitung fest verbunden sind, erzeugen den Hauptteil der Geräusche innerhalb des Systems. Die Emissionsindizes der wichtigsten Quellen können aus entsprechenden Normen und Veröffentlichungen entnommen werden.

A6-2.3.3.2 Strömungsgeräusche in Klimaanlagen

A6-2.3.3.2.1 In geraden Luftkanälen

Der Schallleistungspegel L_w des Strömungsgeräusches ist von der Länge des geraden Luftkanals unabhängig und kann wie folgt abgeschätzt werden:

$$L_w = 7 + 50 \log (v) + 10 \log (S) \text{ dB} \qquad [9]$$

Das Oktavspektrum ergibt sich aus:

$$L_{woct} = L_w + \Delta L_w \text{ dB} \qquad [10]$$

$$\Delta L_w = 2 - 26 \log (1{,}14 + 0{,}02 \cdot f_m / v) \text{ dB}$$

wobei v die Strömungsgeschwindigkeit in m/s ist, S ist der Querschnitt des Kanals in m^2 und f_m ist die Oktavmittenfrequenz.

Bild 4 zeigt das Verhältnis der Gleichung [10]:

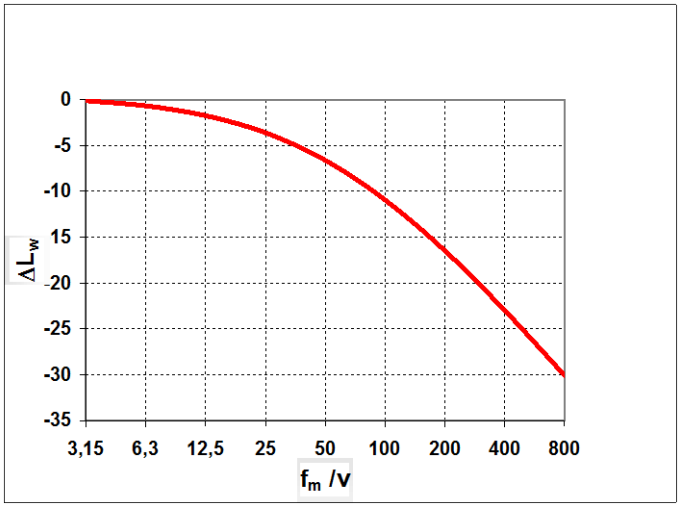


Bild 4: Relatives Frequenzspektrum des Strömungsgeräusches in einem geraden Luftkanal

A6-2.3.3 Sound sources

A6-2.3.3.1 Fans, pumps, valves …

External sources, which are firmly connected to the duct or pipe, create the main part of the noise inside the system. Emission indices of the most important sources can be taken from corresponding standards and publications.

A6-2.3.3.2 Flow noise in air-conditioning equipment

A6-2.3.3.2.1 In straight air ducts

The sound power level L_w of flow noise is independent of the length of the straight air duct and can be estimated as follows:

The octave spectrum is obtained by:

where V is the flow velocity in m/s, S is the duct cross-section in m^2 and f_m the octave mid-frequency.

Figure 4 demonstrates the relation of equation [10]:

Figure 4: Relative frequency spectrum of the flow noise in a straight air duct

A6-2.3.3.2.2 In Abzweigungen und Umlenkungen

Das Schallleistungsspektrum des Strömungsgeräusches, welches an einer Abzweigung mit rundem Querschnitt entsteht, die rechtwinklig von der Hauptströmungsrichtung abzweigt, verhält sich gemäß folgender Regel:

$$L_w = L^*_w + 10 \log \Delta f + 30 \log d_a + 50 \log v_a + K \text{ dB} \qquad [11]$$

wobei L^*_w der Standardschallleistungspegel gemäß Bild 5 ist, d_a ist der Durchmesser des abgehenden Kanals in m, Δf ist die Breite des Frequenzbandes in Hz $\left(\text{für Oktavbänder}: \Delta f = \frac{f_m}{\sqrt{2}}\right)$, v_a ist die Strömungsgeschwindigkeit im abzweigenden Kanal in m/s und K ist der Korrekturfaktor gemäß Bild 6.

A6-2.3.3.2.2 In junctions and bends

The sound power spectrum of the flow noise, generated by a junction with a round cross-section at right angles to the air ducts branching from the main direction of flow, follows the rule:

where L^*_w is the standard sound power level according to Figure 5, d_a is the diameter of the branch duct in m, Δf is the width of the frequency band in Hz $\left(\text{for octave bands}: \Delta f = \frac{f_m}{\sqrt{2}}\right)$, v_a is the the flow velocity in the branch duct in m/s and K is the correction factor according to Figure 6.

In Bild 5 sind der Standardschallleistungspegel L^*_w in Relation zur Strouhal-Zahl $St = f_m \cdot d_a / v_a$ und das Geschwindigkeitsverhältnis v_h/v_a gezeigt. Hierbei ist f_m die Mittenfrequenz der Bandbreite, Δf wird gesucht (z. B. Oktav- oder Terzbandbreite) und v_h ist die Strömungsgeschwindigkeit in m/s im Hauptkanal vor der Abzweigung.

In Figure 5, the standard sound power level L^*_w is shown relative to the Strouhal number $St = f_m \cdot d_a / v_a$ and the velocity relationship v_h/v_a, where f_m is the mid-frequency of the band width, Δf is under consideration (e. g. octave or third bandwidth) and v_h is the flow velocity in m/s in the main duct before the junction.

Bild 6 gilt für den Korrekturwert K des Biegeradius der Umlenkung, bezogen auf eine gleichmäßige Gesamtgeschwindigkeitsverteilung und Turbulenz, wie sie im geraden Luftkanal angetroffen werden.

Figure 6 applies for the correction value K of the rounding radius of the bend, relative to a uniform velocity distribution and turbulence, such as is present in the straight air duct.

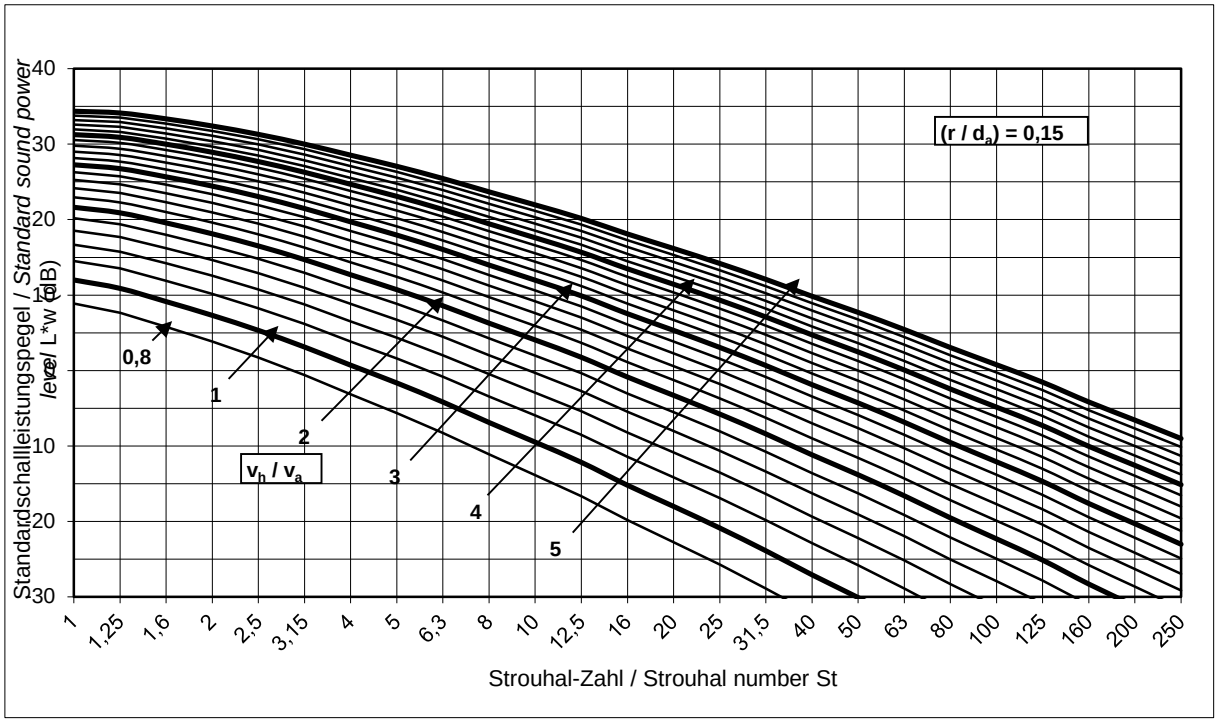
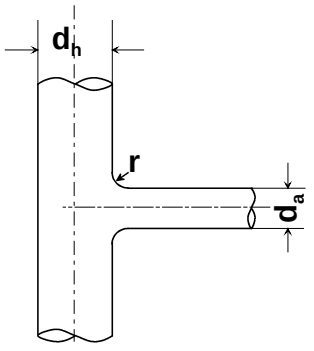


Bild 5: Strömungsgeräusch in Abzweigungen

Figure 5: Flow noise in junctions

$$L^*_W = 12 - 21{,}5 \cdot (\log St)^{1{,}268} + (32 + 13 \log St) \cdot \log (v_h / v_a)\ \text{dB}\ ;\ \textbf{nur für / } \textbf{\textit{only for}}\ \textbf{ST > 1}$$



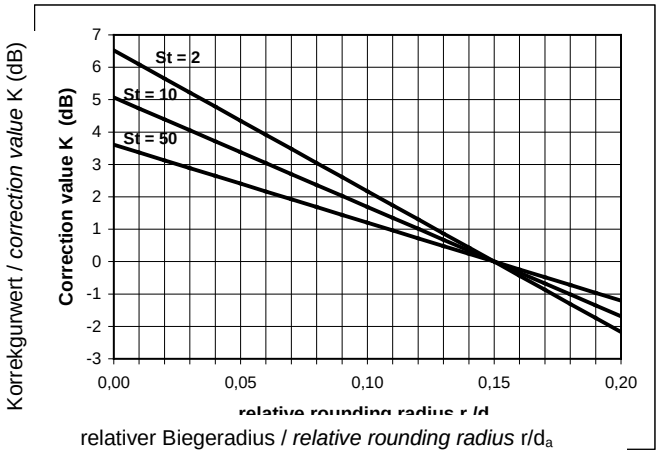


Bild 6: Einfluss des Biegeradius auf das Strömungsgeräusch in Abzweigungen

Figure 6: Influence of the rounding radius on the flow noise in junctions

$$K = 13{,}9 \cdot (3{,}43 - \log St) \cdot (0{,}15 - r / d_a)\ \text{dB}\ ;\ \textbf{nur für / } \textbf{\textit{only for}}\ \textbf{St > 1}$$

Für Biegeradien, die vom r/d_a = 0,15 abweichen, müssen passende Korrekturwerte aus Bild 6 hinzugefügt werden.

For rounding radii, which deviate from r/d_a = 0,15, suitable correction values from Figure 6 are to be added.

Wenn das Profil der Strömungsgeschwindigkeit und Turbulenz von Einbauten vor der Abzweigung stark beeinflusst wird, wird eine Erhöhung des berechneten Schalldruckspektrums um etwa 3 dB empfohlen.

If the velocity profile and turbulence is heavily influenced by upstream fittings, an increase in the calculated sound power spectrum by approximately 3 dB is recommended.

Um das Schallleistungsspektrum des Strömungsgeräusches zu berechnen, das von Abzweigungen im Hauptkanal ausgeht, muss der Schallleistungspegel in der Abzweigung um den Betrag der Pegelminderung gemäß Bild 14 (Querschnittstufe) und Bild 18 (Abzweigung) reduziert werden. Da die Geräuscherzeugung unmittelbar an der Abzweigung auftritt, wird eine Reflektion wegen einer Richtungsänderung hier nicht in Betracht gezogen.

To calculate the sound power spectrum of the flow noise radiated by junctions in the main duct, the sound power level in the junction is reduced by the amount of the level reduction according to Figure 14 (cross-section step) and Figure 18 (junction). Because the noise generation takes place immediately in the junction, a reflection due to a diversion is not taken into account in this case.

Das Strömungsgeräusch an Umlenkungen, wo $v_h/v_a = 1$, kann ebenfalls gemäß Bild 5 kalkuliert werden, wobei der Korrekturwert K gemäß Bild 6 nicht berücksichtigt wird.

The flow noise of bends, where $v_h/v_a = 1$, can equally be calculated according to Figure 5, with the correction value K in Figure 6 not being considered.

Das Strömungsgeräusch an Abzweigungen und Umlenkungen bei rechtwinkligen Querschnitten kann ungefähr in derselben Weise berechnet werden wie für runde Querschnitte, wobei Durchmesser von runden Querschnitten mit gleicher Fläche

The flow noise from junctions and bends with rectangular cross-sections can be approximately calculated in the same way as the calculation for round air ducts, whereby the diameters of the circular cross-section of equal area

$$d_g = \sqrt{\frac{4}{\pi}} \cdot S$$

für d_h und d_a benutzt werden müssen, d_a ist der Durchmesser des abzweigenden Kanals in m und d_h ist der Durchmesser der Hauptleitung in m.

are to be used for d_h and d_a, where d_a is the diameter of the branch duct in m and d_h is the diameter of the main pipe in m.

A6-2.3.3.2.3 Aus Luftaustritten

A6-2.3.3.2.3 From air openings

Nur der Schallleistungspegel von Luftaustritten in Decken und Wänden (Gitter), deren Luftstrom senkrecht zur Querschnittsfläche der Austrittsöffnung ist, können ungefähr unter Benutzung der unten stehenden Gleichung berechnet werden:

Only the sound power level for ceiling and wall air openings (girds), the airflow of which is vertical to the clear area of the outlet, can be approximately calculated using the equation below:

$$L_w = 10 + 60 \log v\,\zeta + 10 \log S \text{ in dB} \qquad [12]$$

(Hierin ist die Mündungsreflektion gemäß A6-2.3.4.1.5 nicht eingeschlossen).

(This does not include the nozzle reflection, see A6-2.3.4.1.5).

wobei:

where:

$\zeta = \frac{2\Delta p_t}{\rho \cdot v^2}$ = Widerstandsbeiwert für den Luftaustritt.

Δp_t = Gesamtdruckdifferenz in Pa
v = Anströmgeschwindigkeit in m/s
S = Austrittsfläche der Öffnung in m^2
ρ = Luftdichte in kg/m^3

$\zeta = \frac{2\Delta p_t}{\rho \cdot v^2}$ = drag coefficient of the air opening.

Δp_t = total pressure difference in Pa
v = approach flow velocity in m/s
S = clear outlet area of the opening in m^2
ρ = air density in kg/m^3

Unter Zuhilfenahme der Anströmgeschwindigkeit, die sich aus der stündlichen Volumendurchtrittsrate $\dot{V}$ ergibt, kann die Gleichung [12] wie folgt umgestellt werden:

By means of the approach flow velocity calculated from the hourly volume rate of flow $\dot{V}$, equation [12] can be converted into the following:

$$L_W = 26 + 10 \log \dot{V} + 50 \log v + 25 \log \zeta \text{ dB} \qquad [13]$$

$$L_W = 19 + 10 \log \dot{V} - 10 \log v + 30 \log \Delta p_t \text{ dB} \qquad [14]$$

$$L_W = 17 + 30 \log \Delta p_t + 10 \log S \text{ dB} \qquad [15]$$

ζ-Werte für verschiedene Austrittsöffnungen gibt Tabelle 3 an.

ζ values for different air openings are contained in Table 3.

Der Oktavpegel wird nach dem relativen Spektrum gemäß Bild 7 bestimmt. Es zeigt die Pegeldifferenzen zwischen dem Oktavschallleistungspegel und den Schalldruckpegeln gemäß der Gleichungen [13] bis [15] über Abszissenwerte gemäß der Oktavmittenfrequenz der Anströmgeschwindigkeit und des Widerstandsbeiwertes.

The octave level is to be determined from the relative spectrum shown in Figure 7. This shows the level differences between the octave sound power level according to equations [13] to [15] over the abscissa quantities formed from the octave mid-frequency, approach flow velocity and drag coefficient.

Eine ungefähre Berechnung des A-Schallleistungspegels wird durch die folgenden Gleichungen vorgegeben:

A rough calculation of the A-sound power level is provided by the following equations:

$$L_{WA} = -4 + 70 \log v + 25 \log \zeta + 10 \log S \text{ dB} \qquad [16]$$ oder / *or*

$$L_{WA} = 40 + 10 \log \dot{V} + 60 \log v + 25 \log \zeta \text{ dB} \qquad [17]$$ oder / *or*

$$L_{WA} = -33 + 10 \log \dot{V} + 30 \log \Delta p_t \text{ dB} \qquad [18]$$

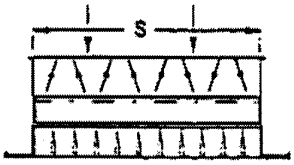
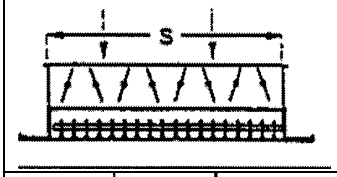
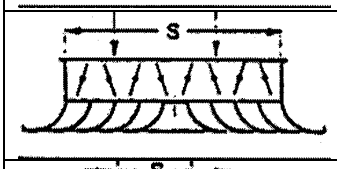
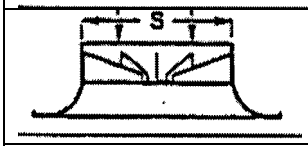
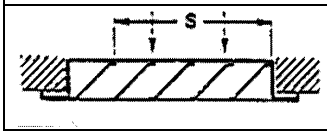
	Bemerkungen *Remarks*	**Widerstandsbeiwert ζ (ungefähr)** Drosselstellung ***Drag coefficient ζ (approx.)*** *Restricter setting*		
		100%	ca. / *approx.* 50% offen / *open*	ca. / *approx.* 25% offen / *open*
	Wandgitter mit verstellbaren Strahlenlamellen und Drosselklappe mit gegenläufigen Lamellen freier Querschnitt ca. 75 % *Wall grid with adjustable steel slats and damper valve with counter rotating slats* *clear cross-section approx. 75%*	2,3	4	6
	Gitter mit feststehenden Lamellen und Drosselklappe mit gegenläufigen Lamellen freier Querschnitt ca. 58 % *Grid with fixed slats and damper valve with counter rotating slats* *clear cross-section approx. 58%*	3,8	7	9
	Deckenluftdurchlass und Drosselklappe mit gegenläufigen Lamellen freier Querschnitt ca. 50 % *Grid with fixed slats and damper valve with counter rotating slats* *clear cross-section approx. 50%*	4,5	8	11
	Deckenluft-Dralldurchlass freier Querschnitt ca. 30 % *Ceiling air swirl opening* *clear cross-section approx. 30%*	8		
	Wetterschutzgitter mit Welldrahtgitter freier Querschnitt ca. 65 % *Weatherproof grill with corrugated wire grid* *clear cross-section approx. 65%*	5		

Tabelle 3: Widerstandsbeiwerte verschiedener Luftaustritte **Table 3: Drag coefficients of several air openings**

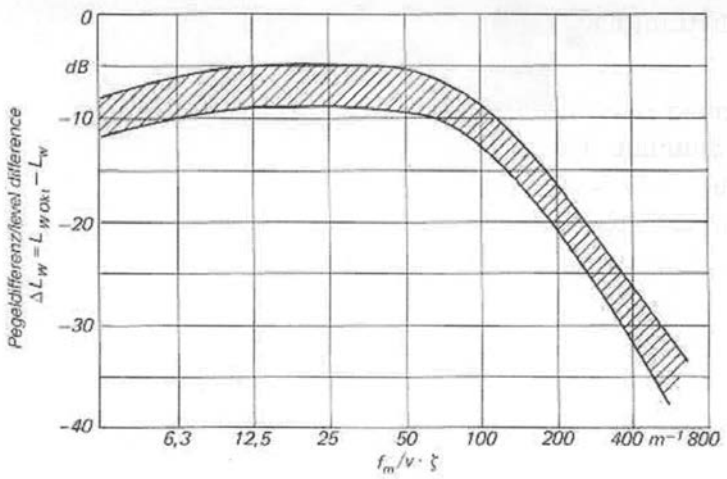


Bild 7: Relatives Frequenzspektrum für Luftaustritte (ohne Mündungsreflektion) **Figure 7: Relative frequency spectrum of air openings (without nozzle reflection)**

Gleichungen [16] bis [18] werden grafisch in Bild 7 dargestellt.	Equations [16] to [18] are graphically presented in Figure 7.
Dies erlaubt die Abschätzung der größtmöglichen Minderung in einem Luftaustritt, die sich nach den akustischen Anforderungen des Raumes richten muss.	This allows for an estimate of the maximum restriction of an air opening, which is limited due to the acoustic requirement in the room

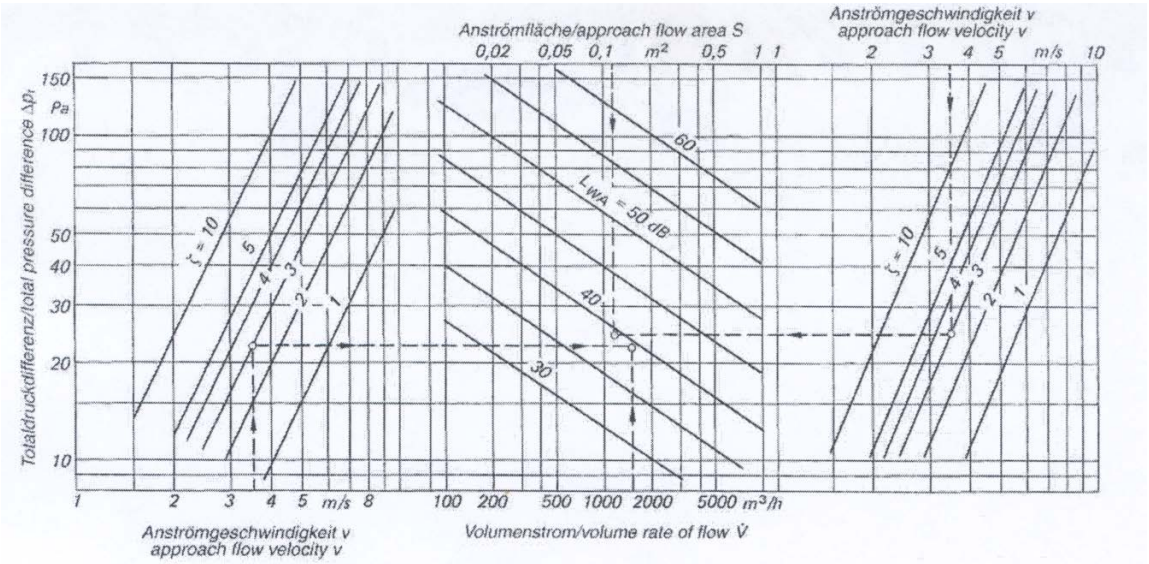


Bild 8: A-Schallleistungspegel von Luftaustrittsöffnungen (ohne Mündungsreflektion)

Figure 8: A-sound power level of air openings (without nozzle reflection)

A6-2.3.3.2.4 Aus Drosselklappen

Der Gesamtschallleistungspegel von Dämpfungsventilen mit mehreren Verschlüssen (Jalousieklappen) kann ungefähr mit Hilfe der Gleichungen [19] bis [22] ermittelt werden.

Für gegenläufige Jalousieklappen gilt Folgendes:

$$L_w = 10 + 60 \log v + 22 \log (\zeta + 1) + 10 \log S \text{ dB} \quad [19]$$

oder / *or*

$$L_W = 10 + 60 \log v + 22 \log \left(\frac{2\Delta p_t}{\rho \cdot v^2} + 1 \right) + 10 \log S \text{ dB} \quad [20]$$

Für gleichläufige Jalousieklappen gilt dagegen:

$$L_w = 10 + 60 \log v + 28 \log (\zeta + 1) + 10 \log S \text{ dB} \quad [21]$$

oder / *or*

$$L_W = 10 + 60 \log v + 28 \log \left(\frac{2\Delta p_t}{\rho \cdot v^2} + 1 \right) + 10 \log S \text{ dB} \quad [22]$$

wobei v die Strömungsgeschwindigkeit im Anströmkanal in m/s ist, ζ ist der Widerstandsbeiwert gemäß Bild 9, Δp_t ist die Gesamtdruckdifferenz in Pa und S die Anströmfläche der Jalousieklappe in m^2.

Die Oktavpegel werden nach dem relativen Spektrum gemäß Bild 10 bestimmt.

$$L_{W_{oct}} = L_W + \Delta L_W \text{ dB} \quad [23]$$

Der A-Schallleistungspegel kann mittels Gleichung [24] ungefähr bestimmt werden:

$$L_{wA} = 7 + 57 \log v + 24 \log (\zeta + 1) + 10 \log S \text{ dB} \quad [24]$$

Diese Gleichung wird grafisch in Bild 11 für gegenläufige Jalousieklappen dargestellt und in Bild 12 für gleichläufige Jalousieklappen.

Der A-Schallleistungspegel einer einstufigen Drosselklappe kann aus Bild 13 entnommen werden. Die zugehörige Gleichung ist wie folgt:

$$L_{wA} = 11 + 51 \log v + 17 \log (d) \text{ dB(A)} \quad [25]$$

wobei d der Durchmesser des Ventils in m ist.

A6-2.3.3.2.4 From damper valves

The total sound power level of multi-shutter damper valves (louver valves) can be roughly calculated using equations [19] to [22].

For counter-rotating louver valves the following applies:

For synchronised louver valves the following applies:

where v is the flow velocity in the approach flow duct in m/s, ζ is the drag coefficient according to Figure 9, Δp_t is the total pressure difference in Pa and S the approach flow area of the louver valve in m^2.

The octave levels are to be determined from the relative spectrum shown in Figure 10.

The octave levels are to be determined from the relative spectrum shown in Figure 10.

This equation is shown in Figure 11 for counter-rotating louver valves and in Figure 12 for synchronised louver valves.

The A-sound power level of the single-stage damper valve can be taken from Figure 13. The associated equation is as follows:

where d is the diameter of the valve in m.

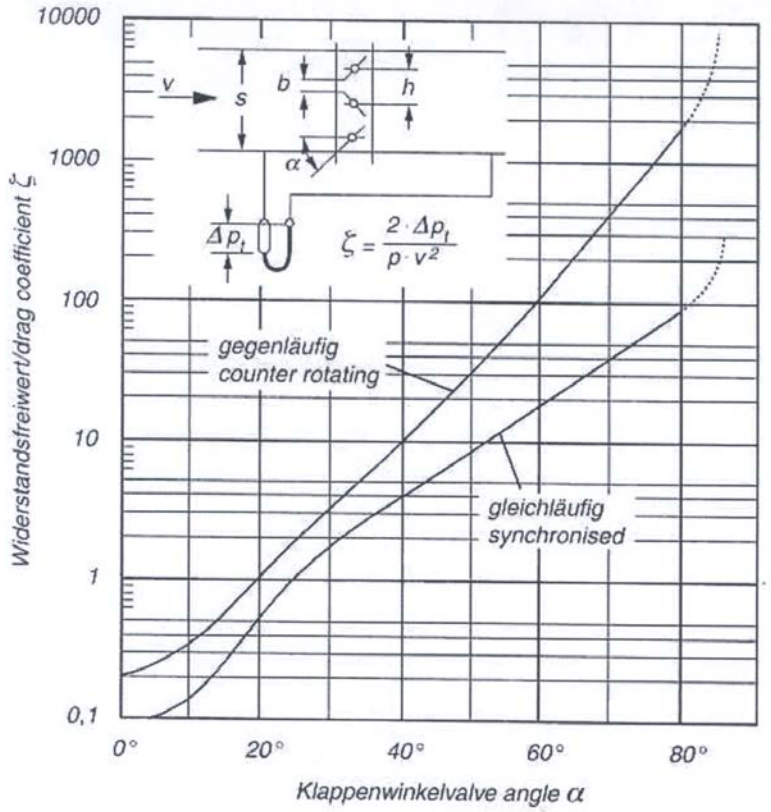


Bild 9: Widerstandsbeiwerte für Jalousieklappen

Figure 9: Drag coefficients for louver valves

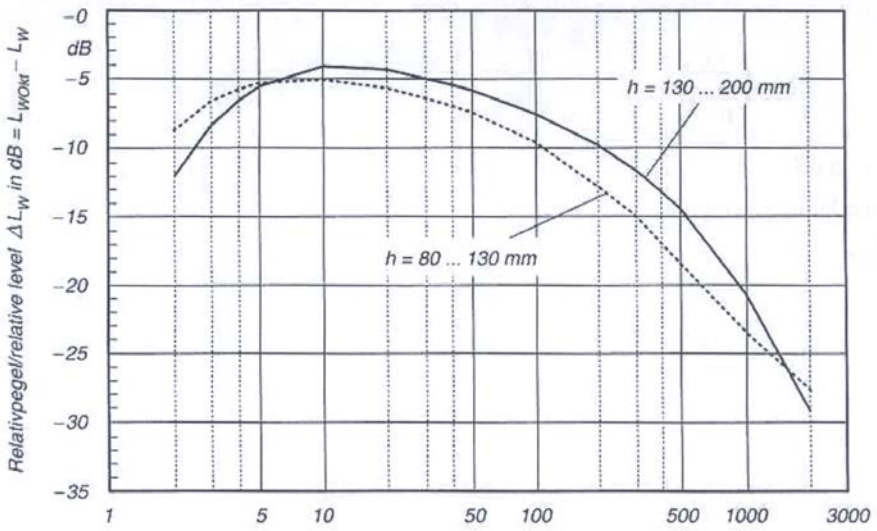


Bild 10: Relativer Schallleistungspegel für gleichläufige und gegenläufige Jalousieklappen

Figure 10: Relative sound power level of synchronised and counter-rotating louver valves

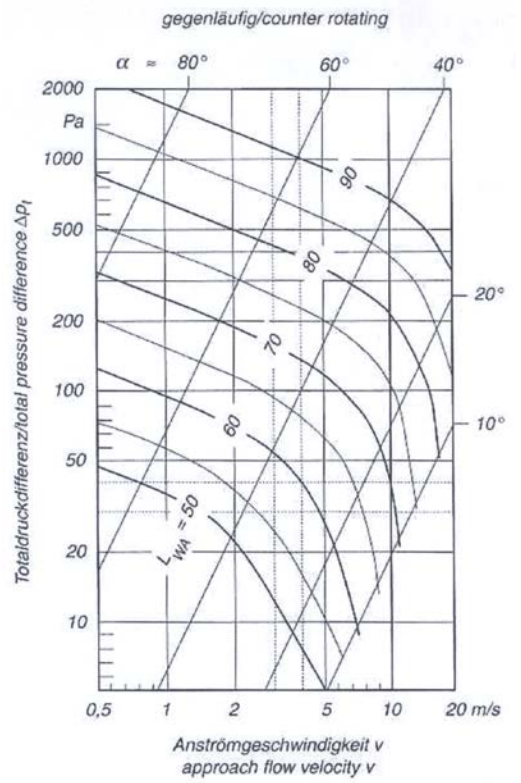


Bild 11: A-Schallleistungspegel für gegenläufige Jalousieklappen in Abhängigkeit von h = 100 mm bis 200 mm und S = 1 m²

Figure 11: A-sound power level for counter-rotating louver valves, relative to h = 100 mm to 200 mm and S = 1 m²

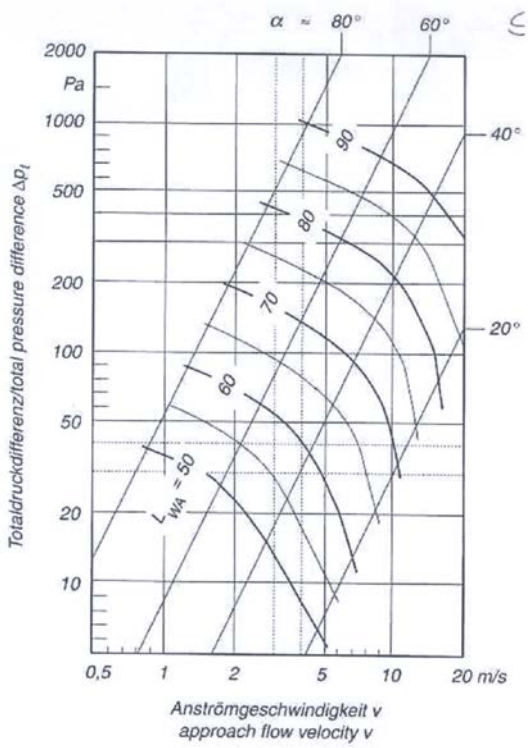
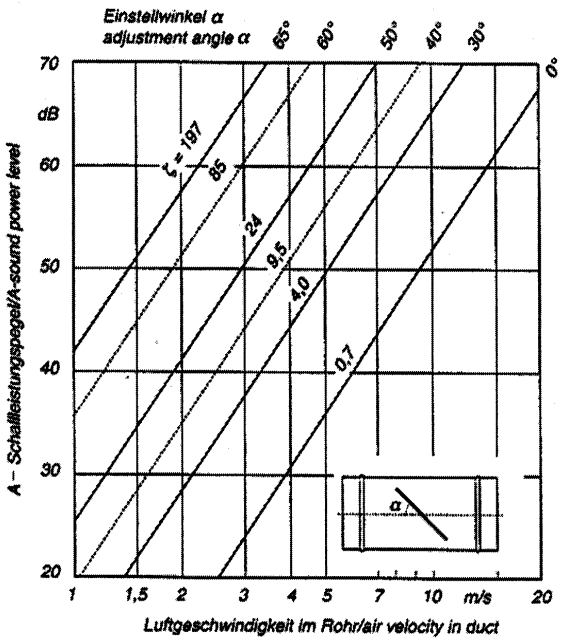


Bild 12: A-Schallleistungspegel für gleichläufige Jalousieklappen in Abhängigkeit von h = 100 mm bis 200 mm und S = 1 m²

Figure 12: A-sound power level for synchronised louver valves, relative to h = 100 mm to 200 mm and S = 1 m²



Korrekturtabelle/correction table

Nennweite/nominal width	*100*	*125*	*160*	*200*	*250*	*315*	*400*
Korrektur/correction in dB	*−2*	*−1*	*0*	*1*	*2*	*3*	*4*

Bild 13: A-Schallleistungspegel für eine einstufige Drosselklappe im Kanal

Figure 13: A-sound power level for a single-stage damper valve in a duct

A6-2.3.3.3 Schallerzeugung: Strömungsgeräusche in Rohrleitungen (technische Anwendungen / turbulente Strömungsbedingungen)

A6-2.3.3.3 Sound generation: Flow noise in a pipe (technical applications / turbulent flow)

Strömung

Für technische Anwendungen kann in den meisten Fällen turbulente Strömung als Basis angenommen werden. Ein Anteil von ungefähr 10^{-3} der Strömungsenergie wird in Schallleistung umgesetzt.

Eine wichtige Schallquelle ist beim Strömungsgeräusch die turbulente Strömung der Grenzschicht. Wegen des Kontakts mit der Rohrleitungswandung wird die Schallerzeugung im Bereich von Ma < 0,3 im Wesentlichen durch Dipolquellen bestimmt. Die innere Schallleistung ist dann durch folgenden Ausdruck beschrieben:

Flow

For technical applications, turbulent flow can be taken as a basis in most cases. A proportion of approximately 10^{-3} of the flow energy is transformed into sound energy.

An important sound source in case of flow noise is the turbulent boundary layer flow. Due to the interaction with the pipe wall, the generation of sound in the range of Ma < 0,3 is mainly determined by dipole sources. The internal sound power is then determined by:

$$W_D = K_D \cdot P \cdot v^3 \cdot S \cdot Ma^3$$

$$K_D = (2...12) \cdot 10^{-5}$$

Ma = c/c (Verhältnis Strömungsgeschwindigkeit zu Schallgeschwindigkeit).

Ma = v/c (ratio of flow velocity to speed of sound).

Für praktische Anwendungen wird die o. g. Gleichung umgestellt. Der innere Schallleistungspegel in geraden Leitungen mit gleich bleibendem Querschnitt wird dann wie folgt bestimmt:

For practical applications, the above equation is converted. The internal sound power level in straight pipes with constant cross-section is then determined by:

$$L_{wl} = 10 \log \frac{W_D}{W_0} = K + 60 \log \frac{v}{v_0} + 10 \log \frac{S}{S_0} + 10 \log \frac{p}{p_0} - 25 \log \frac{NT}{N_0 T_0} - 15 \log \frac{\kappa}{\kappa_0} \text{ dB} \qquad [26]$$

$K = 8 - 0{,}16\ v$ dB v in m/s

wobei W_0 die Schallleistung innerhalb der Leitung in W ist, v ist die Strömungsgeschwindigkeit des Mediums, S ist die Querschnittsfläche der Rohrleitung, p ist der statische Druck in Pa, T ist die Temperatur des Mediums in K, N ist die Gaskonstante und κ der adiabatische Exponent.

where W_0 is the power inside the pipe in W, v is the flow velocity of the medium, S is the cross-section area of the pipe, p is the static pressure in Pa, T is the temperature of the medium in K, N is the gas constant and κ the adiabatic exponent.

$W_0 = 10^{-12}$ W
$v_0 = 1$ m/s
$S_0 = 1$ m^2
$p_0 = 101325$ Pa
$T_0 = 273$ K

N_0 = 287 J/kg K
κ_0 = 1,4

f_m	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	Hz
L_{wi}	gemäß Gleichung [26] *according to equation [26]*								dB
f_m/v									1/m
$\Delta L_{w,fm}$	Näherungskurve in Bild 14 mit f/w ≥ 12,5 m^{-1}, die Pegeldifferenz wird beschrieben: ΔL_w = 12 dB – 15,5 log (f_m/v) *Approximation curve in Figure 14* *with f/w ≥ 12,5 m^{-1}, the level difference is described by:* *ΔL_w = 12 dB – 15,5 log (f_m/v)*								dB
ΔL_A	-26,2	-16,1	-8,6	-3,2	0	1,2	1,0	-1,1	dB
$L_{wA,oct}$	$L_{wi} + \Delta L_{w,fm} + \Delta L_A$								dB

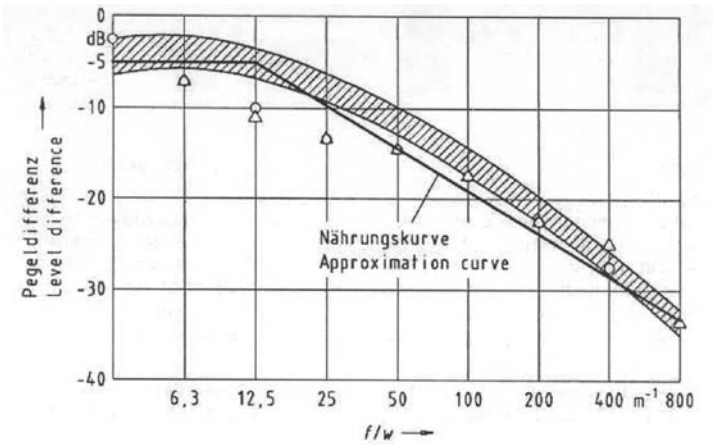


Bild 14: Relatives Frequenzspektrum des Strömungsgeräusches

Figure 14: Relative frequency spectrum of the flow noise

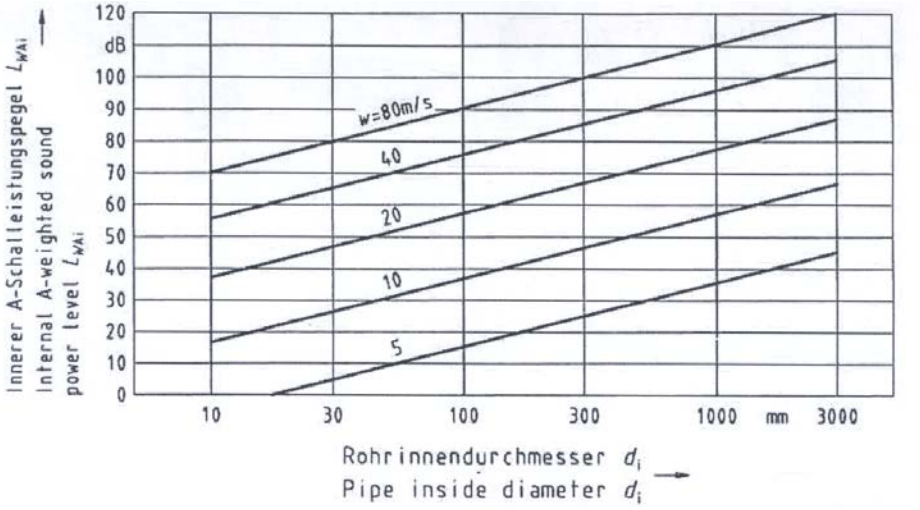


Bild 15: Abhängigkeit des A-gewichteten Schallleistungspegels L_{wAi} in geraden Leitungen, hervorgerufen bei Strömung mit einer Strömungsgeschwindigkeit v bei verschiedenen Innendurchmessern d_i und Luft als Medium; ϑ = 20 °C, p = 10^5 Pa (gilt für l > 10 d_i)

Figure 15: Dependence of the A-weighted sound power level L_{wAi} in straight pipes caused by flow on the flow rate v with different inside pipe diameters d_i for air as fluid; ϑ = 20 °C, p = 10^5 Pa (applies to l > 10 d_i)

Einzelheiten des in Belüftungssystemen hervorgerufenen Strömungsgeräusches, das in Richtungsänderungen, Abzweigungen und Öffnungen erzeugt wird, die auch für Wickelrohre mit spiralförmigen Nähten gelten, sind in VDI 2081 Teil 1 „Schallerzeugung und Verminderung in Klimaanlagen“ sowie in VDI 3733 „Leitungsgeräusche“ angegeben.

Details of flow noises occurring in ventilation systems and which are produced in diversions, branches and outlets, which are also relevant for folded spiral-seam tubes, are given in VDI 2081 part 1 “Noise generation and noise reduction in air-conditioning systems” and VDI 3733 “Noise at pipes”.

Die Ergebnisse der Messungen von Randzonengeräuschen, dargelegt in „Ausströmungsgeräusche von Düsen und Ringdüsen in angeschlossenen Rohrleitungen; ihre Entstehung, Fortpflanzung und Abstrahlung“, J. Petermann, Dissertation der Universität Kaiserslautern, kann zur Messwertkorrektur von Schallmessungen bei Wandspülung „längs der Leitung“ bei Durchflussrohren benutzt werden (z. B. hinter Ventilen).

Um den Schalldruckpegel zu bestimmen, der durch die Strömung im Abstand von 1 m außerhalb der Leitung erzeugt wird, kann das Verhältnis benutzt werden, welches M. Schmitt in „Schallpegelberechnung für Regelstrecken“, Teile 1 und 2, ermittelt hat.

Auslegung von Rohrleitungen

Bei der Auslegung von Rohrleitungen ist unbehinderte Strömung sicherzustellen. In die Strömungsrichtung hineinragende Hindernisse, z. B. Filter, Gitter, Stützen, Kanten oder Messverbindungen, die nicht glatt mit der Rohrwandung abschließen, führen bei hohen Durchflussraten zu Strömungshindernissen. Die resultierenden periodischen Druckunterschiede sind oft als beunruhigende einzelne Töne zu hören. Folgende Beispiele:

Schneidkanten- oder Kantentöne werden durch scharfe Kanten, die in die Strömungsrichtung ragen, oder an Ecken erzeugt.

Hiebtöne werden durch regelmäßige Strömungsabrisse erzeugt, wenn der Strom auf ein Hindernis getroffen ist. Ihre Grundfrequenz kann wie folgt bestimmt werden:

$$f = St\frac{v}{d}$$

wobei d der Durchmesser des Hindernisses im rechten Winkel zur Anströmrichtung ist.

A6-2.3.4 Schallpegelreduktion im System

A6-2.3.4.1 Klimaanlagen

A6-2.3.4.1.1 Gerade verlaufender Luftkanal

Dünnwandige Luftkanäle und das Medium absorbieren einen Teil der Schallenergie, die eingeleitet wird, wobei die Absorption mit der Länge der Strecke zunimmt. Ein weiterer Dämpfungseffekt aufgrund der Länge wird durch die Abstrahlung von Schall nach Außen hervorgerufen.

Die Dämpfung aufgrund der Länge (Pegelreduktion in dB/m gerader Strecken ebener Wände (rechtwinkliger Kanal)) ist bei niedrigen Frequenzen größer als bei hohen Frequenzen, da die Schalldämmung ebener Wände bei niedrigen Frequenzen eingeschränkt ist.

Der damit einhergehenden zunehmenden Schallabstrahlung des Kanals muss durch größere Querschnitte Rechnung getragen werden.

Runde Luftkanäle haben einen deutlich höheren Dämpfungseffekt bei niedrigen Frequenzen wegen der Biegefestigkeit der Kanalwandung. Die Schallabstrahlung nach Außen ist damit niedriger, kann jedoch bei großen Querschnitten und hohen Frequenzen beträchtlich sein.

Für die praktische Anwendung ist die Pegelreduktion in dB pro m Länge rechtwinkliger Kanäle und Luftkanäle aus 1 mm dickem Stahlblech in Tabelle 4 zusammengefasst (Näherungswerte):

The results of the measurements of the boundary layer noises presented in “Ausströmungsgeräusche von Düsen und Ringdüsen in angeschlossenen Rohrleitungen; ihre Entstehung, Fortpflanzung und Abstrahlung “, J. Petermann, Dissertation der Universität Kaiserslautern, can be used for measurement value correction of wall-flush “inline” sound measurements of flow-type process pipes (e. g. behind valves).

To determine the sound pressure level produced by the flow at a distance of 1 m outside pipes, the relationships specified in M. Schmitt “Schallpegelberechnung für Regelstrecken”, parts 1 and 2, can be used.

Pipe design

An undisturbed flow shall be ensured when designing a pipe. Obstacles projecting into the flow, e. g. filters, grids, struts, edges or metering connections not fitted flush with the pipe, lead to formation of flow eddies in case of high flow rates. The resulting periodical pressure fluctuations are often audible as disturbing individual tones. Examples are as follows:

Cutting edge or edge tones are caused by cutting edges, projecting into the flow, or at edges.

Aeolian tones, which are produced by regular flow separations after the flow has met obstacles. Their basic frequency can be determined as follows:

where d is the diameter of the obstacle at right angle to the direction of approach flow.

A6-2.3.4 Sound level reduction in the system

A6-2.3.4.1 Air-conditioning equipment

A6-2.3.4.1.1 Straight run of air duct

Thin-walled air ducts and the medium absorb part of the sound energy introduced, with the absorption increasing with the length of the run. A further effect of attenuation due to length is caused by the radiation of the sound to the outside.

The attenuation due to length (level reduction in dB/m of a straight run from flat walls (rectangular ducts)) is greater at low that at high frequencies because the sound insulation of the flat wall reduces at low frequencies.

The associated increasing sound radiation of the duct must be catered for by larger cross-sections.

Circular air ducts have a substantially greater attenuation effect at low frequencies because of the flexural strength of the wall. Their sound radiation to the outside is thus lower, but can be considerable in case of large cross-sections and high frequencies.

For practical use, the level reduction in dB per m length for rectangular and air ducts of 1 mm thick steel sheet are summarised in Table 4 (approximate values):

Abmessung *Dimension*	ΔL_w in dB/m bei Oktavmittenfrequenzen in Hz *ΔL_w in dB/m at the octave mid-frequencies in Hz*				
	63	125	250	500	> 1000
rechtwinkliger Stahlblechkanal *rectangular steel sheet duct*					
0,10 bis / *up to* 0,20 m	0,6	0,6	0,45	0,3	0,3
über / *above* 0,20 bis / *up to* 0,40 m	0,6	0,6	0,45	0,3	0,2
über / *above* 0,40 bis / *up to* 0,80 m	0,6	0,6	0,3	0,15	0,15
über / *above* 0,80 bis / *up to* 1,00 m	0,45	0,3	0,15	0,1	0,05
runder Kanal *circular duct*					
0,10 bis / *up to* 0,20 m Ø	0,1	0,1	0,15	0,15	0,3
über / *above* 0,20 bis / *up to* 0,40 m Ø	0,05	0,1	0,1	0,15	0,2
über / *above* 0,40 bis / *up to* 0,80 m Ø	-	0,05	0,05	0,1	0,15
über / *above* 0,80 bis / *up to* 1,00 m Ø	-	-	-	0,05	0,05

Tabelle 4: Pegelreduktion ΔL_w gerader Luftkanäle aus Stahlblech (Näherungswerte)

Table 4: Level reduction ΔL_w of straight air ducts of steel sheet (approximate values)

Die Pegelreduktion für Luftkanäle mit schallabsorbierenden Auskleidungen kann gemäß Tabelle 5 ermittelt werden:

The level reduction for air ducts with an internal sound absorbing lining can be calculated using Table 5:

Abmessungen des offenen Querschnitts *Dimensins of clear cross-section*	ΔL_w in dB/m bei Oktavmittenfrequenzen in Hz *ΔL_w in dB/m at the octave mid-frequencies in Hz*					
	125	250	500	1000	2000	4000
0,15 m x 0,15 m	4,5	4	11	16,5	19	17,5
0,15 m x 0,30 m	3,5	3	8,5	16,5	18	15,5
0,30 m x 0,30 m	2,5	2	7	15,5	15	10
0,30 m x 0,60 m	1,5	1,5	6	15	10	7
0,60 m x 0,60 m	1	1,5	5	12	7	4,5
0,60 m x 0,90 m	1	2	3,5	8	4,5	3
0,60 m x 1,20 m	0,5	1,5	3,5	7,5	4	2,5
0,60 m x 1,80 m	0,5	1,5	4	7,5	4	2

Tabelle 5: Pegelreduktion ΔL_w gerader Luftkanäle aus Stahlblech mit quadratischem oder rechtwinkligem Querschnitt mit absorbierender Auskleidung (Näherungswerte) (absorbierendes Material: 25 mm Mineralwolle[*])

Table 5: Level reduction ΔL_w of square or rectangular straight air ducts of steel sheet with absorbing lining (approximate values) (absorbing material: 25 mm mineral wool[*])

Allgemeiner ausgedrückt kann die Dämpfung in geraden Kanälen mit absorbierender Auskleidung mit der folgenden Gleichung angegeben werden:

More generally, the attenuation in a straight duct with absorbing lining is given by the following equation:

$$\Delta L_w = 1{,}05\ \alpha^{1,4}\ P/S \text{ in dB/m} \qquad [27]$$

wobei α der Absorptionskoeffizient der Auskleidung ist, P ist der innere Umfang des Kanals in m und S ist die Querschnittsfläche des Kanals in m^2.

where α is the absorption coefficient of the lining, P is the inside perimeter of the duct in m and S is the cross-section area of the duct in m^2.

Die Dämpfung aufgrund der Länge ist in geraden Luftkanälen mit ebenen oder runden Wänden aus Beton oder Mauerwerk sehr niedrig, da sie biegestarr sind und wegen ihrer großen Masse eine hohe Schalldämmung aufweisen. Ihre Dämpfung aufgrund der Länge ist daher vernachlässigbar.

The attenuation due to length of straight air ducts with flat or round walls of concrete or masonry is very low because they are flexurally rigid and, because of their large mass, have a high sound insulation. Their attenuation due to length is therefore negligible.

A6-2.3.4.1.2 90° Umlenkungen

A6-2.3.4.1.2 90° bends

Die Schallleistungspegelminderung ΔL_w bei 90° Umlenkungen mit rechtwinkligen Querschnitten hängt von der Art der Umlenkung ab (siehe Bild 16 und Tabelle 6).

The sound power level reduction ΔL_w of a 90° bend of rectangular cross-section depends on the type of bend (see Figure 16 and Table 6).

Die Schallleistungspegelminderung für eine 90° Umlenkung wird gemäß folgendem Verfahren ermittelt:

The following is the procedure for calculating the sound power level reduction for a 90° bend:

1. Berechnung der Grenzfrequenz f_G gemäß Gleichung [28], für runde Kanäle gemäß Gleichung [29], da sie nur flache Wellen abstrahlen können. Wenn die Grenzfrequenz in der 125-Hz-Oktave liegt, können die Schritte 2 und 3 ausgelassen werden.

1. Calculation of the limit frequency f_G according to equation [28], for round air ducts according to equation [29] which only flat waves can propagate. If the limit frequency is in the 125 Hz octave, steps 2 and 3 may be omitted.

[*] handelsübliche, gering verdichtete Mineralwollematte, Gewicht pro Volumeneinheit ca. 40 bis 80 kg/m^2
[*] *commercial, soft-pressed mineral fibre matting, weight per unit volume approximately 40 to 80 kg/m^2*

$$f_G = \frac{c}{2a}\ \text{Hz} \qquad [28]$$

$$f_G = 0{,}586 \cdot \frac{c}{d}\ \text{Hz} \qquad [29]$$

wobei c die Schallgeschwindigkeit im Luftkanal in m/s ist, a ist die längste Seitenlänge des Luftkanals in m und d ist der innere Durchmesser des Luftkanals in m.

2. Bestimmung der Mittenfrequenz derjenigen Oktave, in deren Oktavband die Grenzfrequenz liegt (siehe auch Tabelle 4 in Dokument A2). Die Grenzen der Oktavbänder sind definiert als $f_0 = f_m / \sqrt{2}$ und als $f_0 = f_m \cdot \sqrt{2}$. Die maßgebliche Oktavmittenfrequenz für Tabelle 6 ist 125 Hz.

3. Die Verschiebung des Dämpfungsspektrums mit der maßgeblichen Oktavmittenfrequenz von 125 Hz muss so ausgeführt werden, dass es in der Oktavmittenfrequenz liegt, die gemäß Schritt 2 ermittelt wurde.

where c is the speed of sound in the air duct in m/s, a is the largest side length of the air duct in m and d is the internal diameter of the air duct in m.

2. Determination of the octave mid-frequency in whose associated octave band the limit frequency lies (see also Table 4 in document A2). The limits of the octave bands are defined as $f_0 = f_m / \sqrt{2}$ and as $f_0 = f_m \cdot \sqrt{2}$. The determinant octave mid-frequency for Table 6 is 125 Hz.

3. The shifting of the attenuation spectrum with the determinant mid-frequency of 125 Hz shall be carried out in such a way that it lies at the octave mid-frequency calculated in step 2.

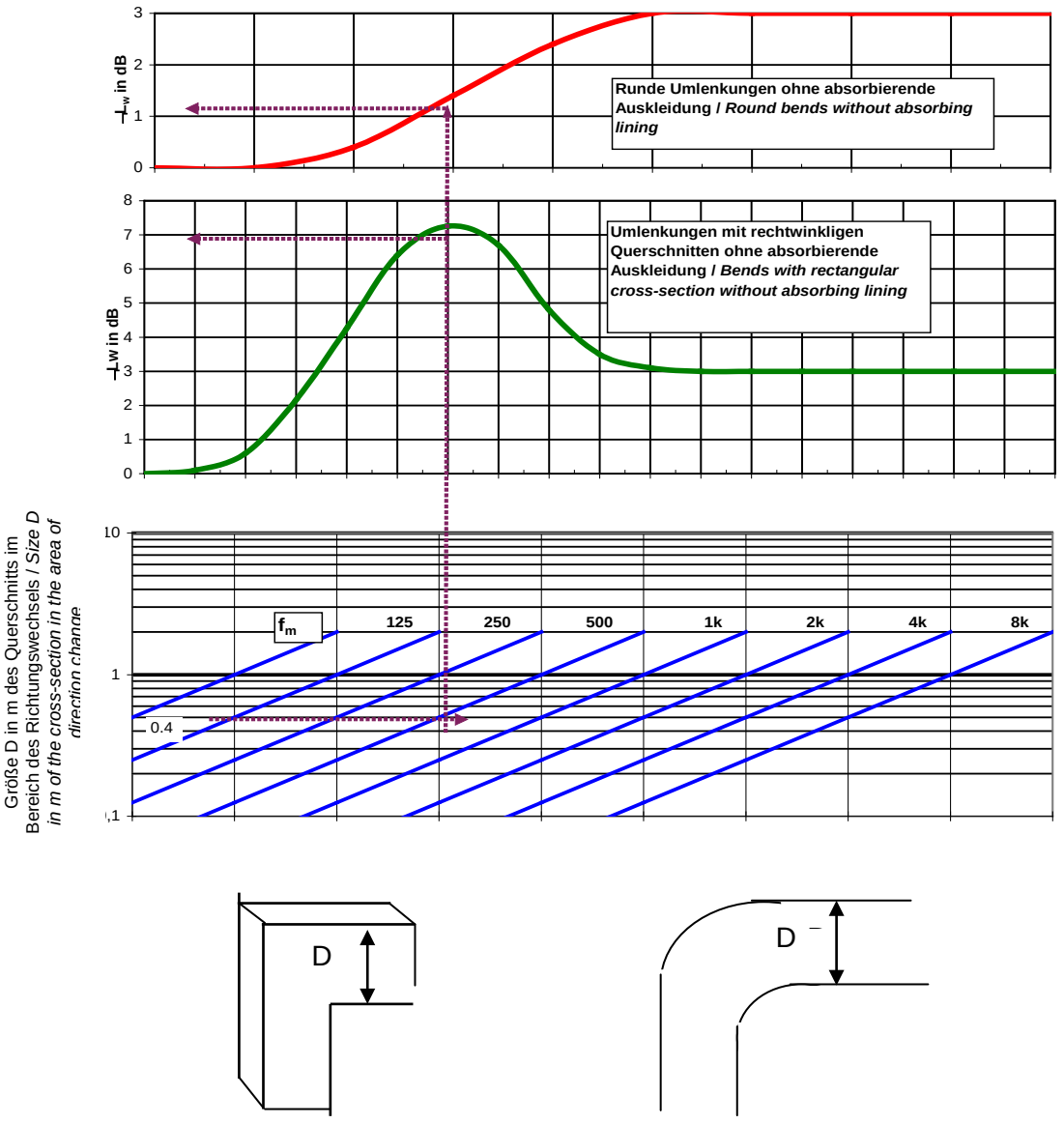


Bild 16: Beispiel eines Kanals mit innerer Breite von 0,4 m, die Dämpfung ist 7 dB bei 500 Hz mit rechtwinkligem Querschnitt und 1 dB für einen runden Querschnitt, wenn keine absorbierenden Auskleidungen vorhanden sind

Figure 16: Example for a duct of inner width of 0,4 m, the attenuation is 7 dB at 500 Hz with rectangular cross-section and 1 dB for a round cross-section when no absorbent materials are employed

Oktavmittenfrequenz in Hz *Octave mid-frequency in Hz*	Schallleistungsminderung ΔL_w in dB *Sound power reduction ΔL_w in dB*								
	31	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
90° scharfkantig, ohne Auskleidung *90°sharp-edged, without lining*	0	3	7	6	3	3	3	3	3
90° scharfkantig, ohne Auskleidung, mit Umlenkblech *90° sharp-edged, without lining, with a baffle plate*	0	1	6	6	1	1	1	1	2
90° scharfkantig, mit Auskleidung*) vor und hinter der Umlenkung *90° sharp-edged, with lining*) before and after the bend*	0	3	10	10	14	18	18	18	18
90° scharfkantig, mit Auskleidung*) vor und hinter der Umlenkung und einem Umlenkblech *90° sharp-edged, with lining*) before and after the bend and a baffle plate*	0	1	9	10	14	14	14	14	14
90° scharfkantig, mit Auskleidung*) vor oder hinter der Umlenkung *90° sharp-edged, with lining*) before or after the bend*	0	2	8	6	8	10	10	10	10
90° Umlenkung mit einem Biegeradius und ohne Auskleidung *Bent at 90° with a bend radius and without lining*	0	1	2	3	3	3	3	3	3
90° Umlenkung mit rundem Querschnitt und einem Biegeradius $r \geq 2d$ mit Auskleidung *90° bend with round cross-section and a bend radius $r \geq 2d$ with lining*	0	1	2	3	3	3	3	3	3

*) Länge der Auskleidung mindestens 2-fache Kanalweite B; Dicke der Auskleidung 10 % der Kanalweite

Tabelle 6: Schallleistungspegelminderung ΔL_w verschiedener 90° Umlenkungen bei rechtwinkligen und runden Querschnitten, bezogen auf eine Seitenlänge von 1250 mm und einer Grenzfrequenz im Oktavband von 125 Hz

Eine Summierung der Pegelreduktionen ΔL_w verschiedener Umlenkungen ist dann möglich, wenn zwischen den Ecken keine gegenseitige Beeinflussung auftritt. Für symmetrische 90° Ecken und oberhalb der Grenzfrequenz kann die Pegelreduktion verschiedener Umlenkungen in der Praxis auch ohne Beachtung ihrer Positionen zusammengezogen werden.

Ein bestimmter Anteil der auftretenden Schallleistung wird – abhängig von Form und geometrischen Abmessungen der Umlenkungen – zur Schallquelle zurück reflektiert.

A6-2.3.4.1.3 Querschnittsänderungen

Bild 17 zeigt die Reduktion des inneren Schallleistungspegels ΔL_w bei Vorliegen einfacher Querschnittsänderungen. Wenn der Übergang vom Querschnitt S_1 des Luftkanals zum Querschnitt S_2 glatt ist, z. B. durch Zwischenschaltung eines Stufenadapters, der jedoch, bezogen auf die Wellenlänge, lang sein muss, so kann die Reduktion des Pegels vernachlässigt werden.

*) Length of lining at least twice the width of the duct B; thickness of lining 10% of the duct width

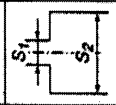
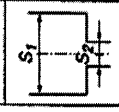
Table 6: Sound power level reduction ΔL_w of various 90° bends of rectangular and circular cross-section, relative to a side length of 1250 mm and a limit frequency in the octave band of 125 Hz

A summation of the level reductions ΔL_w of several bends is, strictly speaking, permissible if there is no strong mutual interference between the corners. For symmetrical 90° corners and above the limit frequency, the level reductions of several bends can, in practice, be added regardless of their positions.

A certain proportion of the sound power occurring is reflected back to the sound source – depending on the shape and geometrical dimensions of the bends.

A6-2.3.4.1.3 Cross-section change

Figure 17 shows the reduction of the inner sound power level ΔL_w where there is a simple cross-section change. If the transition from the cross-section S_1 of the air duct to cross-section S_2 is smooth, e. g. by means of a tapered adapter, which however must be long relative to the wavelength, the reduction in level is negligible.

$r = \frac{S_1}{S_2}$	Querschnitts-änderung	Frequenz f Hz	ΔL_{WI} dB
Plötzliche Erweiterung $r < 1$		$f \le f_{G1}$*)	$10 \lg \frac{(r+1)^2}{4r}$
		$f > f_{G1}$*)	≈ 0
Plötzliche Verengung $r > 1$		Kein Einfluss	$10 \lg \frac{(r+1)^2}{4r}$

*) $f_{G1} = f_G$ für S_1 nach Gleichung (33) bzw. Gleichung (34)

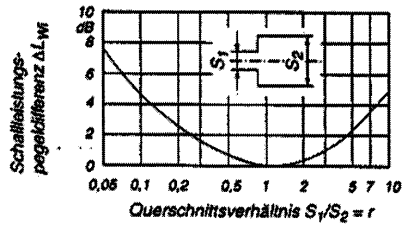
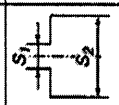
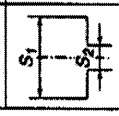


Bild 17: Reduktion des inneren Schallleistungspegels ΔL_w für einfache Querschnittsänderungen (siehe VDI 3733)

$r = \frac{S_1}{S_2}$	change in cross-section	frequency f Hz	ΔL_{WI} dB
sudden increase $r < 1$		$f \le f_{G1}$*)	$10 \lg \frac{(r+1)^2}{4r}$
		$f > f_{G1}$*)	≈ 0
sudden reduction $r > 1$		no effect	$10 \lg \frac{(r+1)^2}{4r}$

*) $f_{G1} = f_G$ for S_1 per Equation (33) or Equation (34)

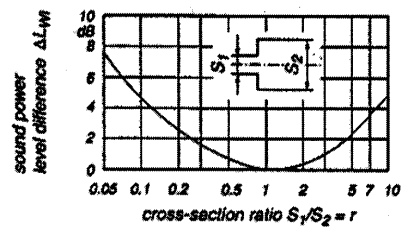


Figure 17: Reduction of the inner sound power level ΔL_w for a simple cross-section change (as per VDI 3733)

Die Minderung des Pegels wird nur dann erreicht, wenn der Luftkanal an beiden Enden reflektionsarm abgeschlossen ist. Aus diesem Grund werden die Pegelminderungen in der Praxis selten erreicht. VDI 3733 empfiehlt, keinen höheren Wert als 5 dB für die Pegelminderung anzunehmen.

The level reduction is achieved only if the air duct is sealed at both ends to reduce reflection. For this reason, the level reductions are seldom achieved in practice. VDI 3733 recommends that a value of not more than 5 dB should be used as the level reduction.

A6-2.3.4.1.4 Abzweigungen

Die Schallleistungspegelminderung in Abzweigungen verteilt sich auf alle Kanalabschnitte und verhält sich entsprechend des Querschnittsverhältnisses des Kanalabschnitts S1 gemäß folgender Gleichung:

A6-2.3.4.1.4 Junctions

The sound power reduction in junctions is distributed over the total of all duct sections, corresponding to the cross-section ratio of the duct section S1 to be calculated as follows:

$$\Delta L_W = 10 \log \frac{S1}{\sum_{i=1}^{n} S_i} \text{ dB} \qquad [30]$$

Die Schallleistungspegelminderung gemäß Bild 18 hängt von der Frequenz ab.

The sound power level reduction shown in Figure 18 depends on the frequency.

Wenn die Abzweigung auch eine Umlenkung enthält, so kann die zusätzliche Pegelminderung gemäß Bild 16 und Tabelle 6 zusätzlich berücksichtigt werden.

If the junction also includes a bend, the additional level reduction associated with this can be allowed for according to Figure 16 and Table 6.

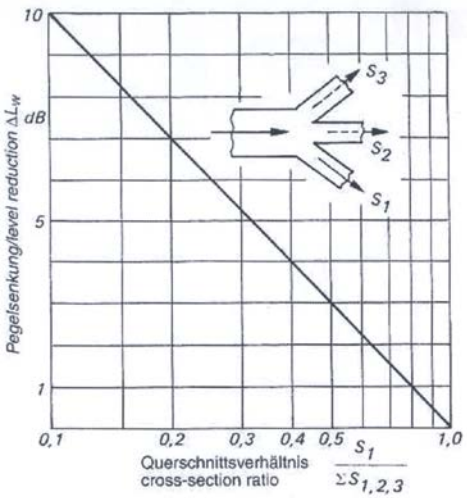
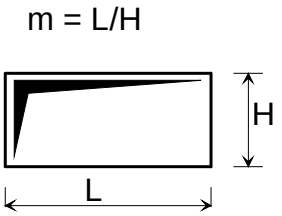


Bild 18: Pegelminderung an Abzweigungen

Figure 18: Level reduction at junctions



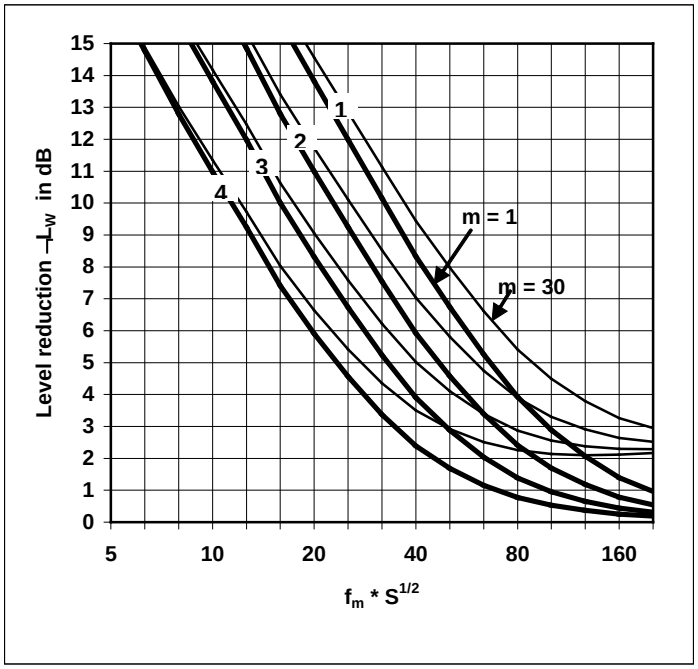


Bild 19: Pegelminderung durch Reflektion am offenen Ende des Luftkanals
Kanalmündung:
1 im Raum Ω = 4 π
2 in Wand Ω = 2 π
3 an Kante Ω = 1 π
4 in Ecke Ω = 0,5 π

Figure 19: Level reduction due to the reflection at the open end of the air duct
Duct nozzle:
1 in room Ω = 4 π
2 in wall Ω = 2 π
3 at edge Ω = 1 π
4 in corner Ω = 0,5 π

$$\Delta L_W = 10 \log \left[1 + \left(\frac{c}{4\pi f_m} \right)^2 \cdot \frac{\Omega}{S} \right] + m \cdot \left[0{,}04283 \cdot \log \left(f_m \cdot \sqrt{S} \right) - 0{,}0303 \right] \qquad [31]$$

Die theoretisch erreichbare Pegelminderung kann wegen der Schallabstrahlung durch die Kanalwand begrenzt sein. Aus diesem Grund sollte die größtmögliche Pegelminderung, die Kalkulationen zugrunde gelegt wird, nicht über 15 dB liegen.

Anmerkung: Für alle Komponenten, die nach DIN EN ISO 5135 (Ausgabe 1998) gemessen werden, ist die Mündungsreflektion in den Schallleistungspegel des Strömungsgeräusches bereits einbezogen.

The theoretically achievable level reduction may be limited due to the sound radiation through the duct walls. Therefore, the maximum sound reduction to be allowed for when calculating sound shall not exceed 15 dB.

Note: For all components measured according to DIN EN ISO 5135 (1998 edition), the nozzle reflection is already included in the sound power level of the flow noise.

A6-2.3.4.1.5 Mündungsreflexion

Bei niedrigen Frequenzen sind die Abmessungen des Luftaustritts normalerweise klein im Vergleich zur Wellenlänge des Schalls. Der Niedrigfrequenzanteil der ankommenden Schallwelle wird daher überwiegend an der Mündung reflektiert. Diese Minderung im Schallleistungspegel (Mündungsreflexion) ist in Bild 19 in Relation zu dem Produkt aus Frequenz und der Quadratwurzel der abstrahlenden offenen Austrittsfläche S dargestellt.

A6-2.3.4.1.5 Nozzle reflection

At low frequencies, the dimensions of the air openings are generally small compared with the wavelength of the sound. The low-frequency component of the approaching sound wave is therefore largely reflected at the nozzle. This reduction in the sound power level (nozzle reflection) is shown in Figure 19, relative to the product of frequency and the square root of the radiating clear nozzle area S.

A6-2.3.4.1.6 Weitere Komponenten von Klimaanlagen

Die frequenzabhängige Pegelminderungen am Luftaustritt oder -eintritt können gemäß der Mündungsreflexion gemäß Abschnitt A6-2.3.4.1.4 abgeschätzt werden, vorausgesetzt, dass der freie Luftaustritts- bzw. -eintrittsquerschnitt bekannt ist.

Pegelminderungen in den Elementen von Klimaanlagen, die wegen Lufterhitzern, Luftkühlern, Luftbefeuchtern und Brandschutzventilen auftreten, können im Allgemeinen vernachlässigt werden.

Anmerkung: Natürlich kann ein gewichtetes Schalldämmmaß von ca. 30 dB für verkapselte Brandschutzventile in Rauchabzugssystemen angenommen werden.

A6-2.3.4.1.6 Further air-conditioning system components

The frequency-dependent level reductions in the air outlet or inlet of air openings can be estimated by the nozzle reflection according to section A6-2.3.4.1.4, provided the clear outlet air cross-section for this is known.

Level reductions in air-conditioning system components, which occur due to air heaters, air coolers, air humidifiers, air filters and fire protection valves, may generally be ignored.

Note: Of course, a weighted sound attenuation amount of approximately 30 dB can be assumed for an enclosed fire protection valve in smoked extraction systems.

Hochleistungsfilter haben nur im Hochfrequenzbereich merkliche Pegelminderungen. Diese müssen den Herstellerdaten entnommen werden.

Pegelminderungen aufgrund von Induktionseinrichtungen, Mischanlagen und Durchflussmessgeräten hängen vom Typ des Bauteils ab. Diese Daten müssen der Herstellerinformation entnommen werden.

High-performance filters have appreciable level reductions only in the high-frequency range. These must be taken from the manufacturer's data.

Level reductions due to induction equipment, mixers and volumetric flow controllers depend on the type of component. These data are to be taken from the manufacturer's information.

A6-2.3.4.2 Interne Schallleistungsminderung, Übertragung nach Außen (technische Anwendung / turbulente Strömungsbedingungen)

A6-2.3.4.2 Internal sound power reduction, outward transmission (technical application / turbulent flow)

Die Schallenergie, die in ein Rohr eingeführt wird, wird nicht nur aufgrund der Dämmung als Folge innerer Verluste reduziert, sondern darüber hinaus durch die Tatsache, dass ein geringer Anteil der Schallenergie stets nach Außen als Folge der begrenzten Schalldämpfung der Rohrwandung übertragen wird. Bild 20 illustriert diese Situation.

The sound energy introduced into a pipe system is not only reduced by the attenuation as a result of internal losses, but also by the fact that the small proportion of sound energy is always transmitted outwards as a result of the finite sound attenuation of the pipe wall. Figure 20 clearly illustrates the situation.

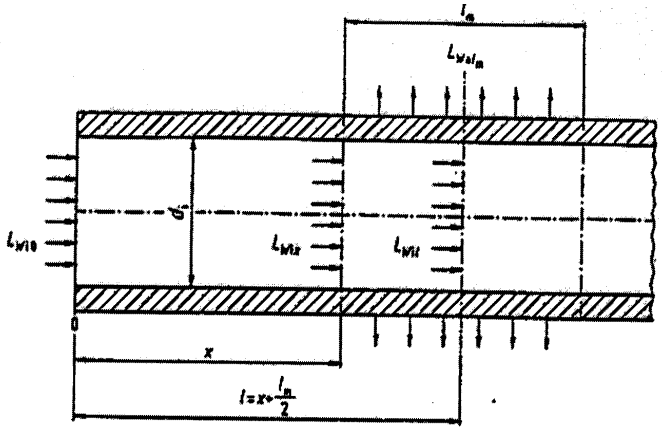


Bild 20: Situationsskizze zur Verminderung der Schallenergie in einer Rohrleitung durch innere Dämpfung und Verluste, die dadurch auftreten, dass ein Teil der Schallenergie durch die Rohrwand nach Außen übertragen wird

Figure 20: Layout diagram for the reduction of the sound energy in the field of a pipe by internal attenuation and losses resulting from outwards transmission of a proportion of the sound energy through the pipe wall

Anmerkung: Die Ableitungen der folgenden Gleichungen bis inklusive Gleichung [35] können einer Dissertation an der Universität Kaiserslautern von G. R. Sinambari entnommen werden.

Note: The deviations of the following equations up to and including equation [35] can be taken from G. R. Sinambari, Disseration der Universität Kaiserslautern.

Unter der Voraussetzung, dass keine Reflektionen und Dämpfungen an Leitungsenden, Verzweigungen, Einbauten, usw. auftreten und dass die Rohrwandung keine deutliche Körperschallanregung erkennen lässt, kann die Minderung des inneren Schallleistungspegels ΔL_{wi} in einer runden Leitung der Länge x (siehe Bild 20) wie folgt bestimmt werden:

Provided that no reflections and attenuations at pipe ends, branchings, fittings, etc. occur and that the pipe wall exhibits no significant excitation of solid-borne sound, reduction of the internal sound power level ΔL_{wi} in a round pipe of the length x (see Figure 20) is determined by:

$$\Delta L_{wi} = L_{wi0} - L_{wix} = 17{,}37\,\frac{x}{d_i}\,10^{-R_R/10dB} + \alpha x \text{ dB} \qquad [32]$$

wobei α der Absorptionskoeffizient des Rohres und R_R das Schalldämmmaß der Rohrleitung ist.

where α is the absorption coefficient of the pipe and R_R the pipe sound reduction index.

Wenn die vorgegebenen Bedingungen nicht angewendet werden können, müssen die resultierenden Änderungen des inneren Schallleistungspegels zusätzlich in Rechnung gestellt werden.

If the specified assumptions do not apply, the resulting changes in the internal sound power level shall additionally be taken into account.

Bei relativ kurzen Rohren oder Rohrabschnitten macht man keinen großen Fehler, wenn man die Längendämpfung nicht berücksichtigt. Für diesen Fall, $\alpha = 0$, zeigt Bild 21 die Minderung des inneren Schallleistungspegels pro Meter Rohrlänge.

In case of relatively short pipes or pipe sections, no great error is made if the longitudinal attenuation is not taken into account. For this case, $\alpha = 0$, Figure 21 shows the reduction of the internal sound power level per meter pipe length.

Ausgehend von Bild 20 und Gleichung [32] ist der Schallleistungspegel L_{WAlm}, der durch die Rohrwandung von Innen nach Außen über die Abschnittslänge l_m übertragen wird, wie folgt zu ermitteln:

Starting from Figure 20 and equation [32], the sound power level L_{WAlm}, which is transmitted from the inside outwards through the pipe wall in the length section lm of a pipe, is obtained:

$$L_{wal_m} = L_{wil} - R_R + 10 \log \frac{4\, l_m}{d_i} + K_a \text{ dB} \quad [33]$$

$$L_{wil} = L_{w0} - \left(17{,}37 \frac{l}{d_i} 10^{-R_R / 10 \text{ dB}} + \alpha_l \right) \text{dB} \quad [34]$$

$$K_a = 10 \log \frac{\sinh B}{B} \text{ dB}$$

$$B = \frac{l_m}{d_i} \left(2 \cdot 10^{-R_R / 10 \text{ dB}} + \frac{\alpha\, d_i}{8{,}69} \right) \quad [35]$$

Die Rohrdämmung von Luft $\alpha \cdot d_i$ ist frequenzabhängig und kann mit Gleichung [36] berechnet werden. Der Schalldämmwert des rohres wird in Bild 22 bzw. im Dokument A3-3.3.1.2 gezeigt.

The pipe insulation of air $\alpha \cdot d_i$ is frequency-dependent and can be calculated using equation [36]. The sound insulation value of the pipe is shown in Figure 22 or in document A3-3.3.1.2.

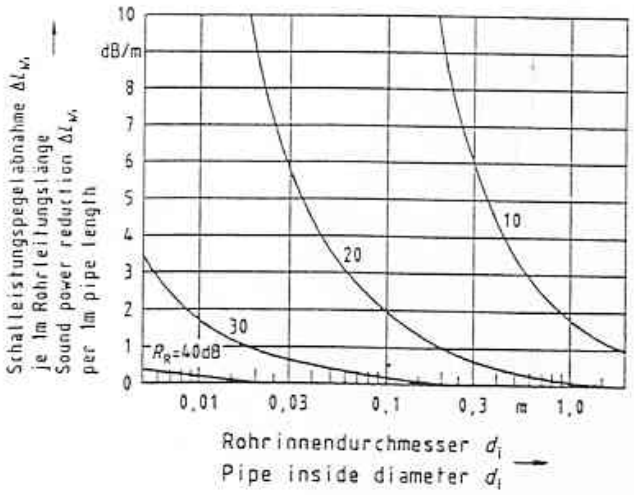


Bild 21: Minderung des inneren Schallleistungspegels ΔL_{wi} pro Meter als Folge der Schallübertragung durch die Rohrwandung nach Außen (die innere Dämpfung im Medium wird vernachlässigt, d. h. $\alpha = 0$), dargestellt als Funktion des Schalldämmmaßes R_R und des inneren Rohrdurchmessers d_i

Figure 21: Reduction of the internal sound power level ΔL_{wi} per meter as a result of sound transmission outwards through the pipe wall (the internal attenuation in the fluid is disregarded, $\alpha = 0$, represented as a function of the sound reduction index R_R and the inside pipe diameter d_i

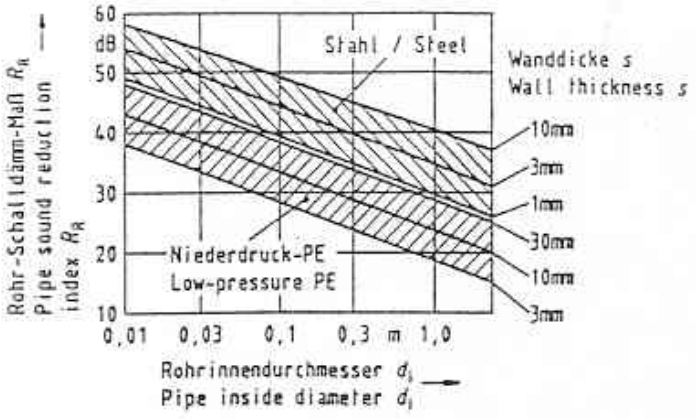


Bild 22: Schalldämmmaß R_R von Rohren unterschiedlicher Wandstärken als Funktion des inneren Rohrdurchmessers d_i für die Materialien Stahl und Niedrigdruck-PE für Luft von 20 °C und $p = 10^5$ Pa als Medium

Figure 22: Sound reduction index R_R of pipes with different thicknesses as a function of the inside pipe diameter d_i for the materials steel and low-pressure PE with air of 20 °C and $p = 10^5$ Pa as fluid

A6-2.3.5 Schallübertragung durch Kanalwände

A6-2.3.5.1 Schallübertragung von Innen nach Außen

Bild 23 zeigt den Berechnungsweg für die Schallabstrahlung nach Außen in einem Kanal, Bild 24 für die Schalleinstrahlung in einen Kanal und Bild 25 für die Schallübertragung zwischen zwei Räumen, die durch einen geschlossenen Kanal verbunden sind. Die angegebenen Abschätzungen gehen von der Bildung diffuser Schallfelder aus (Seitenverhältnis der Räume ≤ 1 : 3).

A6-2.3.5 Sound transmission through duct walls

A6-2.3.5.1 Sound transmission from inside to outside

Figure 23 shows the calculation path for the outwards sound radiation of a duct, Figure 24 for the sound radiation into a duct and Figure 25 for the sound transmission between two rooms connected by a closed duct. The estimates given assume the formation of a diffuse sound field (side ratio of rooms ≤ 1 : 3).

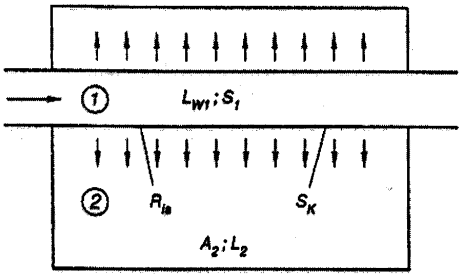


Bild 23: Schallabstrahlung durch die Wandungen eines Luftkanals nach Außen in einen Raum

Figure 23: Outward sound radiation of the walls of an air duct into a room

$$L_2 = L_{w1} - R_{ia} + 10 \log \frac{S_k}{S_1 \cdot A_2} + K_0 + 3 \text{ dB} \qquad [36]$$

wobei L_2 der Schallpegel im Raum in dB ist, L_{w1} ist der Schallleistungspegel im Luftkanal in dB, R_{ia} ist die Schalldämmung im Kanal von Innen nach Außen, A_2 ist die Absorptionsfläche im Raum in m^2, S_1 ist die Querschnittsfläche des Kanals in m^2, S_k ist die Übertragungsfläche der Kanalwandung in m^2 und K_0 die Winkelabmessungen des Raumes.

where L_2 is the sound level in the room in dB, L_{w1} is the sound power level in the air duct in dB, R_{ia} is the sound insulation of the duct from inside to outside, A_2 is the absorption area of the room in m^2, S_1 is the duct cross-section area in m^2, S_k is the transmission area of the walls in m^2 und K_0 the room angular dimension.

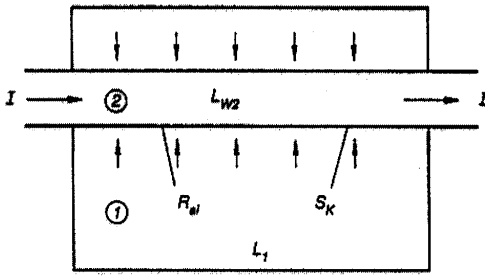


Bild 24: Schalleinstrahlung in einen Luftkanal

Figure 24: Inward sound radiation into an air duct

$$L_{w2} = L_1 - R_{ia} + 10 \log S_k - 6 \text{ dB} \qquad [37]$$

wobei L_{w2} der Schallleistungspegel im Luftkanal in dB ist, L_1 ist der Schallpegel im Raum in dB, R_{ia} ist die Schalldämmung im Kanal von Außen nach Innen und S_k die Übertragungsfläche der Kanalwandung in m^2.

where L_{w2} is the sound power level in the air duct in dB, L_1 is the sound level in the room in dB, R_{ia} is the sound insulation of the duct from outside to inside and S_k the transmission area of the walls in m^2.

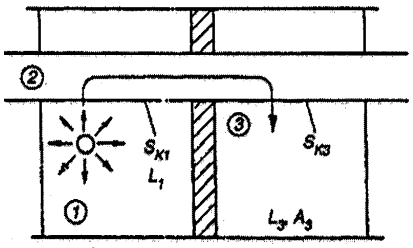


Bild 25: Schallübertragung zwischen zwei Räumen durch einen geschlossenen Luftkanal

Figure 25: Sound transmission between two rooms through a closed air duct

$$L_3 = L_1 - R_{ia} + 10 \log \frac{S_{k1} \cdot S_{k3}}{S_2 \cdot A_3} + K_0 - 3 \text{ dB} \qquad [38]$$

wobei L_1 und L_3 die Schalldruckpegel in den jeweiligen Räumen in dB sind, R_{ia} ist die Schalldämmung im Luftkanal in dB, S_2 ist der Kanalquerschnitt in m^2,A_3 ist Absorptionsfläche im schallaufnehmenden Raum in m^2, S_{k1} und S_{k3} sind die Übertragungsflächen des Luftkanals in m^2 und K_0 die Winkelabmessung des Raumes.

In Gleichung [36] wird angenommen, dass nur die Hälfte des Schallleistungspegels L_{w1} (L_{w1} – 3), der im Luftkanal auftritt, durch ihn in den anderen Raum übertragen wird.

In Gleichung [37] ist L_{w2} gemäß den Kanalquerschnitten I und II zu teilen, um die Schallleistung zu bestimmen, die in Richtung I und II abgestrahlt wird.

Gleichung [38] nimmt an, dass nur die Hälfte der Schallleistung L_{w2}, die von Außen in den Kanal eingestrahlt wird, nach „rechts" weitergeleitet wird und darüber hinaus, dass stromabwärts der Schallübertragung wiederum nur die Hälfte der Schallleistung über die Kanalwandung in den Raum 3 abgestrahlt wird.

Die Gleichungen gelten für Rundum-Ein- und -Ausstrahlungen. Das Verhältnis K_0 (Gleichungen [36] und [38]) bezieht sich auf einen einzelnen Kanal. Kanalabschnitte müssen entsprechend behandelt werden.

Anmerkung: Ausfürliche Berechnungen haben gezeigt, dass die Lösungen gemäß der Gleichungen [36] bis [38] in Abhängigkeit zu Oktaven ausgeführt werden müssen. Die Benutzung bestimmter Werte (wie z. B. R_w, L_A) führt in vielen Fällen zu Unregelmäßigkeiten im Endergebnis, die in der Praxis nicht hingenommen werden können.

Der zweite Übertragungsweg über die Kanalwandung selbst wird vernachlässigt. In kritischen Fällen wird empfohlen, dass die Körperschallübertragung unterbrochen wird (passende Flansche im Luftkanal oder Ähnliches auf Höhe des Raumteilers).

where L_1 and L_3 are the sound levels in the room in dB, R_{ia} is the sound insulation of the air duct in dB, S_2 is the cross-section of the duct in m^2, A_3 is the absorption area of the receiving room in m^2, S_{k1} and S_{k3} are the transmission areas of the air duct in m^2 and K_0 the room angular dimension.

In equation [36] it is assumed that only half (L_{w1} – 3) of the sound power level L_{w1}, occurring in the air duct, is transmitted via the air duct into the other room.

In equation [37], L_{w2} is to be divided according to the duct cross-sections I and II for determining the sound power radiated in direction I and II.

Equation [38] assumes that only half of the sound power L_{w2}, radiated into the duct from outside, is transmitted to the "right" and furthermore downstream of the sound again, only half of the sound power is radiated via the wall of the duct into room 3.

The equations apply for all-round inward and outward radiation. The correction K_0 (equations [36] and [38]) refer to the individual duct. Duct sections are to be treated similarly.

Note: Comprehensive calculations have shown that the solutions according to equations [36] to [38] must be carried out relative to octaves. Using individual values (such as R_w, L_A) causes in many cases irregularities in the end results which are unacceptable in practice.

The secondary path transmission via the wall of the air duct itself is ignored. In critical cases, it is recommended that the structure-borne sound transmission be interrupted (suitable flanges in the air duct or similar at the level of the room partition).

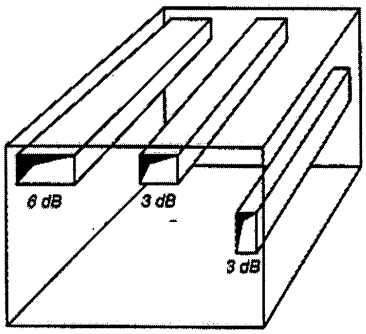


Bild 26: Fester Winkel K_0 für verschiedene Anordnungen von Kanälen in einem Raum (gilt auch für runde Luftkanäle)

Figure 26: Solid angle K_0 for different arrangements of the duct in the room (applies also to round air ducts)

A6-2.3.5.2 Schallübertragung über Luftkanäle / Klimaanlagen

Die Schallübertragung zwischen zwei Räumen, die wie im Bild 27 gezeigt durch einen an beiden Enden offenen Luftkanal verbunden sind, kann nur mit Schwierigkeiten genau berechnet werden. Die Schalleinstrahlung bzw. -abstrahlung hängt von der Lage der Öffnungen ab. Der Durchgang des Schalls ist von der Form der Kanalelemente abhängig.

A6-2.3.5.2 Sound transmission via air ducts / air-conditioning equipment

The sound transmission between two rooms which, as shown in Figure 27, are connected by an air duct open at both ends can only with difficulty be accurately calculated. The inward and outward radiation depends on the position of the openings. The passage is influenced by the shape of the duct elements.

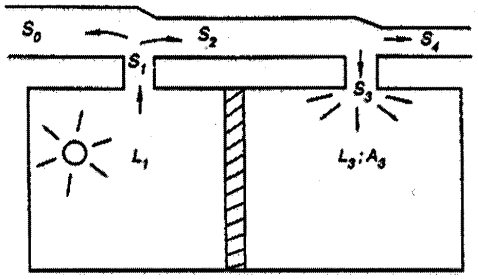


Bild 27: Schallübertragung zwischen zwei Räumen durch einen an beiden Enden offenen Luftkanal

Figure 27: Sound transmission between two rooms through an air duct open at both ends

Eine grobe Abschätzung kann mit Hilfe der Gleichung [39] vorgenommen werden, wobei der Effekt der Lage der Schalleingangsöffnung nicht berücksichtigt wird.

A rough estimation can be made using equation [39] with the effect of the position of the inlet openings not being considered.

$$K_3 = L_1 + 10 \log \frac{S_1 \cdot S_2 \cdot S_3}{(S_0 + S_2)(S_3 + S_4) A_3} + 6 - \Delta L_W \text{ dB} \qquad [39]$$

wobei S die Anströmflächen sind, A ist die äquivalente Absorptionsfläche des Raumes, L ist der Schalldruckpegel im Raum und ΔL_w die Pegelminderung über den Kanal.

where S are the approach flow areas, A is the equivalent absorption area of the room, L is the sound pressure level in the room and ΔL_w the level reduction via the duct.

A6-3 Lärmschutz

A6-3 Noise control

A6-3.1 Grundlagen des Lärmschutzes

A6-3.1 Principles of noise control

Mit den neuesten technischen Fortschritten auf dem Gebiet der Sicherheit und Hygiene am Arbeitsplatz ist es undenkbar geworden, Industrieanlagen ohne Berücksichtigung angemessener Schallschutzlösungen zu entwerfen.

With the most recent technological progress in the field of safety and hygiene in the labour scope, it is inconceivable to design an industrial installation without taking the proper sound attenuating solutions into consideration.

Der Entwurf solcher Lösungen basiert auf den Dämmungs- und Schalldämpfungskonzepten, die im Dokument A3 beschrieben wurden. Weitere Aspekte werden nachstehend im Verhältnis zu praktischen Lösungen von Schallproblemen erörtert, wobei allgemeine Grundsätze unterstrichen werden, die den verantwortlichen Konstrukteur beim Entwurf von bestimmten Schallschutzmaßnahmen unterstützen, wobei alle empfohlenen Gesichtspunkte zur Optimierung des Endergebnisses herangezogen werden.

The design of such solutions is based on the insulation and sound attenuating concepts already described in document A3. Different aspects will be discussed below in relation to the practical solution of sound attenuating problems, pointing out some general principles which support the designer in the adoption of a specific type of sound attenuating enclosure, considering all the recommended criteria to optimise the final result.

In diesem Sinne können die Empfehlungen von ISO 11690 „Akustik: Arbeitsplätze mit Maschinen“ benutzt werden. Diese Norm ist in drei Abschnitte aufgeteilt, die in diesem Dokument behandelt werden. Die Lärmschutzmaßnahmen können an der Quelle angewendet werden (das ist das kostengünstigste Verfahren), auf dem Schallausbreitungsweg und im Bereich des Empfängers. Die nachfolgende schematische Darstellung zeigt diese Aspekte und deutet die Arten der Lösungsmöglichkeiten an.

In this sense, the recommendations of ISO 11690 “Acoustics: Work place containing machinery” can be used. This standard is divided into three sections which are reflected in this document. The noise control measures can be applied at the source (it is the most cost-effective), on the transmission path an in the reception area. The following schematic graphic represents this aspect, also indicating the type of applicable solutions.

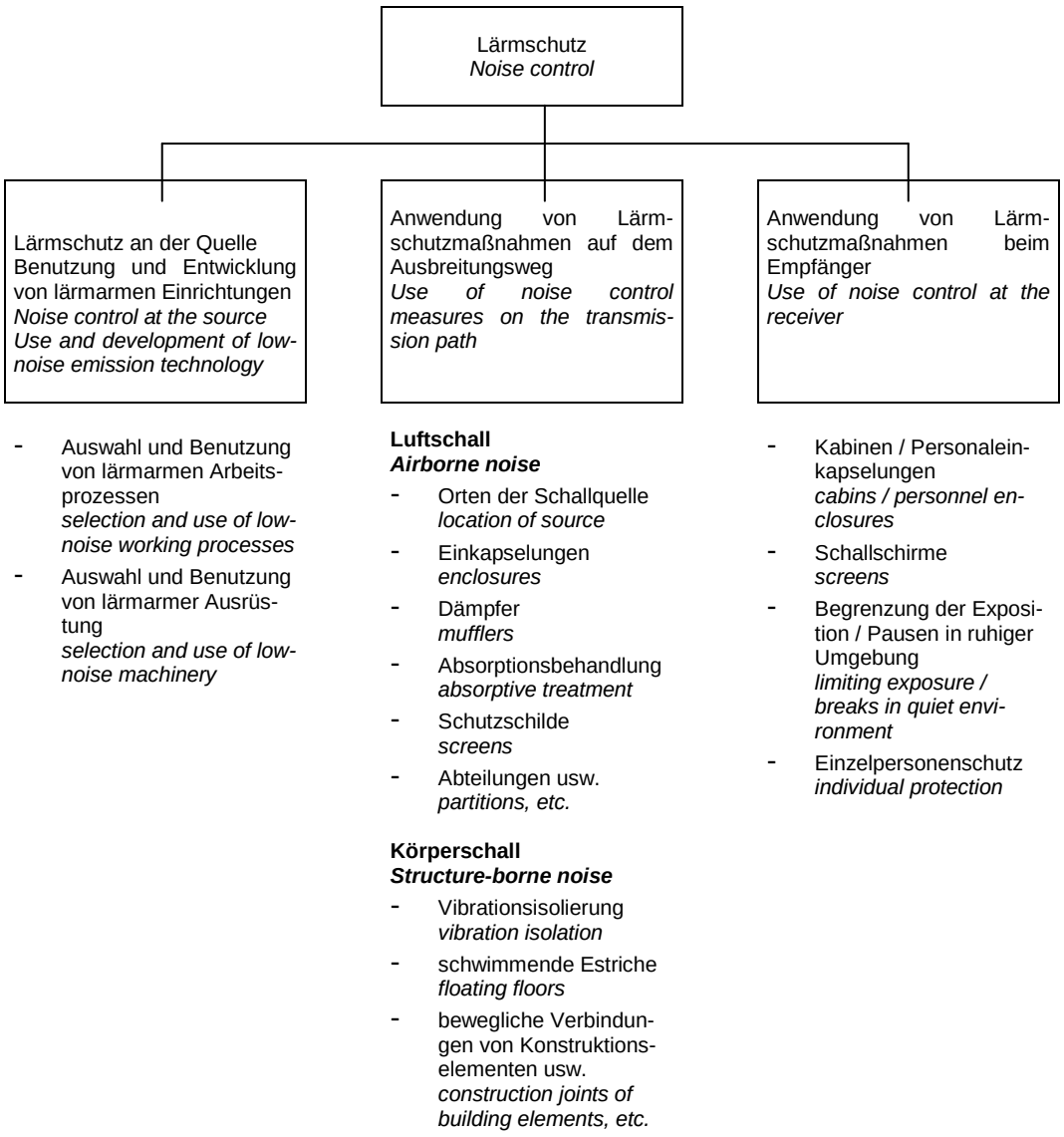


Bild 28: Schritte für die Umsetzung von Lärmschutzmaßnahmen

Figure 28: Steps for the implementation of noise control measures

A6-3.2 Lärmschutz an der Schallquelle

A6-3.2 Noise control at the source

A6-3.2.1 Allgemeines

Die Maßnahmen, die in diesem Abschnitt beschrieben werden, drehen sich um die Minderung des durch Arbeitsprozesse und Maschinen erzeugten Lärms. Sie sollten im Entwurfsstadium umgesetzt werden, da Maßnahmen im Nachhinein die Betriebsanforderungen beeinflussen können und im Allgemeinen teurer sind. Andererseits werden sie auch für bereits vorhandene Lärmquellen empfohlen (wo möglich).

Lärmschutz an der Quelle in der Arbeitsumgebung beschäftigt sich insbesondere mit der Lärmminderung vorhandener Maschinen, der Entwicklung und Auswahl von lärmarmen Arbeitsverfahren und Produktionstechnologien, dem Ersatz von Einzelteilen und der Abschätzung der erreichten Ergebnisse.

Die Ermittlung der Wirksamkeit von Lärmschutz an der Quelle basiert auf Messungen und wird durch Vergleich mit den Schallerzeugungsdaten abgeschätzt, die z. B. durch den Lieferanten / Hersteller angegeben werden (siehe ISO 11690-1:1996, Abschnitt 8).

A6-3.2.1 General

The measures described in this section deal with the reduction of noise generated by working processes and machines. They should be implemented at the design stage, because retrospective measures can affect operational requirements and are generally more expensive. However, they are also recommended for existing noise sources (when practicable).

Noise control at the source in workplaces deals in particular with the noise reduction of existing machines, the development and selection of low-noise working processes and production technologies, the replacement of machine parts and the assessment of the results obtained.

The determination of the effectiveness of noise control at the source is based on measurements and is assessed by comparison with the noise emission data, e. g. provided by the supplier / manufacturer (see ISO 11690-1:1996, section 8).

A6-3.2.2 Lärmschutz durch Gestaltung der Schallquelle

Soweit es sich um Maschinenlärm handelt (oder Lärm von technischen Produktionsanlagen), sollte man zwei Arten von Lärmerzeugung unterscheiden: flüssig-dynamische Lärmerzeugung (Gas und/oder Flüssigkeit) und mechanische Lärmerzeugung.

Flüssig-dynamischer Lärm entsteht durch zeitweise Schwankungen in Druck und Geschwindigkeit von strömenden Medien. Beispiele sind verbrennungsmotorische Vorgänge, Gebläse, Auspufföffnungen und hydraulische Systeme.

Mechanisch erzeugter Lärm stammt von Vibrationen von Maschinenteilen, die durch dynamische Kräfte angeregt werden, die ihrerseits z. B. durch Stöße oder ungleichgewichtige Massen entstehen. Die Vibrationen werden zu lärmabstrahlenden Oberflächen übertragen, wie z. B. die Ummantelung einer Maschine oder eines Werkstücks. Beispiele sind Zahnradübertragungen, Elektromotore, Hämmer, Schüttler oder mechanische Pressen (siehe Bild 29).

A6-3.2.2 Noise control at the source by design

When machine noise (or noise from technical production equipment) is considered, two types of noise generation should be distinguished: fluid-dynamic noise generation (gas and/or liquid) and mechanical generation.

Fluid-dynamic noise arises from temporary fluctuations in pressure and velocity of fluids. Examples are combustion processes, fans, exhaust openings and hydraulic systems.

Mechanically generated noise is caused by vibrations of machine components that are excited by dynamic forces which are generated e. g. by impacts or out-of-balance masses. The vibrations are transmitted to noise-radiating surfaces, e. g. to machine casing or work piece. Examples are tooth-wheel gears, electric motors, hammers, shakers or mechanical presses (see Figure 29).

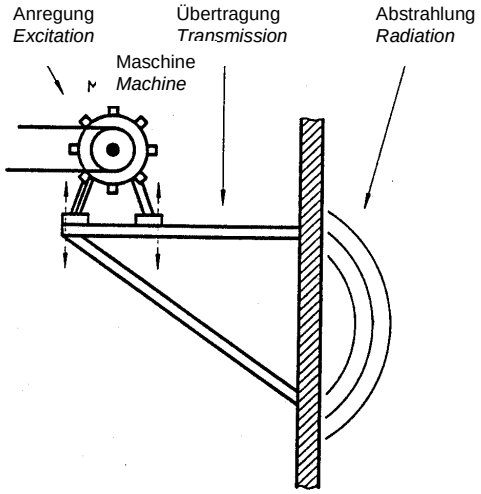


Bild 29: Entstehungsprozess von mechanischem Schall

Figure 29: Generation process of mechanical noise

Um Lärm an der Quelle zu beherrschen, sollte dieser Lärmerzeugungsmechanismus berücksichtigt werden.

Beispiele für die Minderung von flüssig-dynamischem Lärm sind Folgende:

a) Reduktion der zeitabhängigen Druckdifferenzen an der anregenden Quelle;
b) Reduktion von Strömungsgeschwindigkeiten;
c) Vermeidung plötzlicher Druckänderungen;
d) effektive Gestaltung von Durchflusskomponenten.

Beispiele für die Minderung mechanisch erzeugten Lärms sind Folgende:

a) Reduktion der lärmanregenden dynamischen Kräfte (z. B. durch Ausbalancierung mit zusätzlichen Massen);
b) Reduktion der Vibrationsenergie der Maschinenstruktur am Ort der Schallanregung für eine bestimmte dynamische Kraft [z. B. unter Zuhilfenahme von Versteifungen oder zusätzlichen Massen (Inertiablocks)];
c) Reduktion der Vibrationsübertragung (Körperschall) vom Ort der Anregung zu schallabstrahlenden Flächen [z. B. durch die Benutzung elastischer Elemente und Materialien mit hoher innerer Dämpfung (Gusseisen) oder durch Benutzung flexibler Verbindungen für Rohrleitungen];
d) Reduktion des durch vibrierende Bauteile abgestrahlten Schalls, z. B. durch Benutzung von
- dünnen Wänden mit Versteifungsrippen anstelle dicker steifer Wände,
- dämpfenden Auflagen auf dünnen Metallblechen,
- perforierten Metallblechen (unter der Voraussetzung, dass Schallisolation nicht benötigt wird);

In order to control noise at the source, the noise-generation mechanism should be taken into account.

Examples for the reduction of fluid-dynamic noise are the following:

a) reduction of periodical pressure fluctuations at the excitation source;
b) reduction of flow velocities;
c) avoidance of sudden changes in pressure;
d) effective design of through-flow components.

Examples for the reduction of mechanically generated noise are the following:

a) reduction of exciting dynamic forces (e. g. by balancing with additional masses);
b) reduction of the vibration energy of the machine structure at the excitation point for a given dynamic force [e. g. by means of stiffeners or additional masses (inertia blocks)];
c) reduction of the vibration transmission (structure-borne sound) frm the excitation point to the sound-radiating surfaces [e. g. by using elastic elements and materials with high internal damping (cast iron) or using flexible joints for pipe connections];
d) reduction of the sound radiated by a vibrating surface, e. g. by use of
- thin walls with ribs instead of thick stiff walls,
- damping layers on thin metal sheets,
- perforated metal sheets (provided noise insulation is not required);

e) schallisolierende Ummantelungen oder dickwandige Strukturen (dünne, beschichtete Metallbleche in der Nähe der abstrahlenden Oberfläche).

Einige Standardmaßnahmen für Lärmschutz an der Quelle sind in der unten stehenden Tabelle angegeben.

e) sound-insulating wrappings or thick-walled structures (thin damped metal sheets near the radiating surface).

Some standard measures of noise control at the source are given in the table below.

Maschinen *Machines*	Lärmschutzmaßnahmen *Noise control measures*
Industrielle Luftgebläse *Industrial air jets*	Mehrfachmündung *Multiple nozzle*
Ventilations- und Auspuffgebläse *Ventilator and exhaust fans*	Schalldämpfer *Silencer*
Kompressor *Compressor*	Schalldämpfer Vibrationsisolierung (Leitungen und Rohrhalter) Einkapselung *Silencer* *Vibration isolation (pipes and supports)* *Enclosure*
Elektromotor *Electric motor*	Einkapselung Schalldämpfer (wenn nötig, für das Gebläse) *Enclosure* *Silencer (if necessary, fort he fan)*
Kreissäge *Circular saw*	Klingentyp Vibrationsdämpfer, an die Sägeplatte geklebt *Blade design* *Vibration damper, glued to the saw plate*
Pneumatische Werkzeuge *Pneumatic tools*	Auspuffdämpfer Ersatz durch hydraulischen Prozess *Exhaust muffler* *Changing process to hydraulic*

Tabelle 6: Lärmschutz an der Quelle

Table 6: Noise control at the source

(Zusätzliche Informationen zu Lärmschutz an der Quelle sind in ISO/TR 11688-1 und ISO/TR 11688-2 enthalten).

(Additional information on noise reduction at the source is given in ISO/TR 11688-1 and ISO/TR 11688-2).

A6-3.2.3 Information zur Lärmabstrahlung

Zusätzlich zur Information zur Lärmabstrahlung durch Lieferanten / Hersteller in technischen Datenblättern kann es spezielle Maßnahmen für bestimmte Industriebereiche geben. Informationen zu solchen Maßnahmen können in Datensammlungen, Fachmagazinen und Veröffentlichungen von Fachvereinigungen usw. gefunden werden.

Für einige Maschinengruppen liegen Datensammlungen für Lärmabstrahlung bei bestimmten Betriebsbedingungen vor. Diese Listen können dem Käufer helfen, lärmarme Maschinen und Ausrüstungen auszuwählen.
Die Informationen, die die Hersteller von lärmerzeugenden Geräten anzugeben haben, sind in verschiedenen EU-Richtlinien festgelegt.

Es gibt zwei hauptsächliche Richtlinien, die die Standards festlegen, die Maschinen erfüllen müssen: Richtlinie 98/37 behandelt Sicherheitsaspekte, Richtlinie 2000/14 Aspekte der Umweltlärmbelastung.

Die erste verlangt, dass Maschinen unter dem Gesichtspunkt der Minimierung von Luftschallemission entworfen und hergestellt werden. Darüber hinaus wird gefordert, dass die Betriebsanleitungen und Handbücher zur Installation und zum Zusammenbau ebenfalls an der Minderung von Geräuschpegeln orientiert seien.

Entsprechend wird gefordert, dass der A-bewertete äquivalente Dauerschallpegel am Arbeitsplatz angegeben werden muss, wenn er über 70 dB(A) liegt, der Maximalwert des kurzzeitigen C-bewerteten Schalldruckpegels, wenn er über 130 dB liegt und der Schalldruckpegel, der erzeugt wird, wenn der A-bewertete äquivalente Schalldruck am Arbeitsplatz über 85 dB(A) liegt.

Zu den Messungen bestimmt die Richtlinie, dass sie mit dem am besten geeigneten Verfahren vorgenommen werden, wobei der Betreiber über die Betriebsbedingungen und die Messmethoden unterrichtet wird.

A6-3.2.3 Information on noise emission

In addition to the information on noise emission by suppliers / manufacturers in technical documentation, there may be measures specific to industrial sectors. Information on such measures can be found in databases, professional magazines, trade association journals, etc.

For some machine families there are lists of noise emission data obtained under specified operating conditions. These lists can help purchasers to select low-noise machines and equipment.
The information that must be given by the supplier of noise producing machinery is reflected in different EC directives.

There are two main directives which discuss the standards that the machinery has to fulfil: directive 98/37 from the safety point of view and directive 2000/14 from the environmental noise emission point of view.

The first one requires machinery to be designed and fabricated, also considering the minimisation of noise emission carried by air. Moreover, it is demanded that in the machinery instruction manuals the prescriptions in relation to installation and assembly be oriented to reduce the level of noise.

Likewise, it is demanded that the A-weighted equivalent continuous sound power level at the workstations shall be given when it is over 70 dB(A), the maximum value of the instantaneous C-weighted pressure level when it is over 130 dB, and the sound power level produced if the A-weighted equivalent sound pressure is over 85 dB(A) at the workstations.

Regarding the measurements, the directive indicates that the measurement will be carried out with the most appropriate coding, informing the client of the running conditions and the method used for the measurement.

Wenn die genaue Lage des Arbeitsplatzes nicht bestimmt ist, werden die Messungen in einem Abstand von 1 m von der Maschinenoberfläche und in einem Abstand von 1,6 m oberhalb der Standebene oder Zugangsplattform gemessen.

When the location of the workstation is not defined, the measurements will be carried out at a distance of 1 m from the surface of the machine and at a distance of 1,6 m in height above the ground level or access platform.

Richtlinie 2000/14 ist sehr viel umfangreicher als die Vorhergehende und sie ersetzt eine ganze Gruppe von Richtlinien, die bisher für Maschinen im Freien angewendet werden mussten. Diese Richtlinie verlangt, *„dass Maschinen das CE-Zeichen und Informationen zum garantierten Schallpegel tragen müssen, begleitet von einer CE-Konformitätsbewertung“*.

Directive 2000/14 is much more comprehensive than the previous one and substitutes a group of directives previously existing that were applied to machines used in the open. This directive requires *“that the machines must show the EC marking and the information of the level of guaranteed sound power, and they are accompanied by a conformity EC declaration”*.

Die Richtlinie unterscheidet zwei Maschinentypen: die, deren Schalldruckpegel nicht oberhalb einer angegebenen Grenze liegt (siehe unten stehende Tabelle) und diejenigen, die nur ihren Schalldruckpegel angeben müssen, aber keiner Begrenzung unterliegen.

The directive distinguishes two types of machines: those whose sound power level must not be over a given limit (see the table below) and those that must only show their sound power level, without being limited.

In dieser Richtlinie werden die Verwaltungsanforderungen erörtert, die für Zertifizierungen und anzuwendende Prüfmethoden gelten.

In this directive, the administrative requirements are discussed for the certification and valid test methods.

Art der Maschine / Ausrüstung *Type of machine / equipment*	Nettoleistungsumfang P in kW P_{el} [(1)] in kW Masse m in kg Schnittbreite L in cm *Net installed power P in kW* *Electric power P in kW* *P_{el} [(1)] in kW* *Mass in kg* *Cutting width L in cm*	Zulässige Schallleistungspegel *Permissible sound power level* in dB / 1 pW	
		Stufe I ab 03.01.2002 *Stage I as from 03.01.2002*	Stufe II ab 03.01.2006 *Stage II as from 03.01.2006*
Verdichtungsmaschinen (Vibrationswalzen, Vibrationsplatten, Vibrationsrahmen) *Compaction machines (vibrating rollers, vibratory plates, vibratory rammers)*	$P \leq 8$	108	105
	$8 < P \leq 70$	109	106
	$P > 70$	89 + 11 log P	86 + 11 log P
Kettenbagger, Kettenlader, Kettenschaufelbagger *Tracked dozers, tracked loaders, tracked excavator loaders*	$P \leq 55$	106	103
	$P > 55$	87 + 11 log P	84 + 11 log P
	$P \geq 55$	104	101
Radbagger, Radlader, Radschaufelbagger, Kipper, Erdreichverdichter, motorgetriebene Gabelstapler, mobile Kräne, Verdichtungsmaschinen (nicht vibrierende Walzen), Pflastermaschinen, hydraulische … *Wheeled dozers, wheeled loaders, wheeled excavator loaders, dumpers, graders, loader-type landfill compactors, combustion-engine driven counterbalanced lift trucks, mobile cranes, compaction machines (non-vibrating rollers), pavement-finishers, hydraulic power packs*	$P > 55$	85 + 11 log P	82 + 11 log P

Art der Maschine / Ausrüstung *Type of machine / equipment*	Nettoleistungsumfang P in kW P_{el} [(1)] in kW Masse m in kg Schnittbreite L in cm *Net installed power P in kW* *Electric power P in kW* *P_{el} [(1)] in kW* *Mass in kg* *Cutting width L in cm*	Zulässige Schallleistungspegel *Permissible sound power level* in dB / 1 pW	
		Stufe I ab 03.01.2002 *Stage I as from 03.01.2002*	Stufe II ab 03.01.2002 *Stage II as from 03.01.2002*
Bagger, Bauflaschenzüge und Förderbänder, Winden, motorgetriebene Hacken *Excavators, builders' hoists for the transport of goods, construction winches, motor hoes*	$P \leq 55$	96	93
	$P > 55$	83 + 11 log P	80 + 11 log P
Presslufthämmer und Hacken *Hand-held concrete brakers and picks*	$m \leq 55$	107	105
	$15 < m < 30$	94 + 11 log m	92 + 11 log m
	$m \geq 30$	96 + 11 log m	94 + 11 log m
Turmkräne *Tower cranes*		98 + log P	96 + log P
Schweißgeräte und Generatoren *Welding and power generators*	$P_{el} \leq 2$	97 + log P_{el}	95 + log P_{el}
	$2 < P_{el} \leq 10$	98 + log P_{el}	96 + log P_{el}
	$P_{el} > 10$	97 + log P_{el}	95 + log P_{el}
Kompressoren *Compressors*	$P \leq 55$	99	97
	$P > 55$	97 + 2 log P	95 + 2 log P
	$L \leq 50$	96	94[(2)]
	$850 < L \leq 70$	100	98
	$70 < L \leq 120$	100	98[(2)]
	$L > 120$	105	103[(2)]

(1) P_{el} für Schweißmaschinen: konventioneller Schweißstrom, modifiziert mit konventionellem Ladestrom für den niedrigsten Wert der vom Hersteller angegebenen Arbeitslast.
P_{el} für Stromerzeuger: Auslegungsleistung gemäß ISO 5828-1:1993, Abschnitt 13.3.2

(2) Nur ungefähre Zahlen. Endgültige Zahlen werden von der Ergänzung der Richtlinie abhängen, die nach dem in Art. 20 (3) geforderten Bericht folgt. Solange diese Ergänzung noch nicht da ist, werden die Zahlen der Stufe I auch in Stufe II weiterhin benutzt.

(1) P_{el} for welders: conventional welding current multiplied by the conventional load voltage for the lowest value of the duty factor given by the manufacturer.
P_{el} for power generators: prime power according to ISO 5828-1:1993, point 13.3.2

(2) Indicative figures only. Definitive figures will depend on amendment of the directive following the report required in Art. 20 (3). In the absence of any such amendment, the figures for stage I will continue to apply for stage II.

Tabelle 7: Zulässige Schallleistungspegel von Baumaschinen

Table 7: Permissible sound power levels of building machinery

Der zulässige Schallleistungspegel wird auf die nächste ganze Zahl gerundet (weniger als 0,5 die kleinere Zahl, größer oder gleich 0,5 die größere Zahl).

The permissible sound power level shall be rounded to the nearest whole number (less than 0,5, use lower number, greater than 0,5, use higher number).

Der Schallleistungspegel L_w wird als allgemeiner Maßstab zur Beschreibung von Lärm benutzt. Die im ersten Kapitel auseinander gesetzten Zusammenhänge müssen daher berücksichtigt werden, wenn der Schalldruck solcher Schallleistung berechnet wird.

The sound power level L_w is used as a common parameter to characterise the noise. The points explained in the first chapter must therefore be taken into consideration when calculating the sound pressure of such power.

Eine Erklärung dieses Problems ist im unten stehenden Beispiel angegeben:

An explanation of the problem is given in the example below:

In einem Vergleichstest zweier Presslufthämmer zum Kohleabbau innerhalb eines Stollens ergeben sich folgende Ergebnisse:

In a test comparing two pneumatic hammers used to drill inside coal mines, the following results are obtained:

Ein Presslufthammer mit L_A (CE-Zeichen) von 103 dB(A), Bezeichnung „geräuscharm". Der andere Hammer, älter und sehr viel lauter. In der Praxis was das L_{Aeq}, was der Arbeiter während der Arbeitszeit aufnahm, 112,9 erstes Modell) und 118,6 (zweites Modell). Dieser annähernd gleiche Pegel entsteht durch die Abmessungen des Stollens, die Reflektionen des Materials und die Arbeitsweise (nahe dem Ausstoß).

One hammer, with L_A (CE mark) 103 dB(A), type "silenced". The other hammer, older, much more noisy. In practice, their L_{Aeq} received by the worker for the working time was 112,9 (first type) and 118,6 (second type). This similar level is due to the dimensions of the mine galleries, the reflections of the materials and the way of working (close to the exhaust).

A6-3.2.4 Benutzung geräuscharmer Maschinen

A6-3.2.4 Use of low-noise machines

In manchen Fällen ist es günstiger, eine laute Maschineneinheit in einer Fabrik durch eine geräuscharme zu ersetzen (siehe unten stehende Tabelle) anstatt teure Lärmschutzmaßnahmen im Nachhinein einzusetzen.

In some circumstances, rather than implementing costly retrospective noise control measures, it is advantageous to replace a noisy unit in a plant with a low-noise one (see table below).

Lärmintensive Arbeitsprozesse *High-noise processes*	Geräuscharme Arbeitsprozesse *Low-noise processes*
Niethammer *Percussion riveting*	Druck- bzw. Rollnieten *Compression and roll riveting*
Antrieb durch Pressluft oder Verbrennungsmotor *Drive by compressed air or internal combustion engine*	Elektrischer Antrieb *Electrical drive*
Schneiden oder Bohren, z. B. Stein oder Beton durch Pressluft oder mit Verbrennungsmotoren getriebene Maschinen *Cutting or making holes in, e. g. stone or concrete by use of pneumatic or internal combustion percussive machines*	Benutzung von Maschinen, die mit Bohrern oder Kreissägeblättern mit diamantbesetzten Sägezähnen ausgerüstet werden können *Use of machines that can be fitted with drills or circular saw blades equipped with diamond teeth*
Heading in the die	*Tapering / full-forward extrusion*
Stichsäge *Push cutting*	Zugsäge *Pull cutting*
Gebläsetrocknung *Flow drying*	Strahlungstrocknung *Radiation drying*
Plasmasauerstoffschnitt *Plasma oxygen cutting*	Plasmaschnitt unter Wasser *Plasma cutting under water*
Schlag- und Stoßschnitt *Cutting shock, punching*	Laserstrahlschnitt *Laser-beam cutting*
Konventionelles TIG/TAG-Schweißen *Conventional TIG/TAG welding*	TIG/TAG-Lichtbogenschweißen *TIG/TAG shielded arc welding*
Brandhärtung *Flame hardening*	Laserstrahlhärtung *Laser-beam hardening*
Befestigung mit Nieten *Fastening with rivets*	Befestigung durch Blechpressung *Pressure fixing*
Schmieden *Stroke forming*	Hydraulische Pressverformung *Hydraulic pressing*
Punktschweißen *Spot welding*	Nahtschweißen *Seam welding*

Anmerkungen
1 Eine Änderung des Materials und/oder der Form des Bauteils kann die Benutzung einer geräuschärmeren Technik ermöglichen.
2 Diese Liste ist keinesfalls vollständig.

Notes
1 A change of the material and/or form of the component under manufacture may allow the use of low-noise production processes.
2 This list is by no means exhaustive.

Tabelle 8: Beispiele für alternative Arbeitsmethoden mit geringerer Lärmentwicklung

Table 8: Examples of alternative processes with lower noise

A6-3.2.5 Änderung oder Ersatz von Maschinenteilen

Es ist möglich, die Lärmentwicklung innerhalb einer Maschine und die Lärmabstrahlung von der Maschinenoberfläche zu vermindern, ohne die Maschinenleistung zu beeinträchtigen, indem man einzelne Komponenten ersetzt oder abändert. ISO 11690-2 gibt im Anhang A Beispiele solcher Lärmminderungsmaßnahmen.

A6-3.2.5 Modification or replacement of machine components

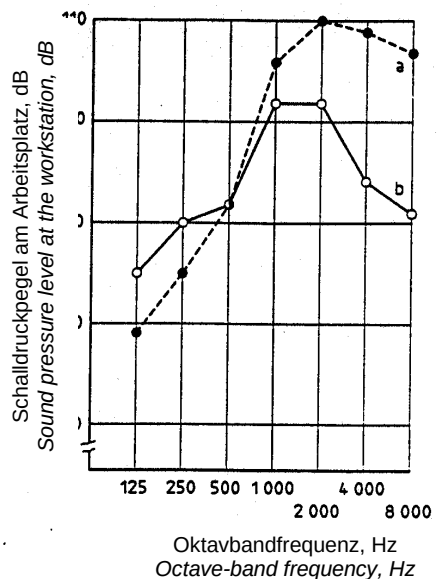
It is possible, by replacing or modifying machine components, to reduce noise transmission inside the machine and noise radiation by the machine surface without affecting the performance. ISO 11690-2 gives in Annex A examples of such noise reduction measures.

A6-3.2.6 Geräuscharme Arbeits- und Produktionstechnologien

Es gibt auch lärmintensive Arbeitsabläufe, die nichts mit festen Maschinen zu tun haben, z. B. bei Benutzung von Handwerkzeugen. Solche Arbeiten können oft die wichtigste Lärmquelle in einem Arbeitsraum sein. Wenn bei der Auswahl dieser Werkzeuge bzw. bei der Organisation der Arbeit Sorgfalt angewendet wird (z. B. lärmarme Hämmer, gefederte Arbeitsplatten, geräuscharme Schleifscheiben, magnetisch befestigte Dämpfungsmatten, usw.), können beträchtliche Lärmminderungen, wie in den Bildern 30 bis 33 gezeigt, erreicht werden.

A6-3.2.6 Low-noise working and production technologies

There are also noisy operations which are not connected with fixed machines, e. g. from the use of hand-held tools. These can often be the dominating noise sources in a workroom. If care is taken in selecting the tools or the working arrangements (e. g. sound-deadened hammers, cushioned work tables, low-noise grinding discs, magnetic damping mats, etc.), considerable noise reductions can be achieved as shown in Figures 30 to 33.

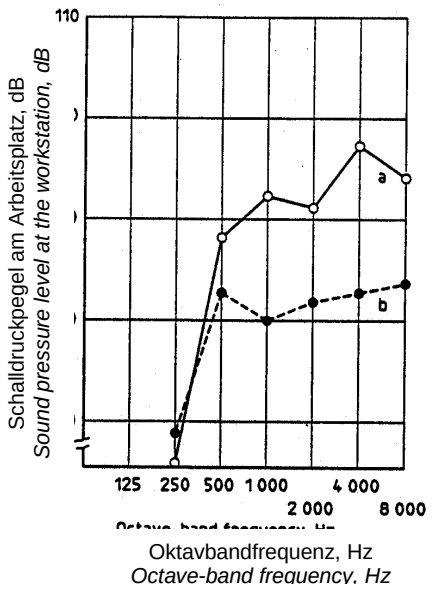


a) Herkömmlicher Stahlhammer
Conventional steel hammer
L_{pA} = 115 dB

b) Lärmarmer Hammer (mit kleinem Rückstoß)
Sound-deadened hammer (with little recoil)
L_{pA} = 107 dB

Bild 30: Beispiel für Schalldruckpegel während Hammerarbeiten

Figure 30: Example of sound pressure level during hammering

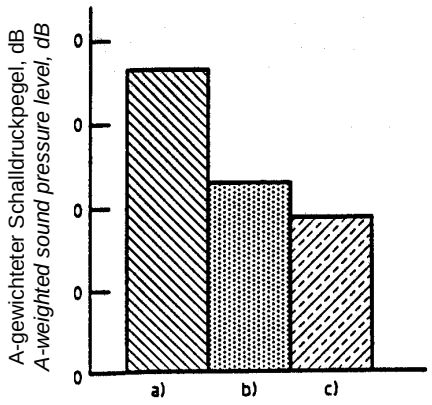


a) Harte Schleifscheibe
Hard grinding wheel
L_{pA} = 100 dB

b) Komposit-Abrieb-Schleifscheibe
Bonded abrasive grinding wheel
L_{pA} = 89 dB

Bild 31: Beispiel für Schalldruckpegel beim Schleifvorgang während der Reinigung eines schmiedeeisernen Elektromotorgehäuses

Figure 31: Example of sound pressure level when grinding during the cleaning of a cast iron electromotor housing



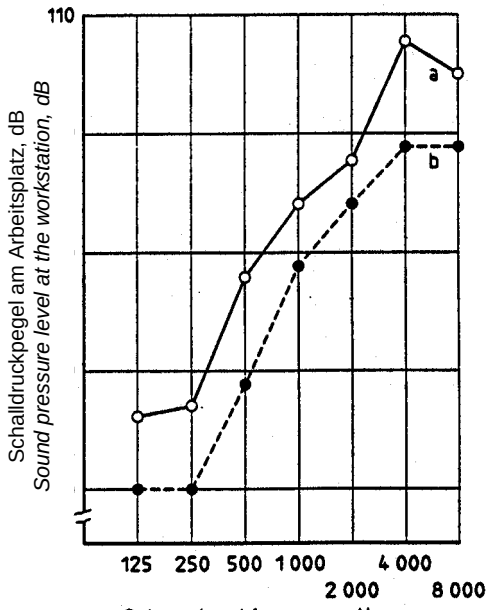
a) Stahlarbeitsplatte, 25 mm dick
Steel working plate, 25 mm thick

b) Stahlarbeitsplatte, gelagert auf viskosem Material, 40 mm dick
Steel working plate, damped by viscous material, 40 mm thick

c) Stahlarbeitsplatte, 200 mm dick
Steel working plate, 200 mm thick

Bild 32: Beispiel für Schalldruckpegel beim Hämmern

Figure 32: Example of sound pressure level with hammering



a) ohne magnetische Matte
without magnetic mat
L_{pA} = 111 dB

b) mit magnetischer Matte
with magnetic mat
L_{pA} = 102 dB

Bild 33: Beispiel für Schalldruckpegel beim Schleifen einer Stahlplatte

Figure 33: Example of sound pressure level when grinding a steel plate

Es ist immer vorteilhaft, eine besonders lautstarke Maschine oder Einheit in einer Fabrik durch ein geräuschärmeres Gerät zu ersetzen, z. B. durch Benutzung einer Maschine, die nach einem anderen Prinzip arbeitet (z. B. Ersatz eines Schlagschraubers durch einen angetriebenen Permanentschrauber).

It is always beneficial to replace a particularly noisy machine or unit in a plant with a quieter one, e. g. by using a machine that works to a different principle (e. g. replacing an impact screwdriver by a continuous direct-driven screwdriver).

Im Hinblick auf eingeführte Arbeitsprozesse sollte besondere Aufmerksamkeit auf die Möglichkeit verwendet werden, einen Arbeitsgang durch eine gleichermaßen effektive, aber leisere Methode zu ersetzen.

With regard to existing processes, particular attention should be paid to the possibility of substituting the process with an equally effective, but quieter method.

Wenn Arbeitsprozesse ersetzt werden, sollte systematisch nach geräuschärmeren Methoden gesucht werden.

When substituting a production process, low-noise alternatives should be systematically searched for.

Der sukzessive Einsatz von Maschinen, Ausrüstungsteilen und Arbeitsprozessen durch jeweils geräuschärmere Alternativen wird langfristig zu einer geräuschärmeren Arbeitswelt führen, auch wenn geräuscharme Maschinen zunächst gleichzeitig mit herkömmlichen geräuschvollen eingesetzt werden müssen.

The successive replacement of machines, plant items and processes by less noisy ones will in the long term lead to quieter working environments, even though low-noise machines have to be positioned alongside existing noisy ones.

Eine Methode der Lärmminderung besteht darin, Transportelemente nur in beladenem Zustand zu betreiben. Dies ist in abgedeckten Förderbändern normal, bei denen das transportierte Material den Hochfrequenzschall dämpft, den die unbeladene Maschine erzeugt. Eine automatische Vorrichtung, die das Band anhält, wenn es leer ist, ist eine Lärmschutzmaßnahme.

A method of noise reduction consists in using the elements of transport under load. It is normal in shielded conveyor belts, were the transported material attenuates the high-frequency sound originated by the machinery in unloaded condition. An automatic device, which stops this equipment when running unloaded, constitutes a noise control method.

A6-3.2.7 Wartung von Maschinen und Lärmschutzeinrichtungen

A6-3.2.7 Maintenance of machines and noise control devices

Schallpegel von Maschinen oder Arbeitsabläufen können auch als Folge mangelnder Wartung unnötig hoch sein, z. B. schlechte Schmierung, schlechte Ausrichtung, unwuchtige und lose Teile, usw. Optimale Arbeitsbedingungen sollten zu allen Zeiten eingehalten werden. Jeder Wartungsmangel erhöht normalerweise den Lärmpegel.

Noise emission levels from machines or processes can be unnecessarily high due to lack of maintenance, e. g. poor lubrication, misalignment, unbalanced and loose parts, etc. Optimum operating conditions should be maintained at all times. Any maintenance defect normally increases the noise levels.

Die Wartung der Lärmschutzeinrichtungen ist ebenfalls von höchster Wichtigkeit. Das Funktionieren von Verkapselungen, Schutzschilden und Schalldämpfern sollte deswegen sorgfältig überwacht werden.

Maintenance of noise control devices is also of prime importance. The functioning of enclosures, screens and silencers should therefore carefully be monitored.

Eine Lärmminderung durch sorgfältige Wartung ist sehr wichtig. Zum Beispiel kann an einer kleinen pneumatischen Winde mit 4 PS durch angemessene Wartung und Schmierung der Kugel- und Rollenlager eine Pegelminderung bis zu 5 dB(A) erreicht werden.

The sound attenuation obtained with the proper maintenance can be very important. For example, at a small pneumatic winch, with 4 HP, up to a level of 5 dB(A) of sound attenuation can be obtained with the adequate maintenance and greasing of the ball bearings and shaft bearings.

A6-3.3 Lärmschutz am Ausbreitungsweg

Absorbierende Maßnahmen, Kapselungen, Schalldämpfer, Schallschirme, Vibrationsisolierung und neu entwickelte aktive Systeme können effektive Maßnahmen zur Minderung des durch Maschinen, Einrichtungen, Rohrleitungssysteme und Öffnungen erzeugten Schalls sein.

Die Effektivität von Lärmschutz durch Kapselungen, Schalldämpfer oder Schallschirme kann durch die Einfügungsdämpfung, den Übertragungsverlust und das Schalldämmmaß gemessen und abgeschätzt werden (siehe ISO 11690-1:1990, EN ISO 15665 und Dokument A3).

A6-3.3.1 Absorption

Die Optimierung der räumlichen Anordnung von Maschinen kann eine wesentliche Minderung des Lärmpegels in Werkhallen bewirken. Dies gilt im Wesentlichen für die Planung neuer Werkhallen und Einrichtungen, sollte aber auch bei der Betrachtung vorhandener Werkhallen berücksichtigt werden.

Lärmminderung kann schon erreicht werden durch Vergrößerung des Abstandes zwischen den Lärmquellen und den Arbeitsplätzen.

Das Verhältnis zwischen der Lärmerzeugung einer Maschine und dem Lärmpegel in einem Raum wird durch die Schallausbreitung bestimmt (siehe Abschnitt A6-2). Die Schallausbreitung und damit die akustische Qualität eines Raumes werden durch die Oberflächenbehandlung (Decke und Wände) mit schallabsorbierenden Materialien beeinflusst, die entsprechend dem Frequenzspektrum des Lärms ausgewählt werden sollten. Die Dämpfung, die durch die Benutzung absorbierender Materialien erreicht wird, hängt im starken Maße von deren Dicke ab. Weiterhin ist es möglich, eine Art von „Absorbern“ (Resonatoren) zu benutzen, um das Ergebnis zu verbessern, wie dargelegt in Dokument A3.

Der Lärm in Räumen besteht aus dem direkten Schall von der Quelle und dem von den Begrenzungsflächen reflektierten Schall (Boden, Wände, Decken und andere Einrichtungen, Einbauten, usw.). Oberflächenbehandlung mit absorbierenden Materialien vermindert nur den reflektierten Lärm.

Wie im Abschnitt A6-2.2.3 dargelegt, ist es möglich, die akustische Qualität eines Raumes und damit die Auswirkung von Oberflächenbehandlung abzuschätzen, indem man die Schallausbreitungsgrößen, z. B. das Maß der räumlichen Abnahme (DL_2) und das Ausmaß der Schalldruckpegel (DL_f), benutzt.

Im Allgemeinen liegt der Industrielärm im Frequenzband zwischen 500 Hz und 2000 Hz. In solchen Situationen sind folgende Schallpegelminderungen in Werkhallen mit schallharten Wänden und Decken zu erreichen:

a) Im Nahbereich ist die Minderung des A-bewerteten Schalldruckpegels im Bereich von 1 dB bis 3 dB, da Oberflächenbehandlung wenig ausmacht.
b) Im Mittelbereich liegt die Minderung normalerweise zwischen 3 dB und 8 dB.
c) Im größeren Entfernungsbereich ist sie normalerweise zwischen 5 dB und 12 dB, je nach den Raumabmessungen und der Art von Wänden und Einbauten.

Die Verbindung von Oberflächenbehandlung und Schallschirmen ist normalerweise ziemlich wirksam und führt zu Minderungen des Lärmpegels, die bedeutend über denjenigen liegen, die man erhält, wenn man nur eine dieser Maßnahmen ergreift. Zusätzlich zur Schallminderung, die man objektiv messen kann, wird eine bedeutende subjektive Verbesserung erzielt.

A6-3.3 Noise control on the propagation path

Absorption treatment, enclosures, silencers, screens, vibration insulation and active systems being developed can be effective means for the reduction of the noise emitted from machines, installations, pipe systems and openings.

The effectiveness of noise control by using enclosures, silencers or screens can be measured and assessed by the insertion loss, the transmission loss and the reduction of sound level (see ISO 11690-1:1990, EN ISO 15665 and document A3).

A6-3.3.1 Absorption

An optimised spatial arrangement of machines can provide a substantial noise level reduction at workstations. This is mainly applicable when planning new plants and installations, but should also be considered for existing plants.

Noise reduction can be obtained by increasing the distance between the noise sources and workstations.

The relationship between noise emission from the machine and noise level in the room is determined by sound propagation (see chapter A6-2). Sound propagation and thereby the acoustical quality of a room are influenced by the treatment of surfaces (ceiling and walls) with sound-absorbing materials which should be selected in relation to the frequency spectrum of the noise. The attenuation obtained by the use of absorptive materials depends a lot of the thickness. Further, it is possible to use some kind of “absorbers” (resonators) in order to improve the result, as commented in document A3.

Noise in rooms consists of direct noise from the source and reflected noise from room boundaries (floors, walls, ceilings, other equipment, fittings, etc.). Absorptive surface treatment reduces exclusively the reflected noise.

As explained in chapter A6-2.2.3, it is possible to assess the acoustical quality of a room and therefore the effectiveness of a surface treatment by using the sound propagation quantities, e. g. the rate of spatial decay (DL_2) and the excess of sound pressure levels (DL_f).

Generally, industrial noise lies in the frequency range between 500 Hz and 2000 Hz. In such situations, the following reductions in sound pressure level relative to rooms with hard walls and ceilings must be achieved:

a) In the near region, the reduction of the A-weighted sound pressure level is in the range of 1 dB to 3 dB because surface treatment has very little effect.
b) In the middle region, this reduction is usually between 3 dB and 8 dB.
c) In the far region, it usually lies between 5 dB and 12 dB, depending on the room dimensions and the extent of wall treatment and fittings.

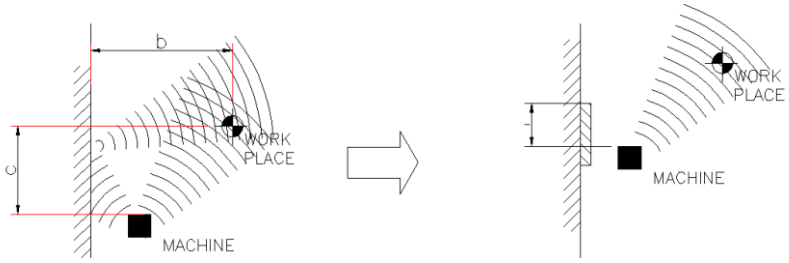
The combination of surface treatment and noise barriers is normally quite effective and leads to a noise level reduction which is substantially higher than that obtained with only one of these measures. In addition to noise reduction, which can be measured objectively, there will be an important subjective improvement.

Lärmpegelminderungen für einige einfache und praktische Fälle:
Bei einer Maschine in der Nähe einer Ecke oder Wand können die folgenden Gleichungen bei der Vorhersage des Schallpegels nach Durchführung von Maßnahmen helfen. Dies gilt, wenn keine weiteren Maschinen oder Oberflächen in Betracht gezogen werden müssen.

Noise level reduction for some simple and useful cases:
In case of a machine near a corner or wall, the following equations can help to forecast the sound level after treatment. This is valid when no more machines or surfaces must be taken into account.

Wand (Maschine oder Arbeitsplatz ganz in der Nähe)
Der typische Fall besteht in einer Maschine in der Nähe einer Wand und den Arbeitsplätzen deutlich weiter weg.
Das nachstehende Bild zeigt, wie eine Lärmminderung durch Benutzung einer absorbierenden Wandoberfläche erreicht werden kann (l = Abmessung der absorbierenden Fläche):

Wall (machine or workstation nearby)
The typical case consists of a machine close to a wall with the workplaces at a greater distance.
The following figure shows how sound reduction can be obtained by using absorber lining of the wall (l = dimension of the lining):



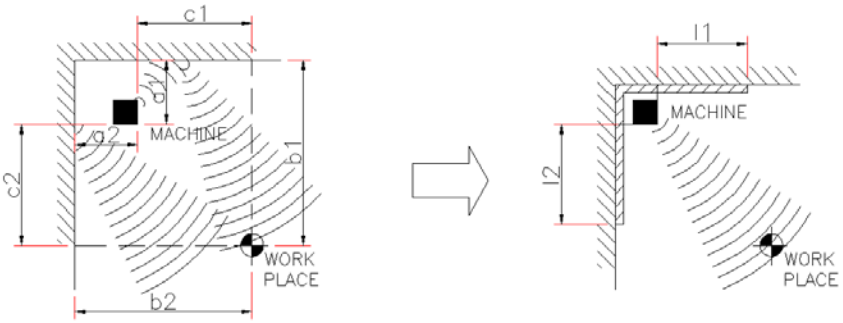
Dasselbe gilt, wenn der Arbeitsplatz in der Nähe der Wand ist. (In diesem Fall: b = Abstand Maschine – Wand, a = Abstand Arbeitsplatz – Wand, l = Länge der Wandbespannung).
In diesem Fall resultiert die Minderung des Schallpegels aus der Tatsache, dass das Material einen Absorptionskoeffizienten α_w entsprechend folgender Gleichung aufweist:

The same is valid when the workplace is close to the wall. (In this case: b = distance machine – wall, a = distance workplace – wall, l = length of the lining on the wall).
For this case, a level reduction of noise results in a material having the absorption coefficient α_w according to the following equation:

$$\Delta L = 3 - 10 \cdot \log (2 - \alpha w)\ \text{dB} \qquad [40]$$

Ecke (Maschine oder Arbeitsplatz ganz in der Nähe)
Die nachfolgende Situation ist ziemlich häufig (Maschine in einer Eckes des reflektierenden Raumes und der Arbeitsplatz in einiger Entfernung).

Corner (machine or workstation nearby)
The following situation is quite usual (machine in reflection room corner and workplace at a greater distance).



Wenn der Arbeitsplatz dichter an der Ecke ist als die Maschine, gilt diese Berechnung auch. (In diesem Fall: a_1, a_2 = Abstände des Arbeitsplatzes, b_1, b_2 = Abstände von der Maschine, c_1, c_2 = Abstände wie im Bild).

When the workplace is closer to the corner than the machine, the calculation is also valid. (In this case: a_1, a_2 = distances from the workplace, b_1, b_2 = distances from the machine, c_1, c_2 = distances as in the figure).

In diesen Fällen können die folgenden Gleichungen benutzt werden:

In these cases, the following equations can be applied:

$$\Delta L = 6 - 20 \cdot \log (2 - \alpha w)\ \text{dB} \qquad [41]$$

$$\alpha_W = \frac{\sum_f \alpha_f \cdot 10^{0{,}1 L_f}}{\sum_f 10^{0{,}1 L_f}} \qquad l = \frac{a \cdot c}{a + b} + k$$

wobei L_f der Schalldruckpegel in dB(A) in 1 m Entfernung in der Oktave oder Terz ist, α_f ist der Absorptionskoeffizient des absorbierenden Materials im Frequenzband.

where L_f is the sound pressure level in dB(A) at 1 m distance, in octave or third octave, α_f is the absorption coefficient of the absorbing material in the frequency band.

k ergibt sich aus $k \geq \frac{170}{f_u}$, wobei f_u (Hz) die niedrigste Frequenz ist, die noch auf den Gesamt-A-Schalldruckpegel des Lärmspektrums Einfluss hat. In der Mehrzahl der Fälle ist k = 1 (m) ausreichend.

k results from $k \geq \frac{170}{f_u}$, where f_u (Hz) is the lowest frequency which influences the total A-sound pressure level of the noise spectrum. In the majority of cases, k = 1 (m) is sufficient.

A6-3.3.2 Kapselungen

Im Fall, dass hohe Lärmpegel in Industrieeinrichtungen Probleme für Sicherheit und Hygiene bringen (Risiko des Gehörverlustes) oder das Wohlbefinden der Arbeiter beeinträchtigen, wird die Errichtung von schalldämmenden Kapselungen, Personenkabinen oder Schallschirmen als effektivste und brauchbarste Lösung angesehen.

Generell lässt sich feststellen, dass man eine bestimmte Empfehlung zu den geeignetsten der drei oben angesprochenen Lösungen nicht geben kann. Die Entscheidung hängt vollständig von den Bedingungen des Einzelfalls ab, wobei sowohl Aspekte der Produktion und andere Umstände, z. B. die vorgefundene Arbeitsumgebung, zu berücksichtigen sind. Aus diesem Grund sind für die Auswahl zwischen den verschiedenen Schalldämpfungslösungen für eine Produktionslinie durch Schalleinkapselungen und Abschirmungen für Maschinen oder durch schalldämmende Personalkabinen für Arbeiter, die Zugang zu der Produktionslinie haben, u. a. die folgenden Faktoren zu berücksichtigen: Schalldämmung, wirtschaftliche Überlegungen, thermische Belastung, Wartung der Maschinen, Zugänglichkeit, Produktivität, Sicherheit, Beleuchtung, Einfluss anderer äußerer physikalischer Einwirkungen.

Es ergibt sich, dass die am häufigsten benutzte und empfehlenswerteste Art von Schalldämmlösungen vom industriellen Gesichtspunkt der Gebrauch von Schalldämmpaneelen des „Sachwich"-Typs ist. In der Tat ermöglicht das Konzept des „Sachwich-Paneels" die entsprechende Änderung der Zusammensetzung des Paneels, um genau die benötigte Schalldämmungseigenschaft zu erreichen. Da die Paneele entfernt werden können, weisen sie einige wünschenswerte Merkmale für das normale Funktionieren der Maschinerie auf: Sichtbarkeit (Verwendung von Glasfenstern), Zugänglichkeit und Wartung (da sie entfernbar sind), usw. Wenn wir uns darauf beziehen, dass die Schallkapselungen entfernbar sind, denkt man normalerweise an Demontagemöglichkeiten der gesamten Fassade. In den fortschrittlichsten Paneelsystemen kann die Entfernung jedes einzelnen Paneels ermöglicht werden, was den Vorgang sehr erleichtert.

Die Kabinen oder Kapselungen müssen Belüftung aufweisen und über Türen und sonstige Einbauten (Kabelauslässe, usw.) verfügen, die das problemlose Funktionieren der Einrichtung sicherstellen. Sowohl die wirksame Abdichtung der Schleißelemente und Dichtscheiben als auch Anti-Vibrationsbehandlung, wenn Teile mit vibrierenden Maschinenteilen in Berührung sind, sind außerordentlich wichtig.

EN ISO 15667:2000 „Akustik – Richtlinien für Lärmschutz durch Kapselungen und Kabinen" behandelt die Wirksamkeit von Lärmschutzkapselungen und Kabinen. Die Norm benennt die akustischen und operativen Anforderungen, die zwischen dem Lieferanten oder Hersteller und dem Benutzer derartiger Kapselungen und Kabinen vereinbart werden müssen.

EN ISO 15667 gilt für zwei Arten von akustischen Einkapselungen und Kabinen:

a) Kabinen (Personaleinkapselungen) zum Schutz des Bedienungspersonals: freistehende Kabinen, die an Maschinen montiert sind (z. B. Fahrzeuge, Kräne).
b) Freistehende Kapselungen, die die Maschine abdecken oder einhausen: Einkapselungen mit einem Anteil von akustisch nicht behandelten Öffnungen von weniger als 10 % der gesamten Oberfläche sind der Hauptteil dieser internationalen Norm.

In EN ISO 15667 liegt der Schwerpunkt auf Leichtkonstruktionen. Andererseits sind dicke, massive Konstruktionen, wie z. B. Ziegelwände, nicht ausgeschlossen.

Kapselungen oder Kabinen mit mehr als 10 % offener und unbehandelter Fläche gehören in den Bereich der teilweisen Kapselungen. Sie sollten mehr als Schirme denn als Kapselungen betrachtet werden.

A6-3.3.2 Enclosures

In case of high noise levels in industrial installations creating problems for safety and hygiene (risk of loosing hearing capacity) or comfort of the workers, the installation of sound attenuating enclosures, personnel enclosures or sound barriers are some of the most effective and useful solutions.

As a general observation, a single recommendation cannot be given about the most adequate solution of the three types of installations discussed above. This decision will exclusively depend on the circumstances prevailing in each case, both considering the productive aspect and any other circumstance, e. g. the existing labour environment. For this reason, in order to choose between the different sound attenuating enclosures and screening for machines or for personnel, who have access to the production line, the following factors should be considered among others: sound attenuating, economical considerations, thermal stress, machinery maintenance, accessibility, productivity, safety, illumination, influence of other external physical effects.

Consequently, the most frequently used and most recommended type of sound attenuating solution from the industrial point of view is the use of removable sound attenuating panels of the "sandwich" type. In fact, the concept "sandwich-type panel" allows for the adequate changing of the composition of the panel to obtain precisely the required sound attenuating property. As the panels are removable, they will provide some desirable characteristics for the normal functioning of the machinery: visibility (using acoustic glass viewers), accessibility and maintenance (since they are removable), etc. When we refer to a sound enclosure being removable, we normally mean that the complete façade can be removed. In the most technically developed panel systems, the dismantling of each panel unit is possible, facilitating the operation implied.

The cabins or enclosures should allow for their own ventilation, the adequate doors and any other type of requirement (cabling lead-out, etc.) which guarantee the correct functioning of the installation. Both the correct sealing of the closing elements and gaskets and the anti-vibration treatments, when some parts thereof are in contact with the machinery transmitting vibrations, are very important.

EN ISO 15667:2000 "Acoustics – Guidelines for noise control by enclosures and cabins" deals with the performance of enclosures and cabins for noise control. It outlines the acoustical and operational requirements which are to be agreed upon between the supplier or manufacturer and the user of such enclosures and cabins.

EN ISO 15667 is applicable to two types of acoustic enclosures and cabins:

a) Cabins (personnel enclosures) for noise protection of operators: free-standing cabins attached to machines (e. g. vehicles, cranes).
b) Free-standing enclosures covering or housing machines: enclosures with a fraction of acoustically untreated open area of less than 10% of the total surface are the main subject of this international standard.

In EN ISO 15667, emphasis is put on lightweight constructions. However, thick, massive structures, such as brick walls, are not excluded.

Enclosures or cabins with more than 10% open and untreated area belong to the category of partial enclosures. They may be considered more as screens than as enclosures.

ISO 11957 enthält die Regeln zur Ermittlung der Schalldämmleistung solcher Kabinen. Die in dieser Norm benutzte Wert für die Schalldämmung (D_p) in Oktaven oder Drittel-Oktaven ergibt sich aus:

$$D_p = (L_p)_{Raum} - (L_p)_{Kabine}$$

wobei L_p der durchschnittliche Schalldruck im Raum und in der Kabine in dB ist. Diese Definition gilt für den Raum unter Nachhallbedingungen. Die Norm enthält für andere Fälle auch andere Definitionen.

Eine andere Möglichkeit, um die Wirksamkeit einer Schallkapselung abzuschätzen, ist das Einfügungsdämmmaß D_e, das wie folgt definiert ist:

ISO 11957 gives the rules to determine the sound insulation performance of cabins. The term suggested by this standard is the sound insulation (D_p), in octaves or third-octaves, obtained as:

$$D_p = (L_p)_{room} - (L_p)_{cabin}$$

where L_p is the average of the sound pressure in dB, in the room and in the cabin. This definition refers to the room under reverberant conditions. The standard gives other definitions for other cases.

Another possibility to evaluate the effectiveness of a sound enclosure is using the insertion loss D_e which is defined and can be calculated as follows:

$$D_{e\ Kapselung} = \Delta L_{w\ Kapselung} = L_{w\ Motor\ ohne\ Kapselung} - L_{w\ Motor\ mit\ Kapselung}$$
$$D_{e\ enclosure} = \Delta L_{w\ enclosure} = L_{w\ engine\ without\ enclosure} - L_{w\ engine\ with\ enclosure} \qquad [42]$$

$$L_{w\ Motor\ mit\ Kapselung} = L_{w\ Motor\ ohne\ Kapselung} + 10\log\left(\frac{4}{A}\right) - R + 10\log S$$
$$L_{w\ engine\ with\ enclosure} = L_{w\ engine\ without\ enclosure} + 10\log\left(\frac{4}{A}\right) - R + 10\log S \qquad [43]$$

wobei A die äquivalente Absorptionsfläche der Auskleidung der Kapselung in m^2 ist, R ist die Schallminderung / Dämmung in dB (siehe A3-3.3) und S ist die Oberfläche der Kapselung in m^2.

where A is the equivalent absorption area of the enclosure lining in m^2, R is the sound reduction / insulation in dB (see A3-3.3) and S is the surface of the enclosure in m^2.

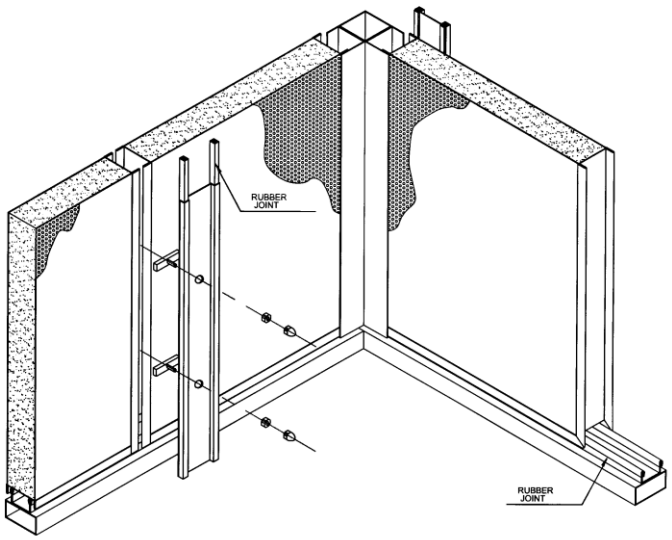


Bild 34: Akustische Kapselung oder Wall aus akustischen Paneelen, mit Gummiisolierung verbunden und elastisch aufgestellt

Figure 34: Acoustical enclosure or barrier made of acoustical panels, joined with rubber isolation and supported by an elastic system

Es ist wichtig, die Innenoberfläche der Kapselung mit schallabsorbierendem Material zu verkleiden. Eine in der Industrie üblicherweise benutzte Auskleidung der Sandwich-Paneele ist Lochblech (Lochanteil über 25 %), die eine Lage von hochabsorbierendem und dichtem Material, wie z. B. Mineralwolle, überdeckt.

It is essential to cover the internal surface of the enclosure with sound absorbing material. A habitual finishing of sandwich panels, used in industry, is a perforated sheet (perforation percentage over 25%) covering a layer of highly absorbing and dense material, like mineral wool.

Besondere Aufmerksamkeit muss der Vibrationskontrolle zugewandt werden. Es ist tatsächlich häufig, dass die Maschine ein hohes Maß an Vibration erzeugt, die auf die Schallschutzkapselung übertragen wird und eine zusätzliche Lärmquelle erzeugt, womit die tatsächliche Schalldämmeigenschaft der Kapselung beeinträchtigt wird. Die Paneele, die die Kapselung formen, sind normalerweise im Verhältnis zur Maschine „leichte“ Strukturen, die als Abstrahlflächen fes durch die Vibration erzeugten Körperschalls dienen. Aus diesem Grund müssen feste Verbindungen zwischen den Paneelen und der Maschine vermieden werden und in manchen Fällen sollten entsprechende Schwingungselemente zwischengeschaltet werden, um den Körperschall zu dämmen.

Special attention must be given to the vibration control. In fact, it is frequent that the machinery generates high levels of vibration, which are transmitted to the sound attenuating enclosure, originating an additional noise source and, therefore, reducing its real sound attenuating properties. The panels forming the enclosure are usually of “light” structures compared with the machinery, acting as radiant panels of the noise originated by the vibrations. For this reason, it is required to avoid rigid connections of these panels with the machinery, and in some cases they should be designed with proper shock absorbing qualities to absorb the structural noise.

Ein Beispiel solcher Anti-Vibrationsverbindungen ist unten gezeigt.

One example of these anti-vibration joints is shown below.

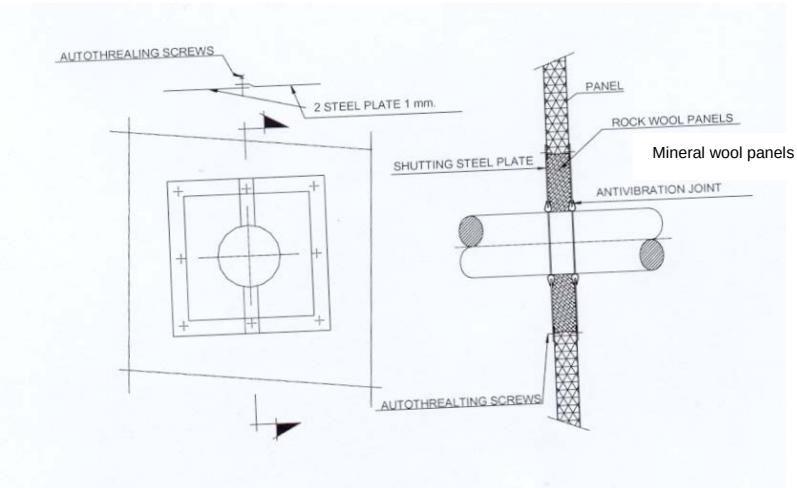


Bild 35: Akustisches und Anti-Vibrationssystem für Rohrleitungsdurchführungen durch das Sandwich-Panel einer Kapselung – Lecks

Figure 35: Acoustical and anti-vibration system for a pipe crossing through an acoustical panel opening in an enclosure – Leaks

Wie auf dem nächsten Bild gezeigt, müssen Durchführungen auf ein Minimum begrenzt werden, um gute Wirksamkeit der Schallschutzeinkapselung sicherzustellen. Es ist daher erforderlich, auf die Notwendigkeit korrekter Konstruktion sowohl der Schalldämpfer in Lüftungsöffnungen als auch der Glasfenster und Schallschutztüren, wo erforderlich, hinzuweisen.

As it is shown in the following figure, it is required to reduce the openings to a minimum in order to assure the real effectiveness of the sound attenuating enclosure. In this sense, it is necessary to point out the need to use correctly designed silencers in the ventilation openings as well as glass viewers and sound attenuating doors, where necessary.

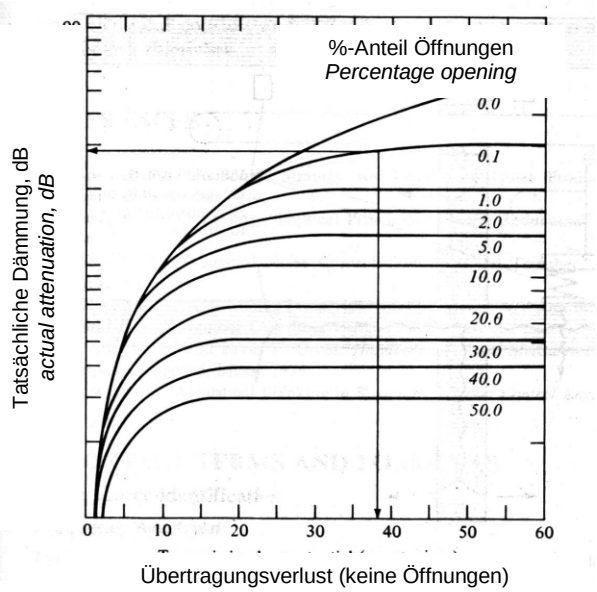


Bild 36: Die Grafik muss wie folgt benutzt werden: Für eine Kapselung mit einem theoretischen R: 38 dB, mit 0,1 % Öffnungen in der Oberfläche ist die tatsächliche Schalldämmung 29 dB

Figure 36: The figure must be used as follows: For an enclosure with an theoretical R: 38 dB, with 0,1% opening surface, the actual sound reduction becomes 29 dB

Türen und Glasfenster werden im Abschnitt über Personalkapselungen behandelt. Für Schalldämpfer gibt es ebenfalls einen besonderen Abschnitt. Zusätzlich zu dem bereits Gesagten wird die folgende (SABNE) Gleichung als Richtwert für die Schalldämmung benutzt, die man durch Absorptionsauskleidung eines Kanals erhält. Sie kann nützlich sein, um die Wirkung eines Lärmlecks in einer Schallschutzeinkapselung abzuschätzen:

Reference to doors and glass viewers will be made in the chapter on personnel enclosures. Also, silencers are being dealt with in a separate chapter. Apart from what we have already mentioned, the following (SABINE) equation is used as a guide on the sound attenuation obtained by the absorption of the air circulation through a duct, which can be very useful in estimating the noise leak through a sound attenuating enclosure:

$$\Delta L_W = 1{,}05 \cdot \left(\frac{P}{S}\right) \cdot \alpha^{1{,}4} \qquad [44]$$

wobei ΔL_w die Dämmung in dB pro m ist, P ist der Umfang des Kanals in m, S ist der Querschnitt des Kanals in m^2 und α ist der Materialabsorptionskoeffizient in m^2.

where ΔL_w is the acoustic insulation in dB per m, P is the perimeter of the duct in m, S is the cross-section of the duct in m^2 and α is the material absorption coefficient in m^2.

Diese Formel wird bei Frequenzen zwischen 250 Hz und 2000 Hz empfohlen, und die Genauigkeit nimmt zu, wenn das Verhältnis von Kanallänge zu Wellenlänge zunimmt.

Wo es nicht möglich ist, Schalldämpfer oder akustische Kanäle zu installieren, gibt es eine letzte Möglichkeit, den Dämpfungsverlust durch den Einbau „akustischer Fallen“ auf ein Minimum zu reduzieren. Ihr Prinzip beruht darauf, die Luft durch ein „Labyrinth“ zu führen, indem sie ihren Schalldruck durch Kontakt mit absorbierendem Material verliert (siehe A6-3.3.4.3).

Auf den nachfolgenden Bildern erkennt man die Bedeutung dieser Lösungen (akustische Fallen oder Kanäle mit Absorptionsauskleidung). Außerdem erkennt man die Verbesserung der Schalldämmung durch Absorptionsmaterial auf der Innenseite der Kapselung.

This equation is recommended in frequencies between 250 Hz and 2000 Hz, and its precision increases when stepping up the ratio of length of the duct compared to the wavelength.

In cases where it is not possible to install silencers or acoustic ducts, there is a final opportunity to reduce the loss of insulation to a minimum by designing “acoustic traps”. Their principle is based on circulating air through a “labyrinth” in which it looses its sound power through contact with the absorbing material (see A6-3.3.4.3).

In the following figures, it is possible to see the importance of these solutions (acoustic traps or absorption-treated ducts) as well as the improvement of the attenuation with absorption inside the enclosure.

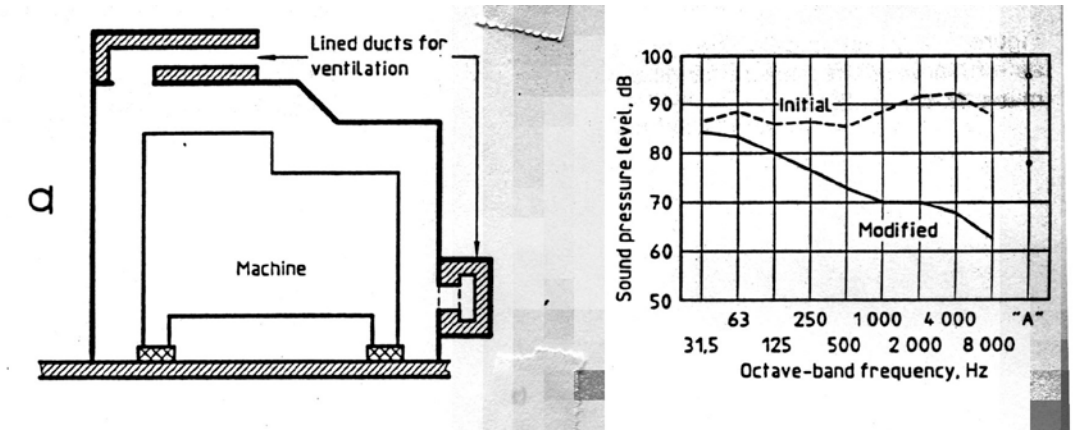


Bild 37: Akustische Kapselung <u>ohne</u> Absorptionsbehandlung

Figure 37: Acoustical enclosure *without* absorption treatment

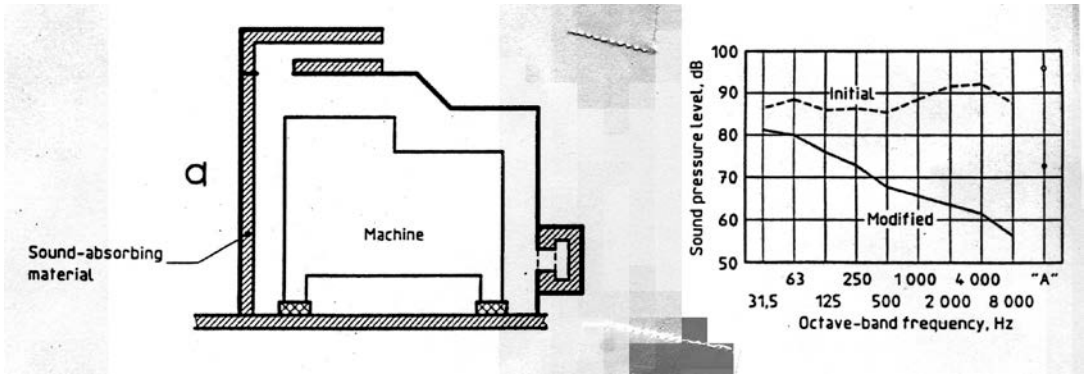


Bild 38: Beispiel für die Verbesserung der Dämmung in einer akustischen Kapselung <u>mit</u> Absorptionsbehandlung

Figure 38: Example of the improvement of the insulation of an acoustical enclosure <u>with</u> absorption treatment

Bei teilweisen Kapselungen erschwert die Kombination aller Parameter, die normalerweise bei solchen Schallschutzkonstruktionen zusammen mit dem besonderen Einfluss der Geometrie, der Umgebung und der offenen Flächen berücksichtigt werden müssen, die Entwicklung einer Methode, die das erreichbare Schalldämmmaß voraussagt, insbesondere wenn wir von mehreren offenen Flächen ausgehen.

Die unten stehende Tabelle gibt einige nützliche Informationen zu dem Konzept für akustische Kapselungen in Abhängigkeit von der Lärmquelle.

In case of partial enclosures, the combination of all the parameters, that are normally handled in these sound attenuation constructions together with the special influence of the geometry, environment and open surfaces, make it very difficult to establish a method which predicts the sound attenuation that will be obtained, specifically when we are contemplating more open surfaces.

The following table gives some useful information regarding the conception of the acoustical enclosures, depending of the type of the noise source.

Gruppe *Group*	Kapselungskonstruktion *Enclosure construction*	Flächengewicht der Kapselungswand*) *Mass per unit area**) *of enclosure wall*	Verschluss und zulässige Größe von Öffnungen**) *Sealing and allowable size of opening***)	Körperschalldämmung$^{\Delta)}$ (normalerweise erforderlich und dem Anwendungsfall angepasst *Structure-borne sound insulation*$^{\Delta)}$ *(generally necessary and adapted to the application)*	Einfügungsdämpfung D_e *Insertion loss* D_e ΔL_A
I	schallabsorbierende Matte *sound-absorbing mat*	5 bis */ up to* 6 kg/m^2	keine besonderen Verschlussmaßnahmen erforderlich, Gesamtöffnungsfläche: < 10%) *No particular sealing measures necessary, total opening area: < 10%)*	keine *none*	3 bis / *up to* 10 dB
IIa	einlagige Kapselung ohne schallabsorbierende Beschichtung *single-layered enclosure without sound-absorbing coating*	5 bis / *up to* 15 kg/m^2	Gesamtöffnungsfläche: > 5 %) *total opening area: < 5%)*	In Abhängigkeit des Einzelfalls oder einfache elastische Lagerung der Lärmquelle *depending on case or simple elastic support of noise source*	5 bis / *up to* 15 dB
IIb	einlagige Kapselung mit schallabsorbierender Beschichtung *single-layered enclosure with sound-absorbing coating*	5 bis / *up to* 15 kg/m^2	Verschluss Gesamtöffnungsfläche: < 5 %) *Sealing* *total opening area: < 5%)*	einfache elastische Lagerung der Lärmquelle oder elastische Fundamenttrennung, wenn die Maschinen- und Kapselungsbefestigung auf festem Untergrund montiert sind, siehe Verschluss *simple elastic support of noise source or elastic foundation separation when mounting on solid ground assembly and fastening of the enclosure, see sealing*	7 bis / *up to* 25 dB
IIc	einlagige Kapselung mit schallabsorbierender Beschichtung *single-layered enclosure with sound-absorbing coating*	20 bis / *up to* 25 kg/m^2	Geamtöffnungsfläche: < 0,1 %) *total opening area: < 0,1%)*	wie IIb *like IIb*	10 bis / *up to* 30 dB
IIIa	zweilagige Kapselung mit schallabsorbierender Beschichtung oder schwere einlagige Kapselung (Mauerwerk) *double-layered enclosure with sound-absorbing coating or heavy single-layered enclosure (masonry)*	5 bis 10 kg/m^2 pro Lage *5 up to 10 kg/m^2 per layer* ca. / *about* 100 kg/m^2	Verschluss Gesamtöffnungsfläche: < 0,01 %) *Sealing* *total opening area: < 0,01%)*	mögliche Entdröhnung *possibly debooming*	20 bis / *up to* 40 dB
IIIb	zweilagige Kapselung mit schallabsorbierender Beschichtung oder schwere einlagige Kapselung (Mauerwerk) *double-layered enclosure with sound-absorbing coating or heavy single-layered enclosure (masonry)*	10 bis 15 kg/m^2 pro Lage *10 up to 15 kg/m^2 per layer* ca. / *about* 400 kg/m^2	Durchführungen und Demontage sollten vermieden werden, Verschluss *grommets and dismantling should be avoided, sealing*	doppelte elastische Lagerung der Lärmquelle oder elastische Fundamenttrennung Montage und Befestigung der Kapselung, siehe Verschluss *double elastic support of noise source or elastic foundation separation assembly and fastening of the enclosure, see sealing*	30 bis / *up to* 50 dB

*) Ohne Auflagerkonstruktion, schallabsorbierende Beschichtung (das Gesamtgewicht der Wand kann ein Vielfaches dieses Gewichts sein).

**) Ohne Berücksichtigung von Öffnungen, die nötigenfalls mit Schalldämpfern auszustatten sind.

$^{\Delta)}$ Für Körperschall von Öffnungen müssen die nötigen Körperschalldämmungsmaßnahmen in Betracht gezogen werden.

) Teil der Kapselungsoberfläche.

*) Without supporting structure, sound-absorbing coating and covering (the total wall weight can be the multiple of this weight).

**) Without considering openings which are equipped with silencers, if need be.

$^{\Delta)}$ Measures for structure-borne sound parts, the necessary structure-born sound insulation has to be taken into consideration.

) Part of enclosure surface.

Tabelle 9: Hinweis für Konstruktionsmerkmale der verschiedenen Gruppen von Kapselungen

Table 9: Orienting construction characteristics for the enclosure groups

Weitere nützliche Informationen können dem Abschnitt A5-3.4.2 entnommen werden.

More useful information can be obtained from chapter A6-3.4.2.

A6-3.3.3 Schallschirme

A6-3.3.3.1 Schallschirme in Räumen

Der Zweck dieser Schallschirme ist es, den vorhandenen Lärm in denjenigen Bereichen zu halten, wo er entsteht, um das Gehör des Personals außerhalb dieser Bereiche zu schützen oder um Konversationsmöglichkeiten in Büros aufrecht zu erhalten oder zu erleichtern.

Schallschirme werden angewandt, um den direkten Ausbreitungsweg von der Quelle zum Empfänger zu blockieren, in diffusen Schallfeldern sind sie wirkungslos.

Bei Schallschirmen in Maschinenräumen sind die wichtigsten zu berücksichtigenden Faktoren das Material des Schallschirms, seine Abmessungen, Abstand Quelle-Schallschirm und das Schallspektrum.

Die Erfahrungen und die theoretische Grundlage dieser Lösungen erlauben es, folgende Richtlinien aufzustellen:

1. Der Schallschirm sollte so nah an der Quelle installiert werden wie das ohne direkten Kontakt möglich ist.
2. Der Schallschirm muss die Sichtlinie (sowohl horizontal als auch vertikal) um mindestens $\lambda/4$ der niedrigsten vorkommenden Frequenz überragen.
3. Das Material des Schallschirms muss ein Schalldämmmaß von mindestens 15 dB aufweisen.

Die schematische Zeichnung ist ein Beispiel (nur als allgemeine Information), das die Wirkung der Schirmoberfläche auf den Schallpegel demonstriert.

A6-3.3.3 Screens

A6-3.3.3.1 Indoor acoustical screens

The purpose of these screens is to insulate the existing noise in the sections where they are placed, in order to protect the workers' hearing system or to maintain the conversational privacy or facilitate it in the offices.

Since sound barriers are constructed to block the direct source-to-receiver sound path, they are ineffective where diffuse sound fields exist.

In case of acoustical screens in machine rooms, the most important factors to take into consideration are screen material, dimensions thereof, distance source-screen and the sound spectrum.

The experience and theoretical basis of these solutions allow to give the following directions:

1. The screen should be installed as near to the source as possible, without establishing contact.
2. It is necessary to extend the screen over the line of sight (both horizontally and vertically), at least in $\lambda/4$ of the lowest frequency concerned.
3. The screen material has to have a minimum sound attenuation level of 15 dB.

The schematic drawing is an example (given only for general information) which shows the effect of the screen surface on the sound level.

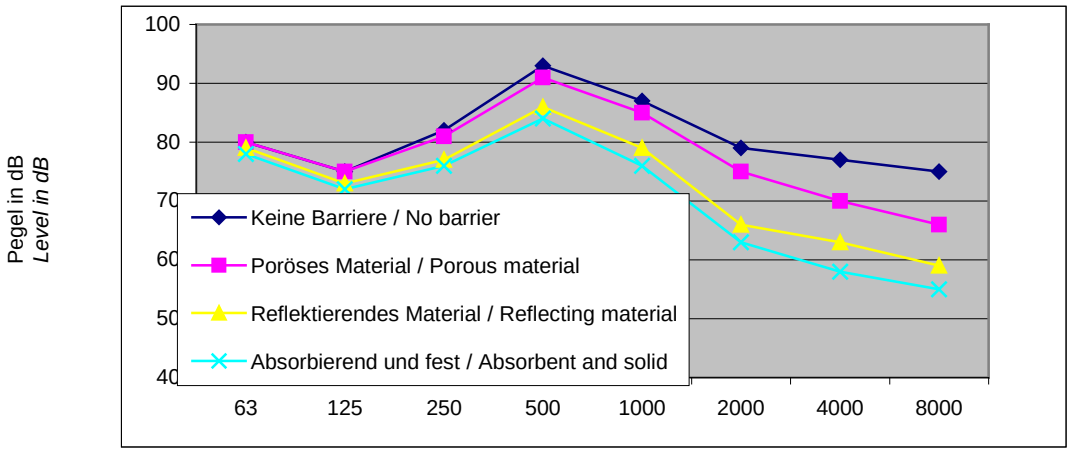


Bild 39: Beispiel eines Schallpegels als Funktion der Schallquelle zugewandten Schallschirmoberfläche

Figure 39: Example of a sound level as a function of the kind of screen surface facing the source

A6-3.3.3.2 Schallschirme für Umweltgeräusche

Nachstehend werden einige praktische Hinweise über Schallschirme gegeben, die zur Vermeidung von Umweltlärmausbreitung an Straßen benutzt werden oder der Minderung der Lärmbelastung durch Industrieaktivitäten dienen.

Es wird angenommen, dass der Schallschirm eine *punktförmige Schallquelle* dämmt, wie das in der Industrie meist der Fall ist. Bei Verkehrslärm müssen lineare Quellen (dauernder Verkehr) und andere Bedingungen berücksichtigt werden, die deren Behandlung komplexer machen.

Von den verschiedenen Faktoren, die die Schalldämmung eines Schallschirms beeinflussen (absorbierende Oberfläche, Materialwahl, Auswirkung des Winkels der Kante des Schallschirms, Geometrie und Abmessungen des Schallschirms und die Umgebung), wird eine Berechnungsmethode für den häufigsten Fall entwickelt: halb-unendlicher Schallschirm (unendlich nach beiden Seiten). Gleichermaßen werden einige Überlegungen zu den endlichen Abmessungen angestellt.

A6-3.3.3.2 Acoustical screens for environmental noise

Some practical indications will be given below about acoustical screens used to avoid the environmental noise propagation for normal application in roads or for reducing the sound aggression of industrial activities.

It will be assumed that the screen attenuates a *point source* of noise which is the most common case in industry. In traffic noise it is necessary to take into consideration linear sources (continuous traffic) and other parameters which makes the treatment more complex.

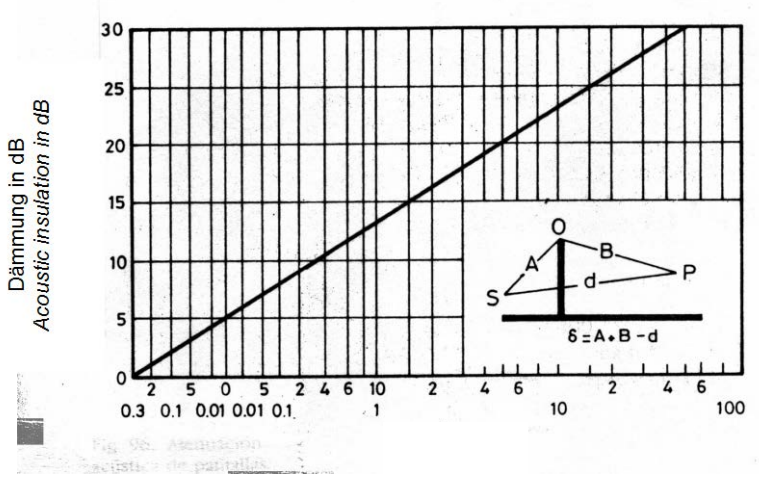
Out of the different factors influencing the sound attenuation of a screen (absorbent surface, type of material, effect of the angle of the screen edge, geometry and dimensions thereof and the environment), a calculation will be offered for the most common case: semi-infinite screen (infinite towards the sides). Similarly, some considerations will be made regarding the finite dimensions.

Halb-unendlicher Schallschirm

Der Ermittlungsprozess wird gemäß der ursprünglichen Maekawa-Formulierung gegeben. Zunächst muss die „Fresnel-Zahl“ N aus dem geometrischen Schema ermittelt werden, das an der unteren Stelle des nachfolgenden Bildes eingeschlossen ist. Mit N und der Grafik (Bild 40) ergibt sich die theoretische Dämmung des Schallschirms. Die tatsächliche Dämmung kann so nicht ermittelt werden, da es an ihrer oberen und seitlichen Kante Brechungen gibt, die die praktische Schalldämmung begrenzen.

Semi-infinite screen

The predictive process is given according to the original Maekawa formulation. First of all, it is necessary to calculate the “Fresnel Number” N from the enclosed geometrical scheme in the lower side of the following figure. By placing this N value in the plotter, the theoretical attenuation of the screen is obtained. The real sound insulation cannot be deduced from the screen itself since there is a refraction on the upper and lateral edges, thus limiting the practical sound attenuation.



$$N = \frac{2}{\lambda}\delta \qquad [45]$$

Bild 40: Theoretische Dämmung eines Schallschirms nach Maekawa

Figure 40: Theoretical insulation of a screen according to Maekawa

In der oben gezeigten Gleichung kann δ negativ sein. Dies tritt z. B. bei dem Lärm auf, den ein Kühlturm in der Nähe anderer Gebäude erzeugt.

In the above equation, δ can be negative. This occurs e. g. with the noise produced by a cooling tower in the vicinity of other buildings.

Endliche Abmessungen des Schallschirms

In der Annahme, dass der Schallschirm dünn ist, kann bei einer definierten Quelle der Gesamtschallpegel durch Summierung der Pegel, die über dem Schallschirm und derjenigen, die seitlich von dem Schallschirm übertragen werden, erreicht werden. Bei linearen Quellen hat die Behandlung eine größere Komplexität.

Bei dicken Schallschirmen ist es außerdem möglich, exaktere und kompliziertere Berechnungen anzustellen, aber normalerweise genügen Annäherungen wie die unten Stehende:

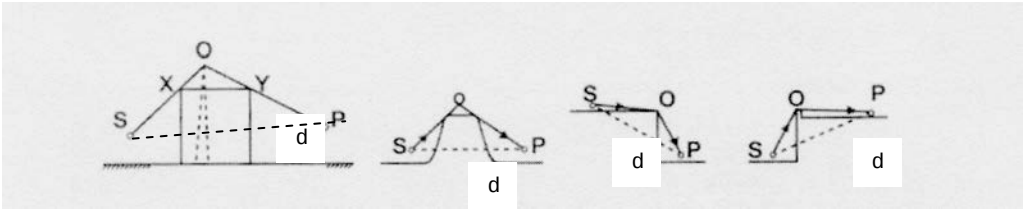
δ wird gemäß des nachstehenden Bildes ermittelt und in die oben stehende Gleichung gesetzt.

Finite dimensions of the screen

Supposing that the screen is thin, in case of a specific source, the level of total noise can be achieved adding the levels transmitted above the screen and laterally. If we are dealing with linear sources, the treatment has greater complexity.

In case of thick screens, it is also possible to carry out more exact and complicated calculations, but generally it is sufficient with an approximation as the one below:

δ is calculated according to the following figure, and it is entered in the previous equation.



$\delta = SX + XY + YP - d$ | —— $\delta = S0 + OP - d$ ——

Bild 41: Berechnung von δ für einige besondere Schallschirme

Figure 41: Calculation of δ for some special screens

Wenn die Berechnungen für den Schallschirm nicht angestellt werden, kann man folgende ungefähre Idee anwenden: die Barriere muss eine Abschirmung mit einem Winkel von mehr als 30° erzeugen, um wirksam zu sein.

Where the calculations for the screen are not made, it is possible to use the following approximate idea: the barrier must create a shadow zone of an angle higher than 30° to be effective.

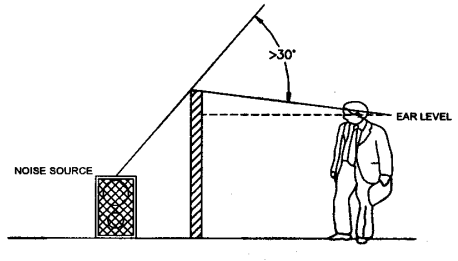


Bild 42: 30° für die Abschirmungszone, um den Schallschirm wirksam zu machen

Figure 42: 30° for the shadow zone in order to make the screen effective

Die Schalldämmung d der Barriere selbst muss 10 dB höher sein als die angestrebte Schirmwirkung.

The sound insulation exhibited by the barrier itself has to be 10 dB above the level that is foreseen to achieve by using them.

Grundsätzlich sollte das Material des Schallschirms eine nicht poröse Oberfläche aufweisen und ein Schalldämmmaß von 10 dB über demjenigen haben, welches für den installierten Schallschirm angestrebt wird. Als Mindestflächengewicht werden 20 kg/m^2 empfohlen.

Generally, the material which forms the screen should be of a non-porous surface, and with a sound-attenuating level of 10 dB higher to the level foreseen with the screen already installed. The minimum recommended surface mass is 20 kg/m^2.

Die praktische Grenze von Schallschutz durch Schallschirme liegt wegen der Verluste durch Umlenkung bei etwa 15 dB (Abschirmungsgebiet, höchste Dämpfung).

The practical limit of the screen insulation, considering the losses by refraction, is around 15 dB (shadow area, maximum attenuation).

A6-3.3.4 Schalldämpfer

A6-3.3.4 Silencers

A6-3.3.4.1 Definitionen

A6-3.3.4.1 Definitions

Schalldämpfer
Einrichtung zur Reduktion der Schallübertragung durch einen Kanal, eine Rohrleitung oder eine Öffnung, ohne den Transport des Mediums zu verhindern. Siehe EN ISO 14163 „Akustik – Richtlinien für Lärmschutz durch Schalldämpfer“

Silencer
device reducing sound transmission through a duct, a pipe or an opening without preventing the transport of the medium. See EN ISO 14163 “Acoustics – Guidelines for noise control by silencers”

Dissipativer Schalldämpfer
Absorptionsschalldämpfer
Schalldämpfer für Breitbandschalldämpfung bei relativ geringem Druckverlust durch teilweise Umwandlung der Schallenergie in Wärme durch Reibung in porösen oder faserigen Kanalauskleidungen

Dissipative silencer
Absorptive silencer
silencer providing for broad-band sound attenuation with relatively little pressure loss by partially converting sound energy to heat through friction in porous or fibrous duct linings

Reaktionsschalldämpfer
allgemeiner Ausdruck für Reflektions- oder Resonanzschalldämpfer, wo der größere Teil der Dämpfung nicht durch Schallenergieverlust erreicht wird

Reactive silencer
general term for reflective or resonator silencers where the majority of the attenuation does not involve sound energy dissipation

Reflektionsschalldämpfer
Schalldämpfer für eine oder mehrere Reflektionen des Schalls durch Veränderungen des Kanalquerschnitts, durch Kanalauskleidung mit Resonatoren oder durch Abzweigungen in Kanalteile mit unterschiedlichen Längen

Reflective silencer
silencer providing for single or multiple reflections of sound by changes in the duct cross-section, duct linings with resonators or branchings to duct sections with different lengths

Resonatorschalldämpfer
Schalldämpfer für Dämmung gering gedämpfter Resonanzen von Elementen
Anmerkung: Die Elemente können absorbierendes Material enthalten oder nicht.

Resonator silencer
silencer providing for sound attenuation at weakly damped resonances of elements
Note: The elements may or may not contain absorbent material.

Abblaseschalldämpfer
Schalldämpfer für Dampfauslässe und Druckminderungsleitungen, die den Gasfluss durch beträchtliche Druckminderung in porösem Material verlangsamen und dadurch Schalldämmung durch Minderung der Fließgeschwindigkeit am Ausgang und durch Einwirkung auf die Schallquelle (z. B. das Ventil) bewirken

Blow-off silencer
silencer used on steam blow-off and pressure-release lines throttling the gas flow by a considerable pressure loss in porous material and providing sound attenuation by lowering the flow velocity at the exit and reacting on the sound source (e. g. valve)

Aktiver Schalldämpfer
Schalldämpfer, die eine Schallminderung durch Frequenzbeeinflussung durch Schallerzeugung mittels kontrollierter Hilfsschallquellen bewirken

Active silencer
silencer providing for the reduction of sound through interference effects by means of sound generated by controlled auxiliary sound sources

Anmerkung: Meistens wird niedrig-Schalldfrequenter Schall in Kanälen beeinflusst.

Note: Mostly, low-order modes of sound in ducts are affected.

Passive Anpassungsschalldämpfer
Schalldämpfer mit passiven Dämpfungselementen, die dem Schallfeld dynamisch angepasst werden

Passive adaptive silencer
silencer with passive sound-attenuating elements dynamically tuned to the sound field

Einfügungsdämmmaß D_i
Differenz des Schallpegels, der sich durch einen Kanal oder eine Öffnung ausbreitet mit oder ohne Schalldämpfer
Anmerkung 1: Der Einfügungsverlust wird in Dezibel, dB, ausgedrückt.
Anmerkung 2: Entnommen aus ISO 7235.

Insertion loss D_i
difference between the sound levels propagating through a duct or an opening with and without silencer
Note 1: The insertion loss is expressed in decibels, dB.
Note 2: Adapted from ISO 7235.

Einfügungsschalldruckpegeldifferenz D_{ip}
Differenz zwischen den Schalldruckpegeln am Einleitungspunkt, ohne einen wirksamen Außenschallpegel, mit und ohne installierten Schalldämpfer
Anmerkung 1: Die Einfügungsschalldruckpegeldifferenz wird in Dezibel, dB, ausgedrückt.
Anmerkung 2: Entnommen aus ISO 11820.

Insertion sound pressure level difference D_{ip}
difference between the sound pressure levels occurring at an immission point, without a significant level of extraneous sound, with and without a silencer installed
Note 1: The insertion sound pressure level difference is expressed in decibels, dB.
Note 2: Adapted from ISO 11820.

Übertragungsverlust D_t
Differenz zwischen den Schalldruckpegeln am Eingang und Ausgang des Schalldämpfers
Anmerkung 1: Der Übertragungsverlust wird in Dezibel, dB, ausgedrückt.
Anmerkung 2: Für normale Prüflabors ist D_t gleich D_i, wohingegen die Ergebnisse für D_t und D_i, die durch Vor-ort-Messungen erreicht werden, wegen der begrenzten Messmöglichkeiten oft unterschiedlich sind.

Transmission loss D_t
difference between the sound pressure levels incident on and transmitted through the silencer
Note 1: The transmission loss is expressed in decibel, dB.
Note 2: For standard test laboratories, D_t equals D_i, whereas results for D_t and D_i obtained from in-situ measurements may often differ due to limited measurement possibilities.

Unterbrechungsdämpfung D_s
der Anteil des Einfügungsdämmmaßes eines Schalldämpfers oder eines Schalldämpferabschnitts, der durch Unterbrechungen hervorgerufen wird
Anmerkung: Die Unterbrechungsdämpfung wird in Dezibel, dB, ausgedrückt.

Discontinuity attenuation D_s
that portion of the insertion loss of a silencer or silencer section due to discontinuities
Note: The discontinuity attenuation is expressed in decibels, dB.

Ausbreitungsverlust D_a
Abnahme des Schalldruckpegels pro Längeneinheit, die im Mittelbereich eines Schalldämpfers mit gleich bleibendem Querschnitt und Verlaufsverhalten auftritt, maßgeblich für die längenbezogene Dämmung der Grundwelle
Anmerkung: Der Ausbreitungsverlust wird in Dezibel pro Meter, dB/m, ausgedrückt.

Propagation loss D_a
decrease in sound pressure level per unit length which occurs in the midsection of a silencer with constant cross-section and uniform longitudinal design, characterising the longitudinal attenuation of the fundamental mode
Note: The propagation loss is expressed in decibels per meter, dB/m.

Mündungsreflexionsverlust D_m
Unterschied zwischen dem Schalldruckpegel, der am offenen Ende eines Kanals ankommt, und demjenigen, der austritt
Anmerkung: Die Mündungsreflexionsverlust wird in Dezibel, dB, ausgedrückt.

Outlet reflection loss D_m
difference between the sound pressure level incident on and transmitted through the open end of a duct
Note: The outlet reflection loss is expressed in decibels, dB.

Ausbreitungsarten
räumliche Verteilung (oder transversale Standwellenmuster) eines Schallfeldes in einem Kanal, die unabhängig voneinander auftreten und unterschiedliche Dämpfungen unterliegen
Anmerkung: Die Grundwelle wird am wenigsten gedämpft. In engen und ausgekleideten Kanälen erleiden höhere Frequenzwellen deutlich höhere Dämpfung.

Modes
spatial distributions (or transverse standing wave patterns) of the sound field in a duct that occur independently from one another and suffer a different attenuation
Note: The fundamental mode is least attenuated. In narrow and lined ducts, higher-order modes suffer substantially higher attenuation.

Grenzfrequenz
untere Frequenzgrenze für die Ausbreitung von höheren Frequenzarten in Kanälen mit schallharten Wänden
Anmerkung 1: Die Ausschnittfrequenz wird in Hertz, Hz, ausgedrückt.
Anmerkung 2: In einem Kanal mit rundem Querschnitt ist die Ausschnittfrequenz die erste höhere Ordnung, $f_{cC} = 0{,}57\ c/C$, wobei c die Schallgeschwindigkeit ist und C der Kanaldurchmesser. In rechtwinkligen Kanälen mit größeren Abmessungen H ist $f_{cH} = 0{,}5\ c/H$.

Cut-on frequency
lower frequency limit for propagation of a higher-order mode in a hard-walled duct
Note 1: The cut-out frequency is expressed in hertz, Hz.
Note 2: In a duct of circular cross-section, the cut-on frequency for the first higher-order mode is $f_{cC} = 0{,}57\ c/C$, where c is the speed of sound and C is the duct diameter. In a rectangular duct with larger dimension H, $f_{cH} = 0{,}5\ c/H$.

A6-3.3.4.2 Typen von Schalldämpfern, Auswahl und allgemeine Prinzipien, Dämpfung im Prinzip

Die Auswahl von Schalldämpfern wird durch folgende Überlegungen bestimmt:

- die benötigte Schallpegelminderung
- den zulässigen Druckverlust

A6-3.3.4.2 Types of silencers, selection and general principles, attenuation in principle

The selection of silencers is determined by:

- the required reduction of the sound level
- the permissible pressure loss in the gas flow

- das Strömungsgeräusch durch den Schalldämpfer
- den für den Schalldämpfer verfügbaren Platz
- die notwendige Haltbarkeit des Schalldämpfers unter dem Einfluss von Durchfluss, Druckschwankungen, mechanische Vibrationen, Hitze, Kontamination, Feuchtigkeit und Korrosion
- Möglichkeiten der Inspektion und Säuberung.

Die Schalldämpfer können wie folgt eingeteilt werden:

- Absorptionsschalldämpfer
- Reaktionsschalldämpfer inklusive Resonatoren, und Reflektionsschalldämpfer
- Abblaseschalldämpfer
- aktive Schalldämpfer.

A6-3.3.4.3 Dissipative Schalldämpfer

A6-3.3.4.3.1 Absorptionsschalldämpfer

Diese Schalldämpfer ermöglichen eine Breitband-Schalldämmung durch Umwandlung von Schallenergie in Wärme bei vergleichsweise niedrigem Druckabfall. Wenn Absorptionsschalldämpfer in staubigen Gaskanälen oder für Gase benutzt werden, die zum Bilden von Ablagerungen neigen, müssen Vorkehrungen getroffen werden, um Verstopfungen oder die Bildung von Ablagerungen auf der Oberfläche des absorbierenden Materials zu verhindern.

A6-3.3.4.3.1.1 Konstruktionsarten und Berechnungen

Ein einfacher Absorptionsschalldämpfer ist ein gerader Kanal mit schallabsorbierender Auskleidung, rundem oder rechteckigem Querschnitt und ohne irgendwelche Einbauten. Um eine hohe Dämpfung zu erzielen, sollte die Absorptionsfläche der Wandauskleidung so groß wie möglich sein. Dies wird durch eine große Wandfläche und hohe Absorptionskoeffizienten erreicht.

Ein hoher Absorptionskoeffizient wird nur dann möglich, wenn die Dicke der Auskleidung mindestens 1/8 der Wellenlänge des Schalls beträgt. Diese Bedingung kann in einfachen Absorptionsschalldämpfern selbst für niedrige Frequenzen erreicht werden, wenn dort, wo der Schalldämpfer montiert werden soll, ein entsprechend großer Querschnitt zur Verfügung steht.

Wenn große Querschnittsflächen abgedeckt werden müssen, werden häufig Kulissenschalldämpfer mit mehreren Kulissen und einer entsprechenden Anzahl von engen Kanälen mit rechtwinkligem Querschnitt benutzt. Solche Konstruktionen verhindern auch die Strahlbildung, die die Dämpfung bei höheren Frequenzen mindert und die auftritt, wenn der Abstand zwischen den Wandungen die halbe Wellenlänge des Schalls übertrifft.

- the flow noise caused by the silencer
- the space available for the silencer
- the necessary durability of the silencer when subjected to flow, pressure pulsations, mechanical vibrations, heat, contamination, humidity and corrosion
- possibilities for inspection and cleaning.

The silencers can be subdivided into:

- absorptive silencers
- reactive silencers including resonators, and reflective silencers
- blow-off silencers
- active silencers.

A6-3.3.4.3 Dissipative silencers

A6-3.3.4.3.1 Absorptive silencers

These silencers enable broad-band sound attenuation by conversion of sound energy into heat at a relatively low pressure loss. If absorptive silencers are used in ducts for gases with dusty contaminations or for gases which tend to cause incrustments, precautions have to be taken to avoid clogging or formation of film on the surface of the absorbent material.

A6-3.3.4.3.1.1 Types of construction and calculation

A simple absorptive silencer is a straight duct with sound absorbent lining, circular or rectangular cross-section and without any fittings. To achieve a high attenuation, the absorption area of the wall lining should be as large as possible. This is achieved by providing a large wall surface area and large values of the sound absorption coefficient.

A high sound absorption coefficient is only possible when the thickness of the lining is at least one eighth of the sound wavelength. This criterion can be fulfilled in simple absorptive silencers even for low frequencies if a sufficiently large cross-section is available at the location where the silencer is to be mounted.

Where large cross-section surfaces must be covered, baffle silencers are frequently being used with several baffles and the respective number of narrow segment ducts with rectangular cross-section. Arrangements like this will also suppress beam formation which limits the attenuation at higher frequencies and which occurs when the distance between the walls exceeds half the wavelength of the sound.

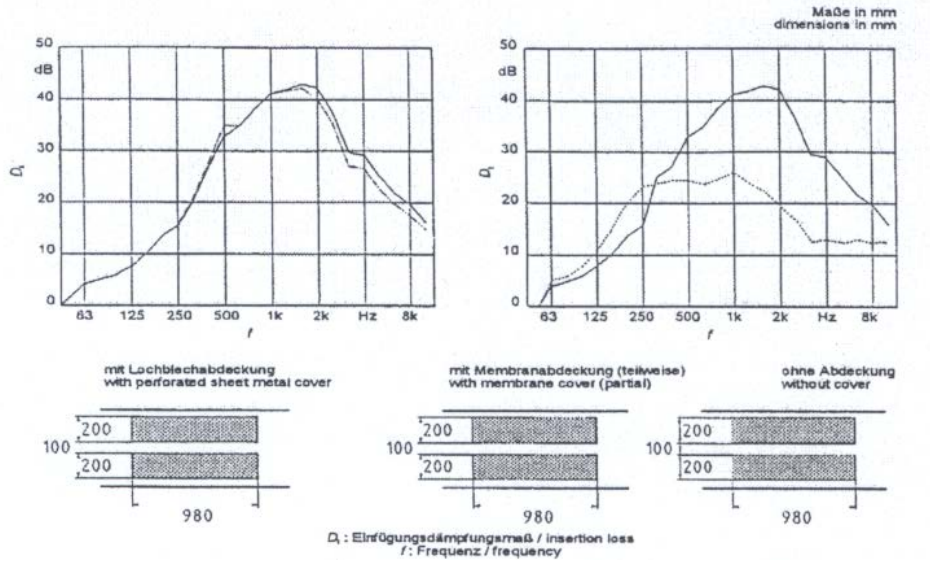
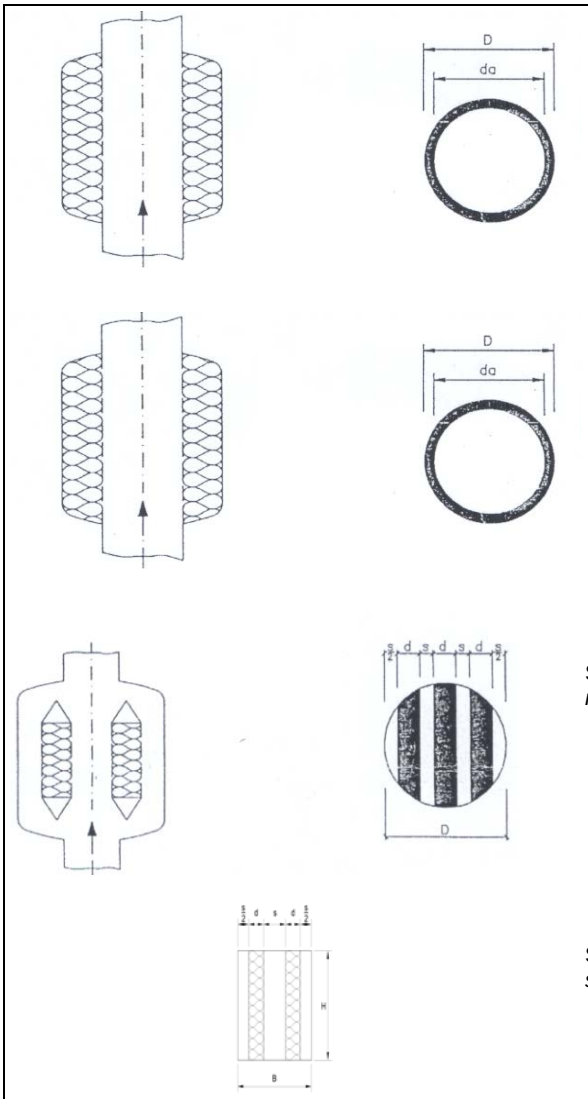


Bild 43: Einfügungsdämmmaß in herkömmlichen Kulissenschalldämpfern mit und ohne Abdeckung nach Labormessungen

Figure 43: Insertion loss of common baffle silencers with and without covering according to laboratory measurements



Teilkanal / *Partial duct* — Gesamtkanal / *Total duct*

$P = da \cdot \pi$ — $P = P_{Teil}$ / $P = P_{partial}$

$S = da^2 \cdot \frac{\pi}{4}$ — $S = S_{Teil}$ / $S = S_{partial}$

Teilkanal / *Partial duct* — Gesamtkanal / *Total duct*

$P = (da + Di) \cdot \pi$ — $P = P_{Teil}$ / $P = P_{partial}$

$S = \left(da^2 - di^2\right) \cdot \frac{\pi}{4}$ — $S = S_{Teil}$ / $S = S_{partial}$

wobei P der Umfang und S die Querschnittsfläche ist.
where P is the perimeter and S the cross-section area.

Schalldämpfer mit rundem Querschnitt
round silencer

Schalldämpfer mit rechtwinkligem Querschnitt
silencer with rectangular cross-section

Bild 44: Verschiedene Schalldämpferarten zusammen mit den Größen für P und S, die für die Berechnung erforderlich sind

Figure 44: Different types of silencers with the quantities P and S being necessary for calculation

Absorbierende Wandauskleidungen und Kulissen bestehen aus einer oder mehreren Lagen von absorbierendem Material und einer schalldurchlässigen Abdeckung. Feine Mineral-, Metall- oder Plastikfasern und offenporige Strukturen aus Schaum oder gesintertem Material werden als absorbierende Materialien benutzt.

Absorbent wall linings and baffles consist of one or more layers of absorbent material and a sound-permeable cover. Fine mineral, metal or plastic fibres and open-pore structures made of foam or sintered material are used as absorbent materials.

Um Fasermaterialien oder Schäume, die hohem Druck ausgesetzt sind, abzudecken, wird perforiertes Stahlblech, Diamant- oder Rechteckmaschendraht in Kombination mit engmaschigem Draht, Glasgewebe oder Stahlfasergewebe verwendet. Für mittlere Belastungen sind dünne Folien, Glasfasern oder Plastikvliese in Anwendung.

For covering fibre materials and foams subject to high stress, one uses perforated sheet metal, diamond mesh or rib mesh combined with close-meshed wire, glass silk or steel fibre cloth. For moderate stress conditions, the use of thin foil, fibre glass or plastic fleece is common practice.

Ein Absorptionsmaterial wird gekennzeichnet durch seinen längenbezogenen Strömungswiderstand Ξ zwischen 5 kNs/m^4 und 50 kNs/m^4, der umso größer ist, je feiner die Fasern und je kleiner die Poren des Materials sind.

An absorbent material is characterised by its flow resistivity Ξ, ranging between 5 kNs/m^4 and 50 kNs/m^4, being the greater, the finer the fibres and the smaller the pores of the material.

Die Abdeckung zeichnet sich aus durch

- ihr Flächengewicht, welches bei geschlossenen Abdeckungen direkt und bei perforiertem Metallblech aus dem Anteil der Luft, die in den Poren mitschwingt, ermittelt werden kann,
- ihre Verträglichkeit mit hygienischen Ansprüchen, wie z. B. „lebensmittelzulässig“ und
- ihren mechanischen Widerstand gegen Stoß und Durchflussabrieb inklusive ihrer Alterungsbeständigkeit.

The cover is characterised by

- its mass per unit area which can be determined directly in case of closed covers and from the mass of air co-vibrating in the pores in case of perforated sheet metal,
- its conformity to hygienic requirements, e. g. “food conform” and
- its mechanical resistance to shock and flow abrasion including ageing stability.

Die akustischen Eigenschaften, die das Maß an Dämmung bestimmen, hängen von der Größe und Verteilung des Strömungswiderstandes im Absorber und vom Flächengewicht der Abdeckung ab. Für Breitband-Absorber sollte der Gesamtströmungswiderstand nicht wesentlich über 1 kNs/m^3 liegen, und die Abdeckung sollte ein Flächengewicht von weniger als 0,1 kg/m^2 aufweisen. Dies wird durch die Benutzung dünner, perforierter Metallbleche mit einem Perforationsanteil von 30 % oder mehr erreicht. Um auch bei niedrigen Frequenzen Absorption zu erreichen, die dann auf Kosten der Hochfrequenz-Dämpfung gehen, werden Abdeckungen mit einem größeren Flächengewicht benutzt.

The acoustic properties that determine the degree of attenuation depend on the magnitude and distribution of the flow resistivity in the absorber and on the mass per unit area of the cover. For broad-band absorbers the total flow resistance should not significantly exceed 1 kNs/m^3, and the cover should have an area mass of notably less than 0,1 kg/m^2. This is achieved by using thin perforated sheet metal with the proportion of area of the perforations being 30% or more. To enhance absorption at low frequencies at the expense of high-frequency attenuation, covers with larger surface weights are used.

A6-3.3.4.3.1.2 Berechnungen

A6-3.3.4.3.1.2 Calculation

A6-3.3.4.3.1.2.1 Übertragungsverlust / Dämmung in Absorptionsschalldämpfern

A6-3.3.4.3.1.2.1 Transmission loss / acoustic insulation of absorptive silencers

Die folgende Berechnung ist nur eine grobe Abschätzung, hat sich jedoch in der Praxis bewährt. Es gibt eine gute Übereinstimmung zwischen Messergebnissen und exakteren, aber dann auch teureren Berechnung selbst für oft kritische Frequenzbereiche.

The following calculation is only a rough estimation, but it is proven in practice. A good compliance exists between measurements and more exact, but more expensive calculations even in the frequency ranges which are often critical.

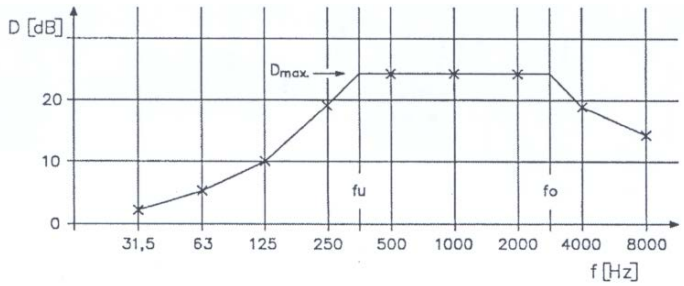


Bild 45: Prinzip der Dämmung

Figure 45: Insulation curve on principle

Es ist $D_e = L_{W\ ohne} - (L_{W\ mit} \& L_{W\ Strömungsgeräusch})$, wobei D_e das Einfügungsdämmmaß in dB ist, $L_{W\ ohne}$ ist der Schallleistungspegel im Kanal ohne Schalldämpfer in dB und $L_{W\ mit}$ der Schallleistungspegel im Kanal mit Schalldämpfer in dB.

It is $D_e = L_{W\ without} - (L_{W\ with} \& L_{W\ flow\ noise})$, where D_e is the insertion loss in dB, $L_{W\ without}$ is the duct sound power level without silencer in dB and $L_{W\ with}$ the duct sound power level with silencer in dB.

Die größtmögliche Dämmung D_{max} zwischen den Frequenzen f_u und f_0 ergibt sich aus

The maximum insulation D_{max} between the frequencies f_u and f_0 results from

$$D_{max} = 1{,}5 \cdot \alpha \cdot P / S \cdot l \qquad [46]$$

wobei α der Absorptionskoeffizient ist (im Bereich von D_{max} = 1), P ist der absorbierende Umfang des Kanalquerschnitts / Kanalteilquerschnitts in m (siehe A6-3.3.4.3.1.1), S ist die Kanalquerschnittsfläche / Kanalteilquerschnittsfläche in m^2 und l die Länge der Kulisse in m.

where α is the absorption coefficient (1 in the range of D_{max}), P is the absorbing circumference of the duct cross-section / partial duct cross-section in m (see A6-3.3.4.3.1.1), S is the surface of the duct cross-section / partial duct cross-section in m^2 and l the length of baffles in m.

Die Frequenz f_u ist durch die Dicke der Kulisse bestimmt, wohingegen f_0 aus der Spaltbreite resultiert:

The frequency f_u is determined by the baffle thickness, whereas f_0 results from the gap width:

$$f_u = c/(3 \cdot d) \qquad f_0 = c/s$$

$$c = \sqrt{\frac{\kappa \cdot p_{stat.}}{\rho_{Med}}} \qquad [47]$$

wobei c die Schallgeschwindigkeit im Medium in m/s ist, d ist die Dicke der Kulisse in m, S ist die Spaltbreite in m^2, κ ist der Adiabatenexponent, $p_{stat.}$ ist der statische Mediumdruck in N/m^2 und ρ_{Med} die Dichte des Mediums in kg/m^3.

where c is the speed of sound in the medium in m/s, d is the baffle thickness in m, S is the gap width in m^2, κ is the adiabatic exponent, $p_{stat.}$ is the static pressure in N/m^2 and ρ_{Med} the density of the medium in kg/m^3.

Die Dämmung (Dämmverlust) unterhalb f_u folgt der Absorption des Absorbers und kann wie folgt bestimmt werden:

The acoustic insulation (insulation loss) below f_u follows the absorption of the absorber and can be determined as follows:

Wenn $f_m \geq 250$ Hz, dann $D(f_m) = 0{,}6 \cdot D(f_m + 1)$.

If $f_m \geq 250$ Hz, then $D(f_m) = 0{,}6 \cdot D(f_m + 1)$.

Wenn $f_m < 250$ Hz, dann $D(f_m) = 0{,}5 \cdot D(f_m + 1)$.

If $f_m < 250$ Hz, then $D(f_m) = 0{,}5 \cdot D(f_m + 1)$.

Die Dämmung oberhalb f_0 ergibt sich aus

The insulation above f_0 results from

$$D(f_m) = 0{,}7 \cdot D(f_m - 1)$$

wobei D (f_m) die Dämmung und f_m die Oktavmittenfrequenz ist.

where D (f_m) is the insulation and f_m the octave mean-frequency.

Diese Berechnung gilt für Absorptionsschalldämpfer mit einer absorbierenden Auskleidung bzw. für Kulissen aus Mineralwolle mit einer Dichte von 80 kg/m^3 bis 100 kg/m^3. Die entsprechende Bedingung $\frac{\theta \cdot d}{\rho \cdot c}$ sollte zwischen 2 und 6 liegen, wobei die Temperaturabhängigkeit des gegebenen Strömungswiderstandes zu beachten ist. Zusätzlich müssen aus Gründen der Haltbarkeit Querstreben alle 500 mm bis 700 mm einbebaut werden. Die abdeckende Lage sollte nicht zu schwer sein und eine gute Schalltransparenz aufweisen.

The calculation is valid for absorptive silencers with an absorptive lining, respectively baffles of mineral wool with a density of 80 kg/m^3 to 100 kg/m^3. The matching condition $\frac{\theta \cdot d}{\rho \cdot c}$ should be 2 to 6, whereas the temperature dependence of the specific flow resistance has to be considered. Also for reasons of strength, transverse barriers have to be mounted every 500 mm to 700 mm. The retention layer should not be too heavy and possess a good sound transparency.

Abdeckungen aus perforiertem Metallblech müssen einen Perforationsanteil A_0 > 30 % aufweisen. Bei einer Abdeckung mit Folie müssen Dämpfungsverluste im Hochfrequenzbereich in Abhängigkeit von der Foliendicke in Rechnung gestellt werden (siehe Bild 46 und Dokument A3).

Covers of perforated sheet metal have to be realised with a free cross-section A_0 > 30%. In case of covering with foil, attenuation losses in the high-frequency range have to be considered depending on the thickness of the foil (see Figure 46 and document A3).

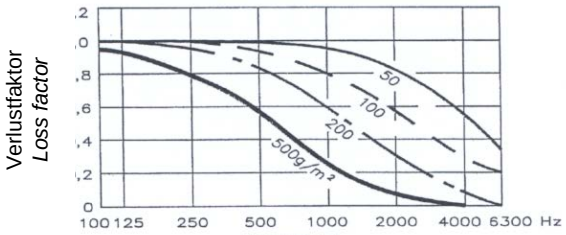


Bild 46: Dämpfungsverlust durch Folienabdeckung

Figure 46: Attenuation loss by foil covering

$\alpha_{Abdeckung} = \alpha \cdot$ Verlustfaktor

$D_{Abdeckung} = D \cdot$ Verlustfaktor

$\alpha_{cover} = \alpha \cdot$ loss factor

$D_{cover} = D \cdot$ loss factor

Wenn Medien mit hoher Geschwindigkeit durch den Schalldämpfer strömen, muss mit Abnahme bzw. Zunahme der Dämmung gerechnet werden, die von der Fließrichtung abhängt (mit oder gegen die Richtung der Schallausbreitung). Dieser Einfluss auf die Dämpfung bezieht sich insbesondere auf den Hoch- und Mittenfrequenzbereich. Wegen der Flankenübertragung kann eine maximale Dämpfung von mehr als 40 dB nicht erreicht werden, ohne im Bereich der Kulissenabdeckung / des Behälters zusätzliche Maßnahmen zu ergreifen. Höhere Werte sollten nicht zugrunde gelegt bzw. mitgeteilt werden, obwohl sie sich aus Berechnungen ergeben. Wenn höhere Dämpfungsmaße benötigt werden, müssen Kulissen und Behälter geteilt werden, Dämmmassen, Sandauflagen, usw. können dann ausgeführt werden.

If the silencer is passed by high medium velocities, it has to be reckoned with a deterioration, respectively an improvement of the attenuation which depends on the flow direction (in or against the sound propagation direction). This influence on the attenuation especially refers to the mean and high frequency range. Due to flanking transmissions, maximum attenuations of more than 40 dB cannot be achieved without taking additional measures in the area of the silencer covering / tank. Higher values should not be applied and passed on in spite of their resulting from calculation. If higher attenuation values are required, baffle and tank disconnections, barrage masses, sand covering, etc. can be realised.

Zusätzlich zu den akustischen Anforderungen müssen andere Gesichtspunkte, die für die Strömung wichtig sind, z. B. die Mediumgeschwindigkeit (V_{max} für Kulissen ohne Abdeckung aus perforiertem Stahlblech ist ungefähr 10 m/s, mit Abdeckung aus perforiertem Stahlblech ca. 25 m/s), Strömungsgeräusche und Druckverluste berücksichtigt werden.

In addition to the acoustic requirements, other things being important for flow have to be considered, e. g. the medium velocity (V_{max} for baffles without cover of perforated sheet metal about 10 m/s, with cover of perforated sheet metal about 25 m/s), flow noises and pressure loss.

Ferner muss auf Druck und Temperatur des Mediums (z. B. die Festigkeit bei Druckbehältern), auf die Verwendung bestimmter Materialien und auf die Stärke dieser Materialien geachtet werden.

Also, special attention has to be paid to pressure and temperature of the medium (e. g. strength in case of pressure tanks), to the application of certain materials and to the strengths of the materials.

A6-3.3.4.3.1.2.2 Strömungsgeräusche

A6-3.3.4.3.1.2.2 Flow noises

Der Oktavband-Schallleistungspegel von Strömungsgeräuschen kann mittels folgender Gleichung abgeschätzt werden:

The octave band sound power level of flow noises can be estimated by the following equation:

$$L_{w,oct} = B + \left(10 \log \frac{p\, c\, S}{W_0} + 60 \log Ma + 10 \log \left[1 + \left(\frac{c}{2\, f_m\, H} \right)^2 \right] - 10 \log \left(1 + \frac{f_m\, \delta}{c} \right) \right) \text{dB} \qquad [48]$$

wobei B (in dB) ein Wert ist, der vom Typ des Schalldämpfers und der Frequenz abhängt, v ist die Strömungsgeschwindigkeit an der engsten Stelle des Schalldämpfers in m/s, c ist die Schallgeschwindigkeit im Medium in m/s, Ma ist die Machzahl (Ma = v/c), p ist der statische Druck in Pa, S ist die Querschnittsfläche an der engsten Stelle in m^2, f ist die Oktavband-Mittenfrequenz in Hz, H ist die größte Weite des Kanals in m, δ ist eine Größe in m, die die spektrale Komponente des Strömungsgeräusches charakterisiert und W_0 = 1 W.

Für Kulissenschalldämpfer mit glatten Wänden in Klimaanlagen gilt ungefähr B = 58 dB und δ = 0,02 m.

A6-3.3.4.3.1.2.3 Druckverluste

Der Gesamtdruckverlust (siehe Gleichung [49]) als Folge des Einsatzes eines Schalldämpfers ist für die Auswahl der Kulissen und der Spaltbreiten ausschlaggebend. Er setzt sich zusammen aus den Druckverlusten am Anfang und Ende der Kulissen und denjenigen in den Spalten zwischen den Kulissen.

Der Gesamtdruckverlust kann mit folgenden Gleichungen abgeschätzt werden:

$$\Delta p_l = (\zeta_s + \zeta_f)\,\frac{\rho}{2}\,v_1^2 = \zeta\,\frac{\rho}{2}\,v_1^2 \qquad [49]$$

$$\zeta_s = \left(\frac{d}{s}\right)^2 \left[0{,}5\,\zeta_1\left(\frac{s}{d}+1\right)+\zeta_2\right] \qquad [50]$$

$$\zeta_f = 0{,}025\,\frac{l}{s}\left(1+\frac{d}{s}\right)^2 \qquad [51]$$

wobei ζ_1 der Widerstandsbeiwert im Kulisseneintritt ist, für rechtwinklige Kulissen ζ_1 = 1, für Kulissen mit halbrunden Abströmprofilen ζ_1 = 0,1 und ζ_2 ist der Widerstandsbeiwert für Kulissenaustritt, für rechtwinklige Kulissen ζ_2 = 1, für Kulissen mit halbrunden Abströmprofilen ζ_2 = 0,7, s ist die Spaltbreite in m^2 und d die Dicke der Kulisse in m.

Druckverluste in Reduktionsstücken, z. B. der Erweiterung des Kanals zum Schalldämpfer, müssen ebenfalls in Rechnung gestellt werden. Hierfür können die Gleichung [49] und die unten stehenden ζ-Werte benutzt werden.

where B is a value depending on the type of silencer and frequency in dB, v is the flow velocity in the narrowest cross-section of the silencer in m/s, c is the speed of sound inside the medium in m/s, Ma is the Mach number (Ma = v/c), p is the static pressure in Pa, S is the area of the narrowest cross-section in m^2, f is the octave-band mid-frequency in Hz, H is the maximum transverse dimension of the duct in m, δ is a scale of length characterising the spectral component of the flow noise in m and W_0 = 1 W.

For baffle silencers with smooth walls in air-conditioning equipment, it is approximately B = 58 dB and δ = 0,02 m.

A6-3.3.4.3.1.2.3 Pressure losses

The total pressure loss (see equation [59]) as a result of a silencer is decisive for the selection of the baffles and the gap width. It comprehends the pressure losses at the ends in front and behind the baffles as well as along the gaps between the baffles.

The total pressure loss can be estimated by the following equations:

where ζ_1 is the drag coefficient of the side in front of baffles, for rectangular baffles ζ_1 = 1, for baffles with semi-circular air flow profiles ζ_1 = 0,1 and ζ_2 is the drag coefficient of the side behind baffles, for rectangular baffles ζ_2 = 1, for baffles with semi-circular air flow profiles ζ_2 = 0,7, s is the gap width in m^2 and d the baffle thickness in m.

Pressure losses of reduction pieces, e. g. the extension of the duct to a sound-insulation box, must additionally be taken into account. For this, equation [49] and the ζ values below may be used.

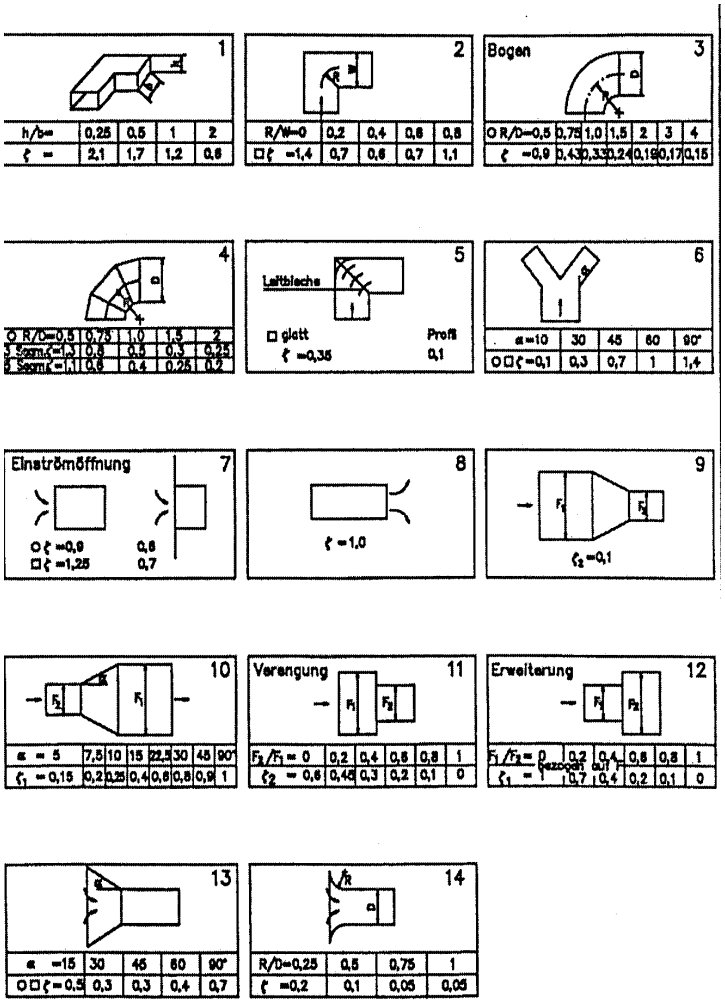


Bild 47: ζ-Werte

Figure 47: ζ values

A6-3.3.4.3.2 Abblaseschalldämpfer

wirken sowohl durch Reaktion auf die Schallquelle, z. B. ein Ventil, als auch durch die Reduzierung der Austrittsgeschwindigkeit durch Vergrößerung der Austrittsfläche. Nichtsdestoweniger ist normalerweise die Umwandlung von Schall in Wärme von geringem Einfluss. Hohe Druckverluste verlangen eine große mechanische Festigkeit des Schalldämpfers. Die Wirksamkeit kann durch Substanzen, die im Gasstrom mitgeführt werden, beeinflusst werden. Außerdem gibt es die Gefahr der Eisbildung.

A6-3.3.4.3.2 Blow-off silencers

These act by reaction to the sound source, e. g. a valve, as well as by reducing the discharge velocity due to an enlarged surface. Nevertheless, the conversion of sound into heat is normally of slight importance. High pressure losses require a high mechanical strength of the silencer. The efficiency may be affected by substances which are carried along with the gas. Besides, there is the danger of ice formation.

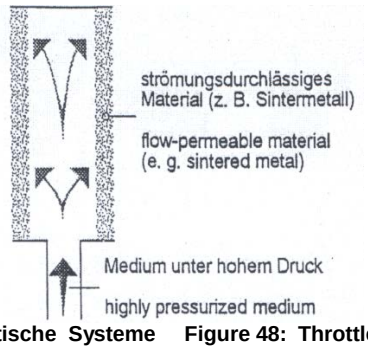


Bild 48: Drosselschalldämpfer für pneumatische Systeme (schematisch)

Figure 48: Throttle silencer for pneumatic systems (schematic)

A6-3.3.4.4 Reaktionsschalldämpfer

A6-3.3.4.4.1 Reflektionsschalldämpfer

Diese Schalldämpfer reduzieren die Umsetzung von Pulsierungen und Vibrationen innerhalb des Gases in Schallenergie. Wegen ihrer großen Festigkeit werden sie normalerweise für Anwendungsbereiche ausgewählt, wo reine Absorptionsschalldämpfer weniger angebracht sind und wo große Druckverluste hingenommen werden können. Dies gilt z. B. für Gasströmungen mit Staub, höheren Strömungsgeschwindigkeiten und hohem Pulsierungsdruck und in Bereichen mit starken mechanischen Vibrationen. Die Höchstwerte an Dämmung werden durch die Strömung in ihrer Höhe und in ihrem Frequenzbereich beeinflusst. Möglicherweise wird in manchen Frequenzbändern nur eine geringe oder sogar eine negative Dämmung eintreten.

A6-3.3.4.4 Reactive silencers

A6-3.3.4.4.1 Reflective silencers

These silencers reduce the conversion of gas pulsations and gas vibrations into sound energy. Due to their rigidity they are normally chosen for fields of application where pure absorptive silencers are less appropriate and where larger pressure losses are permissible. This applies e. g. to gas flows with dust, higher flow velocities and higher pressure pulsations and in fields with strong mechanical vibrations. Maximum values of the acoustic insulation will be affected in their height and frequency range by the flow. Possibly, only a slight or even a negative acoustic insulation arises in some frequency bands.

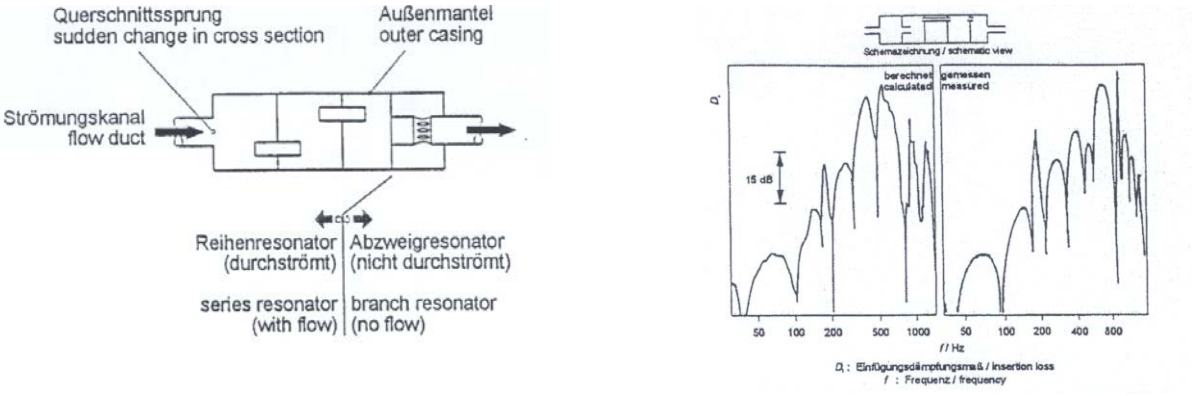


Bild 49: Prinzipskizze und Einfügungsdämmmaß eines Reflektionsschalldämpfers gemäß Berechnung (linke Grafik) und Messung (rechte Grafik)

Figure 49: Principle sketch and insertion loss of a reflective silencer according to calculations (left graph) and measurements (right graph)

A6-3.3.4.4.2 Resonatorschalldämpfer

Einzelne Resonatoren werden als Verbindungsstücke in Kanalwände montiert. Resonatorengruppen werden in den Kanal als Auskleidungen oder Kulissen eingebaut. Auf diese Weise erzeugen sie einen begrenzten Druckabfall. Die Resonanzen sind speziell auf niedrige und mittlere Frequenzen, die gedämmt werden sollen, abgestimmt. Die Wirksamkeit ist auf enge Frequenzbänder begrenzt; sie ist empfindlich gegen Strömungsberührung und kann (bei bestimmten ungünstigen Bedingungen) negativ sein, so dass ein Ton erzeugt wird.

A6-3.3.4.4.2 Resonator silencers

Single resonators are mounted as junctions in ducts walls. Resonator groups are mounted into ducts as duct linings or baffles. Thus, they cause a limited pressure drop. The resonances are especially adjusted to low and mean frequencies which have to be attenuated. The efficiency is limited to a narrow frequency band; it is sensitive to touching flow and can (on certain unfavourable conditions) be negative so that a tone will be generated.

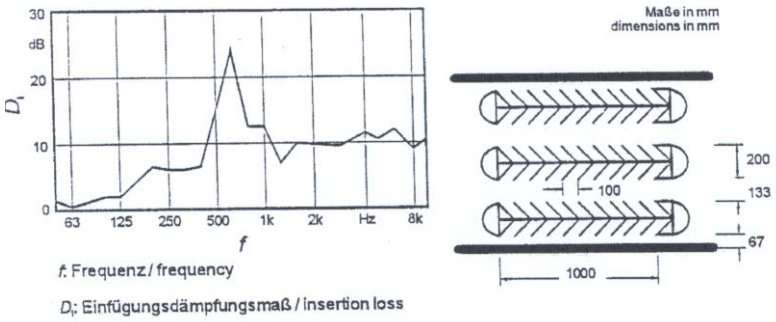


Bild 50: Typisches Einfügungsdämmmaß eines Resonatorschalldämpfers mit λ/4-Resonatoren

Figure 50: Typical insertion loss of a resonator silencer with λ/4 resonators

A6-3.3.4.5 Aktive Schalldämpfer

Im Prinzip bestehen diese Schalldämpfer aus Lautsprechern, die durch Verstärker und geeignete Mikrofone gesteuert werden. Die Steuerung geschieht durch einen Hochgeschwindigkeitscomputer, das Steuergerät. Alle Bauteile sind sehr spezialisiert und werden in diesem Dokument nicht erörtert. Aktive Schalldämpfer erreichen ihre höchste Wirksamkeit bei niedrigen Frequenzen im Gegensatz zu passiven Absorptionsschalldämpfern, die in diesem Berech nur geringe Dämmwirkung zeigen.

A6-3.3.4.5 Active silencers

Basically, these silencers consist of loudspeakers which are controlled by amplifiers and suitable microphones. The control is made by a high-speed computer, the controller. All devices are special ones and are not considered in this document. Active silencers attain the highest efficiency in case of low frequencies, contrary to passive absorptive silencers which show only low attenuation in this range.

A6-3.3.5 Vibrationsdämmung

Wenn eine Feder (Gummi- oder Metallelement) zwischen eine Maschine und deren Auflagepunkt eingefügt wird, entsteht ein Masse-Feder-System. Die Dämmung des Körperschalls bzw. die Vibrationsdämmung wird um so besser, je weicher das Federelement zwischen den beiden verbundenen Strukturen (Fundament / Maschine) ist.

In der Praxis ist es für diese Elemente nicht möglich, unbegrenzte Federwege aufzunehmen, da sich die Maschine nur begrenzt bewegen darf.

Die Abstimmungsfrequenz f_0 des Masse-Feder-Systems kann nach dem Federweg unter statischer Belastung durch die Maschine wie folgt berechnet werden:

$$f_0 = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{s}{m}}\ \text{Hz} \qquad [52]$$

wobei s die Federkonstante in N/m und m die Masse in kg ist.

Gleichung [53] wird oft als Näherungsgleichung benutzt.

$$f_0 = \frac{5}{\sqrt{x}} \qquad [53]$$

wobei x der Federweg der Maschine in cm ist.

Gleichung [53] gilt für Federn mit linearer Federcharakteristik. Für nichtlineare Kurven muss f_0 nach Gleichung [52] berechnet werden, wobei Herstellerdaten heranzuziehen sind.

Das Einfügungsdämmmaß ΔL_i, das durch Anordnung eines Federelements erreicht werden kann, wird in Gleichung [54] beschrieben.

$$\Delta L_i = 20 \log \left(\frac{f}{f_0}\right)^2 \text{ dB} \qquad [54]$$

wobei f die Frequenz in einem Bereich oberhalb der Abstimmungsfrequenz in Hz ist und $\frac{f}{f_0} \geq 2$ sein sollte.

Die Abstimmungsfrequenz sollte so gewählt werden, dass die niedrigste Anregungsfrequenz der Maschine (z. B. Geschwindigkeit) mindestens drei Mal größer ist als f_0 (unterkritische Abstimmung).

Für extrem langsam laufenden Maschinen kann die Anregungsfrequenz unterhalb der Abstimmungsfrequenz der federnden Aufhängung liegen (überkritische Abstimmung). In diesem Fall kann keine Pegelminderung des Körperschalls bei Anregungsfrequenz erwartet werden. Darüber hinaus ist es erforderlich zu prüfen, ob z. B. harmonische oder Anregungsfrequenzen im Bereich der Abstimmungsfrequenz der federnden Aufhängung vorkommen.

Gleichung [54] muss als Näherungslösung für den Frequenzbereich bis 50 Hz angesehen werden.

A6-3.3.5 Vibration insulation

If a spring (rubber or metal element) is inserted between the machine and the support point, a mass-spring system results. The structure-borne sound insulation or vibration insulation improves the more, the softer the spring element between the connected structures (foundation / machine).

In practice, it is not possible for these elements to have unlimited resilience because only a limited movement of the machine can be permitted.

The tuning frequency f_0 of the mass-spring system can be determined from the spring deflection under the static load of the machine as follows:

[52]

where s is the spring constant in N/m and m the mass in kg.

Equation [53] is frequently used as an approximation equation.

[53]

where x is the deflection of the machine in cm.

Equation [53] applies to springs with linear stiffness characteristic curves. For non-linear curves, f_0 is to be calculated according to equation [52] from the manufacturer's data.

The insertion insulation ΔL_i, achievable by inserting a resilient mounting, is described by equation [54].

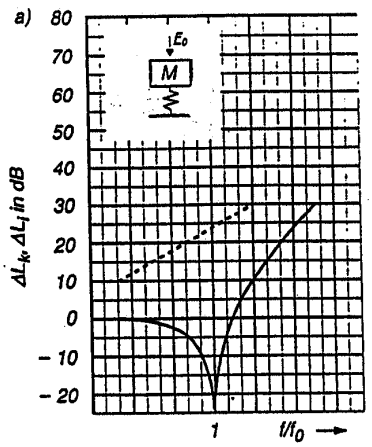
[54]

where f is the frequency in a range above the tuning frequency in Hz, whereby $\frac{f}{f_0} \geq 2$ should pertain.

The tuning frequency should be chosen so that the lowest excitation frequency of the machine (e. g. speed) is at least three times greater than f_0 (sub-critical tuning).

For extremely slowly running machines, the excitation frequency can be below the tuning frequency of the resilient mounting (over-critical tuning). In this case, no reduction in the level can be expected for the structure-borne sound level at the excitation frequency. Furthermore, it is necessary to check whether e. g. harmonic or excitation frequencies are present in the tuning frequency range of the resilient mounting.

Equation [54] is to be regarded as an approximate solution for the frequency range up to 50 Hz.



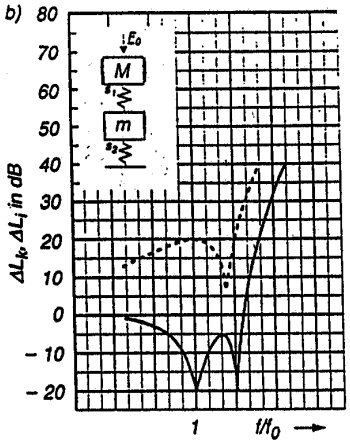


Bild 51: Theoretischer Pegelunterschied ΔL_x (...) und Einfügungsdämmmaß ΔL_i (–)
einzelnes federndes Auflager
zweifach gefedertes Auflager

Figure 51: Theoretical level difference ΔL_x (...) and insertion insulation ΔL_i (–)
single resilient mounting
double resilient mounting

Zur exakten Berechnung der Einfügungsdämmung des Körperschalls ΔL_i siehe einschlägige Literatur oder VDI.

For a more precise calculation of the structure-borne sound insertion insulation ΔL_i see the literature or VDI.

A6-3.3.6 Aktive Systeme: Beispiel einer neuen Technologie

Aktive Lärm- und Vibrationskontrolltechniken basieren auf der Erzeugung einer gegenseitigen destruktiven Beeinflussung zwischen akustischen oder mechanischen Wellen (siehe Bilder 52 und 53).

Aktive Kontrollmechanismen wirken hauptsächlich im Mittel- bis Niedrigfrequenzbereich (siehe Bild 53), das ist der Bereich, wo die klassischen Lärmminderungsmaßnahmen ihre Wirksamkeit einbüßen. In solchen Fällen ist aktive Kontrolle eher eine zusätzliche Maßnahme als eine Alternative.

Lärmminderungen in diesem Frequenzbereich können für stationäre Phänomene 20 dB und für zeitabhängige 10 dB betragen. Solche Pegelminderung erfordert beste geometrische Bedingungen für die Ausbreitung der Schallfelder und die Positionierung der Gegenschallquelle. Aus diesem Grund ist „aktiver Lärmschutz“ im Freien nur begrenzt wirksam.

Außerdem erfordert diese Technologie aufwändige Geräte für die Messung und Analyse des zu unterdrückenden Lärms und die Erzeugung des „Gegenschalls“, somit ständiger Bedarf an Energie und Wartung, mit anderen Worten dauernde Kosten.

Diese Begrenzungen sind wahrscheinlich der Grund für die bisher nur begrenzte Akzeptanz von aktiven Systemen und ihre häufige Kombination mit passiven Lärmschutzsystemen.

Beispiele für die Benutzung „aktiver Lärmkontrolle“ sind:

- Schallschutz in kleinen Räumen,
- Schallschutz am Ausgang und innerhalb von Abgasrohren bzw. Klimakanälen, bei denen allerdings hohe Temperaturen zu Materialproblemen führen,
- Oszillation und Vibration und
- persönlicher Gehörschutz, z. B. Kopfhörer für Piloten.

Da das Thema „aktiver Lärmschutz“ nur von begrenztem Interesse für den Beruf des Isolierers ist, wird es nicht in größerer Breite in dieser Serie von akustischen Dokumenten behandelt.

A6-3.3.6 Active systems: Example of a new technology

Active noise and vibration control techniques are based on the creation of a destructive interference between acoustical or mechanical waves (see Figures 52 and 53).

Active control techniques are effective mainly in the medium to low frequencies (see Figure 53), that is in the range where the classical noise reduction measures loose their effectiveness. Then, better than an alternative noise control measure, it is a complementary one.

Noise reductions in the frequency range can reach 20 dB for stationary phenomena and 10 dB for time-dependent ones. Such level decrease requires optimum geometric conditions for the expansion of sound areas and the positioning of the counter-noise source. This is why “active noise control” is only of limited effect in the open.

Additionally, this technology requires sophisticated equipment for measurement and analysis of the noise to be countered and the creation of the “counter-noise”, which means the requirement of energy and maintenance, in other words continuous expenditure.

These limitations are likely to be the reasons for the only limited acceptance of active systems so far and its frequent combination with passive noise protection systems.

Examples for the use of “active noise control” are:

- noise protection in small rooms,
- noise protection at outlets and inside of exhaust pipes, respectively air-conditioning ducts where, however, high temperatures lead to material problems,
- oscillation and vibration and
- personnel hearing protection, e. g. headsets for pilots.

Since the subject “active noise control” is of only limited interest to the profession of the insulator, it is not dealt with in any further detail in this series of acoustical documents.

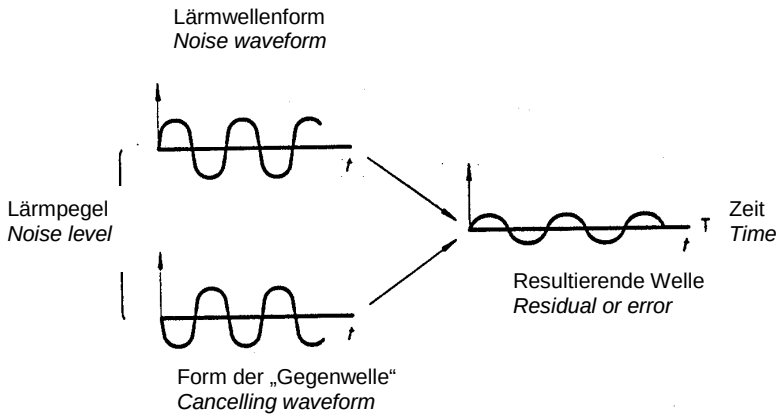


Bild 52: Unterdrückungsmechanismus

Figure 52: Cancellation mechanism

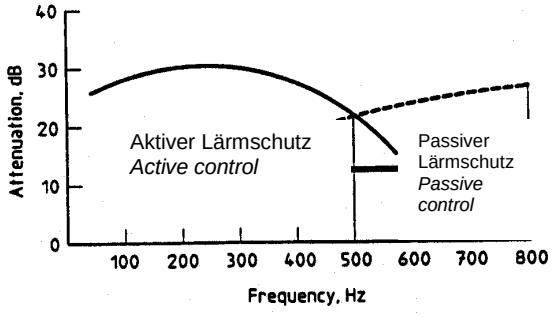


Bild 53: Grenze der Anwendbarkeit

Figure 53: Limit of application

A6-3.4 Schalldämmung an Leitungen und Kanälen

Lärm, der von den Oberflächen von Leitungen und Kanälen abgestrahlt wird, kann durch eine äußere Dämmschicht reduziert werden. Die Ausführung solcher Schalldämmungen wird im Einzelnen im Dokument A3 behandelt. Siehe hierzu auch EN ISO 15665 „Akustik – Schalldämmung an Leitungen, Ventilen und Flanschen“.

A6-3.4 Sound insulation of pipes and ducts

Noise radiated from the surface of pipes and ducts could be reduced by adding an outer acoustic insulation. The design of acoustic insulation is dealt with in the document A3. See also EN ISO 15665 “Acoustics – Acoustic insulation of pipes, valves and flanges”.

A6-3.5 Lärmschutz beim Empfänger

A6-3.5.1 Begrenzung der Exposition

Die Richtlinie 86/188/EWG, die in die Gesetzgebung aller Länder der Europäischen Union übernommen worden ist, begrenzt die Exposition am Arbeitsplatz, gemessen am täglichen Expositionspegel ($L_{EP,d}$).

Sehr oft werden Mitarbeiter innerhalb des Arbeitsprozesses zu unterschiedlichen Zeiten unterschiedlichen Lärmpegeln ausgesetzt. Dies führt zu unterschiedlichen Pegeläquivalenten während der Expositionszeit (für jeden Teil des Arbeitsablaufs). In solchen Fällen wird die Tagesexposition durch Addition dieser verschiedenen Pegeläquivalente ermittelt (logarithmische Addition).

Dieselbe Richtlinie sieht auch Organisationsmechanismen für die Minderung der Lärmexposition vor. Ein Beispiel, das für jeden Arbeitsprozess sehr nützlich ist, ist die Beachtung der Lärmexpositionszahlen (dB(A)/Teilzeit). Dies ermöglicht:

- den Einfluss der verschiedenen Schallquellen auf die Gesamtlärmexposition des Mitarbeiters zu bestimmen,
- Entscheidungen darüber zu treffen, wie wirksam die Unterdrückung einer Lärmquelle ist, je nach ihrem Einfluss auf die Gesamtlärmexposition des Mitarbeiters,
- „geräuscharme Praktiken“ während der Arbeit zu bestimmen: oft es ist möglich, in großer Entfernung von der Schallquelle zu arbeiten, wenn der Mitarbeiter dies nur weiß,

A6-3.5 Noise control at the receiver

A6-3.5.1 Limiting exposure

Directive 86/188/CEE, transferred to the legislation of each EEC country, fixes the limits of the workers' exposure to noise, measured by the daily exposure level ($L_{EP,d}$).

Very often, the workers are exposed to different levels of noise during different times while applying to their jobs. This will originate different equivalent levels during the exposure time (for each part of the job). In this case, the daily exposure is calculated adding (logarithmic addition) those different equivalent levels.

The same directive allows for the use of managing systems for the reduction of the noise exposure. One example, very useful for every industry, is to study the noise-exposure figures (dB(A)/part time). It allows:

- to establish the influence of each different sound source on the total worker exposure to noise,
- to take decisions regarding the interest of silencing one source according to its influence on the total noise exposure of the worker,
- to determine “good practices” during the work: frequently, it is possible to work far from the noise source if the worker has been informed about this possibility,

- die Optimierung von Ohrenschützern. Manchmal ist es schwierig, sie während der gesamten Arbeitszeit (d. h. für 8 Stunden) zu benutzen. Es ist einfacher, sie nur während der Zeit aufzusetzen, in der bestimmte laute Lärmerzeuger arbeiten.

- to optimise the use of hearing protectors. Sometimes it is difficult to use them for the whole task (i. e. for 8 hours). It is easier to use them only during the time that some noisy sources are running.

Zwei Beispiele aus dem Kohleabbau werden gezeigt.

Two examples in the coal mine industry are shown.

Das unten stehende Bild zeigt die unterschiedliche Lärmexposition eines Bergmanns vor Ort in einer Kohlemine mit bzw. ohne Benutzung von Gehörschutz, wenn während der Arbeit ein Presslufthammer läuft (HP = mit Gehörschutz, WHP = ohne Gehörschutz).

The figure below shows the different exposure to noise of a coal-face worker in a coal mine, with or without the use of ear protection devices when using the pneumatic hammer during the job (HP = using it, WHP = without using it).

Die tägliche Exposition ($L_{EP,d}$) ist 99 dB(A) ohne Gehörschutz und 85 dB(A) mit Gehörschutz.

The daily exposure ($L_{EP,d}$) is 99 dB(A) without hearing protectors and 85 dB(A) with it.

Diese Art von Zahlen und Information kann während der Ausbildung benutzt werden, um zu unterstreichen, welche Vorteile die Benutzung des Gehörschutzes hat.

This kind of figures and information can be used during the training in order to emphasis the advantages of hearing protection.

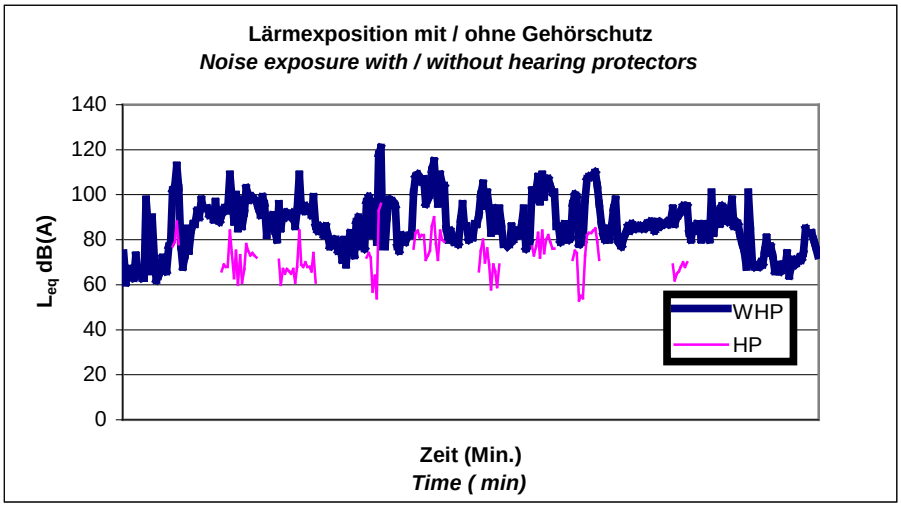


Bild 54: Lärmexposition eines Bergmanns mit bzw. ohne Gehörschutz bei Benutzung eines Presslufthammers (HP = mit Gehörschutz, WHP = ohne Gehörschutz)

Figure 54: Noise exposure of a coal-face worker with or without hearing protectors, when using a pneumatic hammer (HP = using hearing protectors, WHP = without hearing protectors)

Das folgende Beispiel zeigt, wie man die jeweils höchsten Lärmpegel dadurch herausfindet, dass man die Messungen aufzeichnet und analysiert. Es ist dann möglich, Lösungen zu planen, die zu einer geringeren Exposition der Mitarbeiter führen.

The following example shows how to detect the origin of the highest noise levels, recording the measurement and analysing it. Then, it is possible to plan solutions to obtain a lower exposure for the workers.

Es kann bei der Findung von wirtschaftlichen Entscheidungen helfen. Es ist z. B. möglich, diese Information dazu zu benutzen, um den Vorteil des Unterdrückens einer einzelnen Lärmquelle abzuschätzen.

It can also help the management to take economical decisions. It is e. g. possible to use this information in order to evaluate the advantage of silencing one noise source.

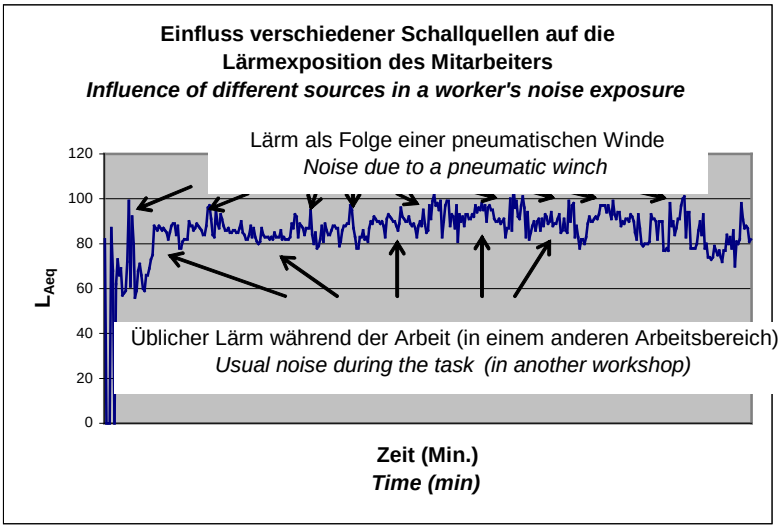


Bild 55: Einfluss einer besonderen Quelle auf die Gesamtexposition des Mitarbeiters

Figure 55: Influence of a particular source in a noise exposure of a worker

In diesem Fall wird der Mitarbeiter einem hohen Lärmpegel ausgesetzt (95 . 105 dB(A)) und zwar wegen einer Maschine, die er nicht benutzt. Das bedeutet, dass der Schallpegel für dieselbe Aufgabe in einem anderen Werkteil niedriger sein würde (< 90 dB(A)).

In this real case, a worker is exposed to high noise levels (95 – 105 dB(A)) due to a machine that he does not use. It means that the noise levels for the same task in another workshop would be lower (< 90 dB(A)).

In diesem Fall ist es einfach, das Problem zu lösen: es ist nur erforderlich, die pneumatische Winde einige Meter weg zu versetzen und zwischen dem Arbeiter und der Winde einen Schallschutzschild zu installieren.

In this case, it is easy to solve the problem: it is only necessary to move the pneumatic winch some meters away and to install a screen between this winch and the worker.

A6-3.5.2 Kabinen / Personalräume

A6-3.5.2 Cabins / personnel enclosures

Die Lärmpegel innerhalb von Schallschutzkabinen hängen im Wesentlichen von den folgenden Faktoren ab:

The noise levels existing in the inside of a sound attenuating enclosure mainly depend on the following factors:

- Schallminderung R der Wand abhängig vom Material, aus dem Wand / Decke bestehen, bzw. der Zusammensetzung des Sandwichpanels;
- effektive Fläche der trennenden Wand;
- schalldämpfende Eigenschaften innerhalb der Kabine;
- und schließlich (wenn es sie gibt) die schalldämpfenden Eigenschaften der Einkapselung der Schallquelle.

- sound reduction R of the wall, dependent upon the material which forms the wall / ceiling or upon the composition of the sandwich panel;
- effective surface of the dividing wall;
- sound attenuating characteristics inside the enclosure;
- and eventually (if here is any) the sound attenuating characteristics of the source enclosure.

Die Wand sollte homogen sein oder Öffnungen (Fenster, Belüftung) sollten entsprechend behandelt sein, um Verluste in der Schalldämmung zu vermeiden. In der Praxis reicht die Pegelminderung, die mit solchen Mitteln erreicht werden kann, von 5 dB(A) bis 20 dB(A).

The wall should be homogeneous or with openings (glass viewers, ventilation) properly treated in order to avoid losses in sound attenuation. In practice, the sound attenuating level, which can be achieved by those means, is from 5 dB(A) to 20 dB(A).

Wenn die Einkapselung der Schallquelle stark reflektiert, entsteht ein Nachhalleffekt, der seinen „zusätzlichen“ Schallpegel innerhalb der Kapsel erzeugt, was in praktischer Anwendung zu einer Reduzierung der tatsächlich erreichten Pegelminderung führt. Entsprechende Wirkungen treten auf, wenn die Einkapselung beim Hörer unter hohen Nachhallbedingungen steht.

If the source enclosure is highly reflective, there will be a reverberation effect which generates an “additional” noise level inside the enclosure, that for practical purposes will produce a reduction of the practical sound attenuation level achieved by it. Similar effects occur when the receptor enclosure is under high reverberation conditions.

Aus diesem Grund wird die beste Lösung meist durch eine Kombination von Paneelen erreicht, in denen die Innenfläche der Kapsel durch Lochbleche gebildet wird, die das hochabsorbierende Material abdecken (normalerweise Steinwolle mit einer Lage Glasvlies, um das Herausfallen von faserigen Teilen zu verhindern). In manchen Fällen werden ähnliche Lösungen für das äußere Finish des Paneels angegeben, das auch schalldämpfend ist und der Schallquelle zugewandt.

For this reason, the best solution is generally formed by a combination of panels in which the inner face in the enclosure is formed by a protection perforated sheet which covers the highly absorbent material (normally rock wool, protected by a fibre glass film to avoid the falling off of fibre particles). In some cases, even solutions are given for the external finish of the panel which is also sound-attenuating and located towards the noise source.

Der Schalldruckpegel innerhalb der Schallschutzkabine kann unter Benutzung folgender Gleichung berechnet werden:

The sound pressure level inside the acoustical enclosure may be calculated using the following equation:

$$L_{p(r)} = L_{p(s)} - R + 10 \log \frac{4\,S}{A} \qquad [55]$$

wobei $L_{p(r)}$ der Schalldruckpegel im Empfangsraum ist, $L_{p(s)}$ ist der Schalldruckpegel im Raum der Schallquelle, R ist die Pegelminderung des Paneels in dB, S ist die Wandfläche in m^2 und A die äquivalente Absorptionsfläche im Empfangsraum in m^2.

Die ungefähre Schallminderung kann wie folgt berechnet werden:

$$NR = R + C \qquad [56]$$

wobei $NR = L_{p(s)} - L_{p(r)}$ ist und C der Korrekturfaktor, wie er sich aus der nachfolgenden Tabelle ergibt.

where $L_{p(r)}$ is the sound pressure level in the receiver room, $L_{p(s)}$ is the sound pressure level in the source room, R is the sound reduction of the panel in dB, S is the surface of the wall in m^2 and A the equivalent absorption area of the receiver room in m^2.

The approximate noise reduction may be calculated as follows:

where $L_{p(s)} - L_{p(r)}$ and C is the correction factor as defined in the following table.

Gesamtoberfläche im Empfangsraum, geteilt durch die Fläche unbehandelter Wand bzw. unbehandelten Bodens *Total surface area inside receiving room divided by area of common wall or floor*	Bedingung 1 *Condition 1*	Bedingung 2 *Condition 2*	Bedingung 3 *Condition 3*	Bedingung 4 *Condition 4*
1,4 bis / *up to* 2,7	10	-7	-4	-2
2,8 bis / *up to* 5,5	-7	-4	-2	1
5,6 bis / *up to* 10	-4	-2	1	3
11 bis / *up to* 21	-2	1	3	4
22 bis / *up to* 43	1	3	4	5
44 bis / *up to* 80	3	4	5	6
Bedingung 1 *Condition 1*	kein bedeutender Anteil an schallabsorbierendem Material *no significant amount of sound absorption material*			
Bedingung 2 *Condition 2*	10 bis 25 % der gesamten Raumfläche mit 1,9 bis 2,5 cm dickem schallabsorbierendem Material bedeckt *10 to 25% of total room area covered with 1,9 to 2,5 cm thick sound absorption material*			
Bedingung 3 *Condition 3*	26 bis 50 % der gesamten Raumfläche mit 1,9 bis 2,5 cm dickem schllabsorbierendem Material bedeckt oder 10 bis 30 % mit 3,8 bis 5 cm dickem *26 to 50% of total room area covered with 1,9 to 2,5 cm thick sound absorption material or 10 to 30% with 3,8 to 5 cm thick*			
Bedingung 4 *Condition 4*	mehr als 50 % mit 1,9 cm dickem schallabsorbierendem Material bedeckt oder mehr als 30 % mit 3,5 bis 5 cm dickem *over 50% covered with 1,9 cm thick sound absorption material or over 30% with 3,5 to 5 cm thick*			

Tabelle 10: Korrekturfaktor für die ungefähre Lärmminderungsformel

Table 10: Correction factor for the approximate noise reduction formula

Ein wichtiger Teil dieser Personenschutzkabine sind Fenster und Türen. Wenn die Kabine aus schalldämmenden Paneelen zusammengesetzt ist, wird die Tür aus dem gleichen Material bestehen. Aus diesem Grund wird die Herkunft von Dämmverlusten im Montagesystem und in der Verbindung mit dem Rest der Installation zu suchen sein. Entwurf und Befestigung sind besonders wichtig für Türen und Fenster.

Nachstehend ist eine schematische Zeichnung, die die Schallpegelminderung zeigt, die je nach Entwurf der Fenster erreicht werden. Außerdem folgt eine Tabelle mit einigen Überlegungen über die Eigenschaften von Glas, um dessen Verhalten unter verschiedenen Einsatzbedingungen zu zeigen. Ferner zeigen wir einige Konstruktionsdetails, die Lösungen vorschlagen, die zu guten Schalldämpfungen führen.

An important part of this personnel protection enclosure are the windows and doors. If the enclosure is fabricated using sound attenuating panels, the door will be made of the same composition. For this reason, the origin of the sound attenuation losses will have to be found in the fabrication system and anchoring of the rest of the installation. The design and installation is specifically important for windows and doors.

Below, we are showing a schematic drawing of the sound attenuating levels offered by the windows according to their design, a table with some considerations about the characteristics of the glass allowing to verify its behaviour in different environments, and some construction details suggesting the type of solutions to be adopted in order to achieve a good sound attenuating solution.

	Polycarbonat *Polycarbonate*	Schichtdrahtglas *Laminated wire glass*	Hochtemperaturglas *Tempered glass*
heißes Metall *hot metal*	schlecht *poor*	schlecht *poor*	schlecht *poor*
Funken *sparks*	schlecht *poor*	schlecht *poor*	schlecht *poor*
saure Chemikalien *acid chemicals*	schlecht *poor*	sehr gut *excellent*	sehr gut *excellent*
Lösungschemikalien *solvent chemicals*	brauchbar *fair*	sehr gut *excellent*	sehr gut *excellent*
optische Qualität *optical quality*	gut *good*	gut *good*	sehr gut *excellent*
Stoßfestigkeit *impact resistance*	sehr gut *excellent*	gut *good*	sehr gut *excellent*
Hitzebeständigkeit *heat resistance*	brauchbar *fair*	gut *good*	gut *good*

Tabelle 11: Eigenschaften von Fensterglasmaterialien für Kabinen

Table 11: Qualities of window glass materials useful for enclosures

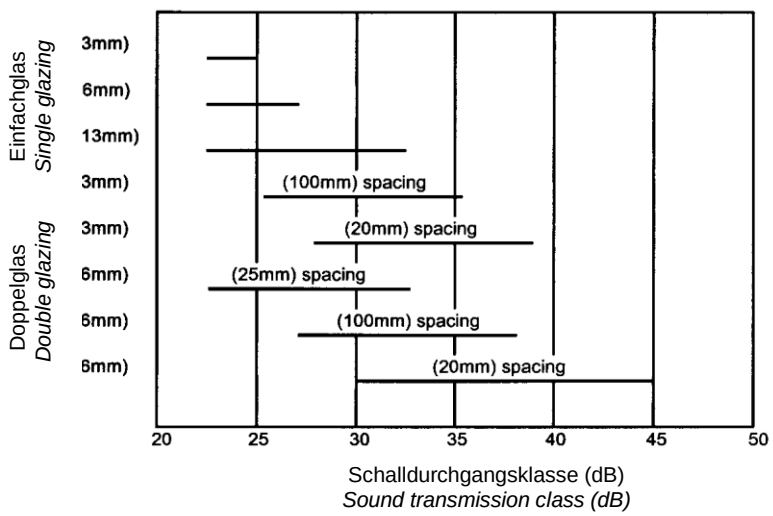


Bild 56: Dämmung bei Schallschutzfenstern in Abhängigkeit von Dicke und Aufbau der Gläser

Figure 56: Acoustic insulation of acoustical windows according to the thickness and separation of glass

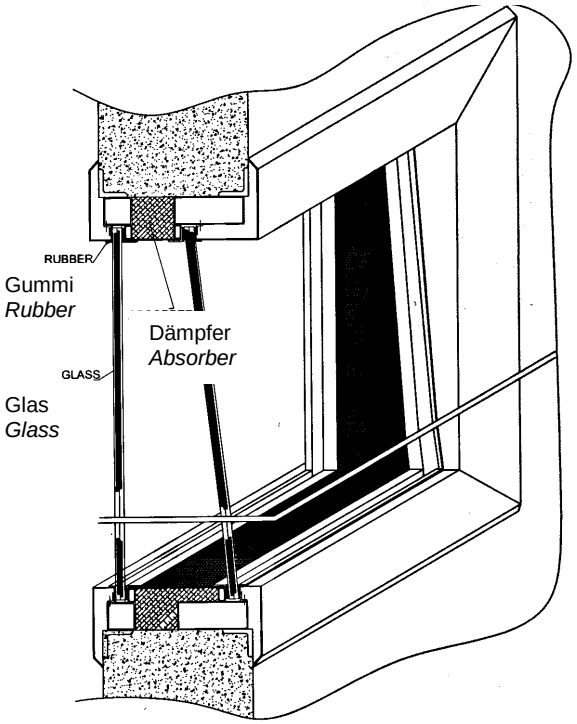


Bild 57: Detailzeichnung eines Schallschutzfensters: Glas gummigelagert, Dämpfungsmaterial zwischen den Gläsern (am Rahmen), Gläser nicht parallel und „akustische Brücken“ getrennt

Figure 57: Detail of an acoustical window: glass on rubber, absorption between the glasses (on the frame), glasses not parallel, and “acoustic bridge” cut

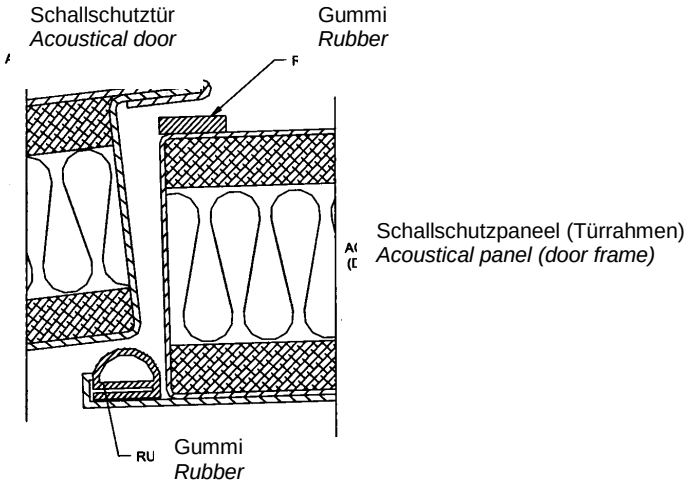


Bild 58: Detailzeichnung des Anschlags einer Schallschutztür: Gummi wird benutzt zur akustischen Abdichtung, es trägt in machen Fällen auch zur Verbesserung der Vibrationsdämmung bei

Figure 58: Detail of closing of an acoustical door: rubber is used to guarantee the acoustic isolation, in some cases, it also contributes to improve the vibration isolation

A6-3.5.3 Personenschutz

Die sicherste Methode, um Berufstaubheit zu verhindern, ist die Reduzierung von Lärm an der Quelle durch Schallschutzmaßnahmen. Dennoch müssen Mitarbeiter an manchen Arbeitsplätzen und während bestimmter Zeiten Gehörschutz tragen, um das Lärmmaß, welches die Ohren erreicht, zu reduzieren.

Es ist wichtig zu betonen, dass wenn Gehörschutz erforderlich ist, ein komplettes Gehörschutzprogramm eingeführt werden sollte. So ein Gehörschutzprogramm umfasst die Abschätzung des Lärms, die Wahl des Gehörschutzes, Anpassung und Erprobung, Unterrichtung und Ausbildung der Mitarbeiter, audiometrische Prüfungen, Wartung, Inspektion, Führung von Lärmtagebüchern und Weiterentwicklung des Programms.

Auf dem Markt gibt es eine große Anzahl verschiedener Ohrenschützer, und es ist manchmal schwierig, den besten zu finden. Nachstehend sind einige Informationen auf der Basis von Normen und Erfahrungen aufgeführt, um die Auswahl von Ohrenschützern zu erleichtern.

Im ersten Teil des Kapitels wird dargelegt, wie der Gehörschutz mit der höchsten Pegelminderung ausgewählt wird. Im zweiten Teil kommen einige Ideen und Informationen hinzu, die zusätzlich zu der Dämpfung beachtet werden müssen, um den besten Gehörschutz zu wählen.

Zur Auswahl des Gehörschutzes gemäß seiner Dämpfung muss man die europäische EU 358 „Gehörschutz: Empfehlungen zur Auswahl, Benutzung, Pflege und Wartung. Richtlinie“ heranziehen. Es kann auch sinnvoll sein, zu der Behörde Kontakt aufzunehmen, die für Sicherheits- und Gesundheitsschutzgesetzgebung am Arbeitsplatz im jeweiligen Land verantwortlich ist. Ferner sind hierzu in der Norm ISO 4869 Informationen enthalten.

Alle diese Normen geben zwei Arten von Ratschlägen für die Wahl des Gehörschutzes an: entweder einen Einzelzahlwert (z. B. „Lärmminderungsrate“ oder „Einzelzahlmethode“) oder die theoretische Dämmung des Gehörschutzes für jedes zentrale Oktavband. Diese Information muss man mit dem Lärmpegel am Arbeitsplatz vergleichen. Wenn die Information über Lärmpegel nur in dB(A) oder dB(C) vorliegt, wird die Einzelzahlmethode benutzt. Wenn mehr Informationen vorhanden sind – d. h. die Pegel in Oktavbändern –, dann wird die „Oktavbandmethode“ benutzt. Das ist die beste zu benutzende Methode, wenn sie denn möglich ist.

A6-3.5.3 Individual protection

The surest method of preventing occupational deafness is to reduce noise at the source by engineering methods. However, in certain workplace conditions and during some limited time, workers must wear hearing protectors to reduce the amount of noise reaching the ears.

It is important to emphasis if hearing protection is required, a complete hearing safety protection programme should be instituted. Such a hearing protection programme should include noise assessment, hearing protector selection, fit testing, employee training and education, audiometric testing, maintenance, inspection, record keeping and programme evaluation.

A lot of different hearing protectors are on the market, and sometimes it can be difficult to choose the best one. Below, we will give some information based on standards and experience in order to make the selection of the hearing protectors easier.

In the first part of this chapter, we will introduce how to select the hearing protector which presents the highest level of attenuation. In the second part, we will introduce some ideas and information that must be taken into account, together with the attenuation, to choose the best hearing protector.

To select a hearing protector according to its attenuation, the European EU 358 “Hearing protectors: Recommendations for selection, use, care and maintenance: Guidance document” shall be used. It can also be interesting to contact the agency responsible for occupational health and safety legislation for each country. Also, the standard ISO 4869 gives information regarding this subject.

All these standards give two kinds of advice on protector selection: a single index (as the “Noise Reduction Rate” or “Single Number Rating”) or the theoretical acoustic insulation of the hearing protector for each central octave band. This information will be compared to the noise levels at the workstation. If the information of these noise levels is only in dB(A) or DB(C), the single index method will be used. If there is more information – i. e. levels in octave band –, the “octave band method” will be used. This is the best method to use, if possible.

Noch wichtiger als die o. g. „numerische Auswahl“ ist die Entscheidung über Gehörschutz nach anderen Gesichtspunkten, dazu gehört der Tragekomfort und die Tauglichkeit sowohl für den Mitarbeiter als auch für seine Umgebung. Erfahrungen zeigen, dass verschiedene Personen verschiedene Arten von Gehörschutz für dieselbe Arbeit und Umgebung auswählen.

Folgende Information hilft zu verstehen, dass die Wahl des Gehörschutzes unter verschiedenen Gesichtspunkten stattfinden muss:

- Die Wirksamkeit des Gehörschutzes ist stark reduziert, wenn er nicht genau passt oder wenn er nur zeitweilig wegen Phasen besonderer Exposition getragen wird.
- Radiokopfhörer sind untauglich als Gehörschutz.
- Der Gehörschutz muss komfortabel genug sein, um angenommen und während aller Phasen der Lärmexposition getragen zu werden.
- Nicht immer geben „Mickeymäuse“ einen besseren Schutz als „Ohrenstöpsel“. Das hängt vom jeweiligen Produkt und Lärmspektrum ab.
- Den Mitarbeitern müssen verschiedene Modelle zur Auswahl angeboten werden. Wenn Mitarbeiter den Gehörschutz nicht mögen – unkomfortabel, unpraktisch –, werden sie ihn nicht aufsetzen.

Nachdem einige Modelle mit ausreichender Dämpfung ausgesucht worden sind, muss ein Tragetest durchgeführt werden, so dass jeder Mitarbeiter wählen kann, welches Modell / Typ ihm am besten passt.

Im Kapitel A6-3.4.1 wird die Nützlichkeit von Gehörschutz für die Verhinderung von Gehörschäden demonstriert.

A6-4 Komfort- und Sicherheitsaspekte bei Industrielärm

Die akustische Umgebung beeinflusst die Qualität eines Arbeitsplatzes in dreierlei Hinsicht: Gesundheit (das Risiko, taub zu werden), Sicherheit (Kommunikation und Hörbarkeit von Gefahrensignalen) und Lärmkomfort (lautes Umfeld ist mehr oder weniger unkomfortabel).

Die Gesetzgebung betont den Gesundheitsaspekt als höherwertig gegenüber denjenigen von Sicherheit und Komfort.

In diesen Fällen kann man sich auf internationale Normen beziehen. Im Anhang wird Bezug auf ISO-Normen genommen, die für Fragen der Kommunikation, Sicherheit und des akustischen Komforts maßgeblich sind: ISO 9921, TR 3352, ISO 532, ISO 7196, ISO 8201 (Hörbarkeit von Notevakuierungssignalen), ISO 7731 (Gefahrensignale an Arbeitsplätzen – Hörbare Gefahrensignale).

In manchen Fällen können andere akustische Parameter als diejenigen, die in diesen FESI-Dokumenten diskutiert worden sind, benutzt werden. Die anzuwendenden Konzepte dagegen (Definitionen, Messungen, Messausrüstungen, usw.) sind dieselben, die in diesen Dokumenten angegeben werden. Zusätzliche theoretische Kenntnisse sind nicht erforderlich.

A6-5 Grundlagen für Messungen und Prüfmethoden

Dieses Kapitel dient nur dem Zweck, nützliche Bezugsdokumente für die verschiedenen Messaspekte anzugeben. Später wird es hierfür ein zusätzliches FESI-Dokument geben.

Even more important than the a. m. “numerical selection” is the choice of hearing protectors considering other points of view, including the comfort and the suitability for both the worker and his environment. Experience shows that different workers choose different kinds of hearing protectors for the same work and environment.

The following information can help to understand why the choice of hearing protectors must take place under different points of view:

- The effectiveness of hearing protection is reduced greatly if the hearing protectors do not fit properly or if they are worn only part-time during periods of noise exposure.
- Radio headsets are not suitable as hearing protectors.
- The hearing protectors must be comfortable enough to be accepted and worn during all phases of noise exposure.
- Not always, “ear muffs” give more attenuation than “ear plugs”. It depends on each particular product and on the noise spectrum.
- Different protectors must be given to allow the workers’ choice according to their preferences. If workers do not like the type of protection – uncomfortable, impractical –, they will not wear it.

After choosing some protectors with sufficient attenuation, a comfort test must be made so that workers can decide individually which model / type suits them best.

In chapter A6-3.4.1, the utility of hearing protectors for the prevention of hearing damage is shown.

A6-4 Comfort and security aspects of industrial noise

The acoustic environment influences the quality of workplaces in three aspects: health (risk of becoming deaf), safety (communication and detection problems of danger signals) and acoustical comfort (noisy environment more or less uncomfortable).

The legislation stresses the hygiene being of higher importance than those concerning safety and comfort.

In such cases, we can refer to international standards. In the appendix, we give as reference the ISO standards which apply to matters of communication, safety and acoustical comfort: ISO 9921, TR 3352, ISO 532, ISO 7196, ISO 8201 (Audible emergency evacuation signals), ISO 7731 (Danger signals for workplaces – Auditory danger signals).

In some cases, acoustic parameters, different from those discussed and mentioned in FESI documents, can be used. However, the concepts which are applied (definitions, measurements, measurement equipment, etc.) are those already stated in these documents. No additional theoretical knowledge is required.

A6-5 References for measurements and verification methods

This chapter only serves the purpose to indicate useful reference documents for the different aspects of measurements. An extra FESI document on the subject is planned.

A6-5.1 Allgemeines

Schallquellen, Lärmschutzeinrichtungen, Schallausbreitung, Schallpegel an Arbeitsplätzen und Schalldämmung in Gebäuden werden durch akustische Größen beschrieben. Diese akustischen Größen und Schallpegelminderungen durch besondere Maßnahmen werden häufig in Plänen, Programmen und Verträgen festgelegt oder vereinbart. Die Höhe dieser akustischen Werte und der Erfolg von Lärmschutzmaßnahmen sollten vor Ort überprüfbar sein. Wenn diese Werte mit den gemessenen verglichen werden, sollte eine gewisse Unsicherheit in Rechnung gestellt werden.

A6-5.2 Messungen

Lärmpegelmessungen erfordern Erfahrung und theoretische Kenntnisse der zu messenden Parameter und der Handhabung der Messeinrichtungen. Die unten angegebenen Grundlagen helfen beim Verständnis der besonderen Merkmale dieser wichtigen Aspekte des Lärmschutzes.

ISO 1996 „Akustik – Beschreibung und Messung von Umweltlärm“ gibt die wesentlichen Aspekte für Messungen im Umweltbereich wieder. Für alle Lärmabschätzungsthemen im Arbeitsbereich kann ISO 9612 angewendet werden.

Parameter für Messungen

Die unterschiedlichen Vorschriften und Normen nennen verschiedene zu benutzende Parameter, die in den meisten Fällen bereits in anderen FESI-Dokumenten erwähnt oder beschrieben wurden (besonders in A2). In vielen Fällen werden auch Anweisungen zu der Interpretation von Messergebnissen gegeben.

Als grundsätzliche Unterscheidung werden die gemessenen Lärmpegel in „äquivalente“ und „momentane“ unterschieden. Die Letzten folgen den Schallpegeländerungen mit größerer oder geringerer Agilität (schnell, langsam, Impulsmessung) und die Ersten ermitteln die gesamte Schallenergie, die über einen Zeitraum empfangen worden ist (L_{eq}, usw.). Beide können mit verschiedenen Frequenzberechnungen bestimmt werden (A, C, linear).

Die Spitzenbelastung (LpK) ist der Maßstab, welcher die Schallimpulskomponente charakterisiert.

Messausrüstung

Die technischen Eigenschaften, die die verschiedenen Messgeräte aufweisen müssen, sind in den Normen CEI 61672 und CEI 60804 wiedergegeben. Die am häufigsten benutzte Einrichtung ist: Schallpegelmesser (momentane Messung) und Schallpegelmesser für Integration und Durchschnittsbildung (äquivalente Pegel). Sie werden gemäß ihrer Genauigkeit eingeteilt (0 bis 2), wobei der Typ 1 der genaueste für Feldmessungen ist.
Die Schallpegelmesser müssen von Zeit zu Zeit kalibriert und überprüft werden, vor und nach jeder Messung mit einem entsprechend kalibrierten „Pistophon“.

Messmethoden

Die Normen geben normalerweise Anweisungen hierfür, einige davon werden unterstrichen:

- Abwesenheit von reflektierenden Flächen in der Umgebung (1,2 m in der Höhe und 1,5 m zur nächsten Fläche).
- Hintergrundgeräusch unter 10 dB in der Messebene.
- Benutzung von Windabweisern, wo erforderlich.

A6-5.1 General

Sound sources, noise control devices, sound propagation, noise levels in workplaces and sound insulation of buildings are described by acoustical quantities. These acoustical quantities and sound level reductions by means of specific measures are frequently determined or agreed upon in plans, programmes and contracts. The value of these acoustical quantities and the success of noise control measures should be verifiable in situ. When comparing these values with the verified ones, the uncertainty should be taken into account.

A6-5.2 Measurements

The noise level measurements require experience and theoretical knowledge of the parameters that are going to be measured, and of the running of the equipment. The principles that are given below can help to understand the specific characteristics of these important aspects of noise control.

ISO 1996 “Acoustics – Description and measurement of environmental noise” reflects the main aspects in reference to measurements in the environmental scope. For all those noise evaluation subjects in the labour scope, ISO 9612 can be applied.

Measurement parameters

The different regulations and standards indicate various parameters to be used, in most cases already described or mentioned in other FESI documents (specifically in A2). In many cases, there are also instructions given about the way of interpreting them.

In a conceptual form, the measured noise levels are divided in equivalent and instantaneous. The first ones follow the changes in the acoustic level with more or less celerity (fast, slow, impulse), and the second ones will evaluate the total acoustic energy received in a given time (L_{eq}, etc.). All those can be determined with different frequency calculation (A, C, linear).

The peak level (LpK) is a parameter which characterises the sound impulse component.

Measuring equipment

The technical characteristics that the different measuring equipment have to show is reflected in the standards CEI 61672 and CEI 60804. The most frequently used equipment is: sound level meters (instantaneous measurements) and sound level meters for integrating and averaging (equivalent levels). They are classified according to their precision (0 to 2), type 1 being the most accurate for field measurements.
The sound level meters must be periodically calibrated and verified, before and after each measurement, with a “pistophone” properly calibrated.

Measurement methods

The standards generally give the instructions to this respect, from which we will point out the following ones:

- Absence of reflecting surfaces in the environment (1,2 m in height and 1,5 m to the nearest surface).
- Background noise lower than 10 dB at the level of measuring.
- Use of wind protection screens, when it is necessary.

A6-5.3 Schallquellen

Die erklärte Lärmabstrahlung kann unter Benutzung der Methoden der ISO 4871 überprüft werden. Lärmabstrahlungsdaten sollten unter Benutzung der Grundnorm für Lärmabstrahlungsmessungen (ISO 3740-Serie, ISO 9614-Serie und ISO 11200-Serie) überprüft werden. Bei der Überprüfung von Nennwerten ist es wichtig, dass die Montage- und Betriebsbedingungen dieselben sind, die für die Ermittlung der Nennwerte oder Maschinendatenblätter benutzt worden sind. Die Schallschutzmaßnahmen sind durch Ermittlung der Differenz der Lärmabstrahlung abzuschätzen.

Zu diesem Thema siehe auch die Informationen in den Kapiteln A6-3.1 und A6-4.2.3.

A6-5.4 Lärmschutzeinrichtungen

Die Wirksamkeit von Lärmschutzeinrichtungen kann gemessen und überprüft werden, indem man das Einfügungsdämmmaß, den Übertragungsverlust oder die Minderung des Schalldruckpegels benutzt. Verkäufer und Kunde sollten vereinbaren, welcher Parameter benutzt wird.

A6-5.5 Arbeitsraum

Die akustische Qualität von Arbeitsräumen und Büros kann unter Benutzung der folgenden Schallausbreitungsparameter eingeschätzt werden: räumliche Abnahme (DL_2), Überschreiten (DL_f) von Schalldruckpegel und Nachhallzeit. Diese drei Größen können gemessen und berechnet werden (siehe ISO/TR 11690-3). Die Vertragswerte in der Planungsphase sind normalerweise berechnet. Überprüfte Werte werden gemessen.

Prüfmethode: Hier sollte eine Rundum-Schallquelle von bekannter Schallleistung benutzt werden. Die Quelle sollte in Bodennähe angebracht werden, mit sämtlichen Messpunkten in gleicher Höhe. Der Einfluss von Richtungseigenschaften der Quelle kann dadurch vermieden werden, dass man sie rotieren lässt und durch Integration der Schallleistung an jedem Messpunkt.

Die Schallübertragung sollte für den Gesamtschalldruckpegel einer gegebenen Frequenzverteilung oder in Oktavbändern bestimmt werden. Normalerweise wird er entlang eines Ausbreitungsweges mit Sichtverbindung zwischen Quelle und Messpunkt gemessen. Wenn die vorgegebenen und die überprüften Werte verglichen werden, ist es wichtig, dass der Ausbreitungsweg und der Entfernungsbereich dieselben sind.

Wenn die räumliche Schallverteilungskurve gemessen wird, kann der Schalldruckpegel hinter Hindernissen, wie z. B. Maschinen (z. B. Arbeitsplätze) bis zu 10 dB (durchschnittlich 3 dB bis 4 dB) unter demjenigen liegen, der entlang einer freien Sichtlinie ermittelt wurde. Diese Differenzen müssen berücksichtigt werden, wenn die räumliche Schallverteilungskurve in Räumen und der Schallleistungspegel am Arbeitsplatz bestimmt werden.

A6-5.6 Besondere Positionen, Arbeitsplätze

Die Wirksamkeit von Lärmschutz und die Lärmeinstrahlung können bestimmt und überprüft werden, indem die Schalldruckpegel an verschiedenen Positionen, normalerweise den Arbeitsplätzen, herangezogen werden. Der Zustand vor und nach dem Ergreifen von Lärmschutzmaßnahmen kann nur verglichen werden, wenn die Arbeitsbedingungen und die benutzten Messmethoden identisch sind.

A6-6 Symbole und Einheiten

Symbol	Größe Quantity	Einheit Unit	Seite Page	Bemerkungen/Quelle Remarks/source
L_W	Standardschallleistungspegel standard sound power level	dB	12	ISO 31-8
$\dot{V}$	Volumenstrom rate of flow	m^3/s		
α	Absorptionskoeffizient absorption coefficient		10, 22, 29, 49, 58	ISO 11690 ISO … VDI 3760 VDI 3733

A6-5.3 Sound sources

The declaration of noise emission can be verified by using the methods given in ISO 4871. Noise emission data should be verified by using the machine-specific noise test code and the basic standards for noise emission measurement (ISO 3740 series, ISO 9614 series and ISO 11200 series). When verifying the declared values, it is essential that the operating and mounting conditions are the same as those specified in the noise emission declaration or machine documents. The noise control measures are assessed by determining the difference in noise emission.

Regarding this subject, refer also to the information given in the chapters A6-3.1 and A6-4.2.3.

A6-5.4 Noise control devices

The effectiveness of noise control devices can be measured and verified by using the insertion loss, transmission loss or the reduction of sound pressure levels. The buyer and seller should agree on which descriptor to use.

A6-5.5 Workroom

The acoustic quality of workrooms and offices can be assessed by using the following sound propagation parameters: spatial decay (DL_2), excess (DL_f) of sound pressure level and reverberation time. These three quantities can be measured or calculated (see ISO/TR 11690-3). Values agreed upon between the parties at the planning stage are usually calculated. Verified values are measured.

Verification method: An omni-directional sound source of known sound power should be used. The source should be located near the floor with the measurement points all set at the same height. The influence of a directional characteristic of the source can be avoided if the source is rotating and the sound pressure level is integrated at each measurement point.

Sound propagation should be determined for the overall sound pressure level with a given frequency distribution or in octave bands. Normally, it is measured on a path that ensures free sight between source and measurement point. When comparing the given and the verified values, it is essential that the path and the range of distances is the same.

When measuring the spatial sound distribution curve, the sound pressure level behind obstacles, such as machines (e. g. workstations) can be up to 10 dB (on average 3 dB to 4 dB) lower than the sound pressure level measured on a path with free sight. These differences must be taken into account when the spatial sound distribution curve in rooms and the sound pressure level at the workstation are to be determined.

A6-5.6 Specified positions, workstations

The effectiveness of noise control and noise immission can be determined and verified by taking into account the sound pressure level at specific positions, normally the workstations. Situations before and after noise control measures can be compared only if the operating conditions and the measurement method used are identical.

A6-6 Symbols and units

Symbol	Quantity	Unit	Page	Remarks/source
L_W	standard sound power level	dB	12	ISO 31-8
$\dot{V}$	rate of flow	m^3/s		
α	absorption coefficient		10, 22, 29, 49, 58	ISO 11690 ISO … VDI 3760 VDI 3733

Symbol	Größe Quantity	Einheit Unit	Seite Page	Bemerkungen/Quelle Remarks/source
Δ	Länge length	m		
ζ	Druckverlustkoeffizient, Formfaktor drag coefficient, pressure loss coefficient, form factor	-	61	
ρ	Luftdichte air density	kg/m^3	14	
t	Temperatur temperature	°C		
λ	Wellenlänge wavelength	m		
Θ	längenbezogener Strömungswiderstand longitudinal air flow resistance	Ns/m^4		
α_{di}	Absorptionsgrad in einer Rohrleitung absorption inside a pipe	1 m		
$\alpha_{(Winkel)}$ $\alpha_{(angle)}$	Ventilwinkel (Anstellung einer Ventilklappe) valve angle	-		
$\alpha_{Abdeckung}$ α_{cover}	Absorptionsgrad einer Abdeckung acoustic insulation by covered absorption material	dB	59	
Δf	Frequenzbandbreite width of frequency band	dB	12	
ΔL_A	Differenz des A-bewerteten Schalldruckpegels A-weighted values	dB		A2
ΔL_w	Schallleistungspegeldifferenz difference in sound power level	dB		
ΔL_{wi}	Schallleistungspegeldifferenz innerhalb eines Behälters oder einer Rohrleitung difference in internal sound power level	dB		
Δp_t	Gesamtdruckdifferenz total pressure difference	Pa		
A	äquivalente Absorptionsfläche equivalent absorption area	m^2		
a	Länge length	m		
A, B	Abstände distances	m		
A_1, A_2, A_3	äquivalente Absorptionsfläche an Position 1, 2, 3 equivalent absorption area at position 1, 2, 3	m^2		
B	Hilfsgröße auxiliary quantity	-		
c	Schallgeschwindigkeit speed of sound	m/s		
D	Durchmesser des Schalldämpfers diameter of silencer	m		
D	Schalldämmung acoustic insulation	dB		
d	Leitungsdurchmesser diameter of pipe	m		
d	Abstand distance	m		
d	Dicke der Kulisse baffle thickness	m		
d_a	Durchmesser des abzweigenden Kanals diameter of branch duct	m		
d_a	äußerer Durchmesser outer diameter	m		
$D_{Abdeckung}$ D_{cover}	Schalldämmung durch abgedecktes Absorptionsmaterial acoustic insulation by covered absorption material	dB		
D_e	Einfügungsverlust insertion loss	dB		
d_g	äquivalenter Durchmesser equivalent diameter	m		
d_n	Durchmesser des Hauptkanals diameter of main duct	m		
d_i	innerer Durchmesser des Rohres/Schalldämpfers internal diameter of pipe/silencer	m		
DL_1, DL_2	Ausbreitungsmaß propagaton descriptor	dB		IS= 11690 ISO … ISO 3761
D_{max}	höchste Schalldämmung maximum acoustic insulation	dB		

Symbol	Größe Quantity	Einheit Unit	Seite Page	Bemerkungen/Quelle Remarks/source
F	offener Bereich des Kanalquerschnitts (teilweise oder ganz) free area of duct cross-section (partial or total)	m^2		
f	Frequenz frequency	Hz		
f_1, f_2	untere und obere Frequenz lower and upper frequency	Hz		
f_G	Grenzfrequenz limit frequency	Hz		
f_m	Oktavmittenfrequenz octave mid-frequency	Hz		
f_u, f_0	untere und obere Frequenzgrenze lower and upper frequency limit	Hz		
H	Höhe des Kanals height of duct	m		
h		m		
i, n	Zählvariable counting variable			
K	Korrekturfaktor correction factor			
K_a	Korrekturfaktor correction factor			
K_D	Korrekturfaktor correction factor			
L	Breite des Kanals width of duct	m		
l	Länge der Leitung length of pipe	m		
l	absorbierende Länge absorbing length	m		
L_1, L_2, L_3	Schalldruckpegel an Position 1, 2, 3 sound pressure level at position 1, 2, 3	dB		
$L_A = L_{pA}$	A-bewerteter Schalldruckpegel A-weighted sound pressure level	dB(A) Bezugswert 20 μPa reference value 20 μPa		
l_m	Länge des Leitungsabschnitts length of pipe section	m		
L_p	Schalldruckpegel sound pressure level	dB Bezugswert 20 μPa reference value 20 μPa		ISO 31-7
$L_{p(r)}$, $L_{p(s)}$	Schalldruckpegel im Empfangs- und Senderaum sound pressure level in receiver and source room	dB Bezugswert 20 μPa reference value 20 μPa		
L_w	Schallleistungspegel sound power level	dB Bezugswert 1 pW reference value 1 pW		ISO 31-8
L_{w1}, L_{w2}, L_{w3}	Schallleistungspegel an Position 1, 2, 3 sound power level at position 1, 2, 3	dB		
L_{wA}	A-bewerteter Schallleistungspegel A-weighted sound power level	dB Bezugswert 1 pW reference value 1 pW		
$L_{w\,alm}$	äußerer Schallleistungpegel des Leitungsabschnitts l_m external sound power level of pipe section l_m	dB Bezugswert 1 pW reference value 1 pW		
$L_{wA\,oct}$	A-bewerteter Oktavschallleistungspegel A-weighted octave sound power level	dB Bezugswert 1 pW reference value 1 pW		
L_{wi}	Schallleistungspegel – innerhalb sound power level – inside	dB Bezugswert 1 pW reference value 1 pW		
L_{wi0}	innerer Schalleistungspegel mit Leitungslänge l = 0 internal sound power level with pipe length l = 0	dB Bezugswert 1 pW reference value 1 pW		
L_{wil}	innerer Schallleistungspegel mit Leitungslänge l internal sound power level with pipe length l	dB Bezugswert 1 pW reference value 1 pW		
L_{wix}	innerer Schallleistungspegel mit Leitungslänge l = x internal sound power level with pipe length l = x	dB Bezugswert 1 pW reference value 1 pW		
$L_{w\,oct}$	Oktavschallleistungspegel octave sound power level	dB Bezugswert 1 pW reference value 1 pW		

Symbol	Größe Quantity	Einheit Unit	Seite Page	Bemerkungen/Quelle Remarks/source
m = L/H	Verhältnis der Breite zur Höhe eines Kanals ratio of width to height of a duct			
Ma = v/c	Verhältnis der Strömungsgeschwindigkeit zur Schallgeschwindigkeit ratio of flow velocity to speed of sound	-		
N	Gaskonstante gas constant	J/kg K		
N	Fresnel-Zahl Fresnel number	dB		
N_0	Bezugswert der Gaskonstante reference value of gas constant	287 J/kg K		
NW	Nennweite nominal width	m		
P	innere Absorptionsfläche internal absorption area	m		
p	statischer Druck static pressure	Pa		
p_0	Bezugswert des statischen Drucks reference value of static pressure	101325 Pa		
Q	Richtungsfaktor directivity factor	-		
R	Schalldämmmaß sound reduction index	dB		A3-3.3
r	Abstand distance	m		
r	Biegeradius rounding radius	m		
R_{ai}	Schalldämmung von Außen nach Innen sound insulation from outside to inside	dB		
R_{ia}	Schalldämmung von Innen nach Außen sound insulation from inside to outside	dB		
R_R	Schalldämmung einer Rohrleitung pipe sound reduction index	dB		A3-3.3.1.2
R_w	bewertetes Schalldämmmaß weighted sound reduction index	dB		EN ISO 717-1
S, S_0, S_1, S_2, …	Kanalquerschnitt duct cross-section	m^2		
s	Abstand zwischen Kulissen (Spalt) distance between baffles (gap)	m		
S_0	Bezugswert des Kanalquerschnitts reference vlaue of duct cross-section	1 m^2		
S_K	Oberfläche eines Luftkanals suface of air duct	m^2		
St	Strouhal-Zahl Strouhal number			
T	Nachhallzeit reverberation time	s		
T	Temperatur temperature	K		
T_0	Bezugswert der Temperatur reference value of temperature	273 K		
U	absorbierender Umfang absorbing circumference	m		
V	Raumvolumen room volume	m^3		
v	Strömungsgeschwindigkeit flow velocity	m/s		
v_0	Bezugswert der Strömungsgeschwindigkeit reference value of flow velocity	1 m/s		
v_a	Strömungsgeschwindigkeit im abzweigenden Kanal flow velocity in branch duct	m/s		
v_h	Strömungsgeschwindigkeit im Hauptkanal flow velocity in main duct	m/s		
W	Schallleistung sound power	W		EN ISO 3746
W_0	Bezugswert der Schallleistung reference value of sound power	1 pW		
κ	Adiabatenexponent adiabatic exponent	-		
κ_0	Bezugswert des Adiabatenexponenten reference value of adiabatic exponent	1,4		
x	Länge des Leitungsabschnitts length of pipe section	m		
z	relative Frequenz relative frequency			

A6-7 Normen und Literatur	**A6-7 Standards and literature**
EN ISO 11688	„Acoustics – Recommended practice for the design of low-noise machinery and equipment“ - Part 1: „Plannung“ (ISO/TR 11688-1:1995) - Part 2: „Introduction to low-noise design“ (ISO/TR 11688-2:1998)
EN ISO 11689	„Acoustics – Procedure for the comparison of noise-emission data for machinery and equipment“
EN ISO 11690	„Acoustics – Recommended practice for the design of low-noise workplaces containing machinery“ - Part 1: „Noise control strategies“ - Part 2: „Noise control measures“ - Part 3: „Sound propagation and noise prediction in workrooms“
EN ISO 14163:1998	„Acoustics – Guidelines for the sound protection by silencers“
ISO/DIS 7235:2001	„Acoustics – Laboratory measurement procedures for ducted silencers and air-terminal units – Insertion loss, flow noise and total pressure loss“ (Revision of ISO 7235:1991)
ISO/DIS 15667:2000	„Acoustics – Guidelines for noise control by enclosures and cabins“
ISO/DIS 17624:2001	“Acoustics – Guidelines for noise control in offices and workrooms by means of acoustical screens”
ISO/FDIS 14257:2001	“Acoustics – Measurement and parametric description of spatial sound distribution curves in workrooms for evaluation of their acoustical performance”
ISO 1996	“Description and measurement of environmental noise”
ISO 7731	“Audible signals for workplaces – Auditory danger signals”
ISO 8201	“Audible emergency evaluation signal”
ISO 9612	“Guidelines for the measurement and assessment of exposure to noise in a working environment”
ISO 9921-1	“Speech interference level and communication distances for persons with normal hearing capacity in direct communication”
ISO 11957	“Determination of sound insulation performance of cabins - Laboratory and in-situ measurements”
ISO 15667:2000	“Acoustics – Guidelines for noise control by enclosures and cabins”
„Machinery Noise Reduction“, Samir N. Y. Georges et alt. Revista de Acústica, vol. XXVI – No. 3 and 4	
„Control de Ruido en el interior de la mina“, Javier Madera, Tesis Doctoral, ETSIMO – Universidad de Oviedo	
EEC directivity 2000/14	
ISO 8528-1	
ISO 9613-1, -2	“Dämpfung des Schalls bei der Ausbreitung im Freien”, Oktober 1999
DIN EN ISO 5135	“Acoustics – Determination of sound power levels of noises from air-terminal units, dampers and valves by measurements in a reverberation room”
VDI 2081-1	“Noise generation and noise reduction in air-conditioning systems”, July 2001
VDI 3733	“Noise at pipes”, July 1996
VDI 3760	“Calculation and measurement of sound propagation in workrooms”
Schmitt, M.	“Schallpegelberechnung für Regelstrecken”, Teile 1 und 2
Mürmann, H.	“Lärmminderung in Lüftungs- und Klimaanlagen”, DIE KÄLTE- UND KLIMATECHNIK, 10/89 “Akustische Untersuchung der Einflüsse von Durchmesser und Strömungsgeschwindigkeit auf die Schalldämmung zylindrischer geflanschter Stahlrohre endlicher Länge”
Petermann, J.	Dissertation der Universität Kaiserslautern “Ausströmungsgeräusche von Düsen und Ringdüsen in angeschlossenen Rohrleitungen; ihre Entstehung, Fortpflanzung und Abstrahlung”
Sinambari, G. R.	Dissertation der Universität Kaiserslautern

Haftungsablehnung	**Disclaimer**
Wir erachten die in diesem Dokument gegebene Information als eine gute Praxis- und Branchenanleitung (**Anleitung**). Diese Richtlinie wurde von einer FESI (www.fesi.eu) Kommission erstellt und ist zum Zeitpunkt der Veröffentlichung korrekt. Obwohl wir zuversichtlich sind, dass die enthaltenen Informationen dem neuesten Stand entsprechen und genau sind, ist dies nur ein Bezugsdokument. Es liegt in der Verantwortung des Nutzers, sein eigenes Wissen um die in dieser Richtlinie angesprochenen Probleme auf dem neuesten Stand zu halten.	The information contained in this document is considered by us to be good practice and industry guidance (**Guidance**). The Guidance is provided by a commission of FESI (www.fesi.eu), and is considered to be correct at the date of publication. Whilst we are confident the information contained within it is up to date and accurate, it is a reference document only. It is your responsibility to ensure your knowledge of the matters discussed in the Guidance is kept up to date.
Diese Richtlinie soll allgemeinen Zwecken dienen, und ist nicht dazu gedacht, maßgebliche nationale oder internationale Normen, Richtlinien oder (wo zutreffend) gesetzliche Regelungen zu übersteuern. Diese Richtlinie soll keine detaillierten Berechnungen und Einschätzungen vorherrschender physikalischer Bedingungen bei komplexen Bauvorhaben ersetzen.	The Guidance is intended to be used for general purposes only and is not intended to take precedence over appropriate national and international standards, guidelines or laws (where applicable). The Guidance is not intended to replace detailed calculations and assessments of prevailing physical conditions in complicated building assignments.
Diese Richtlinie stellt keine gewerbliche Anweisung dar, und spezielle Fachfragen sollten anerkannten Experten vorgelegt werden. Jedes sich Verlassen auf diese Richtlinie ohne Einholung solchen Rates geschieht absolut auf eigene Gefahr. Wir geben keine irgendwie gearteten Zusicherungen oder Gewährlei= stungen, ausdrücklich oder dem Sinne nach, bezüglich der Vollständigkeit, Genauigkeit, Verlässlichkeit oder Maßgeblichkeit dieser Richtlinie.	The Guidance does not constitute professional advice and specific queries should be referred to qualified professionals. Any reliance placed on the Guidance without seeking such advice is strictly at your own risk. We make no representations or warranties of any kind, express or implied, about the completeness, accuracy, reliability or suitability of the Guidance.
Die Richtlinie wurde ursprünglich in Englisch verfasst. Wir übernehmen keine Verantwortung für irgendwelche Ungenauigkeiten, die in Übersetzungen dieser Richtlinie in andere Sprachen als Englisch enthalten sind.	The Guidance in its original form is written in English. We accept no responsibility for any inaccuracies contained in any translation of the Guidance in languages other than English.
Die Richtlinie wird kostenlos zur Verfügung gestellt und wir sind daher unter keinen Umständen haftbar für Verluste oder Schäden, einschließlich – ohne jede Einschränkung – indirekter oder Folgeverluste oder –schäden, oder sonstiger Verluste oder Schäden, die aus einem sich Verlassen auf diese Richtlinie herrühren.	The Guidance is provided free of charge and as such in no event will we be liable for any loss or damage including, without limitation, indirect or consequential loss or damage, or any loss or damage whatsoever arising from any reliance placed on the Guidance.
Keiner dieser Ausschlüsse oder Beschränkungen zielt jedoch darauf ab, irgendwelche Rechte, die nicht abbedungen werden können, zu begrenzen, oder Haftbarkeiten für Tod oder Personenschäden für Sie auszuschließen oder zu begrenzen, die aus unserer mangelnden Sorgfalt oder anderen Haftungsgründen herrühren, die wir aus gesetzlichen Gründen weder abbedingen noch begrenzen können	None of these exclusions or limitations, however, are intended to limit any rights which may not be excluded, nor to exclude or limit liability to you for death or personal injury resulting from our negligence or for other liability which we cannot exclude or limit by law.