

Forschungsprogramm
Umgebungs- und Abwärme,
Wärme-Kraft-Kopplung (UAW)

Lärmreduktion bei Luft/Wasser- Wärmepumpenanlagen

Grundlagen und Massnahmen

ausgearbeitet durch
Hans Rudolf Graf
Sulzer Innotec
Postfach, 8401 Winterthur
hansrudolf.graf@sulzer.com

im Auftrag des
Bundesamtes für Energie

Impressum

Auftraggeber: Bundesamt für Energie (BFE)
Prof. Dr. M. Zogg
Leiter Forschungsprogramm UAW
Kirchstutz 3
CH-3414 Oberburg

Projektbegleiter BFE
e-mail: martin.zogg@bluewin.ch
Tel: 034 422 69 11 / Fax: 034 422 69 10

Projektleitung: Sulzer Innotec
Sulzer Markets & Technology AG
Dr. H. Graf
KC MEC 1555
Postfach
CH-8401 Winterthur

Projektleiter
e-mail: hansrudolf.graf@sulzer.com
Tel: 052 262 82 40 / Fax: 052 262 03 13

Projektgruppe: EMPA
Karl Baschnagel
Überlandstr. 129
CH-8600 Dübendorf

e-mail: karl.baschnagel@empa.ch
Tel: 01 823 47 49 / Fax: 01 823 47 93

Steinmann Apparatebau AG
Manfred Beerhalter
Alpenweg 4
CH-3038 Kirchlintach

e-mail: m.beerhalter@steinmann-appag.ch
Tel: 031 829 27 37 / Fax: 031 829 08 46

Hubacher Engineering
Peter Hubacher
Tannenbergsstrasse 2
CH-9032 Engelburg SG

Vertretung von FWS und AWP
e-mail: he-ko@bluewin.ch
Tel: 071 260 27 27 / Fax: 071 260 27 28

Amt für Raumplanung, Abt. Lärmschutz
Peter Trauffer
Rheinstr. 29
CH-4410 Liestal

e-mail: peter.trauffer@bud.bl.ch
Tel: 061 925 54 98 / Fax: 061 925 69 82

Zusammenfassung

Mit zunehmender Anzahl von installierten Luft/Wasser-Wärmepumpen, gewinnen auch die Lärmemissionen dieser Anlagen an Bedeutung. Deshalb hat Sulzer Innotec im Auftrag des Bundesamts für Energie dieses Handbuch erarbeitet.

Bei den meisten aktuellen Wärmepumpenanlagen wird über 90% des Aussenlärms vom Ventilator verursacht. Wegen der starken Tonhaltigkeit ist das Geräusch störender als ein breitbandiges Vergleichsgeräusch mit gleichem Schallpegel. Weitere Massnahmen zur Lärmreduktion müssen somit vor allem auf den Lärm des Ventilators abzielen. Trotz der überragenden Bedeutung des Ventilatorlärms dürfen die übrigen Lärmquellen nicht vernachlässigt werden.

Die wichtigsten Massnahmen zur Lärmreduktion sind:

Reduktion des Ventilatorlärms durch

- geringe Umfangsgeschwindigkeit des Ventilators
Voraussetzung dafür ist ein möglichst geringer Druckverlust im Luftstrom (inkl. Verdampfer)
- Verbesserung der Strömungsgeometrie in Ventilatornähe
- Isolation der Kanäle mit schallabsorbierendem Material (mindestens 50 mm dick)
- Ausnutzung der Schalldämmung durch Kanalumlenkungen

Reduktion des Kompressorlärms durch

- hochwirksame akustische Kapselung
- gute Körperschallisolation
- Körperschallisolation der Kältemittelleitungen

Abstract

With increasing numbers of installations of air/water heat pumps the issue of noise emissions is becoming more of a concern. In reaction to this situation, Sulzer Innotec has developed these guidelines by order of the Federal Department of Energy.

Typically, more than 90% of the noise emitted outdoors is produced by the fan. Due to the strong tonal components, the noise emitted is substantially more annoying than a reference broadband noise of the same intensity. For further noise reduction mainly the fan noise must be addressed. Despite the dominance of fan noise, other noise sources must not be neglected.

The most promising countermeasures are:

Reduction of fan noise by

- low blade tip speed (prerequisite is a pressure drop in the air channels including the evaporator as low as possible)
- improvement of flow geometry in the vicinity of the fan
- insulation of air ducts with acoustic foam (thickness 50 mm or more)
- exploitation of sound attenuation potential of elbows

Reduction of compressor noise by

- highly effective acoustic enclosure
- vibration insulation of structure-borne noise by elastic mounts
- decoupling of refrigerant pipes

Inhaltsverzeichnis

	Seite
1 Einleitung	5
1.1 Vorwort	5
1.2 Ausgangslage	5
1.3 Ziel des Handbuchs	5
1.4 Aufbau und Benützung des Handbuchs	6
1.5 Weiterführende Beratung und Lieferanten von Schallschutzmaterialien	6
1.6 Normen und Verordnungen	6
2 Einführung in die Akustik	7
2.1 Luftdruck - Schalldruck - Schallausbreitung	7
2.1.1 Schalldruck	7
2.1.2 Schallgeschwindigkeit	7
2.1.3 Schallschnelle	7
2.1.4 Schallintensität	7
2.2 Körperschall	8
2.3 Tonhöhe - Frequenz	8
2.4 Lautstärke – Schalldruckpegel – dB-Skala	9
2.5 A-Bewertung, FAST-Zeitkonstante	10
2.6 Maximalpegel L_{Max} - Mittelungspegel L_{eq}	10
2.7 Dezibelarithmetik, Wirksamkeit von Massnahmen	11
2.8 Frequenzanalyse - Spektrum	11
2.9 Schalldruckpegel - Schalleistungspegel	12
2.10 Schallausbreitung	13
2.11 Beurteilungsgrössen gemäss Lärmschutz-Verordnung 13	
3 Schallquellen in Wärmepumpenanlagen 14	
3.1 Strömungsgeräusche	14
3.1.1 Strömungsgeräusche des Ventilators	15
3.1.1.1 Schaufeldrehklang	16
3.1.1.2 Eigenschaften von Ventilator-Bauarten	16
3.1.1.3 Einfluss der Drehzahl	17
3.1.1.4 Einfluss des Betriebspunkts	18
3.1.2 Strömungsgeräusche der Luftkanäle	19
3.1.3 Strömungsgeräusche des Kompressors	19
3.1.4 Strömungsgeräusche des Kältemittels	19
3.2 Unwuchterregung	19
3.3 „Elektrische“ Geräusche	19
3.4 Umschaltgeräusche beim Abtauen	19
4 Übertragungspfade	20
4.1 Übertragung von Luftschall	20
4.2 Übertragung von Körperschall	21
4.2.1 Körperschallisolierung	21
4.2.2 Entdröhnung	22
4.3 Übergang Körperschall/Luftschall	22
4.4 Vorherrschende Übertragungspfade bei Innenaufstellung	23
4.5 Vorherrschende Übertragungspfade bei Aussenaufstellung	23
4.6 Spezialfälle	24
5 Massnahmen	25
5.1 Massnahmen bei den Quellen	25
5.1.1 Lärmarmer Ventilator	25
5.1.1.1 Kriterien für die Ventilator-Bauarten	25
5.1.1.2 Kriterien für die Wahl der Ventilator-Baureihe	26
5.1.1.3 Kriterien für die Ventilator-Baugrösse und Drehzahl	26
5.1.2 Günstige Strömungsverhältnisse	27
5.1.2.1 Strömungsumfeld des Ventilators:	27
5.1.2.2 Anordnung des Ventilators	28
5.1.2.3 Luftkanäle und Lichtschächte bei Innenaufstellung	29
5.1.2.4 Luftführung bei Aussenaufstellung	29

5.1.3 Lärmarmer Kompressor	30
5.1.4 Dimensionierung der Kältemittelleitungen	30
5.2 Massnahmen bei der Schallübertragung und Abstrahlung	30
5.2.1 Schalldämpfer	30
5.2.1.1 Absorptionsschalldämpfer	30
5.2.1.2 Reflexions-Schalldämpfer	31
5.2.1.3 Resonanz-Schalldämpfer	32
5.2.1.4 Aktive Schalldämpfer	33
5.2.1.5 Schalldämpfer in der Praxis	33
5.2.1.6 Resonanzen der Luftkanäle	34
5.2.2 Kapseln (Schallschutzhauben)	34
5.2.2.1 Kapseln in der Praxis	35
5.2.3 Körperschallisolierung	37
5.2.3.1 Körperschallisolierung des Kompressors	37
5.2.3.2 Körperschallisolierung des Ventilators	38
5.2.3.3 Weitere Körperschallisolierungen	38
5.2.3.4 Körperschallisolierungen in der Praxis	39
5.2.4 Entdröhnung	40
5.3 Massnahmen beim Anlagenkonzept (Wärmepumpe/Gesamtanlage)	40
5.3.1 Verbesserte Anlagesteuerung	40
5.3.2 Anordnung der Ein- und Austrittsöffnungen	40
5.4 Übersicht Massnahmen-Katalog	41
6 Ausblick	42
7 Symbolverzeichnis	42
8 Literaturverzeichnis	43
Anhang A Fachbegriffe	44
Anhang B Dezibelarithmetik	46
B.1 Definition Dezibel	46
B.2 Pegeladdition	46
B.3 Pegelmultiplikation	47
B.4 Mittelwertbildung → "energetischer Mittelwert"	47
Anhang C Ventilatorgeräusche	48
C.1 Formeln für Ventilatorgeräusche	48
C.2 Schallspektren von Axial-Ventilatoren	48
C.3 Schallspektren von Trommelläufers	49
Anhang D Strömungsgeräusche von Kanalkomponenten	50
D.1 Gitter & Rost	50
D.2 Wetterschutzgitter	50
Anhang E Schalldämpfer	52
E.1 Auslegung eines Absorptions-Schalldämpfers	52
E.2 Messresultate eines Absorptions-Schalldämpfers	53
E.3 Schalldämpfende Wirkung von rohen Luftschächten	53
E.4 Schalldämpfer für Luftschacht-Einbau	53
E.5 Auslegungsbeispiel für einen Resonanz- Schalldämpfer für tiefe Frequenzen	54
Anhang F Auslegung von Körperschallisolierung	56
F.1 Beispiel 1 Körperschallisolierung eines Kompressors	56
F.2 Beispiel 2 Körperschallisolierung eines Ventilators	59
F.3 Auslegung von Sperrmassen für Rohrleitungen	59
Anhang G Beurteilung der Lärmimmissionen von Luft/Wasser-Wärmepumpen ...	61

1 Einleitung

1.1 Vorwort

Energiesparen ist eine Forderung, die der Ressourcenschonung, dem Umweltschutz, aber auch wirtschaftlichen Zielen dient. Mit Wärmepumpenanlagen wird unter Einsatz von elektrischer Energie Wärme aus der Umgebung genutzt, so dass bezogen auf die eingesetzte elektrische Energie insgesamt etwa das Drei- bis Vierfache an Heizenergie zur Verfügung steht.

Eine Verringerung der verursachten Geräusche und Schwingungen ist ein wichtiges Ziel, damit Belästigungen durch Lärm und Schwingungseinwirkungen nicht auftreten. Das Vermeiden dieser Umweltbeeinträchtigungen ist eine Voraussetzung für die weitere Verbreitung dieser zukunftsweisenden Heizsysteme.

Dieses Ziel ist nur dann mit Erfolg und vertretbarem Aufwand zu erreichen, wenn vom Komponentenhersteller über den Wärmepumpenproduzenten und den Anlagenplaner bis zum Installateur der Grundsatz beachtet wird, Geräusche und Vibrationen möglichst zu vermeiden. Schon kleine Fehler oder Nachlässigkeiten bei der Ausführung können die Anstrengungen zur Schallreduktion weitgehend zunichte machen.

Aus diesem Grund ist das Bundesamt für Energie im März 2002 an Sulzer Innotec herangetreten mit der Idee, ein Handbuch für die Lärmreduktion bei Luft/Wasser-Wärmepumpenanlagen zu erarbeiten. Um die darin enthaltenen Richtlinien und Empfehlungen möglichst rasch in Produkten und Anlagen umsetzen zu können, wurde der Zeitrahmen für die Erarbeitung der ersten Fassung bewusst sehr kurz angesetzt. Bei Bedarf ist vorgesehen, das Handbuch später zu ergänzen und weitere Erfahrungen und Erkenntnisse einfließen zu lassen.

Das Handbuch konnte nur dank der Unterstützung durch die Mitglieder der Projektgruppe mit ihrem reichen Erfahrungsschatz innerhalb so kurzer Zeit realisiert werden. Ihnen möchte ich für die gute Zusammenarbeit im Dienste des Lärmschutzes danken.

1.2 Ausgangslage

In der Schweiz wurden im Jahr 2001 insgesamt ca. 8000 neue Wärmepumpenanlagen installiert. Davon waren gut die Hälfte Luft/Wasser-Wärmepumpen. Insgesamt werden in der Schweiz gegen 100'000 Wärmepumpen betrieben.

In einzelnen Fällen beschwerten sich Nachbarn über die Lärmimmissionen von Wärmepumpen, insbesondere bei Anlagen, welche die Umgebungs-

luft als Wärmequelle nutzen. Mit dem anhaltenden Trend zu verdichtetem Bauen mit entsprechend geringen Bauabständen wird der Lärmaspekt bei Wärmepumpen zukünftig noch an Bedeutung gewinnen. Bei den Luft/Wasser-Wärmepumpen können bei unsachgemässer Ausführung zum Teil erhebliche Geräusche durch die notwendigen Luftkanäle in die Umgebung gelangen.

1.3 Ziel des Handbuchs

Das Handbuch richtet sich in erster Linie an Wärmepumpenfachleute, die sich intensiv mit Massnahmen zur Lärmreduktion befassen. Dies betrifft vor allem Hersteller von Wärmepumpen und Anlagenplaner. Wichtige Hinweise betreffen auch den Verantwortungsbereich von Installateuren und Architekten.

Nebst zahlreichen konstruktiven Hinweisen enthält das Handbuch – wo möglich – auch quantitative Auslegungsregeln. Diese werden durch konkrete Beispiele veranschaulicht. Zusätzlich werden in Kapitel 2 des Handbuchs die wichtigsten akustischen Grundbegriffe beschrieben. Ein Verzeichnis der Fachbegriffe in Anhang A erleichtert das Verständnis fachbezogener Literatur.

Das Handbuch soll Massnahmen zur Lärmminde- rung aufzeigen und unterstützen, mit Schwere- gewicht auf hoher Wirksamkeit bei guter Wirtschaft- lichkeit der Massnahmen. Folgende Themenkreise werden erörtert, soweit dies für das Verständnis der Zusammenhänge notwendig ist:

- Prognose der Reduktion der Schallemissionen durch bestimmte Massnahmen
- Richtlinien zur Messung der Schallemissionen
- Berechnung der Schallausbreitung im Freien
- Bestimmung des Beurteilungspegels gemäss Lärmschutz-Verordnung

1.4 Aufbau und Benützung des Handbuchs

Den eigentlichen Handbuchteil mit konkreten Lärmreduktionsmassnahmen findet man im Kapitel 5.

Zielführende und kostengünstige Lärmreduktionsmassnahmen sind nur durch ein Verständnis der im Kapitel 2 zusammengefassten Grundlagen der Akustik sowie einer guten Kenntnis der im Kapitel 3 und 4 zusammengestellten Schallquellen und Übertragungspfade möglich. In der Akustik weniger Bewanderten wird deshalb das Studium der Kapitel 2 bis 4 vor einer Realisierung der im Kapitel 5 zusammengestellten konkreten Lärmreduktionsmassnahmen dringend empfohlen.

Anwender mit gutem allgemeinem Akustikverständnis können das Kapitel 2 überspringen. Jene mit zusätzlichen guten Kenntnissen der speziellen Verhältnisse bei Wärmepumpenanlagen können auch die Kapitel 3 und 4 überspringen.

1.5 Weiterführende Beratung und Lieferanten von Schallschutzmaterialien

Im Handbuch wird bewusst auf die Empfehlung von Firmen verzichtet. Listen von Ingenieurbüros, die sich mit Akustik und Lärmbekämpfung befassen, sowie Bezugsquellen für Materialien und Geräte können bei folgenden Stellen bezogen werden:

SUVA Hauptsitz
Fluhmattstrasse 1
6002 Luzern
Telefon 041 419 51 11
Fax 041 419 58 28

<http://www.suva.ch/de/home.htm>

SUVA Informationsmittel mit Bestellnummern:

86021: Liste von beratenden Ingenieuren
86022: Bezugsquellen für Akustikmaterialien
86023: Bezugsqu. Schwingungsdämmelemente
86024: Bezugsquellen für spezielle Produkte

Weitere diesbezügliche SUVA-Publikationen sind:

66026: Lärmbekämpfung durch Kapselung
66027: Schalleistung und Abnahmemessungen
66057: Elastische Lagerung von Maschinen

Schweizerische Gesellschaft für Akustik
SGA-SSA
c/o SUVA Bereich Akustik
Postfach 4358
CH-6002 Luzern
Fax 041 419 62 13
http://www.sga-ssa.ch/hp_de.html

Für die akustische Beratung wird empfohlen, Ingenieure zu beauftragen, welche die Fachprüfung zum dipl. Akustiker SGA auf den entsprechenden Fachgebieten abgelegt haben (abrufbar auf <http://www.sga-ssa.ch/Download/experten.pdf>).

Diese Fachprüfung bietet Gewähr für eine fachkundige Beratung.

1.6 Normen und Verordnungen

In der Schweiz ist für die Beurteilung von Schallimmissionen durch Wärmepumpenanlagen in der Nachbarschaft die Lärmschutz-Verordnung [LSV] massgebend. Gemäss dem Vorsorgeprinzip müssen bei einer Wärmepumpenanlage grundsätzlich die Lärmimmissionen so weit begrenzt werden, als dies technisch und betrieblich möglich und wirtschaftlich tragbar ist. In jedem Fall müssen bei neuen Anlagen die Planungswerte eingehalten werden.

Für den Schallschutz im Innern des Gebäudes mit Wärmepumpe kommt die Norm [SIA 181] zur Anwendung.

Für die Bestimmung der Schallemissionen von Wärmepumpen gelten folgende Normen:

ISO 3740	Emissionen von Maschinen allgemein (mittels Schalldruckmessungen)
ISO 9614	Emissionen von Maschinen allgemein (mittels Schallintensitätsmessungen)
ENV 12102	Emissionen speziell von Wärmepumpen
DIN 45681	Bestimmung der Tonhaltigkeit von Geräuschen und Ermittlung eines Tonzuschlags für die Beurteilung von Geräuschemissionen

2 Einführung in die Akustik

Dieses Kapitel basiert auf der Publikation [EGG 02a] und wurde im Hinblick auf die Anwendungen bei Wärmepumpenanlagen erweitert.

2.1 Luftdruck - Schalldruck - Schallausbreitung

Physikalisch handelt es sich beim Luftschall um winzige Schwankungen des Luftdruckes (Bild 2.1).

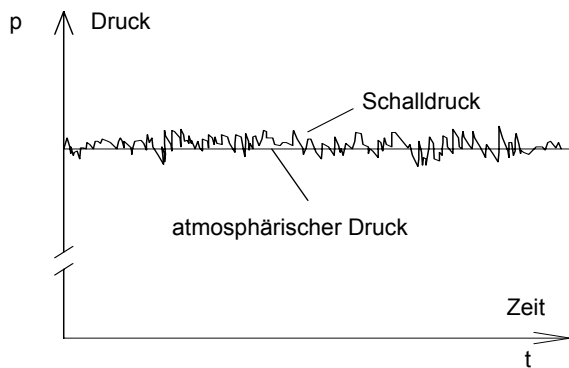


Bild 2.1 Luftdruck – Schalldruck
(Bildquelle: [EGG 02a])

Der Luftdruck beträgt auf der Erdoberfläche etwa 1 bar = 100'000 Pascal (1 Pascal = 1 Pa = 1 N/m² = 0.01 mbar). Wetteränderungen innerhalb von Tagen können den Luftdruck um 5000 Pa erhöhen oder erniedrigen. Eine Kniebeuge ändert den Luftdruck am Ohr um rund 10 Pa, normal laute Gespräche nur um 0.01 bis 1 Pa.

2.1.1 Schalldruck

Der Hörbereich des Menschen umfasst den Druckbereich von $20 \cdot 10^{-6}$ Pa (Hörschwelle) bis 20 Pa (1 zu 1 Million). Die Schmerzschwelle liegt bei ca. 60 Pa. Wahrgenommen werden die Änderungen des Luftdruckes, wenn sie zwischen 20 und 20'000 Mal in der Sekunde erfolgen (20 Hz - 20'000 Hz). Der Schalldruck bezieht sich immer auf einen bestimmten Messort im Schallfeld, oft in 1 m Abstand von einer Schallquelle. Die üblichen Messmikrofone messen direkt den Schalldruck.

2.1.2 Schallgeschwindigkeit

Der Schall breitet sich als Druckwelle aus. Die Ausbreitungsgeschwindigkeit der Schallwellen wird als Schallgeschwindigkeit c bezeichnet. Sie beträgt in Luft bei 20°C ca. 340 m/s und nimmt mit steigender Temperatur leicht zu.

2.1.3 Schallschnelle

Schallwellen bewirken nicht nur Druckänderungen in der Luft, eng damit gekoppelt sind auch Schwingungen der Luftteilchen (Bild 2.2).

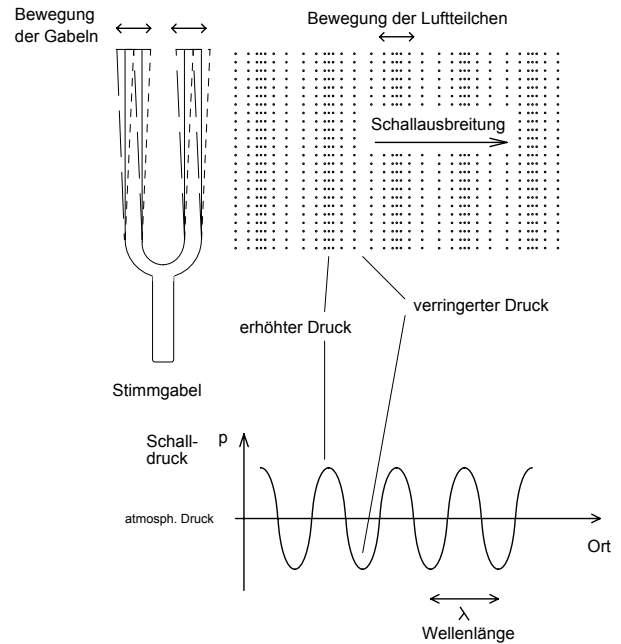


Bild 2.2 Schallausbreitung und Bewegung der Luftteilchen (→ Schallschnelle)
(Bildquelle: [EGG 02a])

Die Schwinggeschwindigkeit der Luftteilchen wird als Schallschnelle bezeichnet (im Unterschied zur Schallgeschwindigkeit). Die Schallschnelle nimmt wie der Schalldruck sehr kleine Werte an: die Hörschwelle liegt bei $50 \cdot 10^{-6}$ mm/s, gerade unterhalb der Schmerzgrenze beträgt die Schallschnelle 50 mm/s.

Die Schallschnelle kann nur mit speziellen Messgeräten direkt gemessen werden.

2.1.4 Schallintensität

Bei der Ausbreitung von Schallwellen wird Energie transportiert, nicht aber Materie (siehe Bild 2.2). Die Schallenergie, welche pro Sekunde durch einen Querschnitt von 1 m² transportiert wird, bezeichnet man als Schallintensität. Die Schallintensität kann mit speziellen Geräten gemessen werden.

Bei freier Ausbreitung der Schallwelle stehen Schalldruck, Schallschnelle und Schallintensität in einem direkten Zusammenhang. Alle 3 physikalischen Größen sind abhängig vom Messort innerhalb des Schallfeldes.

2.2 Körperschall

In Abschnitt 2.1 wurden die Eigenschaften von Schall in Luft ("Luftschall", Bild 2.3) behandelt.



Bild 2.3 Ausbreitung von Luftschall
(Bildquelle: [BAS 02])

Für den lärmgeplagten Menschen ist der Luftschall das massgebende Phänomen. Schall kann sich jedoch nicht nur in der Luft sondern auch in Festkörpern („Körperschall“, Bild 2.4), Flüssigkeiten („Flüssigkeitsschall“, Bild 2.5) und anderen Gasen als Luft ausbreiten.

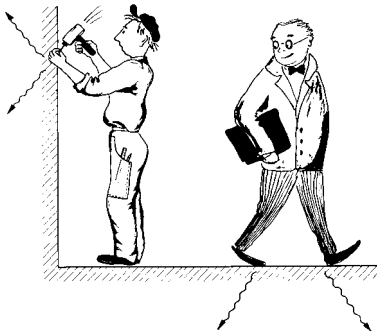


Bild 2.4 Ausbreitung von Körperschall
(Bildquelle: [BAS 02])

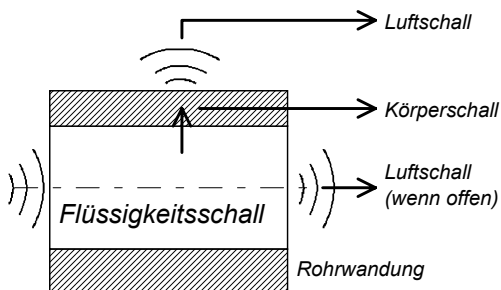


Bild 2.5 Übertragungswege und Umwandlungen von Flüssigkeitsschall
(Bildquelle: [BAS 02])

Bei Wärmepumpenanlagen hat neben dem Luftschall die Ausbreitung in Festkörpern eine wichtige Bedeutung. Mechanische Schwingungen, verursacht durch Wechselkräfte, werden in Strukturen wie Maschinen- und Gebäudeteile eingeleitet und darin übertragen (Bild 2.6). Schliesslich wird ein

Teil dieser Energie an einem anderen Ort als Luftschall abgestrahlt.

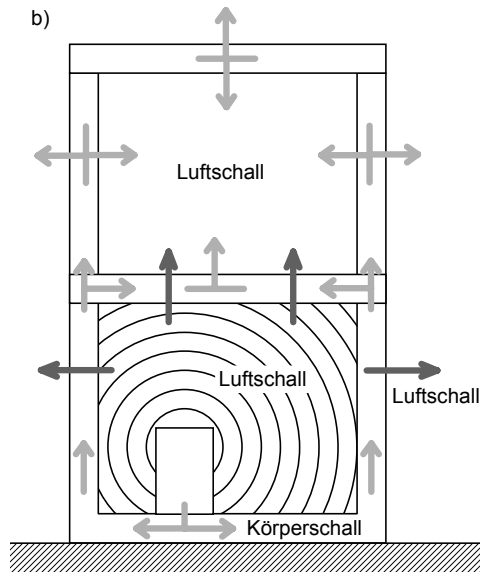


Bild 2.6 Ausbreitung von Körperschall in einem Gebäude
(Bildquelle: [EGG 02b])

Körperschall breitet sich nicht nur als Druckwellen, sondern auch als Biege- und als Scherwellen aus. Die Ausbreitungsgeschwindigkeit der Körperschallwellen variiert im Gegensatz zum Luftschall sehr stark. Die Beschreibung und Beurteilung von Körperschall ist dadurch wesentlich komplizierter als bei Luftschall.

In der Praxis reicht es jedoch weitgehend aus, die wichtigsten Besonderheiten von Körperschall gegenüber Luftschall zu verstehen und das Wissen in wirksame Gegenmassnahmen umzusetzen (siehe Abschnitt 4.2).

2.3 Tonhöhe - Frequenz

Die vom Menschen wahrgenommene Tonhöhe wird von der oben erwähnten Anzahl Änderungen des Luftdruckes pro Sekunde bestimmt. Sie wird technisch als Frequenz f bezeichnet und in Hertz (Hz) gemessen (Tabelle 2.1). Eine Periode der Zeitdauer T enthält eine periodisch auftretende Kurvenform (siehe Bild 2.7).

$$f = \frac{1}{T} \quad T = \text{Periode [s]} \quad (2.1)$$

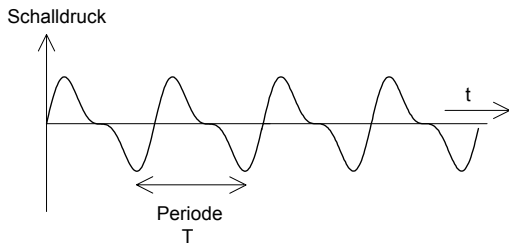


Bild 2.7 Periode einer Schalldruckschwingung
(Bildquelle: [EGG 02a])

Tabelle 2.1 Zuordnung von Frequenzen zu bekannten Tonhöhen

27 Hz	tiefster Klavierton
100 Hz	Brummtton von Transformatoren
440 Hz	Stimmtton (Kammerton)
1 kHz	erster Ton des Radio-Zeitzeichens
15 kHz	Pfeifton des Fernsehbildschirmes

In Anlehnung an die Musik und in Übereinstimmung mit der menschlichen Wahrnehmung wird eine Verdoppelung der Frequenz als Oktave bezeichnet. Entsprechend wird auch die Terz benutzt. Drei Terzsprünge ergeben eine Oktave.

2.4 Lautstärke – Schalldruckpegel – dB-Skala

Das Gehörorgan kann, wie oben erwähnt, einen riesigen Schalldruckbereich verarbeiten. Die Werte sind unübersichtlich (siehe Tabelle 2.2) und entsprechen auch in keiner Weise dem Lautstärkeindruck. Die Wahrnehmung der Lautstärke ist nicht proportional dem Schalldruck oder der Schallintensität.

Aus diesen Gründen wurde der Schallpegel L in Dezibel (dB) eingeführt, welcher diese Nachteile zum grössten Teil vermeidet:

$$L = L_p = 10 \cdot \log \left(\frac{p^2}{p_0^2} \right) \text{ [dB]} \quad (2.2)$$

$$p_0 = 20 \cdot 10^{-6} \text{ Pa}$$

Der Schallpegel L wird oft auch treffender als Schalldruckpegel L_p bezeichnet.

Tabelle 2.2 Beispiele von Zahlenwerten für verschiedene Höreindrücke

Schall-druck [Pa]	Schall-schnelle [mm/s]	Schall-intensität [W/m ²]	Entspre-chender Schalldruck-, Schnelle-, Intensitäts-pegel [dB(A)]	Beispiel
0.00002	0.00005	10^{-12}	0	Hör-schwelle
0.0011	0.0028	$3.2 \cdot 10^{-9}$	35	Wohn-quartier ohne Verkehr
0.1	0.25	$2.5 \cdot 10^{-5}$	74	Gespräch
0.4	1	0.00032	85	Lastwagen anfahrend in 5 Meter Abstand
2	5	0.01	100	Autohupe, in 5 Meter Abstand
63	160	10	130	Schmerz-schwelle

Der quadrierte Schalldruck p^2 wird in Bezug gesetzt zu einer Referenzgrösse p_0^2 , welche ungefähr der Hörschwelle entspricht. Der Pegel bei der Hörschwelle ist also 0 dB, jener an der Schmerzgrenze etwa 130 dB.

Das Schalldruckquadrat ist proportional zur Schallintensität (Schallenergie pro Sekunde pro Quadratmeter). Physikalisch ist die Schallintensität die zentrale Grösse der Akustik.

Für die Schallschnelle und die Schallintensität wurden ebenfalls Referenzgrössen definiert. Diese wurden so gewählt, dass die dB-Werte von Schallschnellepegel und Schallintensitätspegel bei freier Schallausbreitung etwa übereinstimmen (siehe Tabelle 2.2).

Achtung:

Eine Verdoppelung (resp. Halbierung) der gehörmässigen Lautstärkeempfindung entspricht bei Pegeln über 40 dB einer Erhöhung resp. Verminderung des Schalldruckpegels um rund 10 dB, und nicht wie oft irrtümlich vertreten um 3 oder 6 dB. Unter 40 dB kann schon eine Erhöhung von weniger als 10 dB als Lautstärkeverdoppelung empfunden werden.

Tabelle 2.3 Typische Wahrnehmung von Veränderungen des Schallpegels

Schallpegel-Veränderung	Beschreibung der Wahrnehmung
< 2 dB	kaum wahrnehmbar
2 - 4 dB	gerade wahrnehmbar, kleine Veränderung
5 - 10 dB	deutlich wahrnehmbare Veränderung
11-19 dB	grosse und überzeugende Veränderung
> 20	überaus grosse und überzeugende Wahrnehmung

Achtung: Diese Tabelle gilt nur für Momentanpegel und nicht in allen Fällen für den Beurteilungspegel L_r gemäss Lärmschutz-Verordnung LSV

2.5 A-Bewertung, FAST-Zeitkonstante

Das Gehör ist nicht für alle Tonhöhen gleich empfindlich. Der oben definierte Schallpegel entspricht deshalb oft nicht der empfundenen Lautstärke eines Schalls.

Eine bessere Annäherung an die menschliche Wahrnehmung wird durch den Einsatz des sogenannten A-Filters gewonnen. Das A-Filter vermindert oder verstärkt das Schallsignal in den verschiedenen Tonhöhenbereichen gemäss der Empfindlichkeit des Gehörs. Die auf diese Weise gemessenen Pegel werden mit dB(A) bezeichnet. Bild 2.8 zeigt den Frequenzverlauf der Gewichtung entsprechend dem A-Filter.

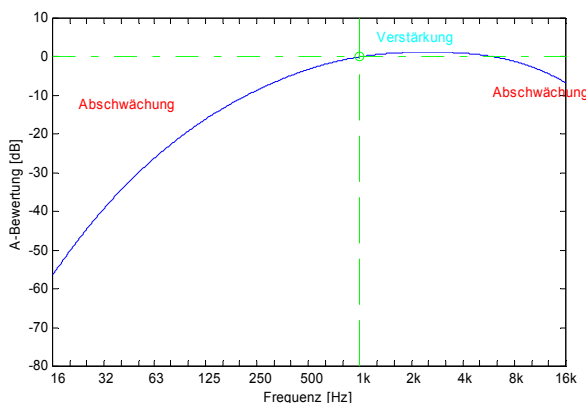


Bild 2.8 International festgelegte A-Bewertungskurve nach IEC

Gebäuchliche Schreibweisen für A-bewertete Pegel sind die folgenden:

$$L = 63 \text{ dB(A)}$$

$$L_A = 63 \text{ dB}$$

Man versucht auch, den Zusammenhang zwischen zeitlicher Struktur des Schallsignals und der dynamischen Eigenschaft des Gehörs zu berücksichtigen: Die "Trägheit" des Ohres wird bei der Messung durch den Einsatz einer Zeitbewertung simuliert (Zeitkonstante FAST). Die FAST-Zeitkonstante spielt vor allem bei der Messung des Maximalpegels (Schiesslärm) eine Rolle. Bei Wärmepumpen wird sie verwendet zur Beurteilung von Einschaltgeräuschen oder des Umschaltvorgangs auf Abtaubetrieb.

2.6 Maximalpegel L_{Max} - Mittelungspegel L_{eq}

Da der Momentanpegel stark schwanken kann, ist eine geeignete Mittelwertbildung notwendig. In der Lärmschutz-Verordnung des Bundes wird überall der A-bewertete Mittelungspegel L_{eq} als akustische Ausgangsgrösse benutzt, ausser beim Schiesslärm von 300m-Anlagen, wo der Einzelschusspegel (Maximalpegel) als akustisches Mass eingesetzt wird.

Die Abkürzung L_{eq} steht für "energie-äquivalent". Es wird der Durchschnitt der Schalldruckquadrate - also der Schallintensitäten - an einem Immissionsort, über längere Zeit gebildet und dann der Pegel berechnet (Bild 2.9).

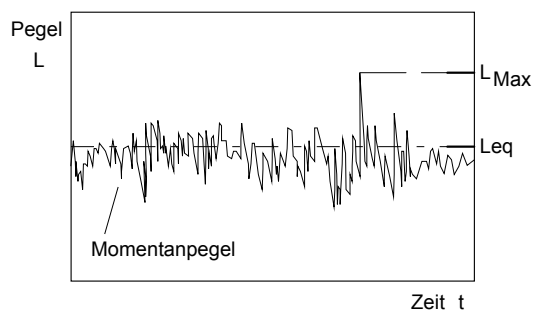


Bild 2.9 Zeitlicher Verlauf des momentanen Schallpegels, mittlerer Schallpegel L_{eq} , maximaler Schallpegel L_{Max} (Bildquelle: [EGG 02a])

Wenn wir uns eine zeitliche Folge von Schallpegelwerten vorstellen, dann wird der Mittelwert also nicht wie gewohnt aus diesen Werten arithmetisch berechnet, sondern nach den Regeln der Dezibelarithmetik: Arithmetisch gemittelt werden die quadrierten Schalldrücke (Schallintensitäten) vor dem Logarithmieren.

Der Maximalpegel L_{Max} hat, wie oben erwähnt, eine grosse Bedeutung bei der Beurteilung von impulsartigem Lärm. Dabei ist immer darauf zu achten, dass bei der Messung die richtige Zeitkonstante benutzt wird (in der Regel FAST).

2.7 Dezibelarithmetik, Wirksamkeit von Massnahmen

Das Arbeiten mit Dezibel bringt eine übersichtliche Darstellung, verursacht aber den meisten Leuten Kopferbrechen, weil die normalen Regeln der Arithmetik nicht mehr angewendet werden können. Die wichtigsten Regeln werden nachfolgend erwähnt; für eine ausführliche Beschreibung der Rechenregeln und weitere Beispiele siehe Anhang B.

Summe von zwei gleich lauten Pegeln $\rightarrow +3$ dB

z.B. $62 \text{ dB} \oplus 62 \text{ dB} = 65 \text{ dB}$

(das Zeichen $\oplus$ steht für Dezibeladdition)

Summe von zwei ungleich lauten Pegeln

$\rightarrow$ zum lauterem Pegel Zuschlag aus Bild 2.10 addieren

z.B. $62 \text{ dB} \oplus 58 \text{ dB} = 63.5 \text{ dB}$

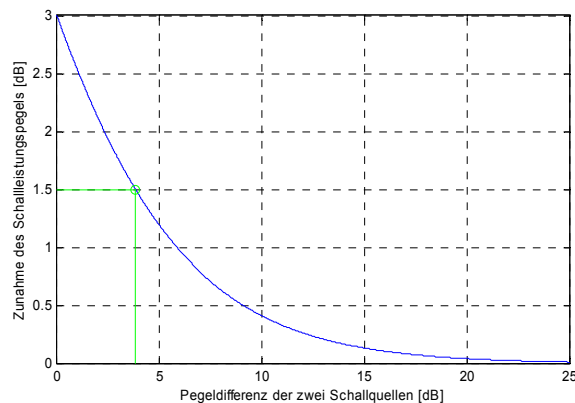


Bild 2.10 Addieren von zwei unterschiedlichen Schallleistungspegeln
Beispiel: bei einer Pegeldifferenz von 4 dB müssen zum lauterem Pegel 1.5 dB addiert werden.

Pegel von 10 gleich lauten Quellen $\rightarrow +10$ dB

z.B. $10 \otimes 62 \text{ dB} = 72 \text{ dB}$

(das Zeichen $\otimes$ steht für Dezibelmultiplikation)

Pegel von 100 gleich lauten Quellen $\rightarrow +20$ dB

z.B. $100 \otimes 62 \text{ dB} = 82 \text{ dB}$

Halbierung der Schallleistung (entspricht *nicht* der Halbierung der empfundenen Lautstärke!)

$\rightarrow -3$ dB

z.B. $0.5 \otimes 62 \text{ dB} = 59 \text{ dB}$

Die Besonderheiten der Rechenregeln für Dezibel-Werte zeigen sich auch deutlich in der Wirksamkeit von Lärminderungsmassnahmen. Dazu ein Beispiel:

Der Schallpegel des Kompressors ist 6 dB tiefer als der Schallpegel des Ventilators. Dies bedeutet, dass die Schallleistung des Kompressors nur 25% der Schallleistung des Ventilators beträgt. Daraus resultieren z.B. folgende Schallpegel (siehe Bild 2.11a):

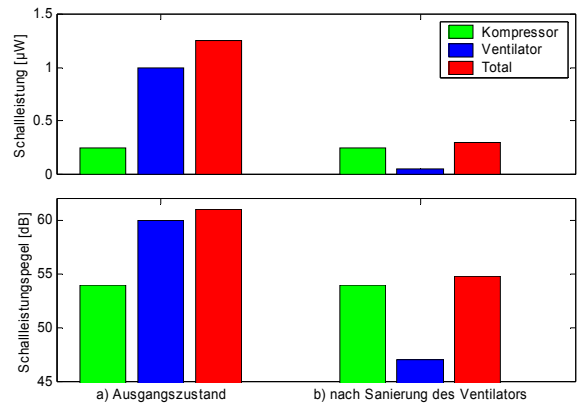


Bild 2.11 Schallleistungen von Kompressor und Ventilator

Im Ausgangszustand ist der Ventilator die dominierende Schallquelle; nach der Sanierung des Ventilators ist der Kompressor die dominierende Quelle und weitgehend pegelbestimmend.

Kompressor allein: 54 dB(A)

Ventilator allein: 60 dB(A)

Kompressor & Ventilator zusammen: 61 dB(A)

Durch Massnahmen beim Kompressor kann maximal eine Reduktion des Gesamtschallpegels um 1 dB erzielt werden. Im Vergleich dazu kann mit Massnahmen am Ventilator im vorliegenden Fall eine Gesamtpegelreduktion von bis zu 7 dB erzielt werden. Für eine merkbare Pegelreduktion müssen zwingend Massnahmen an der stärksten Lärmquelle, d.h. am Ventilator getroffen werden.

Mit Massnahmen bei untergeordneten Lärmquellen kann nur eine sehr geringe Verbesserung erzielt werden. Nach der erfolgreichen Sanierung der stärksten Lärmquelle kann jedoch eine zuvor untergeordnete Quelle nun zur dominierenden Quelle werden (Bild 2.11b)!

2.8 Frequenzanalyse - Spektrum

Die feinen Analyse-Fähigkeiten des menschlichen Gehörorgans sind durch die technischen Apparate eigentlich noch nicht erreicht. Dies ist einer der Gründe, weshalb gemäss Anhang 6 (Industrie- & Gewerbelärm) der LSV die Beurteilung der Ton- und Impulshaltigkeit von Lärm subjektiv erfolgen soll. Trotzdem ist die sogenannte Spektral-Analyse ein zentrales Arbeitsinstrument der Lärmbekämpfung. Das Schallsignal (Bild 2.12a) wird in Frequenzbänder unterteilt und der Pegel in jedem Band bestimmt (Bilder 2.12b und 2.12c).

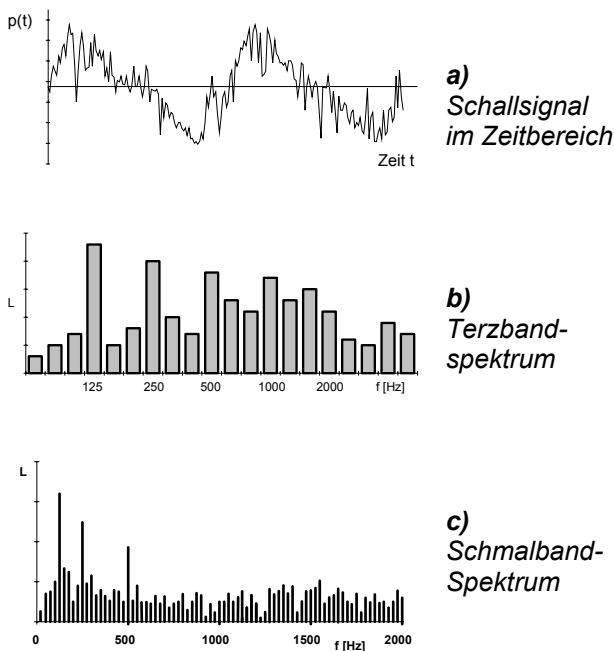


Bild 2.12 Frequenzanalyse
(Bildquelle: [EGG 02a])

Beim Terz- resp. Oktavbandspektrum sind die Bänder eine Terz- resp. eine Oktave breit (Bild 2.12b). Das Terzbandspektrum eignet sich vor allem für Anwendungen der Lärmbekämpfung (Lärmwirkungen auf den Menschen). Die FFT-(Schmalband)-Analyse wird vor allem bei technischen Fragen verwendet. Hier ist der zu analysierende Frequenzbereich in Bänder immer gleicher Breite, z.B. 25 Hz aufgeteilt (siehe Bild 2.12c).

2.9 Schalldruckpegel - Schallleistungspegel

Häufig werden die Begriffe Schalldruck- und Schallleistungspegel verwechselt. Der **Schalldruckpegel** ist abhängig vom **Messort** in einem Schallfeld und beschreibt die Lautstärke an dieser Stelle. Der **Schallleistungspegel** hingegen ist eine Eigenschaft der **Lärmquelle** und ist deshalb distanzunabhängig; er beschreibt die gesamthafte in alle Richtungen abgestrahlte Schalleistung der betreffenden Quelle.

In den Anhängen der Lärmschutz-Verordnung [2] werden Beurteilungsverfahren und Grenzwerte bezüglich Immissionen behandelt. Deshalb ist dort immer der Schalldruckpegel die massgebende Grösse. Er sagt aus, wie hoch der Schallpegel am Standort des Empfängers empfunden wird.

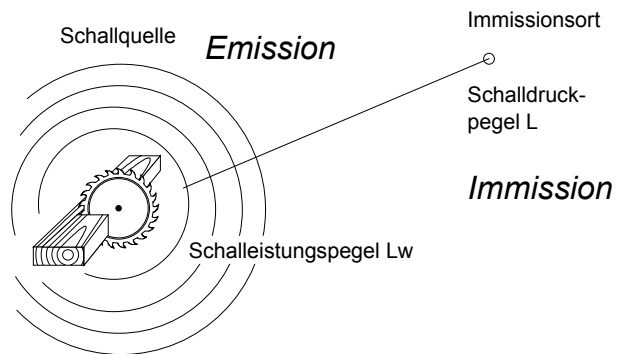


Bild 2.13 Schallquelle, welche Schalleistung emittiert – Schalldruckpegel am Empfangsort
(Bildquelle: [EGG 02a])

Der Schallleistungspegel ist dagegen eine Grösse, welche die Emissionen einer Schallquelle beschreibt (siehe Bild 2.13). Er ist die massgebende Grösse, wenn es um Fragen der Emissionsbegrenzung gemäss Abschnitt 2 der LSV geht. Die Schalleistung steht für die Schallenergie, welche von der Schallquelle pro Sekunde abgestrahlt wird (Einheit Watt). Es handelt sich um erstaunlich kleine Zahlen (siehe Tabelle 2.4). Der Schallleistungspegel L_W ist die entsprechende logarithmische Grösse.

Tabelle 2.4 Schalleistung bekannter Schallquellen

Schallquelle	Schalleistung [W]	Schallleistungspegel L_W
Flüstergeräusch	0.00000001 W	40 dB
Wärmepumpe	0.000001 W	60 dB
Geige, fortissimo	0.001 W	90 dB
Hifi-Lautsprecher	0.1 W	110 dB
Presslufthammer	1 W	120 dB
Orgel, fortissimo	10 W	130 dB

Die Schalleistung kann nicht direkt gemessen werden. Sie kann jedoch aufgrund von Schallintensitätsmessungen berechnet werden. Z.B. bei einem Luftschacht kann die Schalleistung aus der Schallintensität im Schacht (bzw. beim Schachtaustritt) und dem Schachtquerschnitt bestimmt werden.

2.10 Schallausbreitung

Der Schalldruckpegel L im Abstand s von einer Quelle mit einem Schalleistungspegel von L_W , welche Schall in alle Richtungen gleichmässig abstrahlt, beträgt im Freien:

$$L = L_W - 20 \cdot \log\left(\frac{s}{1\text{m}}\right) - 11 \quad (2.3)$$

Wenn die Quelle über einer reflektierenden Fläche steht, dann muss zum Schalldruckpegel 3 dB dazugezählt werden (siehe Beispiel in Tabelle 2.5). Bei Quellen in einem Raum oder bei ungleichförmiger Abstrahlung etc. ist die Berechnung komplizierter.

Es ist einleuchtend, dass sich die Schallenergie bei der Ausbreitung von der Quelle "verdünnt". Für die zwei folgenden Fälle ist die Rechnung relativ einfach:

- Für eine Quelle, die in alle Richtungen gleichmässig (kugelförmig) abstrahlt im Abstand s_1 von der Quelle einen Schalldruckpegel L_1 verursacht, gilt im Abstand s_2 von der Quelle

$$L_2 = L_1 - 20 \cdot \log\left(\frac{s_2}{s_1}\right) \quad (2.4)$$

Dies bedeutet eine Pegelverminderung von 6 dB pro Verdoppelung des Abstandes.

- Wenn die Quelle zylinderförmig abstrahlt, wie dies bei einer Strasse oder Bahnlinie der Fall ist, dann gilt

$$L_2 = L_1 - 10 \cdot \log\left(\frac{s_2}{s_1}\right) \quad (2.5)$$

was also einer Pegelverminderung von 3 dB pro Verdoppelung des Abstandes entspricht.

Im Allgemeinen ist bei der Ausbreitung nicht nur dieser Verdünnungseffekt zu berücksichtigen, sondern je nach Fall auch

- die Wirkung von Hindernissen
- die Reflexionen an Bauten, Wald oder Felsen
- der Effekt der Reflexionen am Boden
- die Dämpfung der Luft und des Bodens
- die Wirkung von Wind und Temperaturschichtungen der Luft.

Bei Messungen bedeutet der Einfluss des Wetters eine Erhöhung des Aufwandes für weiter entfernte Immissionsorte (mehrere Wiederholungen der Messung bei verschiedenen Wettersituationen). Auch Fremdgeräusche (Verkehrslärm, Kuhglocken, Windgeräusche, Vogelgezwitscher) erschweren oft die Messung.

Tabelle 2.5 Schalldruckpegel einer Wärmepumpe mit Schalleistungspegel $L_W = 60 \text{ dB(A)}$. Aufstellung im Freien, in grossem Abstand von Häusern etc.

Abstand [m]	Schalldruckpegel $L_p = L_W - 20 \cdot \log\left(\frac{s}{1\text{m}}\right) - 11 + 3$
5	38 dB(A)
10	32 dB(A)
20	26 dB(A)
50	18 dB(A)
100	12 dB(A)

2.11 Beurteilungsgrössen gemäss Lärmschutz-Verordnung

Eine *Lärm-messung* im eigentlichen Sinn gibt es nicht. Gemessen werden physikalische Grössen wie z.B. der Schalldruckpegel. Basierend auf diesen Messresultaten kann dann der Lärm *beurteilt* werden.

Durch Kombination von akustischen Messdaten (Pegel) mit empirischen Regeln über die Lästigkeit spezifischer Geräusche (Korrekturen) gelingt es trotzdem, Massstäbe für die Beurteilung von Lärmsituationen zu definieren, welche die Durchschnittsreaktion der Betroffenen angemessen beschreiben. Das Ergebnis ist eine Grösse, welche Beurteilungspegel L_r genannt wird und in dB angegeben wird. Sie ist ein Störungsmass und hat prinzipiell den Aufbau

$$L_r = AM + K$$

AM = Akustisches Mass (z.B. Leq); gemessen, resp. berechnet

K = empirische Korrekturen (z.B. Lärmart, Tongehalt, erhöhte Empfindlichkeit in der Nacht, zeitliche Dauer)

Das am besten geeignete akustische Mass und die Form der Korrektur K müssen aus Erkenntnissen der Lärmwirkungsforschung festgelegt werden. Auskunft über das Mass der Störung erhält man vor allem durch Befragungen, entweder von grossen Gruppen über die Lärmbelastigung am Wohn- oder Arbeitsort, oder von kleinen Gruppen unter Laborbedingungen mit künstlich produzierter akustischer Umgebung.

3 Schallquellen in Wärmepumpenanlagen

Untersuchungen an aktuellen Luft/Wasser-Wärmepumpenanlagen zeigen, dass meistens über 90% des in der Nachbarschaft wahrnehmbaren Lärms vom Ventilator verursacht wird, obschon bereits lärmarme Ventilortypen eingesetzt sind. Die Luftöffnung, welche direkt am Ventilator angeschlossen ist strahlt dabei meistens deutlich mehr Lärm ab als die Luftöffnung beim Verdampfer.

Trotz der im Allgemeinen überragenden Bedeutung des Ventilatorlärms dürfen aber die andern Lärmquellen nicht vernachlässigt werden. Bei ungünstigen Verhältnissen können diese ebenfalls beträchtlichen Anteil am abgestrahlten Lärm haben.

Für das Verständnis der Lärmabstrahlung ist es wichtig zu unterscheiden zwischen den eigentlichen Lärmursachen (=Anregungsquellen) und den Übertragungspfaden des Lärms Bild 3.1. In diesem Kapitel werden die verschiedenen Anregungsquellen beschrieben. Die Eigenschaften der Übertragungspfade werden in Kapitel 4 und praktische Hinweise für Gegenmassnahmen in Kapitel 5 erörtert.

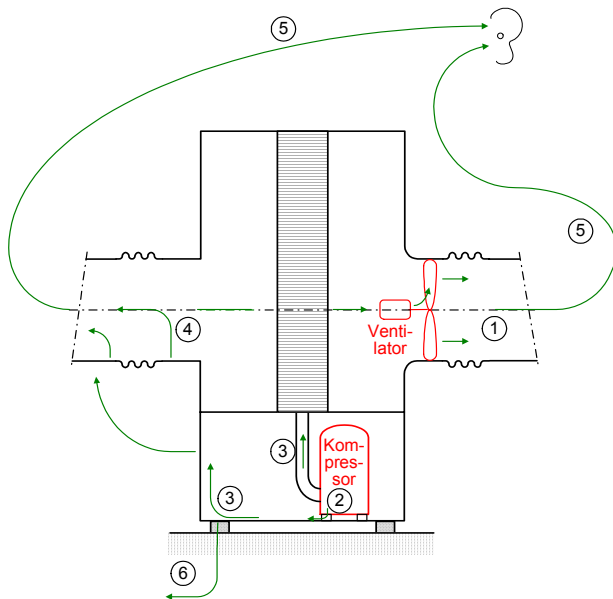
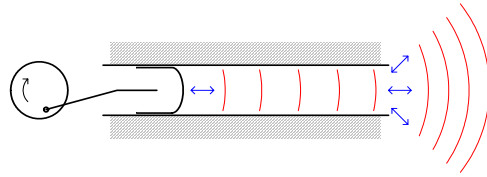


Bild 3.1 Lärmursachen (=Anregungsquellen) und Übertragungspfade

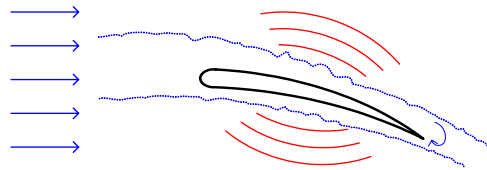
- 1: Luftschallabstrahlung des Ventilators (Strömungsgeräusche)
- 2: Körperschall des Kompressors
- 3: Körperschallübertragung
- 4: Abstrahlung von Körperschall → Luftschall im Kanal
- 5: Ausbreitung von Luftschall zum Ohr
- 6: Körperschallübertragung in die Gebäudestruktur

3.1 Strömungsgeräusche

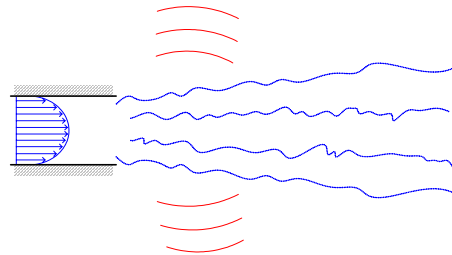
Strömungen sind in vielen Bereichen eine wichtige Geräuschquelle. Es gibt 5 grundsätzliche Mechanismen zur Geräuscentstehung (siehe Bild 3.2):



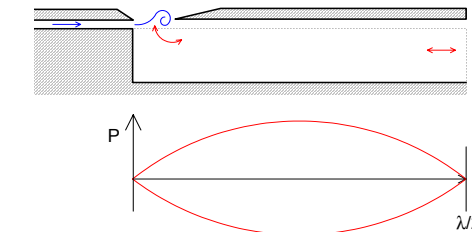
a) Pulsierende Strömung: z.B. Auspufflärm eines Automotors



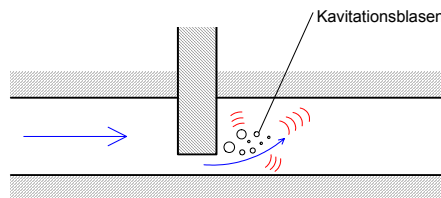
b) Umströmungsquellen: z.B. turbulente Umströmung der Ventilator-Schaufeln



c) Freie Wirbelquelle: z.B. freie Turbulenz



d) Strömungsinstabilitäten z.B. Orgelpfeife



e) Kavitationsgeräusche: z.B. Zischen eines Wasserhahns bei geringer Öffnung

Bild 3.2 Strömungsgeräusche: Mechanismen der Geräuscentstehung

Eine wichtige Kenngrösse der verschiedenen Lärm-entstehungsmechanismen ist, wie stark der Lärm mit der Strömungsgeschwindigkeit zunimmt. Bei jeder Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit um 1 % steigt die Schallleistung bei den Umströmungsquellen theoretisch um 6%, was einer Pe-

gelerhöhung um 0.25 dB entspricht. Bei den freien Wirbelquellen beträgt diese Zunahme sogar 0.34 dB. Aus Bild 3.3 geht z.B. auch der Einfluss einer Verdoppelung oder Halbierung der Strömungsgeschwindigkeit hervor. **Der Einfluss der Strömungsgeschwindigkeit ist somit äusserst wichtig.**

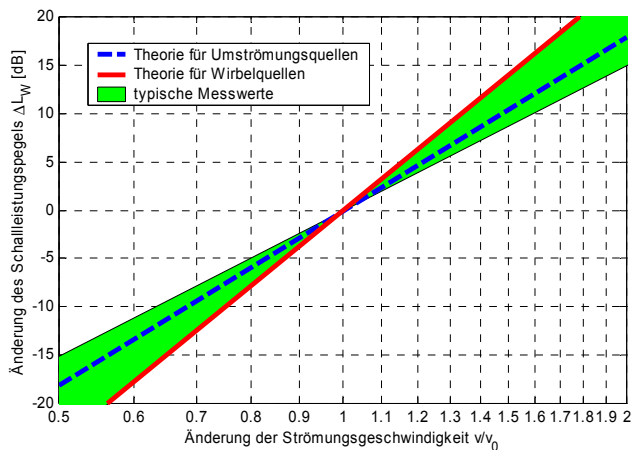


Bild 3.3 Einfluss der Strömungsgeschwindigkeit auf den Schalleistungspegel

In Rohren und Kanälen unterscheidet man zwischen laminarer und turbulenter Strömung (Bild 3.4). Ob eine Rohrströmung laminar oder turbulent ist, hängt von Rohrdurchmesser, der Leitungslänge sowie der Strömungsgeschwindigkeit und den physikalischen Eigenschaften des strömenden Mediums (Dichte, Zähigkeit) ab.

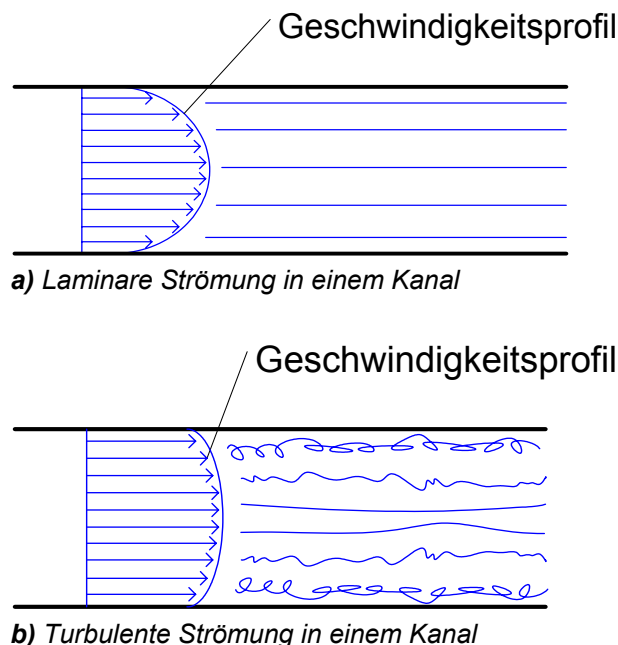


Bild 3.4 Laminare und turbulente Rohrströmung

Laminare, d.h. vollkommen turbulenzfreie Strömungen treten in technischen Anwendungen eher selten auf, insbesondere nur bei zähflüssigen Medien, kleinen geometrischen Abmessungen und tiefen Geschwindigkeiten.

Die meisten Strömungen in Wärmepumpen sind turbulent (Bild 3.4b). Dies gilt für die Luftströmungen in den Kanälen, aber auch für den Kältemittelkreislauf. Selbst die Luftströmung in den schmalen Kanälen zwischen den Verdampferlamellen ist überwiegend turbulent. Turbulente Strömung bedeutet, dass der Hauptströmung mehr oder weniger intensive zufällige Wirbel überlagert sind. Diese Wirbel prallen auf Wände und Hindernisse auf und erzeugen dabei Druckpulsationen, welche die eigentliche Lärmquelle der Umströmungsquellen bilden. Die Wirbel prallen auch gegenseitig aufeinander, wodurch die freien Wirbelquellen entstehen.

Auch bei turbulenter Strömung kann durch günstige Gestaltung der Strömungsgeometrie die Intensität der Turbulenz vermindert werden, wodurch auch eine beträchtliche Reduktion der Strömungsgeräusche erzielt werden kann (Bild 3.5).

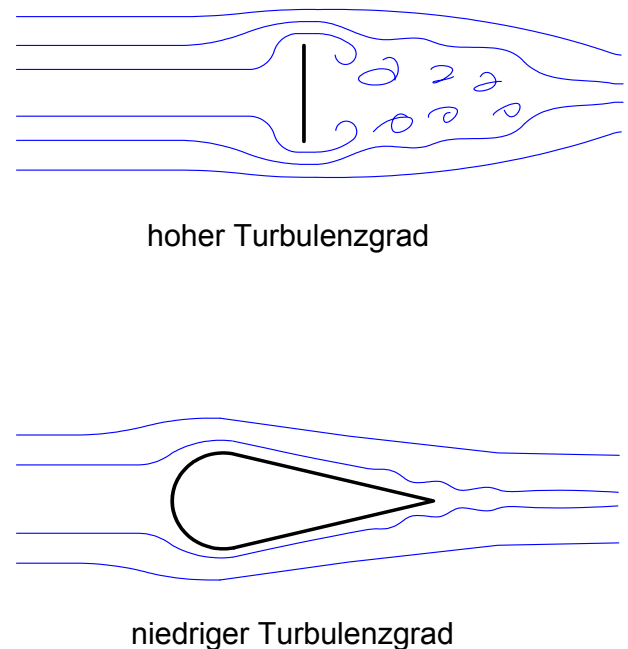


Bild 3.5 Reduktion des Turbulenzgrades durch strömungsgünstige Formgebung

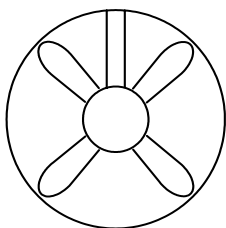
3.1.1 Strömungsgeräusche des Ventilators

Die höchste Luftgeschwindigkeit in einer Wärmepumpe ist meistens die Relativgeschwindigkeit zwischen der Luft und den rotierenden Ventilatorflügeln. Entsprechend gross ist die Bedeutung der Strömungsverhältnisse im Bereich der Anströmung des Ventilators. Hindernisse oder ungeeignete Einlauftrichter erzeugen starke Turbulenzen und erhöhen dadurch den Ventilatorlärm beträchtlich.

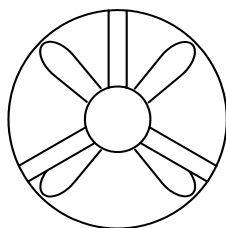
Die Ventilatorhersteller haben zum Teil sehr ausführliche Informationen über die Geräuschentwicklung ihrer Produkte und geben auch Empfehlungen zu Typenwahl und Einbauverhältnissen.

3.1.1.1 Schaufeldrehklang

Jedes Mal wenn sich eine Ventilatorschaufel durch eine gestörte Zone in der Strömung hindurch bewegt entsteht ein Druckimpuls. Durch diese rasch und in gleichmässigen Zeitabständen aufeinander folgenden Druckimpulse entsteht der Schaufeldrehklang, dessen Frequenz bestimmt wird durch die Schaufelzahl multipliziert mit der Umdrehungszahl pro Sekunde. Da eine solche Reintonkomponente als besonders störend empfunden wird, ist es besonders wichtig den Schaufeldrehklang so weit wie möglich zu reduzieren.



einfach abgestützt



3-fach abgestützt

Bild 3.6 Frequenz des Schaufeldrehklangs wird bestimmt durch $f = \text{Schaufelzahl} \times \text{Stützenanzahl am Umfang} \times \text{Drehfrequenz}$

Eine typische Quelle für Störimpulse können Stützen am Ventilator sein. Im linken Teil von **Bild 3.6** streicht 4× pro Umdrehung eine Schaufel an der Stütze des Motors vorbei. Daraus resultiert ein Geräusch mit einer dominierenden Frequenz, die der 4-fachen Ventilatorordrehfrequenz entspricht. Im rechten Teil von **Bild 3.6** wird die Drehklangfrequenz dem 12-fachen der Drehfrequenz (3 gleichmässig verteilte Stützen × 4 Schaufeln) entsprechen.

3.1.1.2 Eigenschaften von Ventilator-Bauarten

Heute werden in Wärmepumpen folgende Ventilator-Bauarten eingesetzt:

- Axial-Ventilatoren (**Bild 3.7a**)
- Radial-Ventilatoren mit rückwärts gekrümmten Schaufeln (**Bild 3.7b**)
- Radial-Ventilatoren mit vorwärts gekrümmten Schaufeln (Trommel-Läufer) (**Bild 3.7c**)

Diese Ventilator-Bauarten haben unterschiedliche Strömungs- und Lärmeigenschaften (Tabelle 3.1). Ihr Einsatzbereich in Wärmepumpen und der Gesamtlärmpegel unterscheiden sich aber erstaunlicherweise nicht grundsätzlich. **Bild 3.8** zeigt die Kennlinienfelder für die 3 Ventilator-Bauarten für einen typischen Einsatz in Wärmepumpen.



a) Axial-Ventilator



b) Radialventilator mit rückwärts gekrümmten Schaufeln



c) Radialventilator mit vorwärts gekrümmten Schaufeln ("Trommelläufer")

Bild 3.7 Ventilator-Bauarten

Tabelle 3.1 Vergleich der Ventilator-Bauarten

Eigen-schaft	Axial-Ventilatoren	Radial-Ventilatoren rückwärts gekrümmte Schaufeln (Freilaufäder)	Radial-Ventilatoren vorwärts gekrümmte Schaufeln (Trommel-läufer)
Leit-apparat	keine Leitapparate erforderlich	Spirale ist nicht erforderlich (Freilaufäder)	Austrittsspirale ist erforderlich für Erzeugung von Förderdruck
Strö-mungs-verhalten	vor allem für tiefe Förderdrücke	vor allem für hohe Förderdrücke	vor allem für hohe Förderdrücke, bei geringem Volumenstrom flache Kennlinie
Wirkungs-grad im Best-punkt	mittel	hoch (Bestpunkt liegt jedoch bei viel höherem Förderdruck als für Wärme-pumpen üblicherweise erforderlich)	etwas geringer (im Vergleich zu Axial-Ventilatoren)
akusti-sche Eigen-schaften	Lärm vorwiegend bei mittleren Frequenzen sichelförmige Schaufeln für geräusch-armen Betrieb	Lärm vorwiegend bei tiefen Frequenzen	Lärm vorwiegend bei mittleren Frequenzen, dadurch kleinere Schalldämpfer erforderlich Schwach ausgeprägter Schaufeldreh-klang bei relativ hohen Frequenzen (infolge hoher Schaufelzahl)

Tabelle 3.2 Typische Ventilatordaten für Bild 3.8
(bezogen auf Betriebspunkt
3600 m³/h, 60 Pa)

Ventilatorbauart	Axial	Radial- (Schaufeln rückwärts gekrümmt)	Radial (Schaufeln vorwärts gekrümmt)
Lauf-rad-durchmesser [mm]	450	450	380
Drehzahl [min ⁻¹]	910	930	390
Antriebsleistung [W]	120	360	190
Wirkungsgrad	50%	16%	30%
Schallleistungspegel [dB(A)]	68	67	71

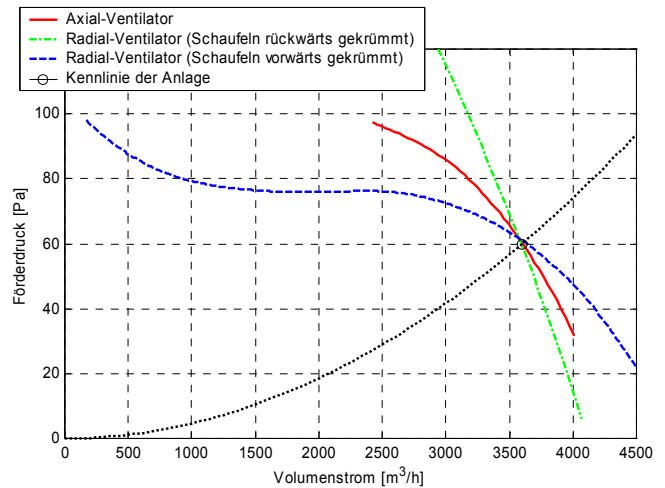


Bild 3.8 Typische Kennlinien von verschiedenen Ventilator-Bauarten
Der Arbeitspunkt liegt im Schnittpunkt von Ventilator Kennlinie und Anlage Kennlinie (Widerstandskennlinie)

Neben diesen drei Bauarten gibt es auch Querstromventilatoren. Diese werden auch Tangential-Ventilatoren genannt. Sie eignen sich vor allem für geringen Förderdruck und werden oft in kleineren Apparaten eingesetzt. Diese Ventilator-Bauart wird heute auch für grosse Volumenströme bis ca. 3000 m³/h gebaut. Bei so grossen Querstromventilatoren ist der Schallleistungspegel jedoch wesentlich höher als bei den üblichen Ventilator-Bauarten in geräuscharmer Ausführung.

3.1.1.3 Einfluss der Drehzahl

Die typischen Ventilatorgeräusche werden vorwiegend durch Schallquellen des Typs "Umströmungsquellen" (Bild 3.2b) verursacht. Bei jeder Erhöhung der Drehzahl um 1% steigt somit gemäss den theoretischen Grundlagen der Schallleistungspegel um 0.25 dB. Dies stimmt recht gut mit Messungen überein, welche eine Erhöhung des A-bewerteten Schallpegels um 0.2 ... 0.25 dB(A) pro 1% Drehzahlsteigerung ergeben.

Somit erscheint die Reduktion der Drehzahl als geeignetes Mittel zur Lärmverminderung. Falls Fördermenge und Förderdruck gleich bleiben sollen muss natürlich bei tieferer Drehzahl ein grösserer Ventilator eingesetzt werden. Dadurch steigen die Umfangsgeschwindigkeit und der Schallpegel wieder leicht an, so dass die dadurch erzielte Lärmreduktion weniger gross ausfällt. Je nach Situation ist es sogar möglich, dass sich der Schallpegel mit einem grösseren, langsamlaufenden Ventilator erhöht (Bild 3.9).

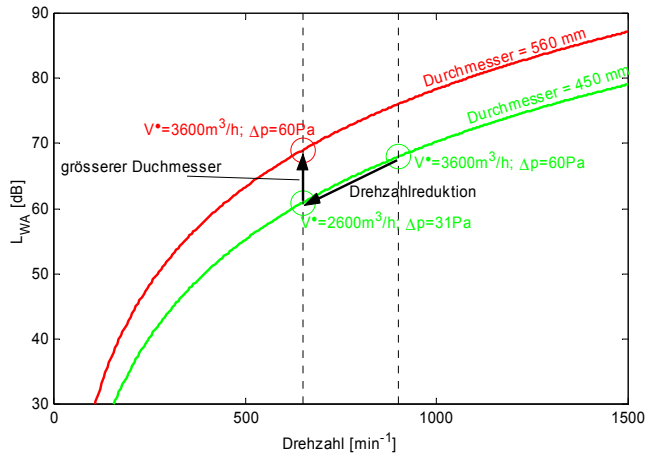


Bild 3.9 Veränderung des Schalleistungspegels bei Reduktion der Ventilator Drehzahl und grösserem Ventilator Durchmesser

Bei Ventilatoren mit einstellbaren Schaufelwinkeln kann die infolge Drehzahlreduktion nachlassende Förderleistung bis zu einem gewissen Grad durch einen grösseren Schaufelwinkel kompensiert werden, ohne die Umfangsgeschwindigkeit zu erhöhen. Bei diesen Ventilatoren ist es möglich durch Optimierung von Drehzahl und Schaufelwinkel die Schalleistung noch ein bisschen zu reduzieren (Bild 3.10).

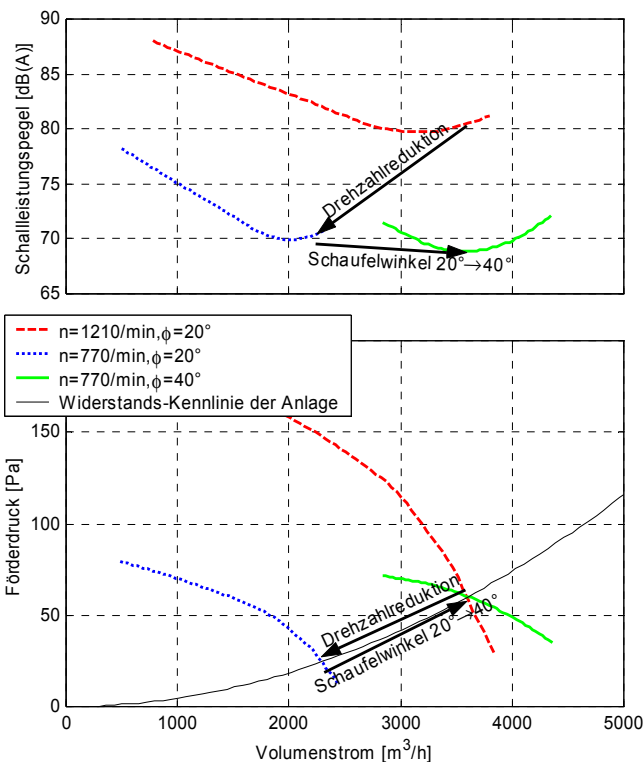


Bild 3.10 Veränderung des Betriebspunktes und des Schalleistungspegels bei Optimierung von Ventilator Drehzahl und Schaufelwinkel

3.1.1.4 Einfluss des Betriebspunkts

Die Lärmentwicklung eines Ventilators hängt zu einem beträchtlichen Mass vom Betriebspunkt (Förderdruck und Volumenstrom) ab. Dieser Einfluss ist in vielen Fällen wichtiger als der Einfluss des Ventilator durchmessers oder der Drehzahl, vor allem wenn die zu erbringende Förderleistung fest vorgegeben ist. Es ist deshalb insbesondere auch aus Lärmgründen wichtig, den Ventilator (Baugrösse, Drehzahl, Baureihe) den Förderbedingungen anzupassen. Die minimale Lärmentwicklung wird üblicherweise in der Nähe des optimalen Wirkungsgrades oder bei einem etwas höheren Volumenstrom erzielt (Bild 3.11) (siehe auch Anhang C.2).

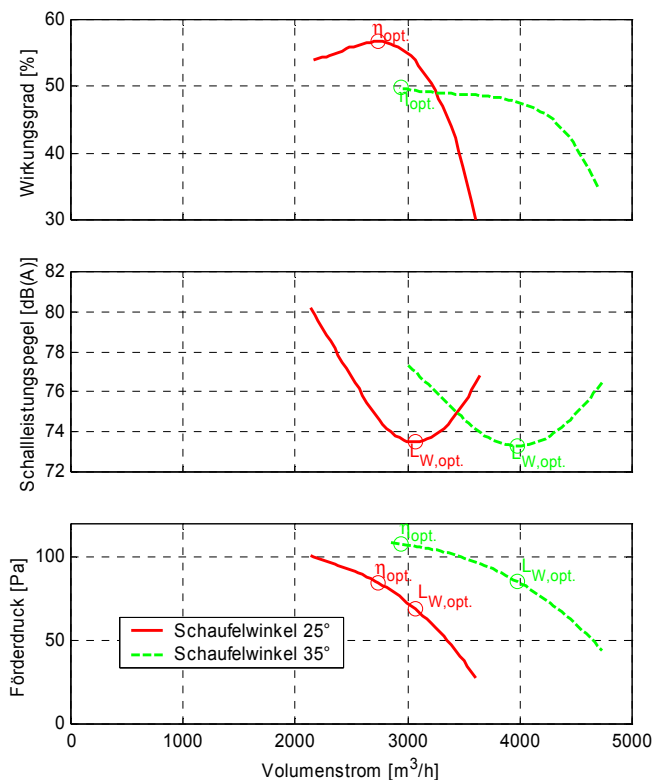


Bild 3.11 Zusammenhang von Betriebspunkt, Schalleistungspegel und Wirkungsgrad bei einem Axial-Ventilator mit einstellbarem Schaufelwinkel

Eine zusätzliche Möglichkeit den Betriebspunkt optimal anzupassen bieten die Ventilatoren mit einstellbaren Schaufelwinkeln.

Insbesondere bei starker Drosselung des Luftstroms kann der Betriebspunkt des Ventilators instabil werden. Dies äussert sich als starkes Brummen, das plötzlich auftritt wenn die Bedingungen für die Instabilität erfüllt sind. Dieses Phänomen wird auch als "Pumpen" bezeichnet. Da Wärmepumpen eher im Bereich von kleinen Förderdrücken arbeiten und der Luftstrom nicht mittels Drosselung geregelt wird, ist kaum mit dem Auftreten dieses Phänomens zu rechnen.

3.1.2 Strömungsgeräusche der Luftkanäle

Neben dem Ventilator kann auch die Strömung in den Luftkanälen Strömungsgeräusche verursachen. Kritische Stellen sind Kanalkrümmen, Querschnittsprünge, Lüftungsgitter und Strömungshindernisse, weil hier starke Turbulenzen entstehen. Auch hier ist der Einfluss der Strömungsgeschwindigkeit sehr stark. Einige Beispiele von gemessenen Situationen finden sich im Anhang D. Wenn Querschnittsverengungen und scharfe Umlenkungen der Strömung konsequent vermieden werden und die mittlere Strömungsgeschwindigkeit in den Kanälen nicht grösser ist als 4 m/s, sind neben dem Ventilatorgeräusch keine zusätzlichen übermässigen Strömungsgeräusche zu erwarten.

Zu beachten ist auch, dass trockene Blätter, die im Luftschacht herumgewirbelt werden, merkliche Raschelgeräusche verursachen können und bei massivem Auftreten auch den Luftstrom drosseln.

3.1.3 Strömungsgeräusche des Kompressors

Der Kompressor erzeugt relativ starke Pulsationen des Kältemittels. Diese können sich in den Kältemittelleitungen ausbreiten und andere Strukturen (z.B. den Verdampfer) zu Vibrationen anregen. Vibrationen des Verdampfers führen aufgrund der grossen Flächen zur Abstrahlung von Luftschall, welcher sich über die Luftkanäle ausbreitet (siehe Abschnitt 4.3). Im Allgemeinen sind die Pulsationen bei Scroll-Kompressoren deutlich geringer als bei Hubkolbenkompressoren. Bei einigen Hubkolbenkompressoren ist im Kompressorgehäuse ein Pulsationsdämpfer bereits integriert.

3.1.4 Strömungsgeräusche des Kältemittels

Das Kältemittel kann recht hohe Strömungsgeschwindigkeiten erreichen, insbesondere beim Expansionsventil. An Stellen mit hohen Geschwindigkeiten des flüssigen Kältemittels ist auch das Auftreten von Kavitation (Bild 3.2e) nicht ausgeschlossen. Die dadurch verursachten Strömungsgeräusche weisen vorwiegend hohe Frequenzen auf und können über Körperschallübertragung auch in die Umgebung gelangen (siehe Abschnitt 4.2).

3.2 Unwuchterregung

Jedes sich bewegende Aggregat regt durch die unausgeglichene Massenbewegungen Vibrationen an. Diese Vibrationen werden einerseits direkt durch das Aggregat selber als Luftschall abgestrahlt und andererseits auch über die Befestigungspunkte als Körperschall übertragen. Durch möglichst gute Auswuchtung kann die Unwuchterregung bis auf geringe Werte reduziert werden. Bei Kurbeltrieben können dazu auch spezielle Aus-

gleichswellen eingesetzt werden, was jedoch einen beträchtlichen Mehraufwand bedeutet. Die erreichbare Wuchtgüte ist begrenzt z.B. durch ungleichmässige Verschmutzung von Ventilatorlaufrädern, unterschiedliche Betriebsbedingungen des Kompressors sowie durch unausgeglichene Massenkkräfte des Kompressor-Kurbeltriebs.

3.3 „Elektrische“ Geräusche

Das Brummen von Transformatoren, Elektromotoren und Schaltschützen ist auf den Magnetostruktions-Effekt zurückzuführen: die wechselnde Stärke des Magnetfeldes im Eisenkern bewirkt eine winzige Verformung des Eisens im Takt des Wechselstroms. Die Magnetfeldänderungen bewirken somit eine Körperschall-Anregung im Eisenkern. Regelbare Umrichterantriebe erzeugen einen stufenförmigen Stromverlauf, was wesentlich stärkere Magnetostruktions-Geräusche zur Folge hat.

Auch die Schaltgeräusche der Schützen der elektrischen Steuerung sind zu beachten. Durch geeignete Kapselung und Körperschallisolation können hier übermässige Schallemissionen vermieden werden.

3.4 Umschaltgeräusche beim Abtauen

Beim Umschalten zwischen Normal- und Abtaubetrieb entstehen durch die Umschaltvorgänge impulsartige Geräusche. Besonders beim Abtaubetrieb entstehen Zisch- und Pfeifgeräusche infolge hoher Strömungsgeschwindigkeiten in den Kältemittelleitungen. Auch diese Schallquellen sind zu beachten.

4 Übertragungspfade

In Kapitel 3 wurden die eigentlichen Lärmquellen bei einer Wärmepumpe beschrieben. Störend ist der Lärm immer am Ohr der betroffenen Personen und nicht am eigentlichen Entstehungsort. Dazwischen liegen Schallübertragungspfade, die sich zum Teil kompliziert zusammensetzen können (Bild 3.1).

Stömungsgeräusche, z.B. des Ventilators, entstehen direkt als Luftschall in den Luftkanälen und können sich mehr oder weniger ungehindert ausbreiten. Hier ist der Übertragungspfad recht überschaubar.

Vibrationen, z.B. des Kompressors, entstehen vorwiegend als Körperschall. Trotz guten Schwingungsisolierungen regen sie auch das Gehäuse der Wärmepumpe zu Vibrationen an (was mit Körperschall gleichzusetzen ist). Unter Umständen klappert das Gehäuse irgendwo, wodurch die ursprünglich tieffrequenten Vibrationen nun auch einen beträchtlichen Anteil an Körperschall bei hohen Frequenzen verursachen können. Das Gehäuse mit seinen grossen Flächen kann den Körperschall stark abstrahlen. Dieser Luftschall kann dann z.B. die Wände der Luftkanäle durchdringen und gelangt so über einen komplizierten Übertragungspfad nach draussen.

4.1 Übertragung von Luftschall

Luftschall kann vorwiegend durch Schalldämpfer (Bild 4.1), Schallschutzwände (Bild 4.2), Kapselung (Bild 4.3) oder vergrösserten Abstand zwischen Schallquelle und Immissionsort (Bild 4.4) reduziert werden. Dabei ist der Aufwand oft recht hoch im Vergleich zur erreichbaren Lärmreduktion.

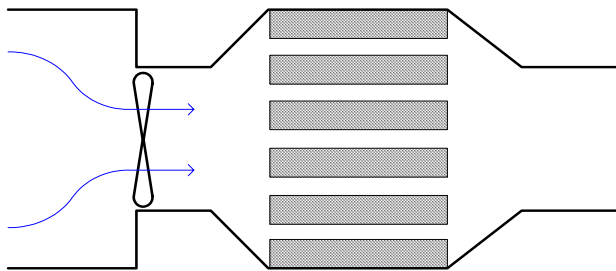


Bild 4.1 Schalldämpfer im Luftkanal

Schalldämpfer sind wirksam; für tiefe Frequenzen sind sie jedoch im Allgemeinen aufwändig und voluminös.

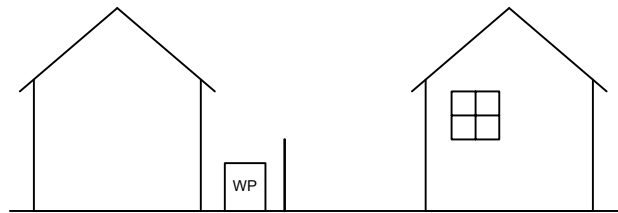


Bild 4.2 Schallschutzwand für aussen aufgestellte Wärmepumpe

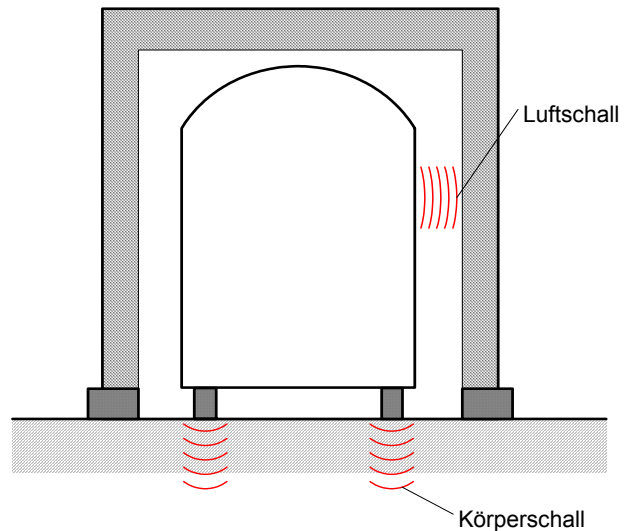


Bild 4.3 Kapselung des Kompressors (dies reduziert nur den abgestrahlten Luftschall und hat keinen Einfluss auf den Körperschall)

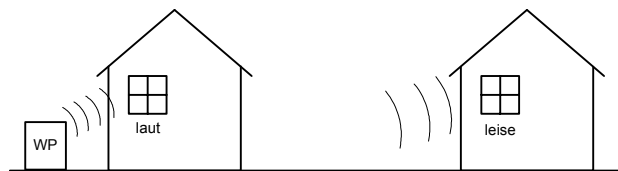


Bild 4.4 Einfluss des Abstands bei Luftschallausbreitung. Pro Verdoppelung des Abstands sinkt der Schalldruckpegel näherungsweise um 6 dB.

Schallschutzwände haben eher eine beschränkte Wirkung und sind optisch auffällig. Bei tiefen Frequenzen ist die Wirkung gering. Die Schallschutzwand muss als massive Konstruktion ($\geq 15 \text{ kg/m}^2$) ausgeführt sein, mit Schallabsorption auf der lärmzugewandten Seite. Eine sinnvolle Kombination, z.B. mit einem Gartengeräteschopf oder anderen Nebengebäuden ist denkbar. Eine Abschirmung mit Sträuchern hat nur optische Wirkung; bezüglich Schallausbreitung sind Pflanzen vollständig durchlässig.

Kapselungen sind sehr wirksam wenn sie fachgerecht ausgeführt sind. Kapselungen müssen die Luftschallquelle weitgehend luftdicht einschliessen. Die Wand der Kapselung sollte ein hohes Flächengewicht eine eher geringe Biegesteifigkeit aufweisen. Der Innenraum muss schallabsorbierend ausgekleidet sein.

Der Effekt des vergrösserten Abstands ist bei Wärmepumpenanlagen kaum nutzbar. Die Reduktion von 6 dB pro Verdoppelung des Abstands bezieht sich auf punktförmige Quellen, die ins Freie abstrahlen. Bei der Ausbreitung in Kanälen ist durch Verlängerung des Kanals praktisch keine Lärmreduktion zu erwarten (ausser wenn das Kanalstück als Schalldämpfer ausgebildet ist).

Für die Auslegung dieser Massnahmen wird auf Abschnitt 5.2 und Anhang E verwiesen.

4.2 Übertragung von Körperschall

Unter Körperschall versteht man Vibrationen, welche sich z.B. als Kompressionswellen oder als Biegewellen in Strukturen ausbreiten. In Metall ist die Dämpfung von Körperschall sehr gering, insbesondere bei fest verschweissten Konstruktionen. Nur wenig besser sind verschraubte Konstruktionen, da hier etwas Reibung zwischen den Teilen ins Spiel kommt.

Im Gegensatz zum Luftschall kann Körperschall oft mit geringem Aufwand sehr wirksam reduziert werden, sofern die geeigneten Massnahmen eingesetzt werden (siehe Abschnitt 5.2.3). Die Ausbreitung von Körperschall kann vermindert werden durch Körperschallisolation und Entdröhnung.

4.2.1 Körperschallisolation

Zur Körperschallisolation werden üblicherweise Gummielemente eingesetzt. Ziel ist eine in alle Bewegungsrichtungen möglichst weich-elastische Befestigung. Durch die elastische Lagerung einer Körperschallquelle entsteht ein schwingfähiges System, dessen Resonanzfrequenzen deutlich tiefer als die Erregerfrequenzen sein sollen. Bei elastischer Lagerung einer Masse, die als starr betrachtet werden kann, sind 6 verschiedene Resonanzschwingungsformen möglich, die im Allgemeinen Kombinationen von Translations-, Kipp- und Torsionsschwingungen sind (Bild 4.5).

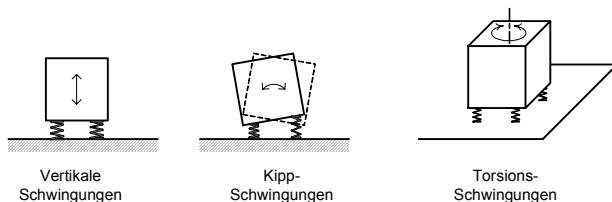


Bild 4.5 Beispiele von Schwingungsformen bei elastischer Lagerung

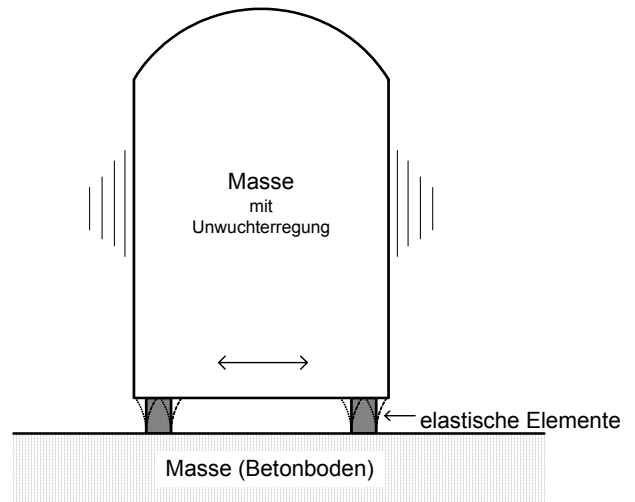
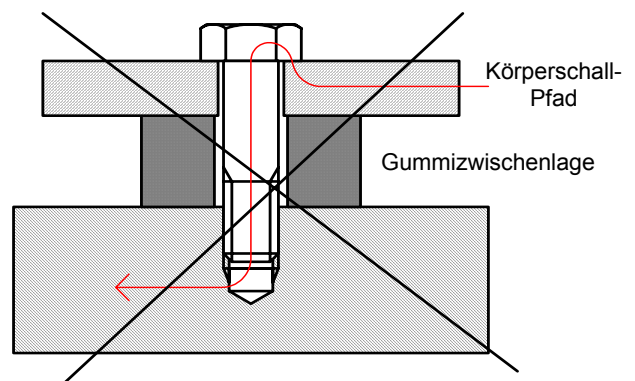
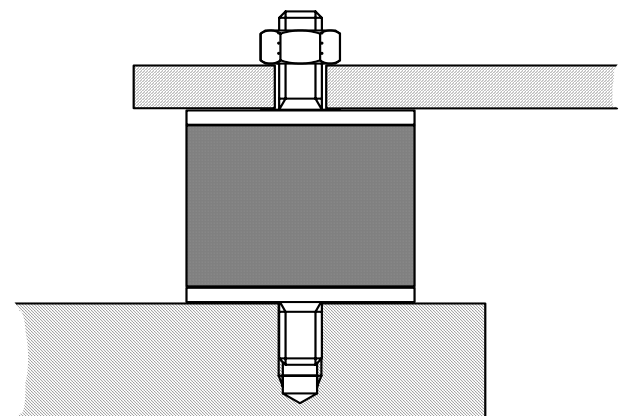


Bild 4.6 Körperschallisolation

Eine gute Körperschallisolation wird erzielt durch den Übergang zwischen in sich starren Strukturen mit relativ grosser Masse und einem weichelastischen Verbindungselement (Bild 4.6). Für die Auslegung der Körperschallisolation siehe Anhang F.



a) Falsche Körperschallisolation
Körperschallbrücke über die Schraube



b) Richtig: Verbindung mittels richtig dimensioniertem Gummipuffer

Bild 4.7 Körperschallisolation bei Befestigung mit Schrauben

Äusserst wichtig ist, dass jede Körperschallbrücke sorgfältig vermieden wird; ansonsten ist die Wirksamkeit um Grössenordnungen schlechter. Häufig

wird nicht beachtet, dass Befestigungsschrauben Körperschallbrücken bilden, wie in Bild 4.7 dargestellt. Die elastische Zwischenlage in Bild 4.7a ist praktisch wirkungslos, denn der Körperschall kann sich trotzdem über die Schraube ungehindert übertragen.

Metallische Verbindungen sollten möglichst vermieden werden (z.B. können auch weich ausgelegte Stahlfedern Körperschallbrücken bilden). Rohrleitungen sollten mit Hilfe von mehrfachen Bogen elastisch gestaltet und in Gummihalterungen geführt werden (Bild 4.8). Durch ringförmige Massen (= "Sperrmassen") an den Leitungen kann die Ausbreitung von Körperschall entlang den Rohrleitungen unterbrochen werden.

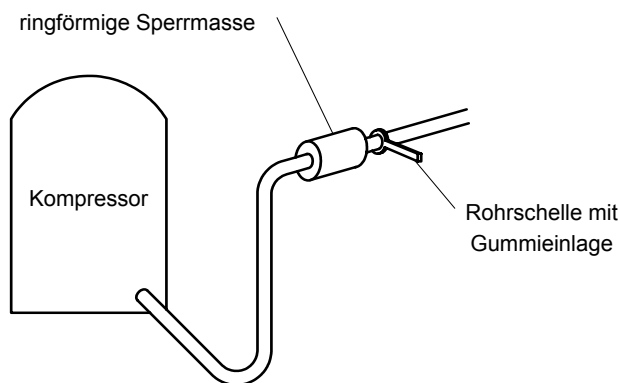


Bild 4.8 Körperschallisolierung bei Kältemittelleitungen

Bei erhöhten Anforderungen wird oft eine doppelte Körperschallisolierung gewählt (Bild 4.9).

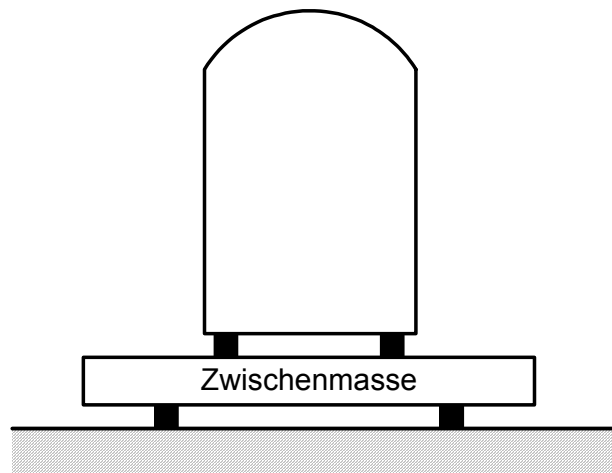


Bild 4.9 Prinzip einer 2-stufigen Körperschallisolierung

4.2.2 Entdröhnung

Bleche oder z.B. auch Ventilatorschaufeln sind elastisch und weisen eine geringe Eigendämpfung auf; deshalb vibrieren sie bei Anregung oft stark.

Durch Entdröhnung wird die Dämpfung dieser Bauteile stark erhöht. Eine hochwirksame Entdröhnung besteht aus einer viscoelastischen Zwischenschicht (Gummi oder Klebstoff) und einer Deckschicht mit geringer Dehnung (Bild 4.10). Bei Biegeschwingungen des Bauteils entstehen Schubbewegungen in der Zwischenschicht, welche die Schwingungsenergie absorbieren.



Bild 4.10 Entdröhnung eines Blechpanels

Dabei spielt es im Prinzip keine Rolle auf welcher Seite des Bauteils die Entdröhnung aufgebracht wird. Es ist auch nicht erforderlich die gesamte Fläche eines Bauteils mit der Entdröhnungsschicht zu behandeln. Am wirksamsten ist die Entdröhnung an den Stellen wo die Biegung des Bauteils infolge der Schwingungen am stärksten ist.

4.3 Übergang Körperschall/Luftschall

Körperschall in einer Struktur wird an deren Oberfläche in die umgebende Luft abgestrahlt. Die Schwinggeschwindigkeit der Blechoberfläche entspricht dann der Schallschnelle des abgestrahlten Luftschalls (Bild 4.11).

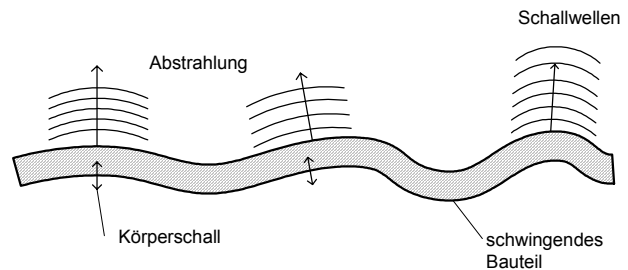


Bild 4.11 Schallabstrahlung eines schwingenden Bauteils in die umgebende Luft (Übergang Körperschall → Luftschall)

Umgekehrt regt Luftschall durch den auf die Oberflächen wirkenden Schalldruck auch Körperschall in den betreffenden Strukturen an. Der Übergang zwischen Körperschall und Luftschall (und umgekehrt) ist besonders gross bei grossflächigen leichten Strukturen, z.B. bei Blechen. Hingegen ist der Übergang gering bei kompakten massiven Strukturen.

Vom Prinzip her sind die Verhältnisse ähnlich wie bei Körperschallisolierungen: Schall kann den Übergang zwischen einer starren Struktur mit viel Masse und der leichten elastischen Luft nur in geringem Mass überwinden.

Zur Illustration eignet sich das Magnetostruktions-Brummen eines Ventilators: Die Anregungsquelle des Körperschalls ist der Eisenkern im Motor. Wegen der kompakten massiven Bauweise kann dieser jedoch kaum Luftschall direkt abstrahlen. Er

regt jedoch durch Körperschallübertragung die Schaufeln des Ventilatorrades an (Bild 4.12). Diese grossflächigen leichten Strukturen übertragen dann den Körperschall viel wirksamer in Luftschall, als dies beim Eisenkern der Fall wäre.

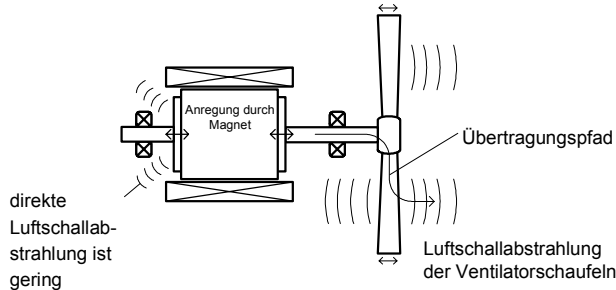


Bild 4.12 Abstrahlung des Motorbrummens über die Ventilatorflügel

4.4 Vorherrschende Übertragungspfade bei Innenaufstellung

Bei Innenaufstellung gelangt der Lärm fast ausschliesslich über die Luftkanäle als Luftschall ins Freie. Die Strömungsgeräusche können sich hier fast ungehindert ausbreiten, falls kein Schalldämpfer vorhanden ist.

Andere Lärmquellen sind jedoch nicht zu vernachlässigen. Vibrationen und Pulsationen des Kompressors, Strömungsgeräusche des Kältemittels sowie Schaltgeräusche von Schützen und Ventilen können sich über allfällige Körperschallbrücken auf die Kanalwände oder den Verdampfer übertragen. Danach wird der Lärm als Luftschall in die Kanäle abgestrahlt und gelangt ebenfalls als Luftschall nach draussen. Falls Körperschallbrücken sorgfältig vermieden werden und die Bleche entdröhnt sind, stellen diese anderen Lärmquellen bei innenaufgestellten Wärmepumpen kein Problem dar.

Bei Innenaufstellung ist die körperschallisolierte Aufstellung der Wärmepumpe wegen der Lärmbelästigung im Gebäudeinneren wichtig (siehe auch Abschnitt 4.2.1). Auch hier sind folgende Punkte zu beachten (Bild 4.13):

- möglichst weichelastische Aufstellung
- Federelemente stützen sich ab auf möglichst massivem, starrem Fundament (leichte Winkelkonsolen für Befestigung an einer Wand sind nicht zu empfehlen).
- Aufstellung auf einem massiven gefederten Zwischenfundament ist für erhöhte Ansprüche zu empfehlen.
- Aufstellung im Keller direkt auf Fundamentplatte, nicht auf Geschossdecken.

- Vermeidung von Körperschallbrücken (z.B. Schlauchverbindungen anstelle von Rohrleitungen)

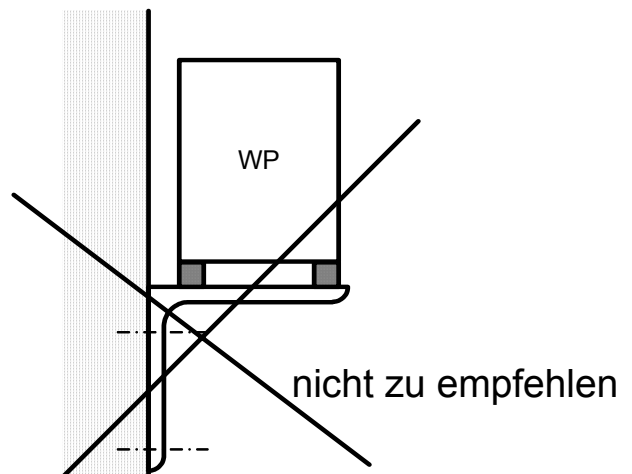
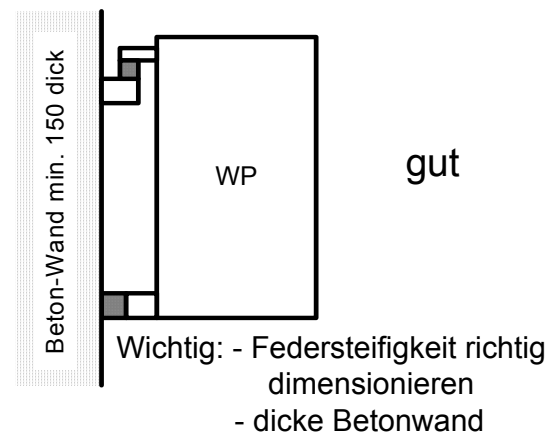
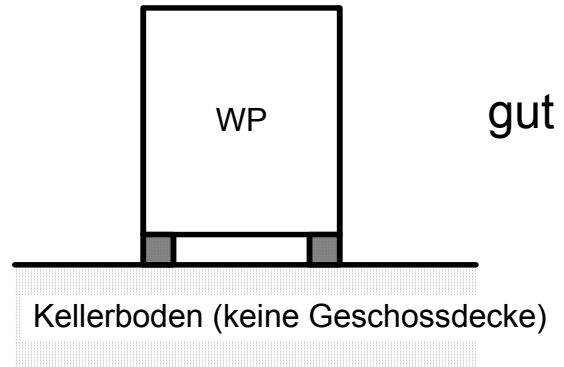


Bild 4.13 Körperschall-Isolierte Aufstellung einer Wärmepumpe

4.5 Vorherrschende Übertragungspfade bei Aussenaufstellung

Bei der Aussenaufstellung ist der Abstrahlung durch das Wärmepumpengehäuse noch grössere Beachtung zu schenken. Die relativ grossen Blechflächen des Gehäuses sind wirksame Abstrahler von Lärm, falls sie durch ungenügende Körperschallisolation oder sogar über eine unbeachtete Körperschallbrücke angeregt werden.

Eine sehr gute Kapselung des Kompressorraums ist bei Aussenaufstellung viel wichtiger als bei Aufstellung in einem Kellerraum.

Hingegen ist bei Aussenaufstellung auf einem vom Wohnhaus getrennten Fundament die körperschall-isolierte Aufstellung weniger wichtig, da der dazwischen liegende Erdboden eine wirksame Körperschalltrennung darstellt.

4.6 Spezialfälle

Bei Split-Anlagen ist darauf zu achten, dass die Verbindungsleitungen zwischen Wärmepumpe und Ausseneinheit gegenüber dem Haus körperschall-isoliert verlegt werden. Jeglicher Kontakt zum Gebäude darf nur über die geschäumte thermische Isolation und über spezielle körperschallisolierte Rohrschellen erfolgen. Bei erhöhten Anforderungen ist eine Rohrbefestigung mittels elastisch gelagerter Zusatzmasse angezeigt (siehe Bild 5.28 in Kapitel 5).

5 Massnahmen

Lärminderungsmaßnahmen verursachen die geringsten zusätzlichen Kosten, wenn sie bereits früh im Entwicklungsprozess mit berücksichtigt werden. Nachträgliche Massnahmen, die zwar nur in Einzelfällen notwendig sind, erfordern oft einen extrem hohen Zusatzaufwand und viele Umtriebe.

Bei der Planung und Durchführung von Lärminderungsmaßnahmen ist entscheidend, dass diese die stärksten Lärmquellen oder Übertragungspfade reduzieren. Massnahmen an untergeordneten Quellen zeigen praktisch keine Wirkung auf den Gesamtschallpegel, wie in Abschnitt 2.7 aufgezeigt wurde.

Bei der Planung von Lärminderungsmaßnahmen ist somit als erster Schritt eine Beurteilung des Ist-Zustands erforderlich. Eine einfache Messung der Schalldruckpegel beim Betrieb der einzelnen Aggregate (vor allem Ventilator und Kompressor) allein gibt bereits Aufschluss über die Anteile der verschiedenen Schallquellen am Gesamtlärm. Frequenzanalysen und die Untersuchung des Einflusses von Betriebsparametern (z.B. Ventilatordrehzahl, Förderdruck und Fördervolumen, Temperaturen im Verdampfer und Kondensator) liefern weitere sehr hilfreiche Informationen um die aussichtsreichsten Verbesserungsmöglichkeiten aufzuzeigen.

Aufgrund der Erfahrungen mit aktuellen Luft/Wasser-Wärmepumpenanlagen ist in vielen Fällen der Ventilator die dominierende Lärmquelle, obschon bereits lärmarme Ventilatorarten eingesetzt sind. Zudem ist die Tonhaltigkeit (Definition siehe Anhang A) infolge Schaufeldrehklangs stark ausgeprägt, was den Beurteilungspegel als Mass für die Lästigkeit des Geräusches um bis zu 6 dB erhöht.

Weitere Massnahmen zur Lärmreduktion müssen somit vor allem auf den Lärm des Ventilators abzielen. Auch muss versucht werden, die Tonhaltigkeit zu reduzieren.

Im Folgenden werden möglichst konkrete Hinweise für die Lärmreduktion bei den verschiedenen Quellen und Ausbreitungspfaden aufgezeigt. Für weiterführende Informationen wird auf den Anhang und weitere Literatur (siehe Literaturverzeichnis) verwiesen.

5.1 Massnahmen bei den Quellen

Falls möglich sind Massnahmen an der Quelle vorzuziehen. Sie sind meistens kostengünstiger und benötigen weniger Raum und Montageaufwand.

5.1.1 Lärmarme Ventilator

Besonders wichtig ist die Reduktion des Ventilatorlärms bereits an der Quelle, denn wegen den grossen offenen Kanalquerschnitten kann der Lärm des Ventilators nur mit beträchtlichem Aufwand durch Sekundärmaßnahmen reduziert werden.

Von den Ventilatorherstellern sind zum Teil sehr ausführliche Daten über die Schallleistung erhältlich. Diese Schalldaten wurden jedoch immer unter Laborbedingungen ermittelt, oder aufgrund von Labormessungen hochgerechnet. Meist wurden sie *ohne* Berührungsschutzgitter gemessen. Ferner sollte man beachten, ob sich der genannte Schallleistungspegel nur auf Saug- oder Druckseite oder auf die gesamte Schallleistung (nach beiden Seiten) bezieht.

Da die Einbau- und Betriebsverhältnisse für den Ventilatorlärm eine wichtige Rolle spielen, sollte man sich nicht ausschliesslich auf die Herstellerunterlagen abstützen, sondern die verschiedenen Einflüsse auch mit eigenen Versuchen überprüfen. Mit einem einfachen Schallpegel-Messgerät können grobe Vergleichsmessungen durchgeführt werden. Genaues Hinhören gibt oft einen wertvollen Aufschluss über den Geräuschcharakter; Änderungen im Schallpegel können mit dem Gehör allerdings erst ab einer Differenz von ca. 4 dB zuverlässig beurteilt werden. Für genauere Messungen sind spezialisierte Messgeräte und eine geräuscharme Umgebung notwendig (Adressen siehe Abschnitt 1.5).

Entscheidend für geringe Schallemissionen des Ventilators sind ein geringer Förderdruck, sowie geringe Störungen durch Strömungshindernisse vor und nach dem Ventilator. Beides kann durch geeignete Gestaltung der Strömungskanäle erzielt werden (siehe Abschnitt 5.1.2). Die Auslegung des Betriebspunktes (Zusammenspiel von Förderdruck und Fördervolumen) hat ebenfalls einen beträchtlichen Einfluss auf den Ventilatorlärm.

5.1.1.1 Kriterien für die Ventilator-Bauarten

Wie in Abschnitt 3.1.1.2 gezeigt wurde, unterscheiden sich die heute in Wärmepumpen eingesetzten Ventilator-Bauarten bezüglich Strömungsverhalten und Lärmeigenschaften. Die typischen Betriebsverhältnisse in Wärmepumpen zeichnen sich durch ein relativ grosses Fördervolumen (ca. $1 \text{ m}^3/\text{s}$) bei relativ geringem Förderdruck (ca. 60...100 Pa) aus.

Für solche Anforderungen werden üblicherweise Axial-Ventilatoren eingesetzt. Radialventilatoren kommen vorwiegend bei höherem Förderdruck zum Einsatz. Natürlich ist es trotzdem möglich, die Luft in Wärmepumpen mit Radial-Ventilatoren zu fördern; da diese jedoch weit weg vom optimalen Betriebszustand arbeiten, ist der Wirkungsgrad eher schlecht (Tabelle 3.2). Das beeinträchtigt die Ener-

giebilanz der gesamten Wärmepumpenanlage etwas.

Andere Überlegungen können jedoch trotzdem für die Verwendung von Radial-Ventilatoren sprechen. Aus Bild 3.8 ist ersichtlich, dass in diesem Beispiel der Radial-Ventilator mit rückwärts gekrümmten Schaufeln im Betriebspunkt die steilste Kennlinie aufweist. Bei diesem Ventilator ist deshalb der Einfluss von Druckverlusten (z.B. bei Eisansatz am Verdampfer) auf den Volumenstrom am geringsten. Dies kann auch bei innen aufgestellten Wärmepumpen von Vorteil sein, da hier die Druckverluste in den Kanälen von Anlage zu Anlage verschieden sind. Die Wahl der Ventilator-Bauart kann auch das konstruktive Konzept der Wärmepumpe wesentlich beeinflussen oder einschränken.

Aus schalltechnischer Sicht bietet keine der drei Bauarten deutliche Vorteile im Vergleich zu den anderen. Viel wichtiger sind eine günstige Auslegung des Betriebspunkts (siehe Abschnitt 5.1.1.3), sowie ungestörte Anströmbedingungen.

5.1.1.2 Kriterien für die Wahl der Ventilator-Baureihe

Die meisten Ventilatorhersteller haben verschiedene Baureihen im Verkaufsprogramm, meistens auch solche die sich dank optimierter Schaufelformen durch besonders niedrige Geräuschpegel auszeichnen. Die mit diesen Baureihen erzielte Reduktion des Schalleistungspegels geht normalerweise aus den Datenblättern hervor.

Bei Axial-Ventilatoren weisen diese Baureihen z.B. sichelförmige Schaufeln (Bild 5.1a) und steile Schaufelwinkel auf. Ventilatoren mit einstellbaren Schaufelwinkeln bieten eine zusätzliche Möglichkeit zur Optimierung des Betriebspunkts (siehe Abschnitt 5.1.1.3). Bei Radial-Ventilatoren mit rückwärts gekrümmten Schaufeln sind z.B. die Schaufeleintrittskanten "schleifend" (Bild 5.1.b) um die Anregung des Schaufeldrehklangs zu vermindern [STA 02a&b].

Der besonders störende Schaufeldrehklang (Tonhaltigkeit des Geräuschs) könnte auch mittels leicht unregelmässigen Abständen der Schaufeln am Umfang entschärft werden. (Bei den Autoreifen hat sich dieses Prinzip bereits seit einiger Zeit durchgesetzt.) Allerdings sind bisher unseres Wissens noch keine Ventilatoren auf dem Markt, welche diese Möglichkeit zur Geräuschreduktion nutzen.

5.1.1.3 Kriterien für die Ventilator-Baugrösse und Drehzahl

Die Umfangsgeschwindigkeit am Aussendurchmesser ist der wichtigste Einflussfaktor für den Ventilatorlärm. Beispiel zur Bestimmung der Umfangsge-

schwindigkeit u für einen Ventilator mit Durchmesser $D = 450$ mm und Drehzahl $n = 910/\text{min}$:



a) Axialventilator mit sichelförmigen Schaufeln und steilem Schaufelwinkel



b) Radialventilator mit "schleifenden" Schaufeleintrittskanten (Bildquelle: [STA 02b])

Bild 5.1 Beispiele von geräuscharmen Ventilator-Baureihen

$$u = \pi \cdot D \cdot \frac{n}{60} \\ = 3.14 \cdot 0.45 \text{ m} \cdot \frac{910/\text{min}}{60} = 21.4 \text{ m/s} \quad (5.1)$$

Somit erscheint die Reduktion der Umfangsgeschwindigkeit als geeignetes Mittel zur Lärmreduktion. Der Förderdruck wird bei einem Ventilator jedoch ebenfalls hauptsächlich durch eine hohe Umfangsgeschwindigkeit erzielt, so dass bei konstant bleibendem Förderdruck die Umfangsgeschwindigkeit nur in sehr beschränktem Ausmass reduziert werden kann. Durch einen grösseren Ventilatordurchmesser und eine leicht reduzierte Drehzahl kann deshalb bei gleich bleibendem Förderdruck in vielen Fällen keine wesentliche Lärmreduktion erzielt werden. Dieser Zusammenhang zeigt wiederum auf, wie wichtig es ist, den Druckverlust in den Kanälen und im Verdampfer so weit wie möglich zu reduzieren, denn nur dadurch kann die benötigte Umfangsgeschwindigkeit deutlich reduziert werden. Bedingt durch die Baugrösse der

Wärmepumpe, thermodynamische Randbedingungen und Kosten, ist die Verringerung des Druckverlusts meistens leider nur in sehr begrenztem Umfang möglich.

Ventilator-Baugrösse und -Drehzahl können nicht beliebig gewählt werden. In der Praxis beschränkt sich die Auswahl auf die angebotenen Standardtypen. Eine stufenlose elektronische Drehzahlsteuerung ist technisch machbar, ist jedoch für den Einsatz in Wärmepumpen meist zu kostspielig und führt oft zu zusätzlichen Geräuschen infolge der getakteten Magnetfelder (Magnetostriktions-Geräusche). Eine beschränkte Möglichkeit zur Optimierung der Drehzahl bieten Stern- oder Dreieckschaltung (Bild 5.2).

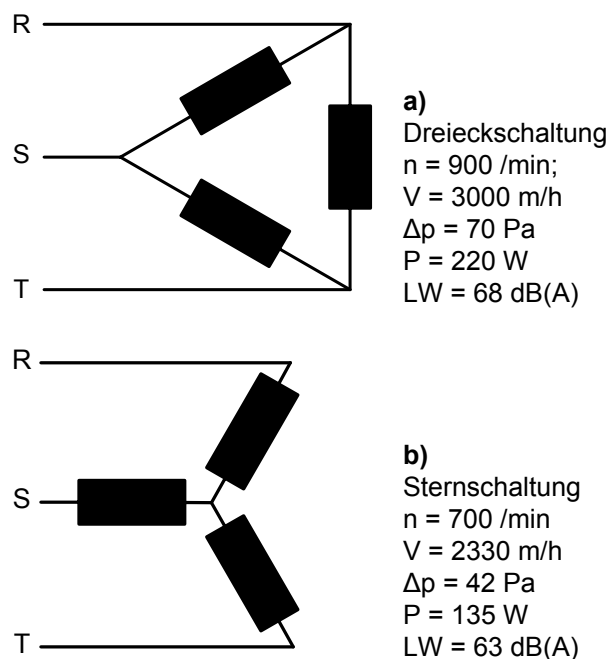


Bild 5.2 Drehzahloptimierung bei einem Drehstrommotor (Schaltungsvarianten ohne zusätzliche Geräusche infolge getakteter Umrichter)

Die Umfangsgeschwindigkeit als wichtigste Einflussgrösse steht also nur in beschränktem Mass zur Schalloptimierung zur Verfügung. Bei vielen Ventilator-Typen ist die Schallleistung (bei gleich bleibender Umfangsgeschwindigkeit) stark abhängig vom Betriebspunkt auf der Kennlinie, d.h. vom Verhältnis Förderdruck zu Fördervolumen (Bilder 3.10, 3.11 & C.3). Durch einen Betrieb in der Nähe des Schallleistungs-Minimums kann oftmals eine bedeutendere Lärmreduktion erzielt werden, als durch Einsatz eines grösseren (und damit teureren) Ventilators in einem unter Umständen ungünstigeren Betriebsbereich.

Bei innen aufgestellten Anlagen ist die Optimierung des Betriebspunktes schwieriger, da der Druckverlust der Kanäle von der Installation abhängt. Bei Aussenaufstellung hingegen wird der Druckverlust

nur durch die Wärmepumpe bestimmt. Hier kann sich eine Optimierung des Betriebspunktes durchaus lohnen. Allerdings muss auch hier zusätzlicher Druckverlust infolge Eisansatzes am Verdampfer berücksichtigt werden.

Das Auffinden des Schallleistungs-Minimums ist jedoch nicht ganz einfach. Ausserdem zeigen nicht alle Ventilortypen ein so stark ausgeprägtes Verhalten des Schallleistungspegels in Abhängigkeit des Betriebspunktes. Ein strukturiertes Vorgehen zur Optimierung ist denkbar, eine entsprechende Vorgehensweise müsste jedoch erst entwickelt und erprobt werden. Vorerst wird empfohlen, sich dem Optimum durch Versuche mit verschiedenen Ventilatordurchmessern und Drehzahlen zu nähern.

5.1.2 Günstige Strömungsverhältnisse

Für die Reduktion der Strömungsgeräusche ist die Wahl eines geräuscharmen Ventilators nicht allein massgebend. Mindestens so wichtig sind strömungstechnisch günstige Einbauverhältnisse des Ventilators, sowie die Auslegung der Luftkanäle.

Ein beträchtlicher Anteil des Förderdrucks wird zur Durchströmung des Verdampfers benötigt. Dieser Druckverlust des Verdampfers hängt zum Teil direkt zusammen mit den Anforderungen an einen guten Wärmeübergang (z.B. enge Lamellenteilung). Trotzdem gibt es auch beim Verdampfer Möglichkeiten, den Luftwiderstand zu reduzieren; z.B. könnten durch Vergrösserung des Strömungsquerschnitts die Durchströmgeschwindigkeit und damit auch der Druckverlust gesenkt werden. Das Ziel ist ein guter Kompromiss zwischen Wärmeübergangseigenschaften, Herstellkosten, Baugrösse und Druckverlust.

5.1.2.1 Strömungsumfeld des Ventilators:

Für den Einbau des Ventilators sind folgende generellen Gesichtspunkte zu beachten:

- gleichmässige Anströmung des Ventilators, keine Wand oder Strömungsbehinderung in der Nähe des Ventilatoreintritts (Bild 5.3)
- Einlaufdüse (Volldüse). Diese ist oft im Lieferumfang des Ventilators enthalten, (Bild 5.4)
- Kanalkrümmen: Abstand zum Ventilator mindestens 1 Ventilator-Durchmesser (Bild 5.5). Dies gilt vor allem für die Eintrittsseite; ein Krümmer nach dem Ventilator ist weniger problematisch. Gemäss [SCH 96, Bild 8-6] ist selbst bei einem Abstand von 8 Kanaldurchmessern zwischen Krümmer und Ventilator noch mit einer Erhöhung des Schalldruckpegels von 2...4 dB zu rechnen!

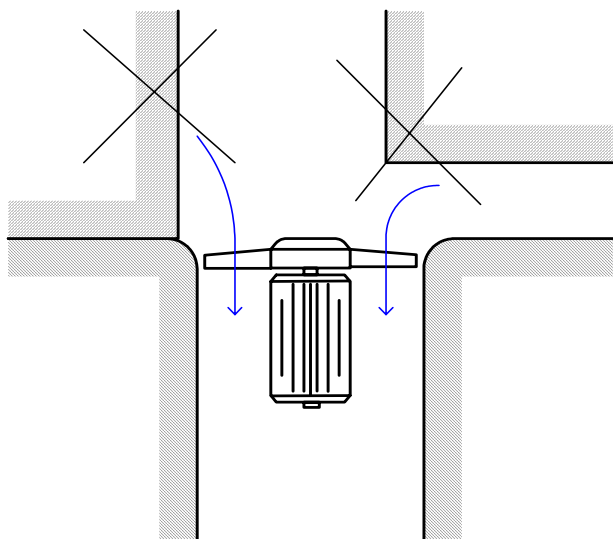


Bild 5.3 Gleichmässige Anströmung des Ventilators

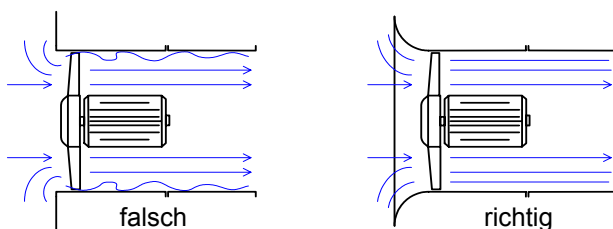


Bild 5.4 Einlaufdüse

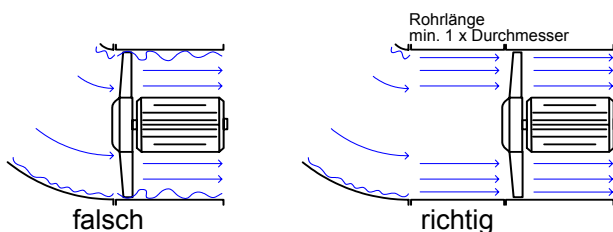


Bild 5.5 Minimalabstand zwischen Krümmer und Ventilator (besonders wichtig vor dem Ventilator)

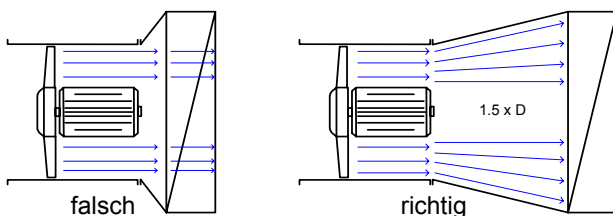


Bild 5.6 Minimalabstand zwischen Ventilatoraustritt und Verdampfer

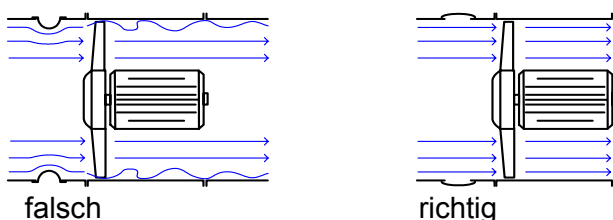
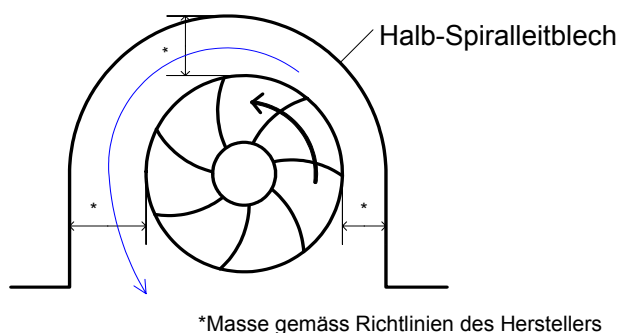


Bild 5.7 Keine vorspringenden Ausgleichsbälge

- Strömungshindernisse möglichst schlank und mindestens $1.5 \times$ Durchmesser entfernt vom Ventilator (Bild 5.6). Insbesondere sollten auch nach innen vorspringende Ausgleichsbälge beachtet werden (Bild 5.7). Bei den Streben zur Befestigung der Ventilatorwelle ist dieser grosse Abstand natürlich nicht praktikabel, deshalb sollten sie besonders schlank sein und ein strömungsgünstiges Profil aufweisen.
- kleiner Ringspalt bei Radial- und Axialventilatoren (gemäss Richtlinien des Herstellers)
- Bei Axial-Ventilatoren mit rückwärts gekrümmten Schaufeln ohne integriertes Spiralgehäuse ("Freilaufäder"): Richtlinien des Herstellers über Gestaltung der Austrittsseite ("Halb-Spiralleitblech") unbedingt beachten (Bild 5.8).



*Masse gemäss Richtlinien des Herstellers

Bild 5.8 Halbspiral-Leitblech

- Bei Axialventilatoren sind Leitapparate vor dem Ventilator zu vermeiden. Der Drall im Strömungsfeld nach dem Ventilator könnte mit einem Leitapparat in genügendem Abstand nach dem Ventilator vermindert werden. Eigene Erfahrungen damit liegen noch keine vor.

Zur Überprüfung dieser Regeln, welche für die Konstruktion und Installation von Wärmepumpen zentrale Bedeutung haben, wurden erste Versuche durchgeführt, welche die Strömungsverhältnisse in typischen Wärmepumpen nachbilden. Dabei wurde festgestellt, dass die Strömung nach einem Axialventilator sehr starken Drall aufweist und die Strömungsgeschwindigkeit in Wandnähe am grössten ist. In Kanalmitte ist die Strömungsgeschwindigkeit bedeutend geringer. Durch einen Kanalkrümmen wird diese ungünstige Strömungsverteilung vergleichmässigt; mit Kanalkrümmen in 1 m Abstand nach dem Ventilator zeigen die Versuchsergebnisse deshalb einen um 3 Pa höheren Druckrückgewinn und einen tieferen Schalleistungspegel als bei einem geraden Kanal! (siehe Anhang C.2)

5.1.2.2 Anordnung des Ventilators

Wenn der Ventilator bei der Eintrittsseite der Wärmepumpe angeordnet ist, kann dessen Abwärme in der Wärmepumpe noch genutzt werden. Diese Anordnung hat jedoch aus konstruktiven Gründen

häufig zur Folge, dass der Austrittsstrahl des Ventilators in relativ geringem Abstand auf den Verdampfer auftrifft. Dieser geringe Abstand führt zu zusätzlicher Lärmentwicklung und einer ungleichmässigen Beaufschlagung des Verdampfers (Bild 5.6). Die Anordnung des Ventilators beim Luftaustritt aus der Wärmepumpe ist diesbezüglich weniger heikel, die Ventilatorabwärme kann so jedoch nicht genutzt werden. Auf die Energieeffizienz der Anlage hat diese Abwärme jedoch meist keinen wesentlichen Einfluss

5.1.2.3 Luftkanäle und Lichtschächte bei Innenaufstellung

Eine ungünstige Auslegung der Luftkanäle kann den Druckverlust beträchtlich erhöhen; für die lärmarme Auslegung des Ventilators ist jedoch ein möglichst geringer Förderdruck entscheidend. Folgende Punkte sind deshalb zu beachten:

- Strömungsquerschnitte gross genug: Für die maximale Luftgeschwindigkeit in der Anlage gilt ein Richtwert von 3...4 m/s. Sehr viel grössere Kanalquerschnitte bringen keinen Vorteil; im Gegenteil: darin könnte sich der Schall ungehindert ausbreiten. Die Einflüsse von Kanalquerschnitt und Kanallänge sind noch nicht im Detail abgeklärt.
- Beim Austritt aus dem Ventilator besitzt die Strömung einen beträchtlichen Anteil kinetischer Energie. Diese kann für einen Druckanstieg genutzt werden ("Druckrückgewinn"). Wegen der starken Drallströmung nach Axial-Ventilatoren ist die Wirkung der üblichen Kanaldiffusoren gering. Durch Leitapparate nach dem Ventilator könnte der Druckrückgewinn verbessert werden; diese verursachen aber auch zusätzliche Geräusche. Erste Versuche im Labor zeigen, dass auch durch einen Kanalkrümmen nach dem Ventilator, in ca. 1 m Abstand, ein Druckrückgewinn erzielt werden kann.
- Eine möglichst gerade Luftführung senkt zwar den Druckverlust; andererseits weisen Krümmen und insbesondere eckige 90°-Umlenkungen zum Teil eine beträchtliche Schalldämmung auf (Bild 5.15). Bei genügend grossen Querschnitten (Strömungsgeschwindigkeit <3 m/s) ist der Druckverlust gering. Zu beachten ist, dass der Druckverlust generell im Quadrat zur Luftgeschwindigkeit steigt. Die Übergänge zwischen Kanal und Luftschacht haben einen vernachlässigbaren Druckverlust zur Folge, sofern der Querschnitt des Luftschachts mindestens 140% des Kanals beträgt. Der Einfluss von Leitblechen in den Krümmern ist noch nicht abgeklärt.
- Schutzgitter mit möglichst geringer Versperrung des offenen Querschnitts. In vielen Fällen sind Wetterschutzgitter, welche eine beträchtliche

Querschnittsverengung aufweisen nicht erforderlich; Ein Drahtgitter, verbunden mit leichtem Gefälle des Kanal nach aussen erfüllt die gleiche Aufgabe bei geringerem Druckverlust und geringeren Kosten. Zum Vergleich: die üblichen, in der Ventilatoraufhängung integrierten Berührungsschutzgitter erzeugen bei typischen Wärmepumpenanlagen bereits einen Druckverlust von ca. 8 Pa. Im Anhang D sind Beispiele von Strömungsgeräuschen von typischen Gittern und Rosten beschrieben.

- Insbesondere auch bei Wetterschutzgittern ist auf geringen Druckverlust und geringe Strömungsgeräusche infolge Umströmung der Lamellen zu achten (für Messresultate siehe Anhang D).
- Normale Luftschächte haben eine schalldämpfende Wirkung, die nicht zu vernachlässigen ist. Dies ist auf den gleichen Effekt wie bei Kanalumlenkungen (siehe oben) zurückzuführen. In Anhang E sind Messungen bei rohen Luftschächten in typischen Anlagen dokumentiert. Bei den Schallmessresultaten der EMPA im WPZ (Wärmepumpentestzentrum in Töss), gemäss den einschlägigen Normen, ist dieser Effekt nicht enthalten. Die Schallemissionen sind deshalb bei Anlagen mit Luftein- und -austritt über Luftschächte geringer als bei direkter Luftführung der Kanäle durch die freistehende Hauswand.

5.1.2.4 Luftführung bei Aussenaufstellung

Bei Aussenaufstellung ist die Luftführung in vielen Fällen sehr direkt mit kurzen Kanälen. Der Ventilator sitzt dann normalerweise direkt beim Luftaustritt (Bild 5.9).

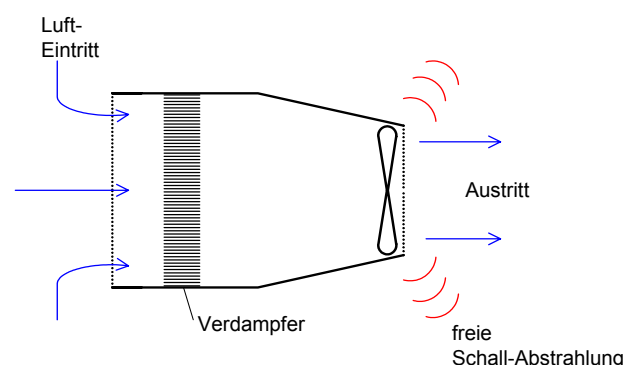


Bild 5.9 Typische Luftführung bei aussen aufgestellten Wärmepumpen

Strömungstechnisch hat diese Anordnung einen sehr geringen Druckverlust zur Folge; ein Druckrückgewinn nach dem Ventilator ist jedoch kaum nutzbar. Der praktisch freiliegende Ventilator kann den Schall fast ungehindert nach allen Richtungen ins Freie abstrahlen, denn es gibt kaum eine Möglichkeit, nach dem Ventilator noch Schallabsorption einzubauen. Unter diesen Gegebenheiten ist es besonders wichtig, einen lärmarmen Ventilator

einzusetzen (siehe Abschnitt 5.1.1) und Strömungshindernisse vor und nach dem Ventilator zu vermeiden.

Bei anderen Luftführungskonzepten wird die Luft in der Wärmepumpe zum Teil stark umgelenkt (z.B. um Luftklappen die bei Abtaubetrieb geschlossen werden). Bei solchen Anordnungen ist auf geringen Druckverlust zu achten.

5.1.3 Lärmarmen Kompressor

Die Auswahl des Kompressors wird zu einem grossen Teil durch die Prozessparameter und das Kältemittel bestimmt. Trotzdem sollte man die Lärmemissionen des Kompressors nicht ausser Acht lassen.

Im Allgemeinen sind bei Scroll-Kompressoren die Pulsationen des Kältemittels geringer als bei Hubkolben-Kompressoren. Daneben müssen aber auch die Vibrationen sowie die Luftschallabstrahlung in Betracht gezogen werden. Dazu wird auf die Informationen der Hersteller verwiesen.

5.1.4 Dimensionierung der Kältemittelleitungen

Hinsichtlich Geräuschquellen in Kältemittelleitungen müssen keine besonderen Richtwerte berücksichtigt werden. Die allgemeinen Dimensionierungsrichtlinien (Strömungsgeschwindigkeiten bei Flüssigkeiten $< 2...3$ m/s, bei Gasen niederdruckseitig $5...20$ m/s, hochdruckseitig $3...6$ m/s) reichen aus. Allzu hohe Strömungsgeschwindigkeiten sind wegen hohem Druckverlust in den Leitungen zu vermeiden. Diese Richtwerte sollten auch im Abtaubetrieb nicht überschritten werden.

Aus technischen Gründen ist zusätzlich auf die Ölrückführung zu achten, die je nach Situation höhere Strömungsgeschwindigkeiten erfordert.

Hohe Geschwindigkeiten entstehen vor allem im Expansionsventil, was insbesondere wegen der Nähe zum Verdampfer von Bedeutung ist. Aus Prozessgründen sind hier jedoch Änderungen schwierig zu realisieren.

5.2 Massnahmen bei der Schallübertragung und Abstrahlung

5.2.1 Schalldämpfer

Schalldämpfer dienen zur Reduktion von Luftschall bei der Ausbreitung in Kanälen.

Falls die Ventilatorgeräusche durch geeignete Auswahl und Einbau des Ventilators nicht genügend reduziert werden können, müssen Schalldämpfer eingesetzt werden. Wegen den dominierenden tiefen Frequenzen zeigen nur voluminöse

Schalldämpfer eine gute Wirkung (siehe Anhang E). Bei Innen-Aufstellung bieten sich zum Einbau der Schalldämpfer die Luftschächte an ($\rightarrow$ kein Platzverlust im Heizungsraum). Entscheidend ist, dass die Luftschächte genügend gross bemessen sind, um trotz den zusätzlich erforderlichen Umlenkungen den Druckverlust nicht zu stark zu erhöhen. Es ist deshalb sinnvoll, wenn der Wärmepumpenhersteller zusätzlich zu den Kanalquerschnitten auch den erforderlichen Querschnitt für die bauseitigen Lichtschächte vorschreibt, z.B. gemäss Bild 5.10. Das Verhältnis von Schachtquerschnitt zu Kanalquerschnitt wird damit wesentlich grösser als 140%. Die entsprechende Empfehlung in Abschnitt 5.1.2.3 bezieht sich auf einen Schachtquerschnitt *ohne* Reserve für einen nachträglichen Einbau eines Schalldämpfers.

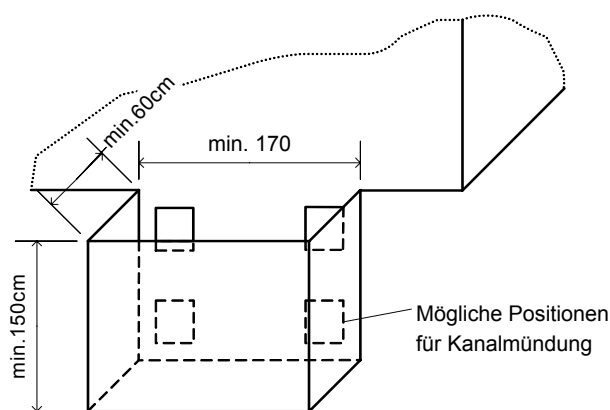


Bild 5.10 Luftschachtabmessungen für Schalldämpfereinbau

Es gibt verschiedene Wirkprinzipien und Schalldämpfer-Bauweisen, die je nach Anforderungen zum Einsatz gelangen.

5.2.1.1 Absorptionsschalldämpfer

Diese beruhen hauptsächlich auf der "Verschluckung" von Schallenergie. Dazu wird meistens offenzelliger Schaumstoff oder Fasermaterial eingesetzt. Um eine genügende Wirkung auch bei tiefen Frequenzen zu erzielen muss das Absorptionsmaterial eine grosse Dicke aufweisen und/oder in einem gewissen Abstand von der dahinter liegenden Wand montiert sein (Bilder 5.11 & 5.12). Zu beachten ist, dass nur offenporige Materialien gute Absorptionswerte aufweisen. Eine spezielle, äusserst dünne Schutzfolie auf der Oberfläche beeinträchtigt die Wirkung nicht massgeblich. Die Dämpfung der üblicherweise in den Luftkanälen von Wärmepumpenanlagen installierten Isolation (z.B. 25 mm dick) ist deshalb bei tiefen Frequenzen um 100 Hz sehr gering (Bild 5.11). Aus diesem Grund wird empfohlen die Luftkanäle mit schallabsorbierendem Material mit integrierter Schutzfolie und einer Dicke von mindestens 50 mm (besser 100 mm) zu isolieren.

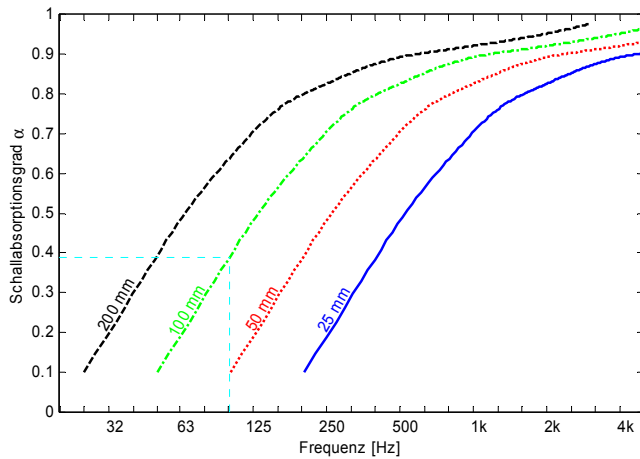


Bild 5.11 Absorptionsgrad für verschiedene Materialstärken

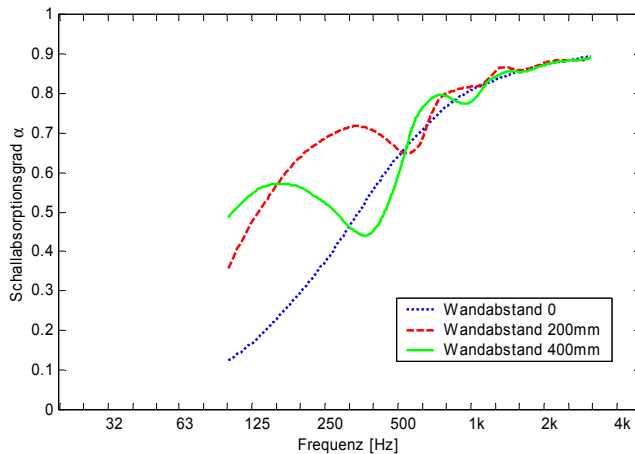


Bild 5.12 Einfluss des Wandabstands auf den Absorptionsgrad
Absorptionsmaterial, 60 mm dick

Schalldämpfer in Kanälen werden oft als sogenannte Kulissen-Schalldämpfer ausgeführt (Bilder 4.1 und 5.20). Um eine gute Dämpfung zu erzielen darf der Abstand zwischen den Kulissen nicht zu gross sein und die Kulissen sollten genügend dick und lang sein (siehe Anhang E.1).

5.2.1.2 Reflexions-Schalldämpfer

Bei diesen Schalldämpfern wird die Schallwelle nicht absorbiert (= "verschluckt"), sondern ein Anteil wird reflektiert und damit an der weiteren Ausbreitung gehindert. Die Wirkungsweise dieser Schalldämpfer ist somit eine Dämpfung und nicht eine Dämpfung im eigentlichen Sinne.

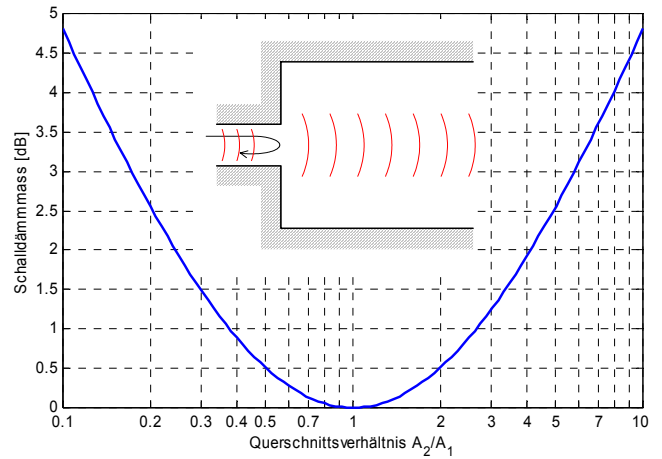


Bild 5.13 Theoretische Dämpfung eines Querschnittssprungs
(gilt nur für tiefe Frequenzen)

Die Reflexion erfolgt z.B. an einem Querschnittsprung des Kanals (Bild 5.13). Um eine genügende Wirkung zu erzielen ist ein grosser Querschnittsprung erforderlich. Ein Abwechselndes vergrössern und Verkleinern des Querschnitts verbessert die Wirkung im Prinzip. Es können jedoch bei bestimmten Frequenzen Resonanzen auftreten, bei denen die Wirkung einbricht (Bild 5.14).

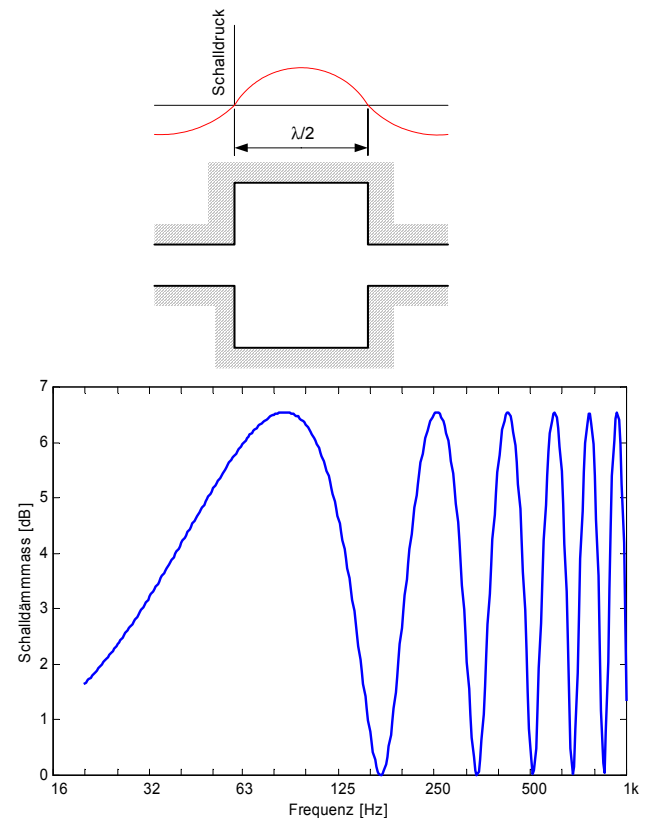


Bild 5.14 Theoretische Dämpfung eines 2-fachen Querschnittssprungs (Erweiterung auf 4-fachen Querschnitt auf 1 m Länge)

Kanalumlenkungen (z.B. um 90 °) wirken ebenfalls als Reflexions-Schalldämpfer. Dabei ist die Wirkung bei eckigen Umlenkungen deutlich besser als bei Krümmern [LIP 95, VDI 2081]. Mit absorbierender Auskleidung wird die Wirkung weiter verbessert; die Absorption ist besonders wirksam im Bereich nach dem Krümmer (Bild 5.15). Bei grosser Kanalbreite wird die Schalldämmung besser, insbesondere bei tiefen Frequenzen, und der zusätzliche Druckverlust sinkt.

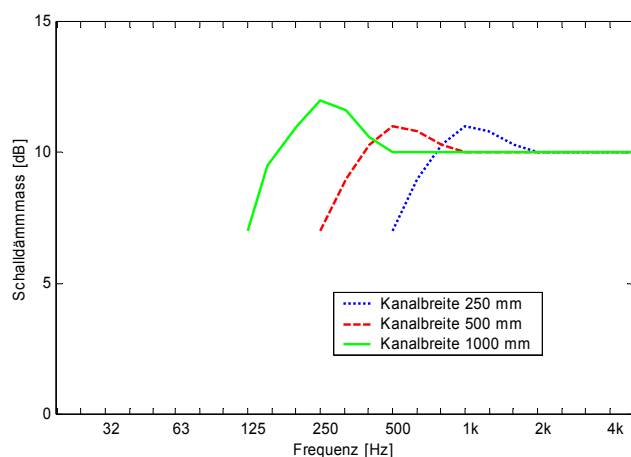


Bild 5.15 Kanalumlenkung mit guter Schalldämmung

Es gibt spezielle Computerprogramme zur Berechnung von Reflexions-Schalldämpfern; trotzdem erfordert die erfolgreiche Auslegung eines Reflexions-Schalldämpfers einiges an Spezialwissen und Erfahrung. Die Hersteller von Schalldämpfern sowie spezialisierte Akustikbüros können diese Leistungen erbringen.

5.2.1.3 Resonanz-Schalldämpfer

Akustische Resonatoren eignen sich besonders gut, um Schall in einem engen Frequenzbereich zu reduzieren, insbesondere auch bei tiefen Frequenzen. Damit ist es z.B. möglich, den besonders stö-

renden Schaufeldrehklang des Ventilators gezielt zu bekämpfen. Bild 5.16 zeigt ein Beispiel eines Resonanz-Schalldämpfers. Ein Luftvolumen ist über eine verengte Öffnung mit dem Luftkanal verbunden.

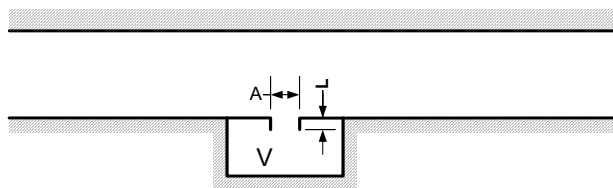


Bild 5.16 Resonanz-Schalldämpfer
Typische Dämpfungskurve → siehe blaue Linie in Bild 5.17

Die Auslegung von Resonanzschalldämpfern ist im Anhang E.5 beschrieben. Allerdings ist es häufig notwendig die Resonanzfrequenz noch etwas zu "tunen", damit die Wirkung genau bei der Frequenz des Schaufeldrehklangs maximal ist. Für dieses tunen ist etwas Erfahrung und eine darauf ausgegerichtete Messausrüstung sehr hilfreich.

Häufig werden Resonanz- und Absorptions-Schalldämpfer kombiniert, um sowohl bei tiefen als auch bei hohen Frequenzen die geforderte Wirkung bei minimalem Aufwand zu erzielen. Bild 5.17 zeigt ein Beispiel der Wirksamkeit eines solchen kombinierten Schalldämpfers.

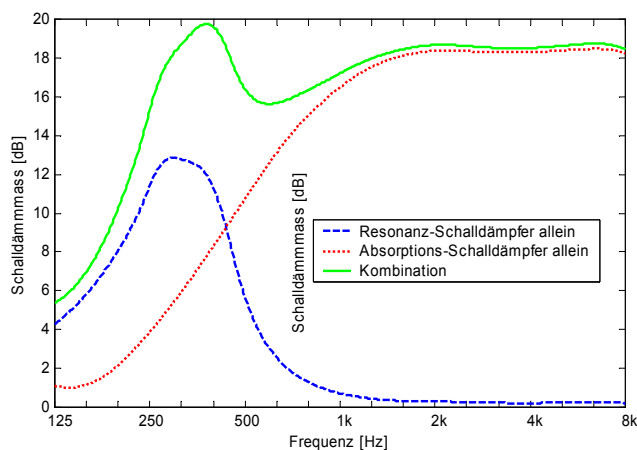


Bild 5.17 Dämpfungsverhalten einer Kombination von Resonanz- und Absorptions-Schalldämpfern

Auch Platten- und Lochplattenschwinger, sowie Folien- und Membranabsorber sind Schalldämpfer, welche auf dem Resonanz-Prinzip beruhen (Bild 5.18). Diese werden häufig zur Dämpfung tiefer und mittlerer Frequenzen eingesetzt. Bei den Plattenschwingern werden beispielsweise Sperrholzplatten in einem geeigneten Abstand von einer Wand montiert. Die Masse der Platte und die Kompressibilität der Luft im Zwischenraum stellen ein schwingfähiges System dar, welches durch den Wecheldruck des Schallfeldes angeregt wird. Detaillierte Hinweise sind z.B. in [FAS98] zu finden

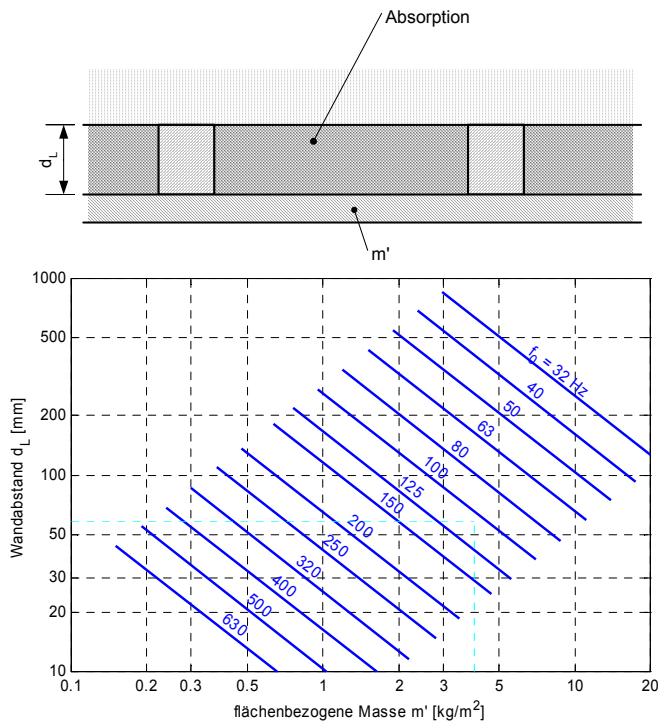


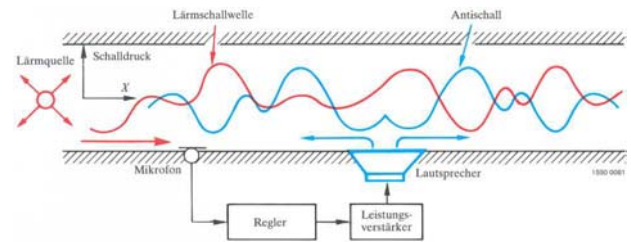
Bild 5.18 Konstruktion und Auslegung eines Plattenabsorbers

Auslegungsbeispiel:

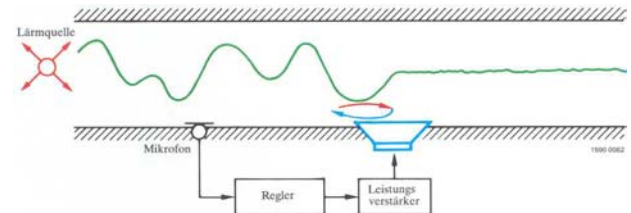
Der Schaufeldrehklang des Ventilators bei 106 Hz soll mit einem Plattenabsorber im Lichtschacht gedämpft werden. Als Platte wird eine Sperrholzplatte von 6 mm Dicke (flächenbezogene Masse 4 kg/m^2) eingesetzt. Aus Bild 5.18 wird der erforderliche Wandabstand herausgelesen: ca. 60 mm. Die Platte wird mittels Holzlaten auf die Betonwand des Lichtschachts montiert. Der Zwischenraum sollte mit Mineralwolle gefüllt sein und muss geschlossen sein, nur kleine Spalten sind zulässig.

5.2.1.4 Aktive Schalldämpfer

Bei den aktiven Schalldämpfern (Bild 5.19) wird der ankommende Schall durch ein Mikrofon gemessen. Das Mikrofonsignal wird dann in einem Regler verarbeitet, welcher einen Lautsprecher ansteuert. Der Lautsprecher löscht dann den einfallenden Schall weitgehend aus. Bei genauerer Betrachtung der Vorgänge wird der Schall bei den meisten Systemen nicht "ausgelöscht", sondern nahezu vollständig reflektiert.



a) Prinzip der Überlagerung von Lärm und Antischall in einem Luftkanal



b) Resultierendes Schallfeld nach der Überlagerung von Lärm und Antischall. Die Lärmschallwelle wird beim Antischall-Lautsprecher fast vollständig reflektiert.

Bild 5.19 Schematische Darstellung eines aktiven Schalldämpfers

Dieses Prinzip ist bereits seit Jahrzehnten bekannt und wird insbesondere für Lärm in Luftkanälen seit ca. 10 Jahren auch technisch gut beherrscht. Wenige universell einsetzbare Systeme sind auf dem Markt erhältlich. Kommerziell konnte sich dieses Prinzip allerdings erst in wenigen speziellen Anwendungsfällen durchsetzen. Luft/Wasser-Wärmepumpenanlagen würden sich eigentlich sehr gut für den Einsatz dieser Technologie eignen (tiefe Frequenzen vorherrschend, wenig Platzbedarf, Stromversorgung vorhanden). Für eine Serienproduktion sind jedoch die Kosten für die Produktionsialisierung nicht zu unterschätzen.

5.2.1.5 Schalldämpfer in der Praxis

Die Auspuffanlagen von Autos sind ein gutes Beispiel von Strömungskälen mit Schalldämpfern. Diese basieren auf einer Kombination von Absorptions-, Reflexions- und Resonanzschalldämpfern. (Auch aktive Schalldämpfer wurden entwickelt, konnten sich jedoch hauptsächlich aus kommerziellen Gründen nicht durchsetzen.) Die Auspuffanlagen für Autos werden mit sehr grossem Aufwand entwickelt und optimiert.

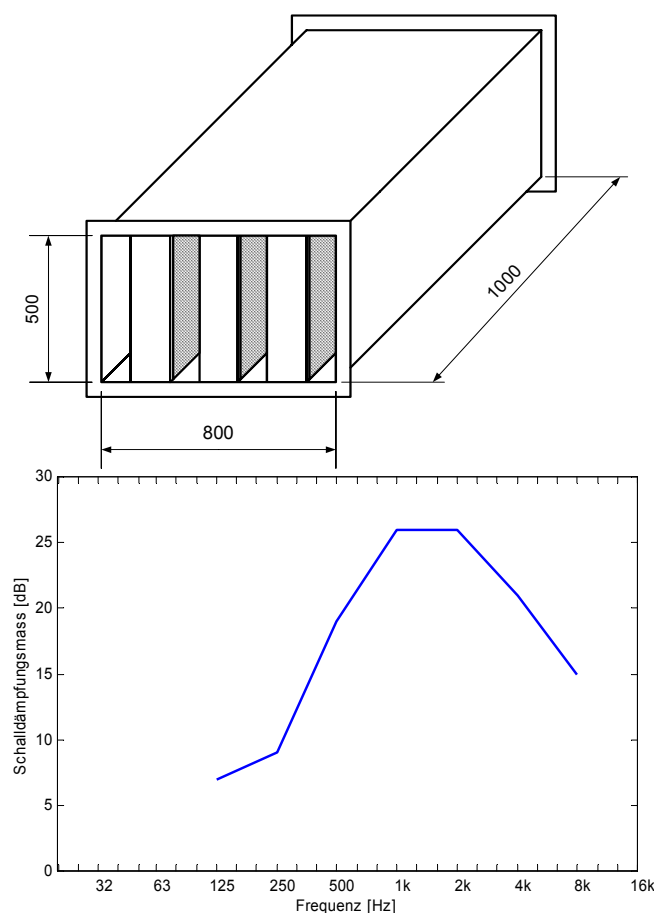


Bild 5.20 Beispiel eines kommerziellen Kanalschalldämpfers mit zugehörigem Dämpfungsverlauf.
Druckverlust bei $3600 \text{ m}^3/\text{h}$: ca. 8 Pa
Katalogpreis ca. SFr. 1000.-

Bild 5.20 zeigt einen kommerziellen Schalldämpfer, wie er in Belüftungskanälen eingesetzt wird. Die Abmessungen ergeben sich aus den Dämpfungsanforderungen bei tiefen Frequenzen sowie dem noch zulässigen Druckverlust.

Spezielle schalldämmende Wetterschutzgitter werden angeboten. Die Wirkung nimmt bei tiefen Frequenzen ab. Der zusätzliche Strömungswiderstand infolge Querschnittsverengung ist zu beachten. Eigene Erfahrungen damit liegen jedoch noch keine vor.

Im Hinblick auf die Anwendung bei Luft/Wasser-Wärmepumpenanlagen wurden Schalldämpfer-Varianten für den Einbau in einen Luftschacht untersucht. Auch hier wurde eine Kombination von Absorptions-, Reflexions- und Resonanz-Prinzip gewählt. Die Beispiele und deren Dämpfungs- und Strömungseigenschaften sind in Anhang E beschrieben. Für eine lange Lebensdauer des Schalldämpfers in einem Lichtschacht muss unter anderem das Spritzwasser bei Regen berücksichtigt werden. Auch die Zugänglichkeit für die Reinigung des üblichen Schutzgitters bei der Kanalmündung ist zu beachten.

5.2.1.6 Resonanzen der Luftkanäle

Unter ungünstigen Umständen könnten in den Luftkanälen unerwünschte akustische Resonanzen in Strömungsrichtung auftreten (**Bild 5.21**). Da die Querschnitte und Längen der aufeinander folgenden Schacht- und Kanalabschnitte für das schwingfähige Gesamtsystem bestimmend sind, können kaum allgemein gültige Richtlinien zur Vermeidung solcher Problemfälle angegeben werden. Das Auftreten solcher Situationen ist eher selten und kann normalerweise durch eine Änderung eines Kanalabschnitts (Länge und/oder Querschnitt) oder durch einen Resonanzschalldämpfer wirksam behoben werden.

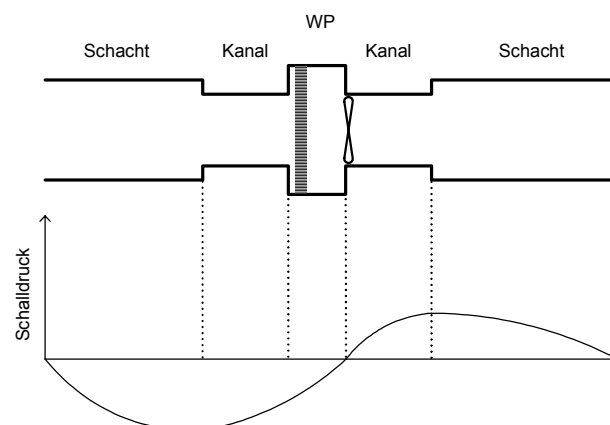


Bild 5.21 Akustische Resonanz ("stehende Wellen") in einem Kanalsystem mit unterschiedlichen Querschnitten

5.2.2 Kapseln (Schallschutzhauben)

Kapseln oder Schallschutzhauben sind erforderlich, wenn der abgestrahlte Luftschall zu Störungen führt. Bei Wärmepumpen betrifft dies in erster Linie den Kompressor.

In **Bild 5.22** ist eine idealisierte Kapsel dargestellt, an der die Grundmechanismen studiert werden können.

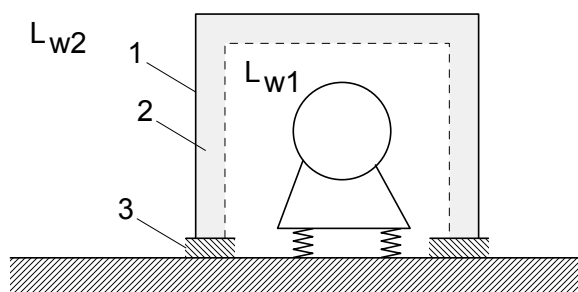


Bild 5.22 Kapselung

- 1: Aussenhaut der Kapselwand
- 2: schallabsorbierendes Material
- 3: körperschalldämmende, dichte Auflage

Die akustische Wirkung wird bestimmt durch die Schalldämmung der Kapselwand *und* den Schallabsorptionsgrad der Auskleidung. Bei fehlender

Innenauskleidung wird die Schallenergie durch die Wand zurückreflektiert; dadurch schaukelt sich die Schallintensität im Innern zu sehr hohen Schalldruckpegeln auf. Schliesslich kann trotzdem ein beträchtlicher Schalleistungsanteil durch die Wand hindurch dringen. Die Aufgabe der Absorption im Innern der Kapsel ist, das starke Aufschaukeln des Innenlärms zu vermeiden. Eine Schallabsorption auf der Aussenseite der Kapselwand ist in dieser Hinsicht nutzlos.

Diese Zusammenhänge können auch mit folgender Formel berechnet werden. Bei der von der Maschine mit und ohne Kapsel abgestrahlten Schalleistung ergibt sich gemäss theoretischer Modellierung der folgende Zusammenhang:

$$L_{W2} = L_{W1} - R + 10 \cdot \log\left(\frac{1}{\alpha}\right) \quad (5.2)$$

L_{W1} = durch die Schallquelle ins Innere der Kapsel abgestrahlter Schalleistungspegel

L_{W2} = von der Kapsel in die Umgebung abgestrahlter Schalleistungspegel

R = Schalldämm-Mass der Kapselwand

α = Schallabsorptionsgrad der Auskleidung (vollflächig)

Beispiel 1:

ohne absorbierende Auskleidung:

L_{W1} = 80 dB (Schalleistungspegel des Kompressors)

R = 30 dB (Schalldämm-Mass der Kapselwand)

α = 0.01 (sehr geringe Absorption bei fehlender Auskleidung)

$$\begin{aligned} L_{W2} &= L_{W1} - R + 10 \cdot \log\left(\frac{1}{\alpha}\right) \\ &= 80 \text{ dB} - 30 \text{ dB} + 10 \cdot \log\left(\frac{1}{0.01}\right) \\ &= 80 \text{ dB} - 30 \text{ dB} + 20 \text{ dB} = \mathbf{70 \text{ dB}} \end{aligned}$$

Beispiel 2:

die gleiche Kapsel zusätzlich mit absorbierender Auskleidung:

α = 0.6 (Absorptionsgrad der Auskleidung in der Kapsel)

$$\begin{aligned} L_{W2} &= L_{W1} - R + 10 \cdot \log\left(\frac{1}{\alpha}\right) \\ &= 80 \text{ dB} - 30 \text{ dB} + 10 \cdot \log\left(\frac{1}{0.6}\right) \\ &= 80 \text{ dB} - 30 \text{ dB} + 2.2 \text{ dB} \approx \mathbf{52 \text{ dB}} \end{aligned}$$

Durch die absorbierende Innenauskleidung der Kapsel wird die Wirkung der Kapsel somit um 18 dB verbessert. Nur durch eine Kombination von schalldichter Kapselwand und Schallabsorption

innerhalb der Kapsel wird eine optimale Wirkung erzielt.

Es muss beachtet werden, dass die Wirkung der Kapsel stark frequenzabhängig ist. Die tiefen Frequenzen werden viel weniger gedämmt als die hohen. Sowohl die Dämmung der Kapselwand als auch die Absorption der Innenauskleidung sind frequenzabhängig.

Bei der realen Kapsel sind die Verhältnisse etwas komplizierter. Es gibt Verluste durch Undichtigkeiten bei den Anschlüssen und Durchführungen sowie durch Körperschallübertragungen.

Eine gute Kapselung zeichnet sich aus durch:

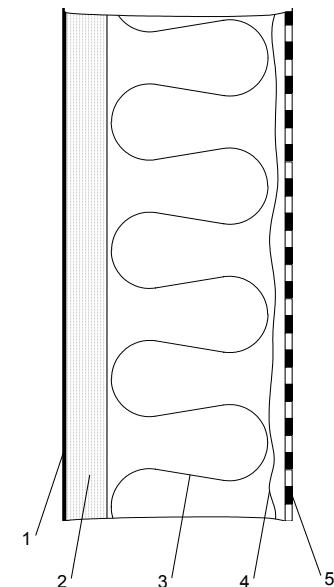
- eine den Verhältnissen angepasste Luftschalldämmung,
- eine wirkungsvolle Schallabsorption auf der Innenseite,
- möglichst kleine Öffnungen gegen aussen
- abgestimmte Körperschallisolation der Kapselwand (Dies ist heute bei vielen Wärmepumpen noch nicht genügend gut erfüllt!)

5.2.2.1 Kapseln in der Praxis

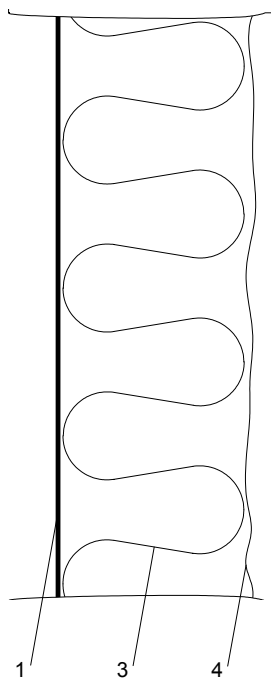
Die Wand der Kapsel kann z.B. aus Blech hergestellt werden. Ideal sind hohes Flächengewicht, geringe Biegesteifigkeit und hohe Schwingungsdämpfung. Dies wird z.B. gut erfüllt durch Stahlblech (ca. 0.5 mm dick) mit Entdröhnung durch eine Schwerfolie (Bild 5.23a). Beim Blech sind keine Sicken oder andere Versteifungen zulässig. Für die Dicke der Schwerfolie wird mindestens das 2-3fache der Blechdicke empfohlen. Zur Entdröhnung wird in den meisten Fällen die Innenauskleidung der Blechkapsel mit schallabsorbierendem Schaumstoff ausreichend sein (Bild 5.23b). Die notwendige Dicke des Absorptionsmaterials richtet sich nach den zu dämmenden Frequenzen (siehe Bild 5.11).

Zweischalige Kapseln sind zu vermeiden. Sie bringen insbesondere bei den vorherrschenden tiefen Frequenzen keine Verbesserung. Zur Verbesserung der Dämmwirkung ist eine Schwerfolie mit höherem Flächengewicht die richtige Massnahme.

Bei sehr eng anliegender Kapselung kann die Kapsel als akustische Isolation einer Rohrleitung betrachtet werden. Der Zwischenraum ist dann weitgehend gefüllt mit Absorptionsmaterial. Auch hier darf keine starre Verbindung zwischen Kapsel und Kompressor bestehen. Für diese Anordnung gilt gemäss [VDI 3733]



a)
Aufwändige Konstruktion mit Lochblechabdeckung



b)
Vereinfachte Konstruktion für kleine Kompressorenkapsel

Bild 5.23 Konstruktion einer Kapselwand

- 1: Aussenhaut der Kapselwand
- 2: Entdröhnungsmittel (Schwerfolie)
- 3: schallabsorbierendes Material
- 4: dünne Schutzfolie
- 5: schalldurchlässige mechanische Abdeckung (keine akustische Wirkung)

$$f_0 = \frac{60}{\sqrt{m'' \cdot h}} \quad (5.3)$$

f_0 = Resonanzfrequenz des Blechmantels [Hz]
(als schwingende Masse, die Kompressibilität der Luft im Zwischenraum wirkt als Feder)

m'' = flächenbezogene Masse der Kapselwand [kg/m²]

h = Abstand zwischen Quellenoberfläche und Kapselwand [m]

Die Schalldämmung ist nur bei Frequenzen deutlich oberhalb der Resonanzfrequenz f_0 wirksam.

Beispiel 3:

Bei einer Frequenz von 200 Hz soll die Kapselung noch Wirkung zeigen. f_0 muss somit auf höchstens ca. 100 Hz ausgelegt werden. Bei einem Flächengewicht der Kapselwand $m'' = 10 \text{ kg/m}^2$ kann somit der Mindestabstand h berechnet werden gemäss

$$h = \frac{60^2}{m'' \cdot f_0^2} = \frac{3600 \text{ [kg/(m s}^2\text{)]}}{10 \text{ kg/m}^2 \cdot 100^2 \text{ s}^{-2}} = 0.036 \text{ m}$$

Falls auch tiefere Frequenzen wirksam gedämmt werden müssen, steigt der erforderliche Abstand stark an!

Sehr wichtig ist auch die fugendichte Ausführung der Kapselwand; selbst kleine verbleibende Öffnungen können die Wirkung stark beeinträchtigen. Dies ist bei Leitungsdurchführungen problematisch, denn zugleich muss die Kapselwand körperschallgetrennt vom Kompressor und von den Kältemittelleitungen sein. Mit Gummitüllen (Bild 5.24) können die verbleibenden Öffnungen abgedichtet werden. Eine alternative Lösung in Kombination mit einer Sperrmasse zeigt Bild F.8 (im Anhang).

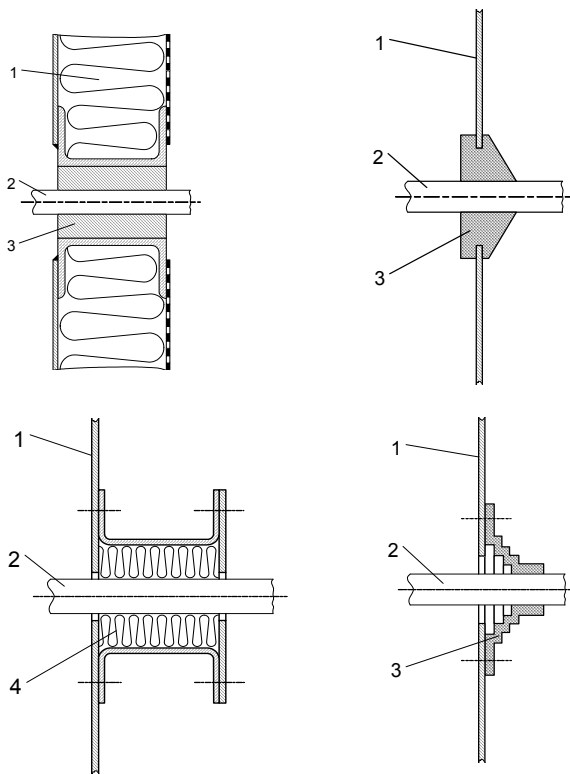


Bild 5.24 Schalldichtungen bei Durchführungen durch eine Kapselwand (nach [LOT 96])

- 1: Kapselwand
- 2: Rohrleitung
- 3: Gummitülle
- 4: Absorptionsmaterial

Im Handel sind auch Schalldämm-Matten mit einer integrierten Bleifolie erhältlich. Blei ist wegen der hohen Masse, geringer Biegesteifigkeit und hoher Eigendämpfung an sich ein sehr geeignetes Material. Für die Rezyklierung ist dieses Material allerdings problematisch.

5.2.3 Körperschallisolation

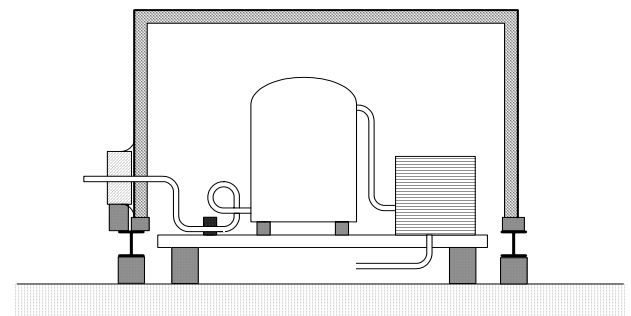
Im Gegensatz zu Schalldämpfern und fachgerechter Kapselung ist eine gute Körperschallisolation meistens deutlich weniger aufwändig. Entscheidend ist aber auch hier eine durchdachte Konstruktion und sorgfältige Ausführung, wie in den nachfolgenden Abschnitten beschrieben.

5.2.3.1 Körperschallisolation des Kompressors

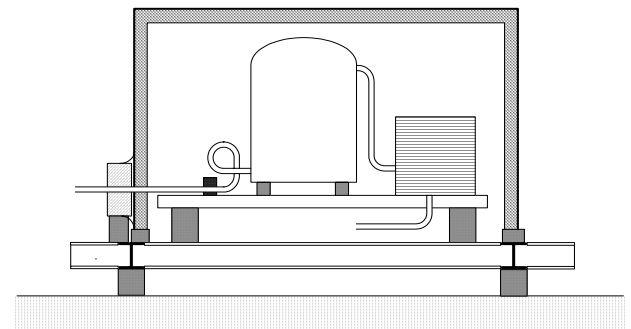
Beim Kompressor ist eine Körperschallisolation unbedingt notwendig. Oft wird der Kompressor bereits vom Hersteller mit elastischen Befestigungselementen geliefert.

Um die Isolationswirkung weiter zu verbessern empfiehlt sich eine zweite Stufe der Körperschallisolation. Die Zwischenmasse ist eine relativ kompakte, steife Plattform, auf welcher zur Erhöhung der Masse weitere Komponenten (z.B. Kondensator, Ausgleichsbehälter, Drucksensoren, usw.) montiert

sein können. Verbindungsleitungen zwischen Komponenten auf dieser Plattform haben weniger hohe Anforderungen bezüglich Körperschalltrennung, als Verbindungsleitungen, welche mit dem Wärmepumpengehäuse in Kontakt stehen.



a) Beste Lösung: die Zwischenmasse stützt sich über elastische Elemente direkt auf dem Betonboden (=grosse Masse) ab. Die Kompressor-Kapsel steht getrennt davon auf dem Boden ("Käseglocken-Prinzip")



b) Bei Abstützung der Zwischenmasse auf dem Grundrahmen sind sehr weichelastische Elemente erforderlich. Zudem darf die Kapsel durch die verbleibenden Vibrationen des Grundrahmens nicht angeregt werden. Die Kapsel muss auch nach unten dicht geschlossen sein.

Bild 5.25 2-stufige Körperschallisolation des Kompressors

Diese Zwischenmasse wird nun wiederum auf Gummielementen elastisch gelagert. Dabei ist es wichtig, dass sich die Gummielemente auf möglichst starren Punkten abstützen (Bild 5.25), im Idealfall direkt auf dem Betonboden oder, falls dies nicht möglich ist, auf dem Grundrahmen der Wärmepumpe. Die Auslegung der Gummielemente und illustrative Beispiele dazu sind in Anhang F beschrieben.

Bei der Auslegung der 2-stufigen Körperschallisolation muss beachtet werden, dass dadurch 6 zusätzliche Resonanzfrequenzen entstehen; insgesamt weist dieses System nun 12 Resonanzfrequenzen auf, welche nicht in der Nähe einer Drehzahl liegen dürfen! Es empfiehlt sich deshalb durch Versuche sicherzustellen, dass im gesamten zulässigen Betriebsbereich keine übermässigen Resonanzschwingungen auftreten. Typische Anzeichen für

übermäßige Resonanzschwingungen sind besonders starke Vibrationen bei bestimmten Betriebsbedingungen, insbesondere bei bestimmten Drehzahlen.

Vor allem bei Innenaufstellung muss die Einleitung von Körperschall in die Gebäudestruktur verhindert werden. Dies erreicht man durch elastische Gummifüsse und Aufstellung auf einem massiven Betonboden im Kellergeschoss. Bei aussergewöhnlichen Aufstellungsorten (z.B. auf Geschossdecke oder gar Holzbalkendecke) sind Fachleute beizuziehen und gegebenenfalls zusätzliche Massnahmen zu treffen.

5.2.3.2 Körperschallisolation des Ventilators

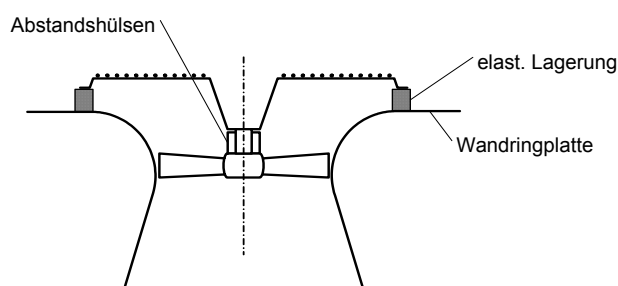


Bild 5.26 Körperschallisolation der Ventilator-Befestigung

Der Ventilator wird heute üblicherweise noch ohne Körperschallisolation befestigt. Das Berührungsschutzgitter mit den verstärkten Streben, an welchen der Ventilator häufig befestigt ist, kann den Körperschall relativ gut weiterleiten. An den äusseren Montageösen des Berührungsschutzgitters wäre eine Körperschalltrennung mittels Gummielementen sinnvoll (Bild 5.26, Auslegung in Anhang F), denn bereits die Wandringplatte kann bei Körperschallanregung zu beträchtlicher Luftschallabstrahlung in die Luftkanäle führen. Diese Körperschallisolation erfüllt nicht die idealen Voraussetzungen, da weder das Schutzgitter noch die Wandringplatte kompakte, starre Massen sind. Zu Beachten ist, dass trotz dieser Gummi-Zwischenelemente die vom Hersteller vorgesehene axiale Position zwischen Laufrad und Düse nicht geändert werden sollte. Dies kann durch entsprechende Abstandselemente (z.B. Rohrstücke) zwischen Gitter und Motor erreicht werden. Dadurch wird zusätzlich der Abstand zwischen Gitter und Laufrad vergrössert, wodurch die vom Gitter verursachten Störungen in der Strömung etwas abklingen und so die Ventilatorgeräusche vermindert werden. Ob durch diese Veränderungen die Betriebssicherheit des Ventilators und der Berührungsschutz noch gewährleistet sind, muss mit dem Ventilatorhersteller abgeklärt werden.

Natürlich ist es auch möglich, dass die Körperschallisolation erst zwischen Wandringplatte und Wärmepumpengehäuse erfolgt (Bild 5.27). Auch

hier ist es von Vorteil, wenn die Befestigung der Gummielemente an möglichst starren Strukturpunkten erfolgt. Die Luftschallabstrahlung der Wandringplatte kann auch bei dieser Befestigungsart durch Entdröhnung etwas vermindert werden.

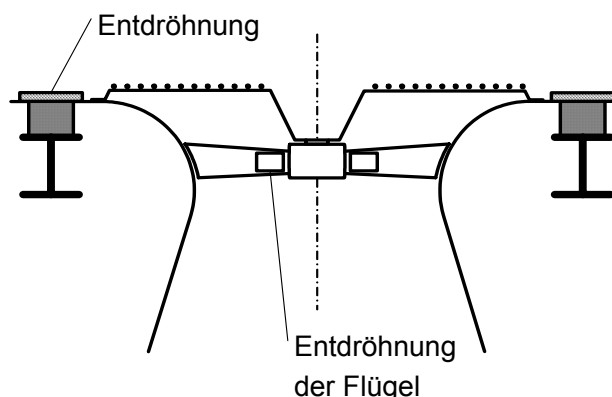


Bild 5.27 Körperschallisolation zwischen Wandringplatte und Wärmepumpenrahmen

Auch die Ventilatorflügel können bei entsprechender Anregung viel Luftschall abstrahlen. Hier ist eine Körperschalltrennung meistens nicht möglich. Hingegen kann eine Entdröhnung der Flügel Abhilfe schaffen (→ Abschnitt 5.2.8).

5.2.3.3 Weitere Körperschallisolierungen

Die Verbindungsleitungen sollten überall *nur über Gummielemente* mit der übrigen Wärmepumpenstruktur in Kontakt kommen. Zur Vermeidung von Körperschallausbreitung entlang von Leitungen eignen sich Schlauchstücke, Kompensatoren oder Sperrmassen (siehe Anhang F.3). Diese wirken ähnlich wie ein Querschnittsprung im Kanal bei Luftschall. Bei Kompensatoren ist zu beachten, dass sie bei gewissen Strömungsbedingungen starke Pfeiftöne erzeugen können. Eine elastische Verlegung der Leitungen mit mehreren Bögen kann die Körperschallübertragung etwas vermindern (Bild 5.28).

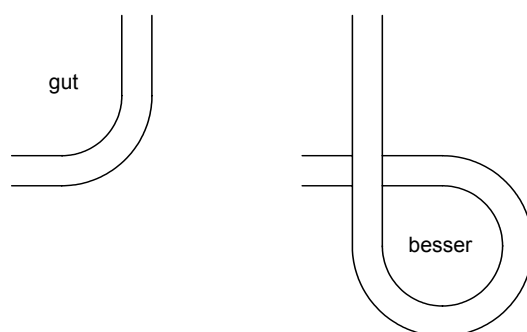


Bild 5.28 Verminderung der Körperschallausbreitung durch gebogene Kältemittelleitungen

Insbesondere bei Split-Anlagen ist wegen der oft sehr kleinen Masse der Kältemittelleitungen und der starken tieffrequenten Anregung eine wirksame Abfederung nicht auf einfache Art möglich. In Fällen

mit erhöhten Schallschutzanforderungen sind Gummifederelemente mit zusätzlicher Masse erforderlich (Bild 5.29)

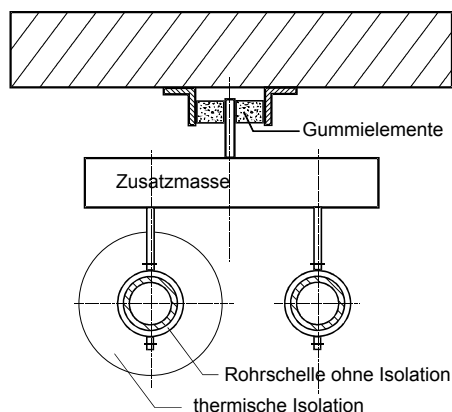


Bild 5.29 Körperschalldämmung bei Kältemittelleitungen für erhöhte Schallschutzanforderungen. (Bildquelle: [BAS 02])

Bei Körperschallanregung strahlt der Verdampfer infolge der grossen Oberflächen viel Luftschall in die Kanäle ab. Es ist daher wichtig zu vermeiden, dass der Verdampfer nennenswerte Körperschallanregung erfährt (z.B. über die Kältemittelleitungen oder durch das Einspritzen des Kältemittels). Eine Körperschallisolation zwischen Verdampfer und Wärmepumpengehäuse erübrigt sich dann. In Problemfällen kann durch eine der folgenden Massnahmen eine Verbesserung erzielt werden:

- Anschlussleitungen am Verdampfer flexibel und in Bogen verlegt
- Sperrmasse zwischen Expansionsventil und Verdampfer.
- tiefere Strömungsgeschwindigkeit des Kältemittels (grösserer Leitungsquerschnitt)

Gegebenenfalls sind auch weitere Körperschallquellen wie Elektro-Schützen und Umwälzpumpen über eine Körperschallisolation am Wärmepumpengehäuse zu befestigen.

5.2.3.4 Körperschallisolationen in der Praxis

Gummielemente zur Körperschallisolation werden von vielen Lieferanten in allen möglichen Bauformen angeboten. Wichtig ist, die Federsteifigkeit auf die zu isolierenden Massen und Frequenzen gut abzustimmen. Dabei sind die angekoppelten Massen auf *beiden* Seiten des elastischen Elements von entscheidender Bedeutung (siehe Beispiele im Anhang F.1). Hohe Frequenzen stellen in der Regel kein Problem dar; für die Auslegung müssen deshalb die tiefen Erregerfrequenzen berücksichtigt werden. Die Gummielemente besitzen oft unterschiedliche Steifigkeiten, je nach Beanspruchungsrichtung.

Neben den einbaufertigen Gummielementen sind auch Platten und Profile in verschiedenen Materialien und Abmessungen erhältlich. Ein wichtiger

Unterschied besteht zwischen Vollmaterial, dessen Volumen praktisch unkomprimierbar ist, und volumenelastischem Material (z.B. zelliges Polyurethan-Elastomer). Da die korrekte Anwendung und Dimensionierung dieser Materialien schwierig ist, wird wo immer möglich die Verwendung von einbaufertigen Gummielementen empfohlen.

Zu Beachten sind ausserdem:

- Beständigkeit des Gummis gegen Chemikalien und UV-Licht
- Alterung und damit verbundene Änderung der elastischen Eigenschaften
- Einfluss der Temperatur auf die Elastizität (schlechtere Wirksamkeit bei tiefer Aussentemperatur)
- Gummi sollte nicht auf Zug belastet werden (Bild 5.30)

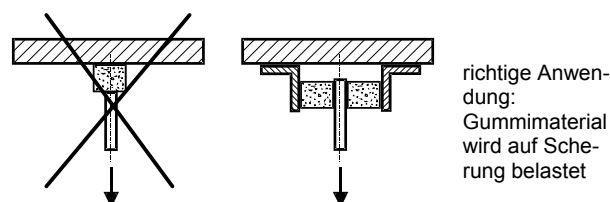
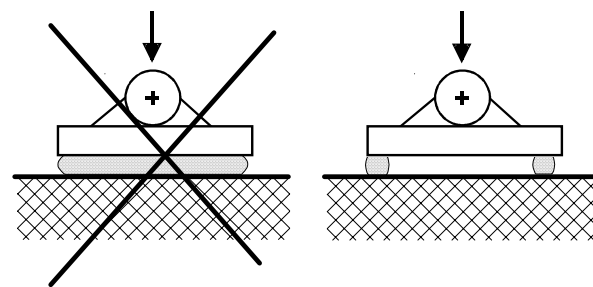


Bild 5.30 Gummi sollte nicht auf Zug belastet werden (Bildquelle: [BAS 02])

Für flächenförmige Lagerungen (Bild 5.31) eignen sich nur Materialien, die volumenelastisch sind, d.h. ihr Volumen bei der Belastung ändern können. Die flächenförmige Lagerung wird hauptsächlich in der Bauakustik zur Trittschalldämmung eingesetzt und ist für die Lagerungen im Bereich der Wärmepumpen weniger geeignet; stattdessen ist die punktweise Abfederung zu bevorzugen.



**Bild 5.31 Flächenförmige und punktweise elastische Lagerung
Für flächenförmige Abfederung ist volumenelastisches Material Voraussetzung!
(Bildquelle: [BAS 02])**

Im Gegensatz zu Stahlfedern hängt die Federsteifigkeit von Gummi zum Teil ziemlich stark von der Frequenz ab. Die bei Wechselbeanspruchung wirksame Steifigkeit wird auch als dynamische Steifigkeit bezeichnet. Sie ist vor allem eine Materialeigenschaft und ist mit zunehmender Shore-Härte stärker ausgeprägt. Das Verhältnis von dynamischer zu statischer Steifigkeit liegt normalerweise im Bereich 1.1...1.4, kann in Extremfällen aber auch Faktor 3 und mehr betragen. Bei der Ausle-

gung der Körperschallisolation ist deshalb diese dynamische Steifigkeit einzusetzen. Im Allgemeinen ist dies ein unerwünschtes Verhalten. Um die höhere dynamische Steifigkeit zu kompensieren muss die Lagerung weich-elastischer ausgelegt werden, wodurch die Einfederung, sowie die extrem tieffrequenten Bewegungen zunehmen.

5.2.4 Entdröhnung

Die Körperschallabstrahlung der schwach gedämpften Ventilatorflügel kann durch bekleben mit dünnen Entdröhnfolien vermindert werden. Die Entdröhnfolie zeigt die beste Wirkung im Bereich der Flügelwurzel (Bild 5.27), da Biegeschwingungen hier die grössten Dehnungen zur Folge haben. Das Ventilatorlaufrad ist nach dem Aufbringen der Folie gegebenenfalls neu zu wuchten.

Durch die Behandlung der meisten luftführenden Blechteile mit Schallabsorption, bzw. thermischer Isolation ist eine zusätzliche Entdröhnung dieser Teile höchstens in Ausnahmesituationen angezeigt.

5.3 Massnahmen beim Anlagenkonzept (Wärmepumpe/Gesamtanlage)

Neben den Massnahmen an den Lärmquellen und bei den Schallübertragungspfaden können die Schallemissionen, bzw. die Schallimmissionen in der Umgebung auch durch ein geschicktes Anlagenkonzept reduziert werden.

5.3.1 Verbesserte Anlagesteuerung

Beim Ein- und Ausschalten, sowie beim Umschalten auf Abtau-Betrieb können kurzzeitig erhöhte Schalleistungspegel entstehen, welche den Schlaf der betroffenen Personen stören. Durch eine Optimierung der Steuerung, sowie entsprechend ausgelegte Zwischenspeicher kann häufiges Ein- und Ausschalten vermieden werden.

5.3.2 Anordnung der Ein- und Austrittsöffnungen

Durch Anordnung der Luftöffnungen auf einer lärmunempfindlichen Seite des Gebäudes können störende Immissionen vermieden werden (Bild 5.32).

Auch können Nebengebäude oder Balkone als Abschirmung (Schallschutzwand) genutzt werden, ohne optisch zu stören (Bild 5.33). Diese Massnahmen schränken natürlich die Gestaltungsfreiheit des Architekten ein und sind häufig wegen anderer Randbedingungen nicht umsetzbar. Falls sich jedoch eine solche Möglichkeit bietet, kann dadurch die Lärmbelastung ohne Zusatzkosten merklich reduziert werden.

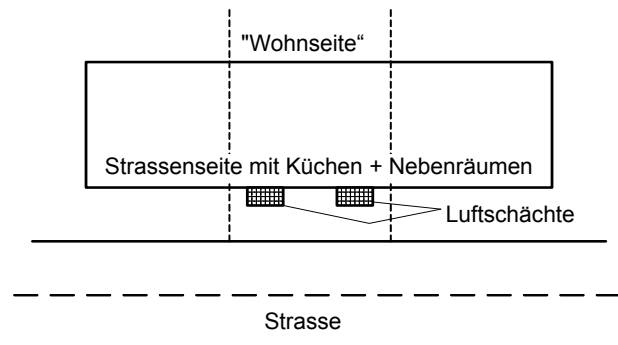


Bild 5.32 Luftöffnungen auf lärmunempfindlicher Seite eines Reihenhauses

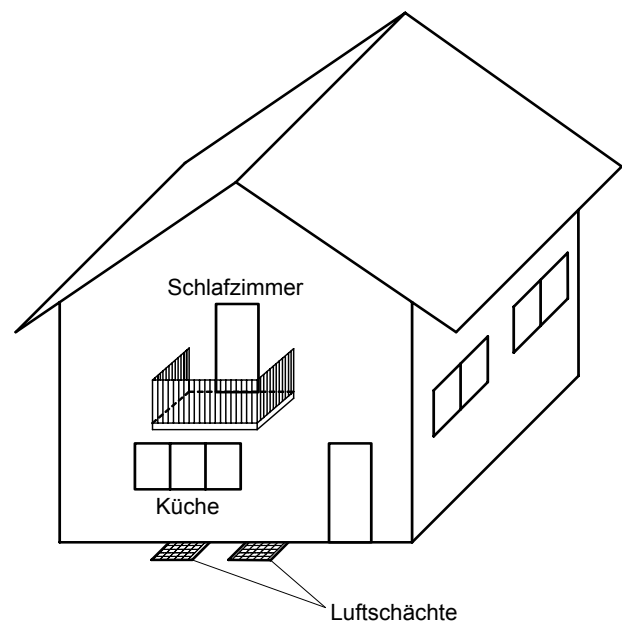


Bild 5.33 Balkonboden wirkt als Schall-Barriere auf dem Ausbreitungspfad von den Lichtschächten zum Schlafzimmerfenster.

5.4 Übersicht Massnahmen-Katalog

Tabelle 5.1 Massnahmenkatalog

Massnahme	Wirkungsmechanismus	Verhältnis Nutzen/Kosten bei typischen Anlagen
Vordringliche Massnahmen		
Reduktion des Druckverlustes im Luftstrom	Reduktion des Ventilatorgeräusches durch geringere erforderliche Umfangsgeschwindigkeit	hoch
Kapselung des Kompressors	bei Aussenaufstellung besonders wichtig	hoch
Körperschallisolation des Kompressors	bei Aussenaufstellung besonders wichtig	hoch
Verbesserung der Strömung in Ventilatornähe	Reduktion des Ventilatorgeräusches durch bessere Strömungsbedingungen	hoch
Kanalisation schallabsorbierend	Empfehlung: Materialdicke mindestens 50 mm mit integrierter Schutzfolie	hoch
Eckige Kanalumlenkungen mit zusätzlicher Auskleidung	Umlenkung als Reflexions-Schalldämpfer nutzen. Auf grosse Kanalbreite achten!	hoch
Optimierung des Verdampfers	Reduktion des Druckverlustes über den Verdampfer	mittel
Geräuscharmer Ventilortyp	Reduktion des Ventilatorgeräusches	mittel
Optimierung des Betriebspunktes des Ventilators	Reduktion des Ventilatorgeräusches durch bessere Strömungsbedingungen	mittel
grössere Lichtschächte vorschreiben	Platz für eventuellen nachträglichen Einbau von Schalldämpfern vorsehen	mittel
Absorptions-Schalldämpfer	Geringere Schallausbreitung im Kanal (grösste Wirkung bei ventilatorseitiger Luftöffnung)	ungünstig
Weitere mögliche Massnahmen		
Ventilatorseitige Luftöffnung auf wenig empfindlicher Seite des Hauses	geringere Immissionen	hoch
Vermeidung von Kanal Resonanzen	Abstimmung von Länge und Querschnitt der Kanäle	hoch
Optimierung von Steuerung	weniger Ein/Aus-Schaltvorgänge & kürzere Betriebsdauer in der Nacht	mittel
lärmarmen Kompressor	Lärmreduktion an der Quelle	mittel
Körperschallisolation des Ventilators	weniger Körperschallübertragung auf Gehäuse und Kanäle	mittel
Optimierung der Ventilatorzahl	Durch Δ -Schaltung, Y-Schaltung oder mit Vorwiderständen ist bei Bedarf eine einfache Drehzahlreduktion möglich	mittel
Entdröhnung der Ventilatorflügel	geringere Körperschallabstrahlung durch die Flügel	mittel
Leitbleche in Krümmern	geringere Turbulenzen und geringerer Druckverlust	noch unbekannt

6 Ausblick

Bei der Erarbeitung des vorliegenden Handbuchs haben sich einige Fragen als wichtig herausgestellt, ohne dass sie im Rahmen dieses Projekts bereits geklärt werden konnten. Diese Fragen betreffen Details der Auslegung und Konstruktion der Wärmepumpe bzw. der Gesamtanlage im Hinblick auf die Lärmreduktion bei möglichst geringem Aufwand. Wir empfehlen deshalb diese offenen Punkte im Rahmen von Nachfolgeprojekten genauer zu untersuchen.

Liste von Vorschlägen für weitere Untersuchungen:

- Praxiserprobung von Schalldämpfern in Lichtschächten (Erprobung im Feld)
- Praxiserprobung von aktiven Schalldämpfern
- Optimierung der Luftkanäle (Versuche im Labor)
 - o Optimaler Querschnitt (bezüglich Druckverlust, Schalldämpfung, Kosten usw.)
 - o Einfluss von Leitblechen in den Kanälen
 - o Gestaltungsvarianten und resultierende Schalldämmung eines Kanalknies
 - o absorbierende Kanalauskleidung, Einfluss der Materialstärke
- Optimierung der Anordnung von Ventilator und Verdampfer (Thermodynamik & Schall)
- Optimierungsverfahren für Ventilator-Betriebspunkt (bezüglich Schall)
- Zusammenhänge von Ventilatordrehzahl – Luftmenge – COP – Kosten
- Untersuchung der Abtau-Geräusche
- Erprobung von Konstruktionsvarianten für Kapselung und Körperschall-Isolation des Kompressors

7 Symbolverzeichnis

c	Schallgeschwindigkeit (Ausbreitungsgeschwindigkeit von Schallwellen) ca. 340 m/s
D	Durchmesser des Ventilatorrads [m]
f	Frequenz [Hz]
L	allg. Symbol für Pegelwerte [dB], oft verwendet für Schalldruckpegel
L_I	Schallintensitätspegel [dB]
L_p	Schalldruckpegel [dB]
L_v	Schallschnellepegel [dB]
L_w	Schallleistungspegel [dB]
L_r	Beurteilungspegel (gemäss Lärmschutz-Verordnung) [dB]
n	Drehzahl [U/min]
p	Schalldruck [Pa]
p_0	Referenz-Schalldruck = 20 μ Pa
R	Schalldämm-Mass einer Trennwand [dB]
T	Periodendauer [s]
u	Umfangsgeschwindigkeit des Ventilatorrads [m/s]
$\dot{V}$	Volumenstrom [m^3/s] oder [m^3/h]
α	Schallabsorptionsgrad
λ	Wellenlänge [m] (= c / f)
[Pa]	Masseinheit für Druck (auch für Schalldruck) 1 Pa = 1 N/m ² = 0.01 mbar

8 Literaturverzeichnis

- [BAS 02] K. Baschnagel, "Zur lärmarmen Konstruktion von Wärmepumpenanlagen", *ERFA-Seminar 25. Februar 2002*, EMPA Dübendorf (2002)
- [EGG 02a] K. Eggenschwiler, "Grundlagen der Akustik und Lärmbekämpfung", *ERFA-Seminar 25. Februar 2002*, EMPA Dübendorf (2002)
- [EGG 02b] K. Eggenschwiler, "Lärm von Wärmepumpen: Emissionen - Immissionen", *ERFA-Seminar 25. Februar 2002*, EMPA Dübendorf (2002)
- [FAS 84] W. Fasold, W. Kraak & W. Schirmer, "Taschenbuch Akustik" (VEB Verlag Technik, Berlin, 1984)
- [FAS 98] W. Fasold & E. Veres, "Schallschutz und Raumakustik in der Praxis" (Verlag für Bauwesen, Berlin, 1998)
- [LIP 95] W. Lips, "Strömungsakustik in Theorie und Praxis" (Expert Verlag, D-71272 Renningen-Malmsheim, 1995)
- [LOT 96] E. Lotze, "Schallschutzkapseln", *Technischer Lärmschutz* (ed. W. Schirmer), (VDI Verlag, Düsseldorf, 1996)
- [SCH 96] L. Schmidt, "Ventilatorgeräusche", *Technischer Lärmschutz* (ed. W. Schirmer), (VDI Verlag, Düsseldorf, 1996)
- [STA 02a] M. Staiger & T. Bader, "Neue Schaufelgeometrie für „flüsternde“ Ventilatoren", *KI Luft- und Kältetechnik* 2002(7), 319-320 (2002)
- [STA 02b] M. Staiger & T. Bader, "Der Leise mit den gekrümmten Schaufeln", <http://www.ziehl-abegg.de/presse/grad/grad.html> (13.09.2002)
- [SUVA 66026] "Lärmbekämpfung durch Kapselung", (SUVA, Luzern, 1995)
- [SUVA 66027] "Schalleistung und Abnahmemessungen", (SUVA, Luzern, 2000)
- [SUVA 66057] "Elastische Lagerung von Maschinen", (SUVA, Luzern, 1994)
- [SUVA 86021] "Liste von beratenden Ingenieuren aus den Fachbereichen Akustik und Schwingungstechnik", (SUVA, Luzern)
- [SUVA 86022] "Liste der Hersteller und Lieferanten von Akustikmaterialien", (SUVA, Luzern)
- [SUVA 86023] "Liste der Hersteller und Lieferanten von Schwingungsdämmelementen", (SUVA, Luzern)
- [SUVA 86024] "Liste der Hersteller und Lieferanten von speziellen Produkten der technischen Lärmbekämpfung (SUVA, Luzern)
- [VDI 2081] "Geräuscherzeugung und Lärminderung in Raumluftechnischen Anlagen", VDI-Richtlinien, (Beuth Verlag, Berlin, 1983)
- [VDI 3720.1..9] "Lärmarm konstruieren", Blatt 1...9, (Beuth Verlag, Berlin, 1980)
- [VDI 3731.2] "Emissionskennwerte technischer Schallquellen; Ventilatoren", VDI-Richtlinien, Blatt 2, (Beuth Verlag, Berlin, 1990)
- [VDI 3733] "Geräusche bei Rohrleitungen", VDI-Handbuch Lärminderung, VDI-Richtlinien, (Beuth Verlag, Berlin, 1996)
- [VDI 3734.1] "Emissionskennwerte technischer Schallquellen; Rückkühlanlagen; Luftgekühlte Wärmetauscher", VDI-Richtlinien, Blatt 1, (Beuth Verlag, Berlin, 1981)
- Normen:**
- [DIN 45681] "Bestimmung der Tonhaltigkeit von Geräuschen und Ermittlung eines Tonzuschlags für die Beurteilung von Geräuschemissionen", (Beuth Verlag, Berlin, 1992)
- [EN 255-7] prEN 255-7 (Entwurf), "Wärmepumpen – Anschlussfertige Wärmepumpen mit elektrisch angetriebenen Verdichtern – Teil 7: Anschlussfertige Wärmepumpen und Wärmepumpen zum Erwärmen von Trink- und Brauchwasser – Messung der Luftschallemissionen – Bestimmung des Schalleistungspegels", (CEN, Juli 1992)
Abgelöst durch ENV 12102
- [ENV 12102] ENV 12102 (Vornorm), "Luftkonditionierer, Wärmepumpen und Entfeuchter mit elektrisch angetriebenen Verdichtern – Messung der Luftschallemissionen – Bestimmung des Schalleistungspegels", (CEN, März 1996)
- [ISO 9614] "Akustik – Bestimmung der Schalleistungspegel von Geräuschquellen aus Schallintensitätsmessungen – Teile 1 bis 3", (Schweizerische Normen-Vereinigung, 8008 Zürich)
- [ISO 3740] "Acoustics – Determination of sound power levels of noise sources – Guidelines for the use of basic standards", (ISO, 2000)
- [LSV] "Lärmschutz-Verordnung vom 15. Dezember 1986 (814.41)", (Stand am 3.7.2001)
http://www.admin.ch/ch/d/sr/c814_41.html
- [SIA 181] SIA 181, "Schallschutz im Hochbau", (SIA, Postfach, 8039 Zürich)

Anhang A Fachbegriffe

A-Bewertung

Um den Eigenschaften des menschlichen Gehörs Rechnung zu tragen, wird der Schalldruck frequenzabhängig bewertet. Am gebräuchlichsten ist die Frequenzbewertung „A“. Man nennt die so bewerteten Schalldruckpegel „A-bewertete Schalldruckpegel“ oder L_{pA} .

Absorption

Absorption ist "Schallschluckung". Bei der Absorption wird Schallenergie "vernichtet" (durch Reibung in Wärme umgewandelt). Materialien mit guten Schallabsorptions-Eigenschaften sind: offenporige Schäume, dicke Fasermatten. Um auch tieffrequenten Schall zu absorbieren müssen die Schichten (sehr) dick sein und/oder mit Abstand von der Rückwand montiert werden.

Beurteilungspegel L_r

Mittlerer Schalldruckpegel am Immissionsort; enthält zusätzlich Korrekturen zur Berücksichtigung der Lästigkeit von verschiedenen Lärmarten. Wird benutzt zur Beurteilung der Lärmbelastung gemäss Lärmschutz-Verordnung LSV.

Dämmung

Schallisolation z.B. durch eine Trennwand. Im Gegensatz zu Absorption wird bei der Dämmung die Schallenergie nicht "vernichtet" sondern am Hindurchtreten gehindert und dabei reflektiert. Materialien mit guter Schalldämmung sind luftdicht, haben ein hohes Flächengewicht und haben eine geringe Biegesteifigkeit. Durch mehrschalige Konstruktion kann die Wirkung verbessert werden.

Drehfrequenz

Anzahl Umdrehungen pro Sekunde
= Drehzahl [1/min] / 60

Dezibel dB

Logarithmische Skala, die das Verhältnis eines Messwertes zu einem Referenzwert angibt. Häufig verwendet in der Akustik. Durch die Dezibel-Skala wird der Lautstärkeindruck annähernd richtig wiedergegeben. Messwerte die in Dezibel angegeben sind werden als "-Pegel" bezeichnet; dabei sollte immer zusätzlich Messgrösse angegeben werden: z.B. Schalldruck-Pegel oder Schalleistungs-Pegel. Dämpfungswerte, die in Dezibel angegeben sind werden dagegen als "-Mass" bezeichnet (z.B. Schalldämmmass).

Durchgangsdämmmass

Mass für die Wirksamkeit eines Schalldämpfers. Entspricht der Differenz zwischen dem auf einen Schalldämpfer auftreffenden Schalleistungspegel und dem durchgelassenen Schalleistungspegel. Das Durchgangsdämmmass ist im Prinzip unabhängig von der Einbausituation und wird durch Messung vor und hinter dem Schalldämpfer be-

stimmt (im Gegensatz zum Einfügungsdämmmass sind nicht Messungen mit und ohne Schalldämpfer notwendig). Der messtechnische Aufwand für präzise Schalleistungsmessungen in einem Kanal ist jedoch beträchtlich.

Einfügungsdämmmass

Mass für die Wirksamkeit eines Schalldämpfers. Entspricht der Differenz der beiden an einer bestimmten Stelle gemessenen Schalldruckpegel mit und ohne Schalldämpfer, d.h. der Reduktion die durch das *Einfügen* des Schalldämpfers erzielt wird. Das Einfügungsdämmmass ist sowohl vom Schalldämpfer als auch von der Einbausituation und der Messstelle abhängig. (siehe auch Durchgangsdämmmass)

Entdröhnung

Bedämpfen von flächenhaften Strukturen. Absorption für Körperschall

Frequenz

Anzahl Schwingungen pro Sekunde. Z.B. Mass für Tonhöhe. Masseinheit ist Hertz [Hz]

Helmholtz-Resonator

Akustischer Resonator gebildet aus einem Luftvolumen, das durch einen engeren Hals offen steht (siehe auch Bild 5.16). Eine offene Glasflasche ist ein ideales Beispiel eines Helmholtz-Resonators. Die Resonanzfrequenz wird bestimmt durch das Volumen, den Halsquerschnitt und die Halslänge.

Impedanz

Verhältnis von Schalldruck zu Schallschnelle.

Körperschall

Schallwellen, die sich als Schwingungen in Strukturen ausbreiten. An der Oberfläche der Struktur wird durch Körperschall Luftschall abgestrahlt, der dann gehört werden kann. Körperschall kann am einfachsten mittels eines Stethoskops hörbar gemacht werden.

Luftschall

Schallwellen, die sich in Luft ausbreiten

Resonanz

Besondere Schwingungsfähigkeit z.B. einer Struktur oder einer Luftsäule. Die Resonanz allein (d.h. ohne entsprechende Anregung führt noch nicht zu Schwingungen. Erst bei Anregung im Bereich der Resonanzfrequenz reagiert das System mit Schwingungen, die besonders stark sind.

Schalldruck

Der Schalldruck ist die Druckschwankung von Schallwellen in Luft. Die Masseinheit ist Pascal [Pa]. Der Schalldruck variiert mit der Schalleistung der Quelle, der Entfernung von der Quelle und mit der Umgebung, in der die Geräuschquelle aufgestellt ist.

Schalldruckpegel

Der Schalldruckpegel ist der zehnfache dekadische Logarithmus des Verhältnisses der Quadrate des Effektivwertes des Schalldrucks p und des Bezugsschalldruckes. Dieser ist international festgelegt und entspricht der „Hörschwelle“ des Menschen.

$$L_p = 10 \cdot \log(p^2/p_0^2)$$

L_pSchalldruckpegel in [dB]

pEffektiver Schalldruck in [Pa]

p_0Bezugsschalldruck [20 μ Pa]

Schallgeschwindigkeit

Ausbreitungsgeschwindigkeit von Schallwellen. In Luft (bei 20°C) beträgt sie ca. 340 m/s.

Schallintensität I

Schallenergie, die pro Sekunde durch eine Flächeneinheit hindurchgeht. Sie wird in Watt pro m² gemessen und als Schallintensitätspegel in dB angegeben (Bezugsgrösse = 10⁻¹² W/m²).

Schalleistung

Die Schalleistung ist die Leistung, welche durch die Schallquelle als Geräusch erzeugt wird. Die Schalleistung der Schallquelle bleibt immer gleich, ohne Berücksichtigung der Entfernung oder Umgebung der Quelle.

Schalleistungspegel

Der Schalleistungspegel ist der zehnfache dekadische Logarithmus des Verhältnisses der Schalleistung W und der Bezugsschalleistung. Dieser ist international festgelegt und entspricht der „Hörschwelle“ des Menschen.

$$L_W = 10 \cdot \log(W/W_0)$$

L_W Schalleistungspegel in [dB]

W Schalleistung in [W]

W_0 Bezugsschalleistung 1pW= 1 picoWatt=10⁻¹²W

Schallschnelle

Schwinggeschwindigkeit der Luftteilchen im Schallfeld

Spektrum

Verteilung des Schalldrucks oder der Schalleistung auf die verschiedenen Frequenzen (Tonhöhen). Je nach Feinheit der Frequenzaufteilung wird hauptsächlich zwischen Oktavspektren, Terzspektren und Schmalbandspektren unterschieden.

Steifigkeit, dynamische

Bei den meisten Gummielementen steigt die wirk-same Federsteifigkeit mit der Frequenz beträchtlich an (siehe Abschnitt 5.2.3.4). Dies sollte bei der Auslegung der Körperschallisolation berücksichtigt werden.

Tonhaltigkeit

Geräusche, die einen hörbaren Einzelton enthalten werden als Tonhaltig bezeichnet. Solche Geräusche werden im Vergleich zu neutralem Rauschen von gleicher Lautstärke als stärker belästigend empfunden.

Tonhaltigkeitszuschlag

Die stärkere Lästigkeit von tonhaltigen Geräuschen wird gemäss der Lärmschutz-Verordnung mit einem Zuschlag zum Beurteilungspegel von maximal 6 dB berücksichtigt.

Turbulenz

Zufällige lokale Geschwindigkeitsschwankungen in einem Strömungsfeld. Diese treten bei technischen Strömungen immer auf (Ausnahme: bei Strömungskanälen mit sehr kleinen Querschnitten, bei tiefen Strömungsgeschwindigkeiten und bei hoher Zähigkeit). Die Intensität der Turbulenz ist abhängig von der strömungstechnischen Ausgestaltung der Kanäle und Hindernisse.

Ventilator-Bauarten

Axial-Ventilatoren, Radial-Ventilatoren mit rückwärts oder vorwärts gekrümmten Schaufeln, Querstrom-Ventilatoren (siehe Abschnitt 3.1.1.2)

Wellenlänge

Ausdehnung einer einzelnen akustischen Schwin-gung.

Wellenlänge λ = Schallgeschwind. c / Frequenz f

Typische Wellenlängen sind:

typisches Beispiel	Frequenz	Wellen-länge in Luft
tiefster Klavierton	27 Hz	12.6 m
Brummtton von Transfor-matoren	100 Hz	3.4 m
Stimmtton (Kammerton)	440 Hz	0.8 m
erster Ton des Radio-Zeitzeichens	1 kHz	340 mm
Pfeifton des Fernsehbild-schirmes	15 kHz	23 mm

Die Wellenlänge hat einen grossen Einfluss auf die Wirksamkeit von Schallabsorption und die Reso-nanzfrequenz von Luftsäulen.

Anhang B Dezibelarithmetik

B.1 Definition Dezibel

Für eine physikalische Grösse X, die eine Leistung oder Energie repräsentiert (z.B. Schallleistung, Schallintensität):

$$L_X = 10 \cdot \log\left(\frac{X}{X_{\text{ref}}}\right) \quad (\text{B.1})$$

X_{ref} = Bezugsgrösse
(z.B. bei Schallleistung: 10^{-12} W)

Für eine physikalische Grösse Y, deren Quadratwert proportional zu einer Leistung oder Energie ist (z.B. Schalldruck, Schallschnelle, elektrische Spannung):

$$L_Y = 10 \cdot \log\left(\frac{Y^2}{Y_{\text{ref}}^2}\right) = 20 \cdot \log\left(\frac{Y}{Y_{\text{ref}}}\right) \quad (\text{B.2})$$

Y_{ref} = Bezugsgrösse
(z.B. bei Schalldruck: $20 \cdot 10^{-6}$ Pa)

Aus diesen Definitionen des Pegels ergeben sich folgende Rechenregeln:

B.2 Pegeladdition

$$L_1 \oplus L_2 = 10 \cdot \log\left(10^{L_1/10} + 10^{L_2/10}\right) \quad (\text{B.3})$$

Das $\oplus$ steht für Dezibel-Addition

Beispiel 1: 60 dB $\oplus$ 64.2 dB

Differenz der Pegel = 4.2 dB

aus Tabelle B.1 (oder Bild 2.10) → zum lauterem Pegel (64.2 dB) muss 1.4 dB addiert werden:

→ 60 dB $\oplus$ 64.2 dB = 64.2 + 1.4 = **65.6 dB**

Beispiel 2:

Schallleistungspegel d. Eintrittsöffnung = 64.2 dB(A)

Schallleistungspegel d. Austrittsöffnung = 65.5 dB(A)

Schallpegeldifferenz (lautere Quelle) - (leisere Quelle) = 65.5 dB(A) - 64.2 dB(A) = 1.3 dB(A)

Aus Tabelle: bei Schallpegeldifferenz 1.3 dB muss zur lauterem Schallquelle 2.4 dB addiert werden

Gesamtschallleistung von Ein- und Austrittsöffnung
64.2 dB(A) $\oplus$ 65.5 dB(A) = 65.5 + 2.4 = 67.9 dB(A)

Tabelle B.1 Addieren von Schallpegeln

Schallpegel-Differenz von zwei Einzelquellen (lautere Quelle) - (leisere Quelle) [dB]	Schallpegel der Summe der Einzelquellen = Schallpegel der lauterem Quelle + Zahl in dieser Spalte [dB]
0	3.0
0.2	2.9
0.4	2.8
0.6	2.7
0.9	2.6
1	2.5
1.3	2.4
1.6	2.3
1.8	2.2
2	2.1
2.3	2.0
2.6	1.9
2.9	1.8
3.2	1.7
3.5	1.6
4	1.5
4.2	1.4
4.5	1.3
5	1.2
5.5	1.1
6	1.0
6.5	0.9
7	0.8
7.5	0.7
8	0.6
9	0.5
10	0.4
12	0.3
13	0.2
15	0.1
20	0.0

Beispiel 3:

Durch Ausschalten des Kompressors reduziert sich der Schallpegel von 62 dB(A) auf 60.5 dB(A)

Der Schallpegel von Ventilator und Kompressor zusammen ist somit 1.5 dB(A) höher als der Ventilator allein.

Aus der Tabelle: Wenn Summe 1.5 dB höher ist als lautere Einzelquelle, so ist die Differenz der Einzelquellen 4 dB

→ Schallpegel des Kompressors allein wäre somit 60.5 dB(A) - 4 dB(A) = 56.5 dB(A)

B.3 Pegelmultiplikation

$$a \otimes L = 10 \cdot \log(a) + L \quad (\text{B.4})$$

Das $\otimes$ steht für Dezibel-Addition

Tabelle B.2 multiplizieren von Schallpegeln

Faktor a	Wert der zum Pegel L zu addieren ist =10·log(a)
0.333 (entspricht 1/3)	-4.8 dB
0.5 (Halbierung)	-3 dB
0.9 (entspricht -10%)	-0.46 dB
0.99 (entspricht -1%)	-0.043 dB
1.0 (keine Änderung)	0 dB
1.01 (entspricht +1%)	+0.043 dB
1.1 (entspricht +10%)	+0.41 dB
2 (Verdoppelung)	+3 dB
3	+4.8 dB
4	+6 dB
10	+10 dB
100	+20 dB

Beispiel 1: Eine Verdoppelung des Verkehres auf einer Strasse verursacht bei den Anwohnern eine Erhöhung des Mittelungspegels um 3 dB.

Beispiel 2: Eine Reduktion der Schallleistung um 10% ergibt einen um 0.46 dB tieferen Schallleistungspegel.

B.4 Mittelwertbildung → "energetischer Mittelwert"

$$\bar{L} = 10 \cdot \log \left(\frac{10^{L_1/10} + 10^{L_2/10} + \dots + 10^{L_N/10}}{N} \right) \quad (\text{B.5})$$

Beispiel: energetischer Mittelwert von

43 dB, 44 dB und 54 dB:

$1/3 \otimes (43 \text{ dB} \oplus 44 \text{ dB} \oplus 54 \text{ dB})$

Summe von 43 dB und 44 dB:

$$43 \text{ dB} \oplus 44 \text{ dB} = 44 + 2.5 = 46.5 \text{ dB}$$

dazu 54 dB addieren:

$$46.5 \text{ dB} \oplus 54 \text{ dB} = 54 + 0.7 = 54.7 \text{ dB}$$

durch 3 dividieren:

$$1/3 \otimes 54.7 \text{ dB} = -4.8 + 54.7 \text{ dB} = \mathbf{49.9 \text{ dB}}$$

(das arithmetische Mittel wäre $(43+44+53)/3 = 47$ und liefert damit *nicht* das korrekte Resultat)

Anhang C Ventilatorgeräusche

C.1 Formeln für Ventilatorgeräusche

Es gibt viele verschiedene Formeln für die Beschreibung von Ventilatorgeräuschen, z.B. [LIP 95].

Die Umfangsgeschwindigkeit ist der wichtigste Einflussfaktor für den Ventilatorlärm. Aufgrund eigener Erfahrungen und Überlegungen beschreibt die folgende Formel die Zusammenhänge sehr gut:

$$L_W = L_{W0} + 50 \cdot \log\left(\frac{u}{c}\right) + 10 \cdot \log\left(\frac{\pi \cdot D^2}{4 \cdot m^2}\right) \quad (C.1)$$

Gemäss dieser einfachen Faustformel ist die Schallleistung proportional zur 5-ten Potenz der Umfangsgeschwindigkeit und proportional zur Ventilator-Querschnittsfläche. Der Wert L_{W0} ist abhängig von der Ventilatorbaureihe, und dem Betriebspunkt, jedoch nicht von der Baugrösse und der Drehzahl.

C.2 Schallspektren von Axial-Ventilatoren

Zur Überprüfung der verschiedenen Einflüsse wurden erste Versuche mit Axial-Ventilatoren im Akustiklabor durchgeführt.

Bild C.1 zeigt typische Spektren eines Axial-Ventilators bei verschiedenen Kanalanordnungen. Das Spektrum zeigt viele markante Spitzen, vor allem bei 107 Hz (=7× Drehfrequenz, entspricht der Schaufelfrequenz) sowie dem 2, 3 & 4-fachen davon. Die Frequenzkomponente bei 430 Hz ist auf den Drehklang der 7 Schaufeln × die 4 Motorstreben zurückzuführen. Der Einfluss der unterschiedlichen Kanalanordnungen ist nicht sehr gross und macht maximal 1 dB(A) aus.

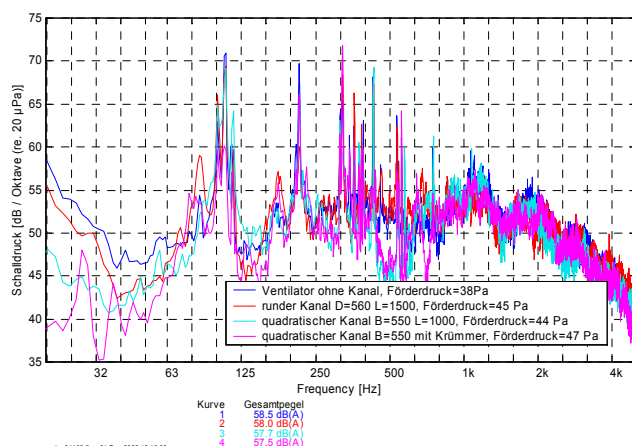


Bild C.1 Schalldruckspektren eines Axialventilators in 1 m Abstand vom Luftaustritt
Ventilatordurchmesser 450 mm, 7 Schaufeln, $n = 920/\text{min}$

Bei der Anordnung mit quadratischem Kanalquerschnitt und mit Krümmer ist der Förderdruck dank gutem Druckrückgewinn am höchsten.

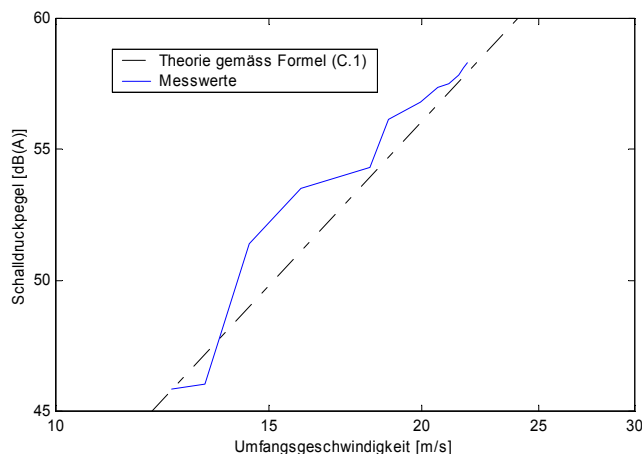


Bild C.2 Einfluss der Umfangsgeschwindigkeit

Bild C.2 zeigt den Einfluss der Umfangsgeschwindigkeit auf den Schalldruckpegel in 1 m Abstand. Die Messergebnisse stimmen gut mit der Formel C.1 überein, d.h. Reduktion der Umfangsgeschwindigkeit um 1 % ergibt eine Schallpegelminderung um 0.2 dB.

Bild C.3 zeigt den Einfluss des Betriebspunkts. Die gemessene Schallleistung ist am geringsten bei relativ hohem Fördervolumen und mittlerem Förderdruck (vergleiche mit dem auf Herstellerdaten basierenden Diagramm in Bild 3.11)

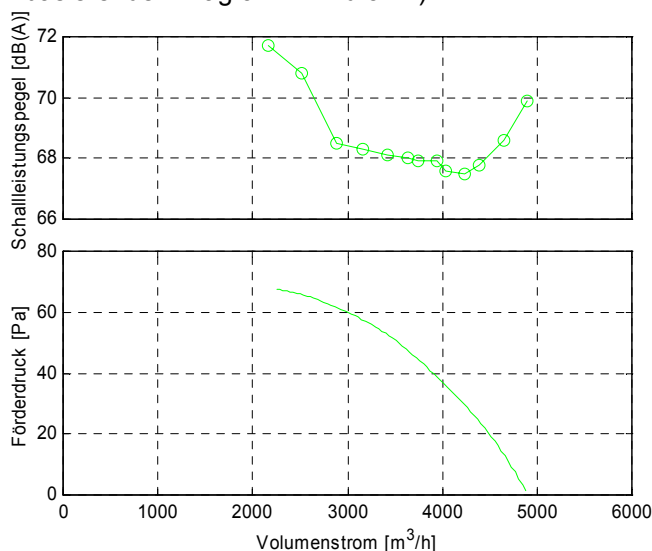


Bild C.3 Schallleistungspegel eines Axialventilators in Abhängigkeit vom Betriebspunkt
Ventilatordurchmesser 450 mm
Schaufelzahl 7
Betriebsspannung = 230V
Nenn Drehzahl = 920/min

C.3 Schallspektren von Trommelläufen

Bild C.4 zeigt Frequenzspektren eines Trommelläufers. Die Messpunkte sind direkt beim Ein- und Austritt der Wärmepumpe. Im Gegensatz zum Axial-Ventilator (Bild C.1) sind hier keine wesentlichen tonalen Anteile vorhanden. Unter Berücksichtigung des Messabstands ist der A-bewertete Schallleistungspegel etwa gleich wie beim Axialventilator in Bild C.1.

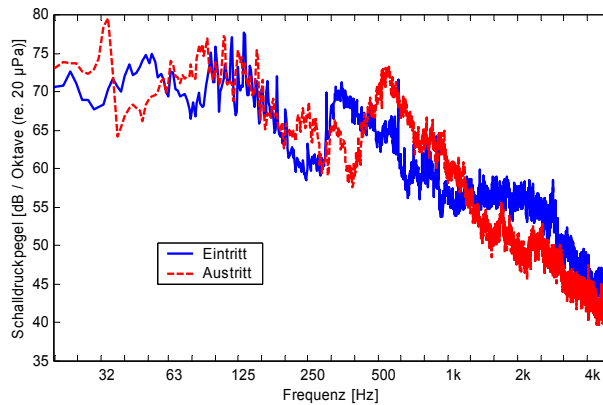


Bild C.4 Schallspektren eines Trommelläufers Luftein- und -austritt
Ventilatordurchmesser 395 mm
Schaufelzahl 51
 $n = 515 / \text{min}$

Anhang D Strömungsgeräusche von Kanal-komponenten

D.1 Gitter & Rost



Bild D.1 Schutzgitter und Rost vor dem Windkanal im Akustiklabor (Durchmesser der Austrittsdüse = 246 mm)

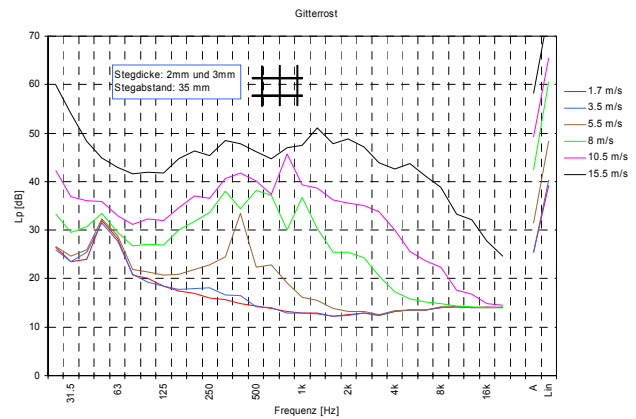


Bild D.3 Strömungsgeräusche des Rostes

D.2 Wetterschutzgitter



Bild D.4 Wetterschutzgitter im Akustiklabor

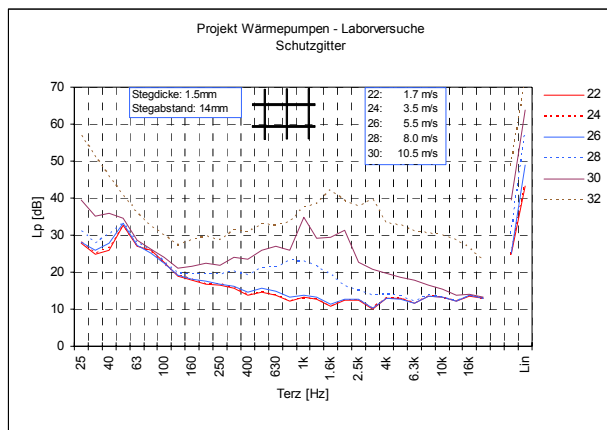


Bild D.2 Strömungsgeräusche des Schutzgitters

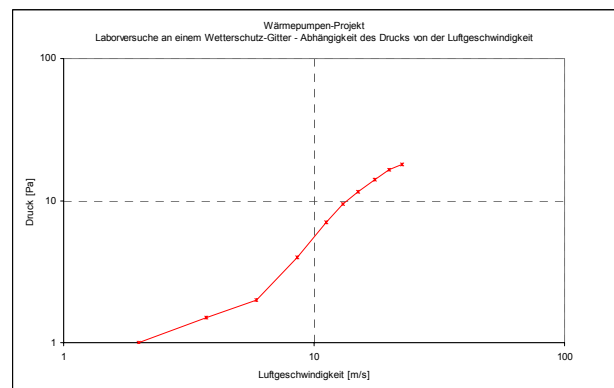


Bild D.5 Typischer Druckverlust eines Wetterschutzgitters (Durchmesser des Kanals = 400 mm)

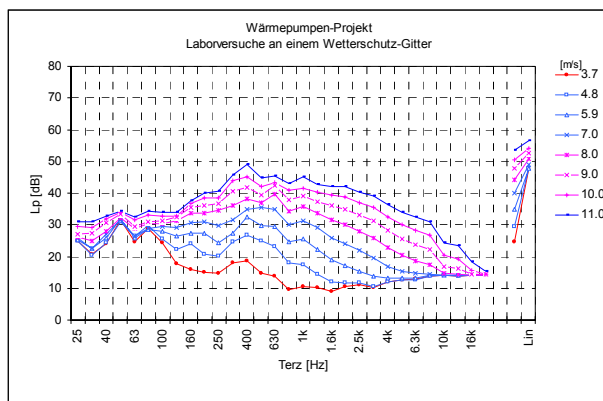


Bild D.6 Schalldruckspektren bei einem Wetterschutzgitter in 1 m Abstand

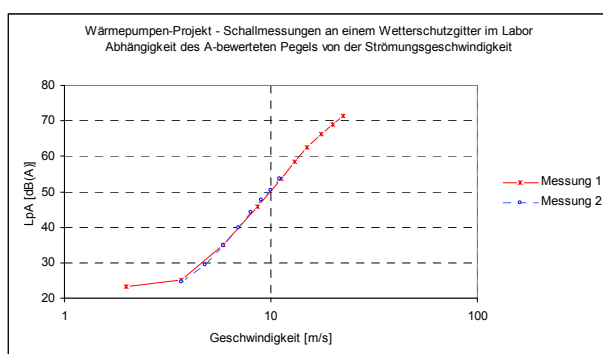


Bild D.7 Schalldruckpegel bei einem Wetterschutzgitter in 1 m Abstand

Bei den empfohlenen Luftgeschwindigkeiten von maximal 3-4 m/s sind die Strömungsgeräusche von Schutzgittern, Rosten und Wetterschutzgittern gegenüber dem Ventilatorlärm vernachlässigbar.

Anhang E Schalldämpfer

E.1 Auslegung eines Absorptions-Schalldämpfers

Ein allseitig mit Absorptionsmaterial ausgekleideter Blechkanal wirkt als Absorptionsschalldämpfer. Die Wirksamkeit kann mit Hilfe der Näherungsformel nach Piening berechnet werden:

$$D_L = 1.5 \cdot \alpha \cdot \frac{U \cdot L}{S}$$

D_L Dämpfung in [dB] (frequenzabhängig)

α Schallabsorptionsgrad der Auskleidung (frequenzabhängig)

U Schallabsorbierend ausgekleideter Umfang des Strömungsquerschnitts [m]

L Länge des Schalldämpfers (ausgekleideter Bereich)

S Querschnittsfläche des verbleibenden Strömungskanals

Beispiel (Bild E.1):

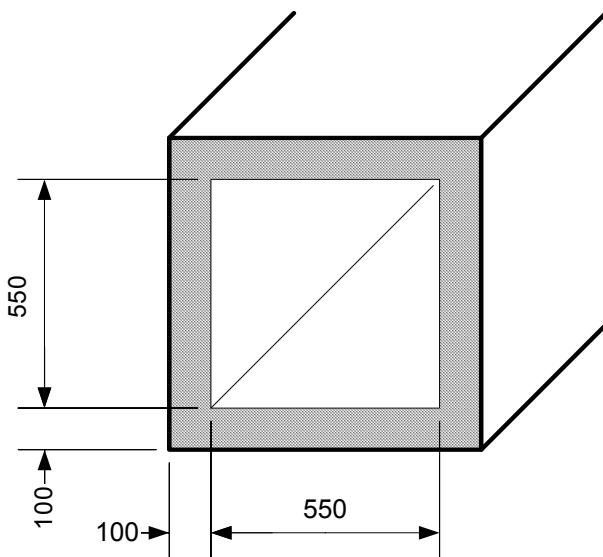


Bild E.1 schallabsorbierend ausgekleideter Kanal

Blechkanal 750×750 mm

Auskleidung: Absorptionsmaterial 100 mm dick

Verbleibende Strömungsfläche 550×550 mm

→ $S = 0.3 \text{ m}^2$; $U = 4 \cdot 0.55 \text{ m} = 2.2 \text{ m}$

Länge des Schalldämpfers $L = 1 \text{ m}$

Abschätzung der Dämpfung bei 100 Hz:

$\alpha = 0.38$ (aus Bild 5.11)

$$D_L = 1.5 \cdot \alpha \cdot \frac{U \cdot L}{S}$$

$$= 1.5 \cdot 0.38 \cdot \frac{2.2 \text{ m} \cdot 1 \text{ m}}{0.3 \text{ m}^2} = 4.2 \text{ dB}$$

Trotz der relativen dicken Auskleidung ist die Dämpfung bei tiefen Frequenzen nur schwach wahrnehmbar. Bei 200 Hz (doppelte Frequenz) wäre die Dämpfung deutlich besser (ca. 7 dB).

Durch den relativ grossen Strömungsquerschnitt können sich die hohen Frequenzen (in diesem Beispiel ab ca. 600 Hz) mit geringer Dämpfung ausbreiten. Dies kann verhindert werden durch Schalldämpferkulissen, welche den Querschnitt in schmale Kanäle unterteilen (Bild E.2). Die offenen Kanäle sollten höchstens gleich dick sein wie die Kulissen. Zur Bestimmung des Absorptionsgrads in Bild 5.11 ist die halbe Kulissendicke (hier 100 mm) massgebend.

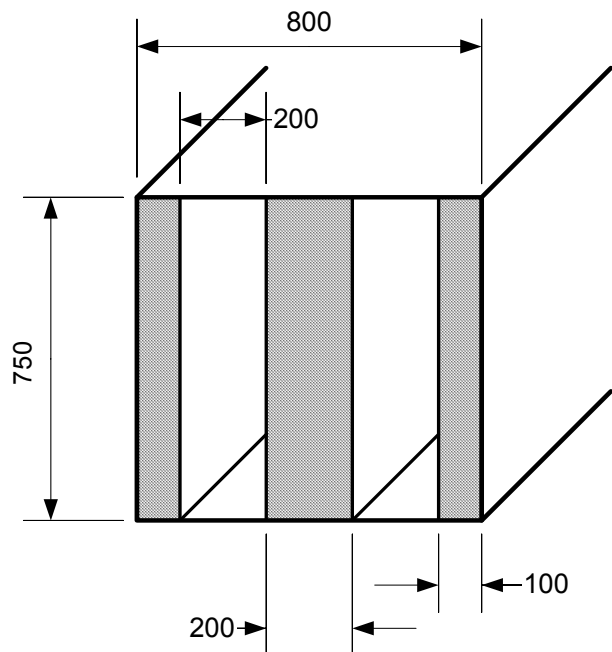


Bild E.2 Kanal mit Schalldämpferkulissen

Abschätzung:

$$D_L = 1.5 \cdot \alpha \cdot \frac{U \cdot L}{S}$$

$$= 1.5 \cdot 0.38 \cdot \frac{3 \text{ m} \cdot 1 \text{ m}}{0.3 \text{ m}^2} = 5.7 \text{ dB}$$

Die Schalldämpfung bei 100 Hz ist dank der grösseren Oberfläche ein bisschen besser. Bei hohen Frequenzen bis ca. 1600 Hz ist die Dämpfung dank der engeren Kanäle deutlich besser. Herstellkosten und Strömungswiderstand sind etwas grösser als im einfachen Beispiel in Bild E.1.

E.2 Messresultate eines Absorptions-Schalldämpfers



Bild E.3 Wärmepumpe mit Schalldämpfer

Bild E.3 zeigt eine Luft/Wasser-Wärmepumpe mit Schalldämpfern bei der Ein- und Austrittsöffnung. Die damit erreichbare Wirkung geht aus Bild E.4 hervor. Da das Absorptionsmaterial in diesem Fall nur 25 mm dick war, ist die Wirkung erst ab 400 Hz spürbar.

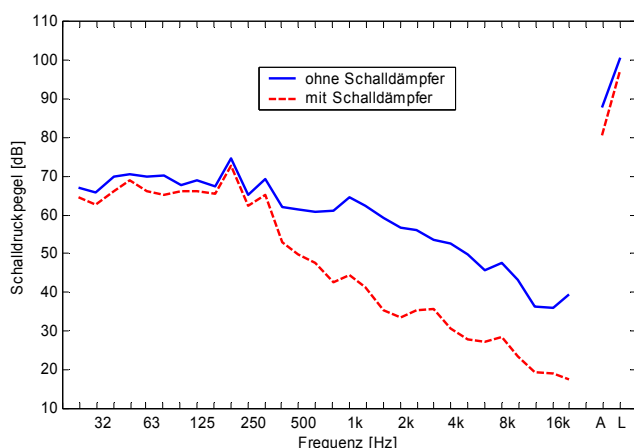


Bild E.4 Schalldruckspektren beim Lufteintritt mit und ohne Schalldämpfer

E.3 Schalldämpfende Wirkung von rohen Luftschächten

Bei drei neueren Wärmepumpenanlagen wurde die Schallleistung bei der Kanalmündung in den Luftschacht und oben bei der Luftschachtöffnung gemessen. Bild E.5 zeigt den Unterschied im gemessenen Schallleistungspegel. Der Unterschied liegt über den ganzen Frequenzbereich in der Grössenordnung von 4 dB. Besonders die hohe Schalldämpfung bei tiefen Frequenzen ist erstaunlich und müsste mit genaueren Messungen überprüft werden. (Die Messungen, insbesondere bei der Kanalmündung, sind vermutlich infolge stark reaktiver Schallfelder nicht sehr präzise.)

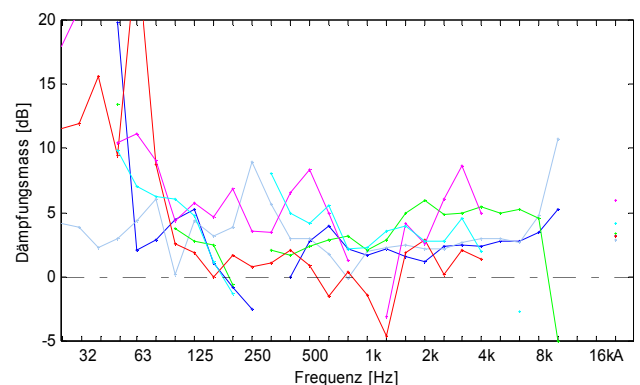


Bild E.5 Schalldämpfung von rohen Lichtschächten

E.4 Schalldämpfer für Luftschacht-Einbau

Um die Wirksamkeit von Schalldämpfern in Luftschächten zu erproben, wurde im Akustiklabor ein Luftschacht aus Spanplatten nachgebaut. Die Erregung mit Lärm erfolgte mit einem Rauschsignal über einen Lautsprecher. Bild E.6 zeigt den Modell-Luftschacht.



Bild E.6 Modell-Luftschacht leer (Querschnitt 600x800), mit Lautsprecher

Dieser Luftschacht wurde behelfsmässig mit 50 mm dickem Schallabsorptions-Material ausgekleidet. Das damit erzielte Schalldämpfungsmass ist in

Bild E.7 dargestellt. Das Dämpfungsmass wurde bestimmt als Differenz des Schallleistungspegels bei der Schachthöffnung mit und ohne Auskleidung.

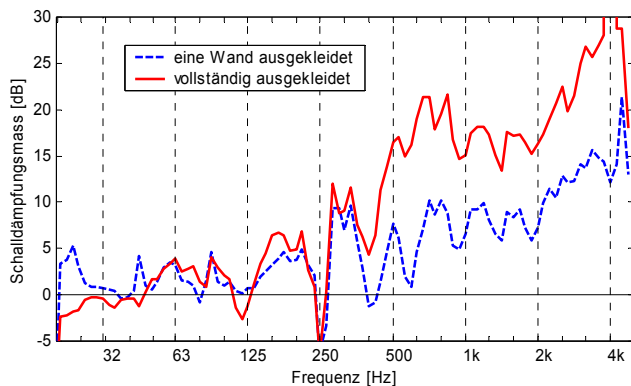


Bild E.7 Schalldämpfungsmass von absorbieren-der Auskleidung im Modell-Luftschacht

Das Absorptionsmaterial mit einer Dicke von 50 mm zeigt erst ab ca. 500 Hz eine deutliche Wirkung.

In einem Modellluftschacht mit Länge 1900 mm wurden verschiedene Konfigurationen mit Resonanz- und Kombinations-Schalldämpfern erprobt (Bild E.8). Durch eine Trennwand wurde ein nur einseitig offenes Kanalstück gebildet, das als akustischer Resonator wirkt.

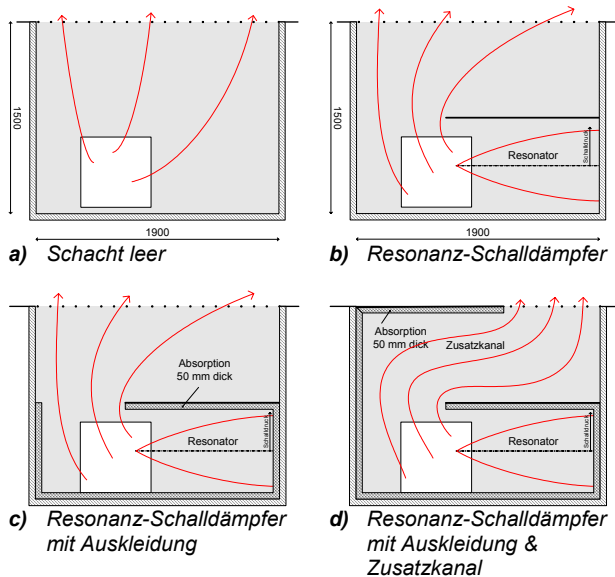


Bild E.8 Konfigurationen des Luftschachts mit Länge 1900 mm

Bild E.9 zeigt die damit erzielte Dämpfung. Durch den Resonator wurde die Dämpfung bei 63 Hz und bei 220 Hz wesentlich verbessert. Bei 63 Hz entspricht die Länge des Resonators ca. $\lambda/4$, bei 220 Hz ca. $\lambda \cdot 3/4$. Durch die Ausbildung eines Zusatzkanals innerhalb des Luftschachts, kombiniert mit absorbierender Auskleidung (50 mm dick) konnte die Schalldämpfung bei Frequenzen ab ca. 125 Hz deutlich verbessert werden.

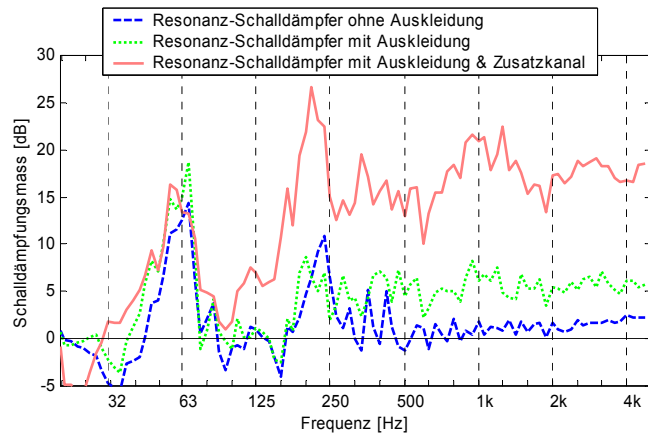


Bild E.9 Schalldämpfung beim Lichtschacht mit Länge 1900 mm

E.5 Auslegungsbeispiel für einen Resonanz-Schalldämpfer für tiefe Frequenzen

Absorptionsschalldämpfer, welche auch bei tiefen Frequenzen wirken sind sehr voluminös und teuer. Als Alternative können Resonanzschalldämpfer eingesetzt werden, welche bei einer wählbaren Frequenz sehr hohe Dämpfung aufweisen. Bild E.10 zeigt zwei Beispiele für einen Resonanz-Schalldämpfer in einem Schacht.

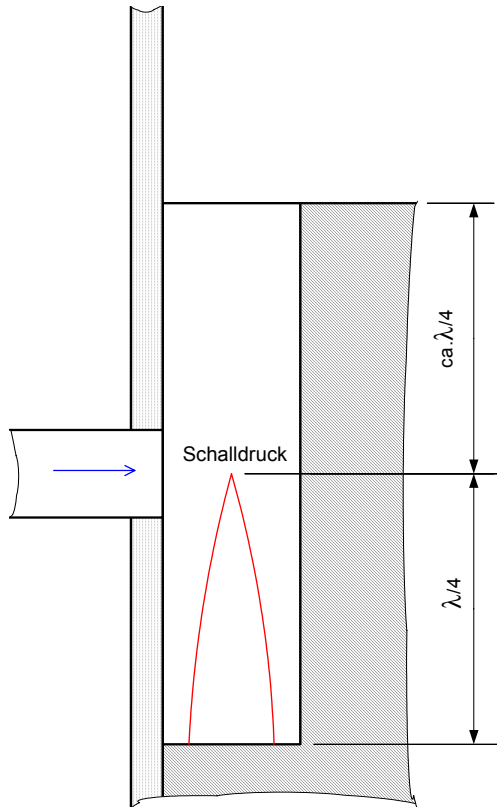
Durch die Verlängerung des Schachts nach unten um eine viertel Wellenlänge entsteht ein akustischer $\lambda/4$ -Resonator (Bild E.10a). Die Schachthöhe zwischen Kanalaustritt und der Schachthöffnung sollte ebenfalls etwa $1/4$ -Wellenlänge sein.

Um einen Brummtönen bei 50 Hz zu reduzieren wird dieser Resonanzschalldämpfer wie folgt ausgelegt:

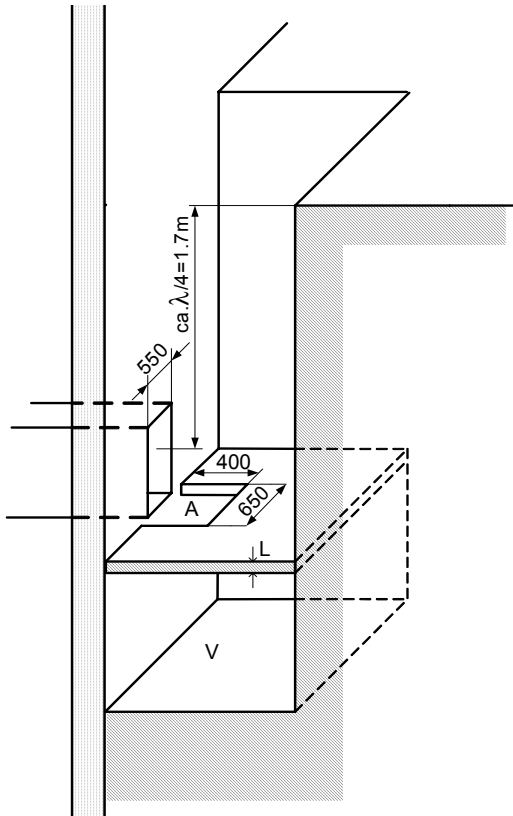
$$\text{Wellenlänge } \lambda = c / f = 340 \text{ m/s} / 50 \text{ Hz} = 6.8 \text{ m}$$

Der Schacht muss somit 3.4 m tief sein und der Kanal muss in der Mitte der Gesamttiefe münden.

Dieser Schalldämpfer zeigt die sehr gute Wirkung nur in einem schmalen Bereich um die Resonanzfrequenz. Zur Abstimmung der Resonanzfrequenz auf die tatsächliche Erregerfrequenz empfiehlt es sich, den Schacht etwas tiefer auszuführen und dann durch gezieltes Einbringen von Sand oder Kies die Wirkung zu optimieren.



a) $\lambda/4$ -Resonator



b) Helmholtz-Resonator

Bild E.10b zeigt eine Variante, bei der ein etwas weniger tiefer Schacht ausreicht. Anstelle des $\lambda/4$ -Resonators wird hier ein Helmholtz-Resonator verwendet, welcher gebildet wird aus einem Volumen V und einer kleineren Öffnung mit Querschnitt A (siehe auch Bild 5.16). Die Öffnung sollte nahe bei der Kanalmündung liegen und etwa den gleichen Querschnitt wie der Kanal aufweisen.

Beispiel:

freier Kanalquerschnitt = 550mm x 550mm

Öffnung A (etwas kleiner): 650 mm x 400 mm

Die wirksame Länge L' der Öffnung ist länger als die Dicke L der Trennplatte und beträgt ca.

$$L' \approx L + 0.8\sqrt{A}$$

$$= 0.030 \text{ m} + 0.8\sqrt{0.65 \text{ m} \cdot 0.4 \text{ m}} = 0.44 \text{ m}$$

Das benötigte Volumen wird dann berechnet gemäss Formel

$$V = \frac{A}{L'} \cdot \left(\frac{c}{2\pi \cdot f} \right)^2$$

$$= \frac{0.65 \text{ m} \cdot 0.4 \text{ m}}{0.44 \text{ m}} \cdot \left(\frac{340 \text{ m/s}}{2 \cdot 3.14 \cdot 50 \text{ Hz}} \right)^2 = 0.69 \text{ m}^3$$

Bei einem Schachtquerschnitt von 1000mm x 600mm wird das benötigte Volumen 1.15 m hoch (im Vergleich zu 1.7 m beim $\lambda/4$ -Resonator). Auch hier sollte das Volumen zuerst etwas grösser ausgeführt und bei Bedarf mit Sand oder Kies abgestimmt werden. Zusätzlich kann die Resonanzfrequenz auch durch variieren der Öffnung abgestimmt werden.

Tabelle E.1 gibt einen Überblick über die erforderlichen Volumen in Abhängigkeit der Frequenz.

Tabelle E.1 Resonatorvolumen

Frequenz	erforderliches Resonator-Volumen (bei Öffnung 650 x 400 mm)
50 Hz	0.69 m ³
63 Hz	0.44 m ³
80 Hz	0.27 m ³
100 Hz	0.17 m ³

Bild E.10 Resonanz-Schalldämpfer in einem Schacht

Anhang F Auslegung von Körperschallisolation

Bei der einfachsten Variante einer Körperschallisolation wird die vibrierende Masse m_1 (=Körperschallquelle) über ein elastisches Element auf einer bedeutend grösseren, starren Masse m_2 (Fundament) gelagert (Bild F.1).

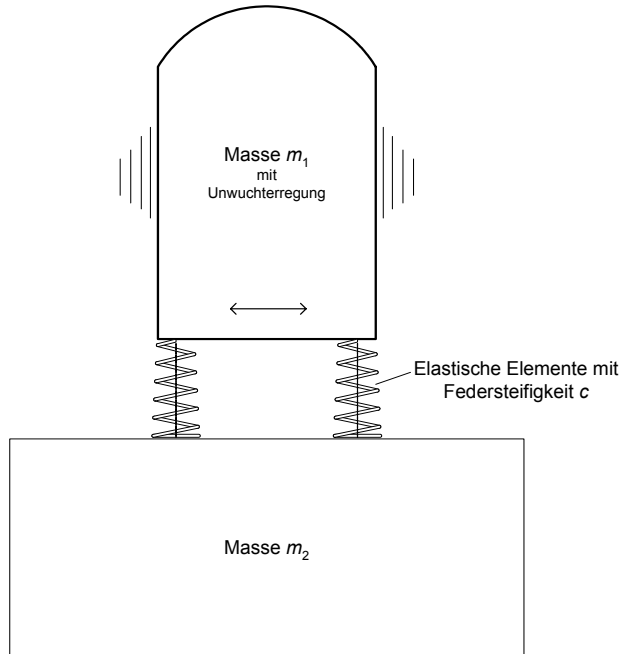


Bild F.1 Prinzip der Körperschall-Isolation

Die Wirksamkeit dieser Körperschallisolation wird vorwiegend bestimmt durch die Massen m_1 und m_2 sowie die Federsteifigkeit c der elastischen Lagerung. Die Abstimmfrequenz des Feder-Masse-Systems kann abgeschätzt werden durch

$$f_0 = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{c \cdot \left(\frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2} \right)} \quad (\text{F.1})$$

Anmerkung: Die häufig anzutreffende vereinfachte

Formel $f_0 = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{c}{m_1}}$ gilt nur bei sehr schwerem

Fundament m_2 . Diese Voraussetzung trifft in Wärmepumpen häufig nicht zu; diese vereinfachte Formel liefert dann falsche Ergebnisse.

Die Abstimmfrequenz f_0 sollte maximal die Hälfte der tiefsten Erregerfrequenz f betragen.

für $\frac{f}{f_0} > 2$ beträgt das Dämmmass

$$K \approx 40 \cdot \log \left(\frac{f}{f_0} \right) \quad [\text{dB}] \quad (\text{F.2})$$

Für Vertikalschwingungen hängt die Abstimmfrequenz f_0 näherungsweise zusammen mit der statischen Einfederung δ der elastischen Lagerung bei Belastung mit der *kleineren* der beiden Massen (bei der *statischen* Einfederung wird jedoch der Effekt der dynamischen Steifigkeit (siehe Abschnitt

5.2.3.4) nicht berücksichtigt, was unter Umständen zu bedeutenden Abweichungen führen kann!):

$$\delta = \frac{9.81 \text{ m/s}^2}{(2\pi \cdot f_0)^2} \quad (\text{F.2})$$

Diese Zusammenhänge sind im Diagramm von Bild F.2 dargestellt.

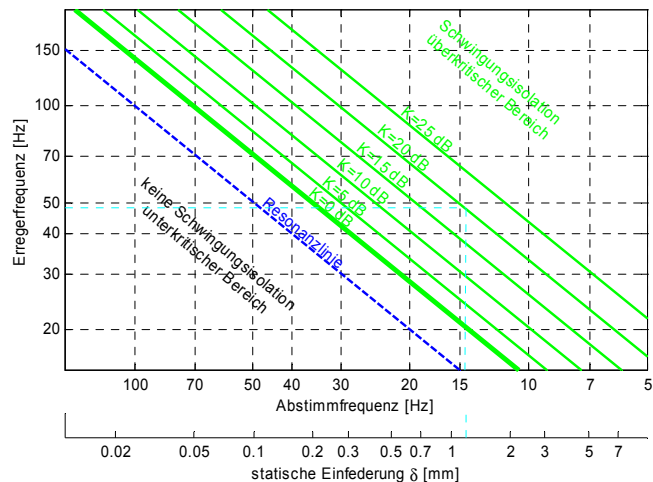


Bild F.2 Diagramm zur Bestimmung von Abstimmfrequenz und statischer Einfederung

Achtung: Dieses Diagramm ist nur bei sehr grosser Masse m_2 direkt anwendbar

F.1 Beispiel 1

Körperschallisolation eines Kompressors

Ein Kompressor mit einer Masse von 30 kg und einer Drehzahl von 2900 U/min soll auf einem schweren Fundament elastisch gelagert werden, so dass ein Körperschalldämmmass von 20 dB erreicht wird.

Erregerfrequenz = 48 Hz

→ maximal zulässige Abstimmfrequenz aus Formel (F.2)

$$f_0 = 10^{-K/40} \cdot f = 10^{-20/40} \cdot 48 \text{ Hz}$$

$$= 0.32 \cdot 48 \text{ Hz} \approx 15 \text{ Hz}$$

(siehe auch Diagramm F.2)

→ statische Einfederung unter dem Kompressorgewicht:

$$\delta = \frac{9.81 \text{ m/s}^2}{(2 \cdot 3.14 \cdot 15 \text{ Hz})^2} = 0.0011 \text{ m} = 1.1 \text{ mm}$$

→ die Gewichtskraft des Kompressors beträgt

$$g \cdot m_1 = 9.81 \text{ m/s}^2 \cdot 30 \text{ kg} = 294 \text{ N}$$

→ erforderliche dynamischen Federsteifigkeit insgesamt:

$$c_{\text{dyn,gesamt}} = N/\delta = 294 \text{ N} / 1.1 \text{ mm} = 267 \text{ N/mm}$$

→ 4 Gummielemente mit einer dynamischen Federsteifigkeit $c_{\text{dyn}} = 267 \text{ N/mm} / 4 = 67 \text{ N/mm}$.

Da die dynamische Steifigkeit höher ist als die statische, sollten Elemente mit einer statischen Federsteifigkeit $c \approx 50 \text{ N/mm}$ gewählt werden. Der Kompressor regt auch horizontale Vibrationen an; die

Federsteifigkeit soll deshalb auch in horizontaler Richtung ca. 50 N/mm oder weniger betragen. Der Kompressor führt auch Kipp- und Drehvibrationen aus, die in dieser vereinfachten Auslegungsmethode jedoch nicht berücksichtigt sind.

Mitgelieferte Gummifüsse

Die mit den Kompressoren üblicherweise mitgelieferten Gummielemente (z.B. Durchmesser 40 mm, Höhe 18 mm) sind ausgelegt für die Befestigung auf einer starren Unterlage, welche eine wesentlich grössere Masse als der Kompressor besitzt. Nachrechnung mit Formel (F.1):

- Masse des Kompressors: $m_1 = 30 \text{ kg}$
- dynamische Steifigkeit der 4 mitgelieferten Gummielemente: $4 \times 150 \text{ N/mm}$
- Situation bei Befestigung des Kompressors auf **schwerem Fundament** $m_2 = 1000 \text{ kg}$ (Bild F.3a):

$$f_0 = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{c \cdot \left(\frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2} \right)}$$

$$= \frac{1}{2 \cdot 3.14} \cdot \sqrt{4 \cdot 150'000 \text{ N/m} \cdot \left(\frac{1}{30 \text{ kg}} + \frac{1}{1000 \text{ kg}} \right)}$$

$$= 23 \text{ Hz}$$

Bei Aufstellung mit den mitgelieferten Gummifüssen auf massivem Fundament beträgt f_0 somit gerade etwa die Hälfte der Anregungsfrequenz und die Körperschallisolation ist ab der Drehfrequenz des Kompressors wirksam (Dämmmass ca. 10 dB).

Typische Kompressorbefestigung in einer Wärmepumpe

Bei vielen Wärmepumpenkonstruktionen wird der Kompressor auf einer Blechplattform mit einer Dicke von z.B. 3 mm befestigt (Bild F.3b). Die wirkame Masse dieses Blechs, in der Umgebung des Kompressors beträgt ca. 1.5 kg und ist somit nur ein Bruchteil der Kompressormasse. Es ist nicht einfach abzuschätzen, welcher Teil der Blechplattform für die Vibrationsisolation wirksam ist; hier wurde ein Bereich mit Radius 150 mm verwendet. Wenn man diese geringe Masse in Formel (F.1) einsetzt, wird ersichtlich, warum die Gummifüsse der Kompressorbefestigung bei dieser Lagerungsart erst bei hohen Frequenzen wirksam werden.

Typische Situation bei Befestigung des Kompressors auf **Blechplattform** $m_2 = 1.5 \text{ kg}$:

$$f_0 = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{c \cdot \left(\frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2} \right)}$$

$$= \frac{1}{2 \cdot 3.14} \cdot \sqrt{4 \cdot 150'000 \text{ N/m} \cdot \left(\frac{1}{30 \text{ kg}} + \frac{1}{1.5 \text{ kg}} \right)}$$

$$= 103 \text{ Hz}$$

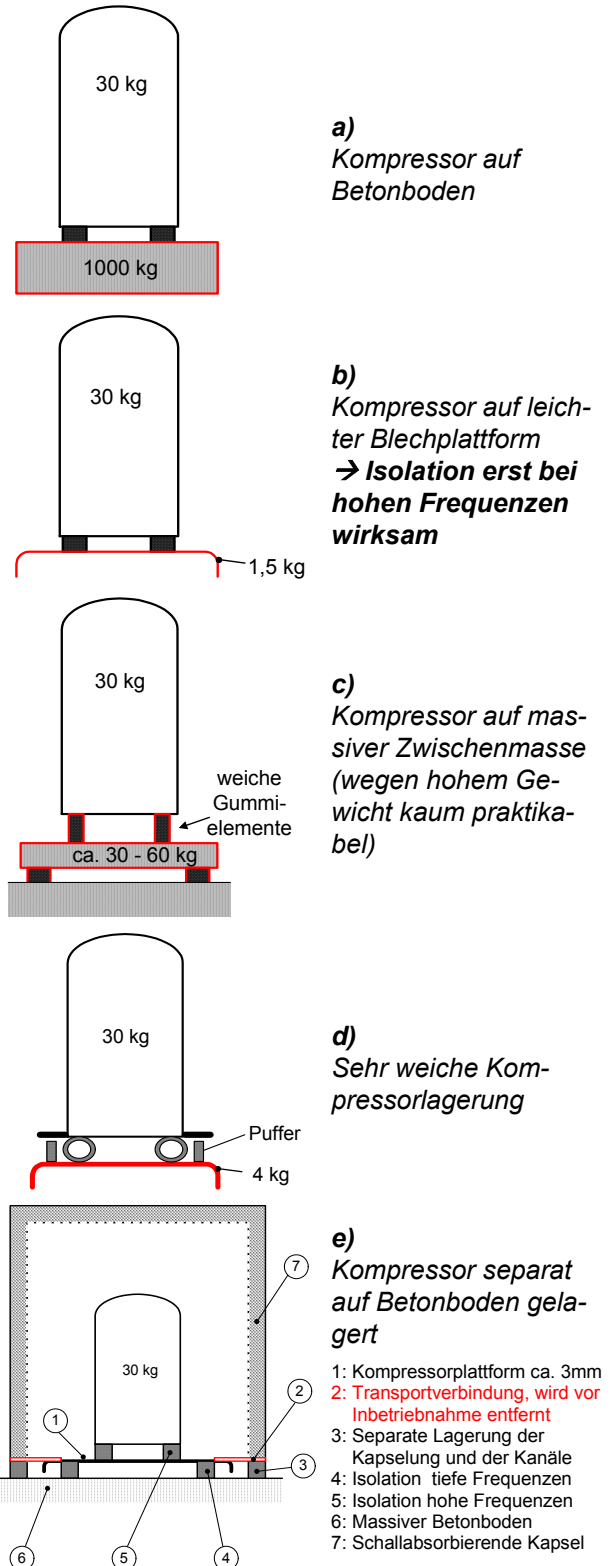


Bild F.3 Verschiedene Arten der elastischen Lagerung eines Kompressors

Wegen der geringen Masse des Blechs ist in diesem Beispiel f_0 wesentlich höher. Die gleichen Gummielemente wie im oberen Beispiel isolieren in dieser Situation erst ab ca. 200 Hz. Bei der Drehfrequenz des Kompressors sind sie praktisch ohne Wirkung und bei der doppelten Kompressordrehzahl besteht sogar die Gefahr von Resonanzanregung (f_0 liegt in der Nähe von $2 \times 48 \text{ Hz}$).

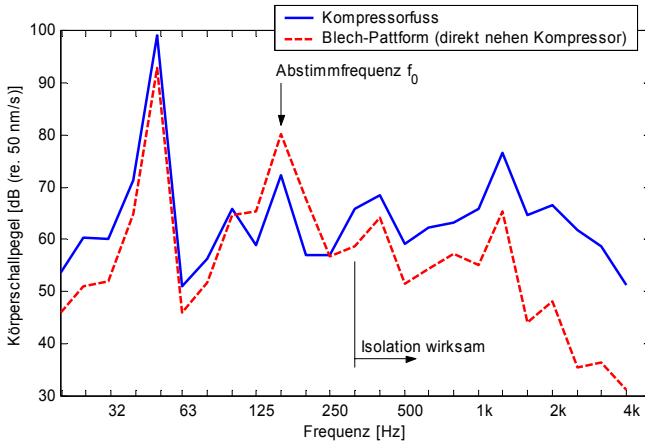


Bild F.4 Spektren des Körperschallpegels einer elastischen Kompressorlagerung

Dass dies nicht nur Theorie ist, sondern auch an einer typischen Wärmepumpe auftritt, zeigen die Frequenzspektren in Bild F.4. Bei diesem gemessenen Beispiel liegt die Abstimmfrequenz f_0 etwa bei 160 Hz; bei dieser Frequenz schwingt das Blech deutlich *stärker* als der Kompressorfuß! Die Isolation wird erst bei Frequenzen ab 320 Hz wirksam.

Kompressorbefestigung auf einer Zwischenmasse

In Bild F.3c steht der gleiche Kompressor zusammen mit dem Kondensator und anderen Aggregaten auf einer dicken Stahlplatte, die gegenüber dem Betonboden wiederum elastisch gelagert ist. Diese Zwischenmasse sollte z.B. etwa die doppelte Masse des Kompressors haben. Gesamtmasse von Platte und starr befestigten Aggregaten (d.h. ohne Kompressor) sei 60 kg. Durch die zusätzliche Zwischenmasse entsteht ein 2-Massen-System mit insgesamt 12 Resonanzfrequenzen; 2 dieser Resonanzfrequenzen entsprechen Schwingungen in vorwiegend vertikaler Richtung. Die theoretischen Berechnungen werden durch die Vielzahl der Resonanzen wesentlich komplizierter. Eine einfache Abschätzung mittels Formel (F.1) ergibt folgendes Resultat:

$$f_0 = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{c \cdot \left(\frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2} \right)}$$

$$= \frac{1}{2 \cdot 3.14} \cdot \sqrt{4 \cdot 150'000 \text{ N/m} \cdot \left(\frac{1}{30 \text{ kg}} + \frac{1}{60 \text{ kg}} \right)}$$

$$= 27.6 \text{ Hz}$$

Trotz der sehr massiven Stahlplatte steigt die Abstimmfrequenz gegenüber einem 1000 kg-Fundament bereits merklich an. Um die Abstimmfrequenz unter 24 Hz zu halten sollten etwas weichere Gummifüße eingesetzt werden. Die Stahlplatte muss nun gegenüber dem Betonboden, bzw. dem

möglichst starren Grundrahmen der Wärmepumpe ebenfalls elastisch gelagert sein.

Auch die Gummielemente unter der schweren Stahlplatte können, unter Berücksichtigung der dynamischen Federsteifigkeit, für eine Einfederung von ca. 1 mm bei Belastung mit 60 kg ausgelegt werden. Diese 2-stufige Körperschallisolation erreicht dann vor allem bei hohen Frequenzen eine sehr hohe Isolationswirkung. Zusätzlich zu dieser Auslegung muss gewährleistet sein, dass keine der insgesamt 12 Resonanzfrequenzen in der Nähe der Erregerfrequenzen liegt. Wegen der Temperatur- und Frequenzabhängigkeit der Gummihärte ist dies selbst für Fachleute schwierig. Es empfiehlt sich deshalb durch Versuche sicherzustellen, dass im gesamten zulässigen Betriebsbereich keine übermäßigen Resonanzschwingungen auftreten.

Diese Isolation mittels Zwischenmasse erhöht das Gesamtgewicht der Maschine beträchtlich und ist deshalb beim Installateur unbeliebt. Alternative Lösungen, die auch bei tiefen Frequenzen wirksam sind, werden in den nachfolgenden Abschnitten aufgezeigt.

Sehr weiche Kompressorlagerung

Eine Lösung ist die extrem weiche Lagerung (Bild F.3d): Kompressor auf dickerem Blech, z.B. 5 mm dick mit Versteifungen, wirksame Masse 4 kg. Durch Umformen der Gleichung (F.1) kann die Federsteifigkeit für eine maximal empfohlene Abstimmfrequenz von $f_0 = 24 \text{ Hz}$ berechnet werden:

$$c = \frac{(2\pi \cdot f_0)^2}{\frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2}}$$

$$= \frac{(2 \cdot 3.14 \cdot 24 \text{ Hz})^2}{\frac{1}{30 \text{ kg}} + \frac{1}{4 \text{ kg}}} = 80'000 \text{ N/m}$$

Die benötigten Federn sind somit ca. 8x weicher als die üblichen mitgelieferten Gummifüße. Die statische Einfederung des Kompressors ist dann 4 mm.

Bei einer so weichen Lagerung des Kompressors ist durch Puffer sicherzustellen, dass die Rohrleitungen beim Transport und beim Einschalten des Kompressors nicht übermäßig belastet werden. Bei Normalbetrieb darf der Kompressor die Puffer jedoch nicht berühren!

Separate Lagerung des Kompressors

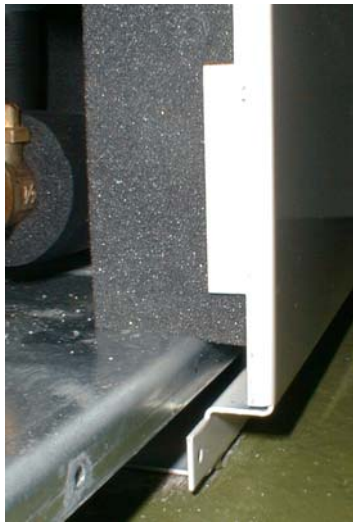


Bild F.5 Separate Lagerung des Kompressors und des Wärmepumpengehäuses auf dem Betonboden.

Erklärung:

Der Kompressor ist mittels der mitgelieferten Gummifüsse auf der Blechplattform (links im Bild) befestigt. Diese Blechplattform ist mittels Rundpuffern (Durchmesser 40 mm, Höhe 40 mm, auf dem Bild nicht sichtbar) direkt auf dem Betonfundament abgestützt. Das Wärmepumpengehäuse (weisses Blech) steht vollständig getrennt von der Kompressorplattform auf dem Betonfundament. Dieses Gehäuse ist als Schallkapsel ausgebildet mit 50 mm Absorptionsmaterial auf der Innenseite. Das Absorptionsmaterial liegt auf der Kompressorplattform auf und bildet so eine Dichtung gegen das Austreten von Luftschall.

Eine andere wirksame Lösung, die bereits heute angewendet wird, ist die separate Lagerung der Kompressorplattform auf dem Betonboden (Bild F.3e). Die Gummifüsse des Kompressors isolieren dann nur die hohen Frequenzen, während die tiefen Frequenzen durch die elastische Lagerung der Kompressorplattform (Blech, 3 mm dick) auf dem bauseitigen massiven Betonfundament (=Kellerboden) isoliert werden. Für den Transport ist die Kompressorplattform mit der übrigen Wärmepumpe fest verbunden. Nach der Aufstellung wird durch Lösen von Schrauben die Verbindung vollständig getrennt, so dass die Kompressorplattform einerseits und die anderen Komponenten (Kompressorkapsel, Luftkanäle, Verdampfer) andererseits sich getrennt über elastische Lagerung auf dem massiven Betonboden abstützen (Bild F.5).

F.2 Beispiel 2

Körperschallisolation eines Ventilators

Der Ventilator kann ebenfalls körperschallisoliert befestigt werden, um ein Magnetostruktions-Brummen bei 100 Hz zu reduzieren (Bild 5.26). Die Mas-

se des Ventilators ist 14 kg. Hier reicht ein Dämmmass von $K = 10$ dB.

→ Erregerfrequenz $f = 100$ Hz

→ maximal zulässige Abstimmfrequenz

$$f_0 = 10^{-K/40} \cdot f = 0.56 \cdot 100 \text{ Hz} = 56 \text{ Hz}$$

die Abstimmfrequenz soll aber maximal die halbe Erregerfrequenz betragen! → 50 Hz

→ statische Einfederung unter dem Ventilatorgewicht (gemäss Diagramm in Bild F.2) $\delta = 0.1$ mm

→ 4 Gummielemente mit je einer Federsteifigkeit von $c \leq 345$ N/mm

Bei dieser Auslegung wurde wiederum angenommen, dass das elastische Element (wie in Bild F.1 gezeigt) zwischen einer kompakten Masse (Ventilator) und einem starren Fundament montiert ist. Die Streben der Ventilatoraufhängung sind selber aber auch elastisch und die Wandringplatte ist ein elastisches Blech, welches wiederum oft an einer ebenfalls leichten Blechstruktur befestigt ist. In diesem Fall ist eine realistische Beurteilung der beteiligten Massen m_1 und m_2 schwierig. Eine zuverlässige Auslegung der Körperschallisolation ist in diesem Fall recht aufwändig und benötigt detaillierte zusätzliche Informationen (z.B. Steifigkeit der Ventilatorstreben in alle Richtungen, Elastizität der eingebauten Wandringplatte, angekoppelte Massen, usw.). Für die Praxis kann die grobe Abschätzung einen Anhaltspunkt liefern für die Auswahl der Gummielemente. Je nach Beurteilung der tatsächlichen Verhältnisse sollten wesentlich weichere Gummielemente verwendet werden. Wichtiger als eine genaue Auslegung sind:

- kritische Beurteilung, ob das angewendete Berechnungsverfahren für diese Anwendung überhaupt sinnvoll ist
- Überprüfung, ob durch die weichere Lagerung womöglich eine Resonanzfrequenz mit der Drehzahlfrequenz zusammenfällt (dies könnte infolge Unwuchterregung zu sehr starken Schwingungen führen)
- gute konstruktive Lösung, z.B. keine weiteren Körperschallbrücken durch Befestigungsschrauben
- sehr zu empfehlen ist die Überprüfung der Wirkung durch Versuche (Messen der Vibrationen mit und ohne Körperschallisolation).

F.3 Auslegung von Sperrmassen für Rohrleitungen

Die Körperschallausbreitung in Rohrleitungen kann durch flexible Schlauchstücke und Kompensatoren sehr wirksam unterbrochen werden. Für Kältemittelleitungen eignen sich diese Massnahmen jedoch weniger, da diese Leitungen wenn möglich vollständig verlötet werden sollten. Hier ist der Einsatz von Sperrmassen eine Lösung. Sperrmassen sind kompakte Massen, die möglichst starr mit der Rohrleitung verbunden sein müssen (Bild F.6). Dadurch entsteht für Körperschallwellen ein Impedanz-

Sprung, der einen Grossteil der Welle reflektiert. Flüssigkeitsschall wird durch eine Sperrmasse jedoch nicht gedämpft.

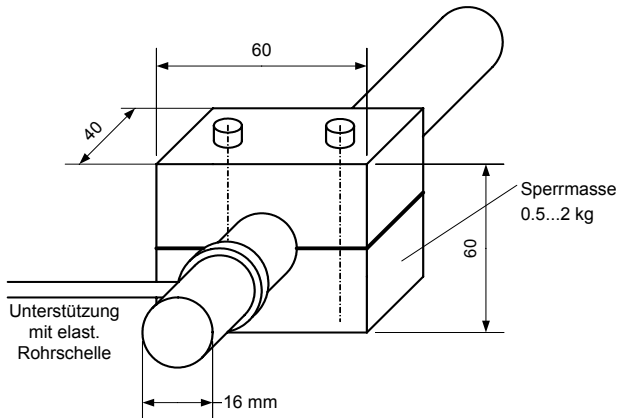


Bild F.6 Sperrmasse an einer Kältemittelleitung

Für typische Kältemittelleitungen mit einem Ausendurchmesser von ca. 16 mm sollte die Masse ca. 0,5 ... 2 kg betragen; damit wird bei den vorherrschenden Frequenzen (50 Hz und höher) eine Dämmung von ca. 8 ... 20 dB erzielt. (Die Auslegung von Sperrmassen basiert auf der Biegewellen-Theorie. Hinweise dazu sind beispielsweise in [FAS 84] zu finden.)

Wenn mehrere Leitungen wie in Bild F.7 mit einer gemeinsamen Sperrmasse isoliert werden, reicht pro Leitung etwa die halbe Masse aus. Zu beachten ist die unvermeidliche Wärmeleitung über die gemeinsame Sperrmasse.

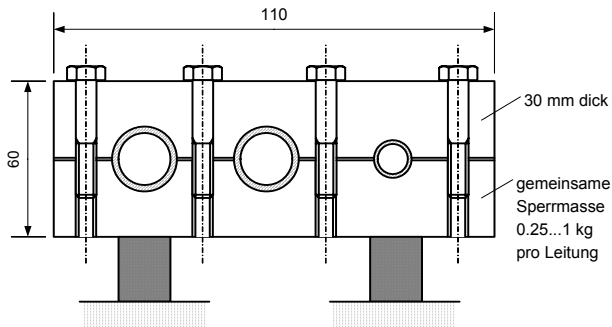


Bild F.7 Gemeinsame Sperrmasse an 3 Kältemittelleitungen

Wo die Sperrmasse befestigt wird, muss die Leitung elastisch sein. Zwischen Sperrmasse und Kompressor sollte die Leitung deshalb mindestens 1-2 Bogen aufweisen. Damit die Leitung durch die schwere Masse nicht zu stark belastet wird, sollte die Leitung in der Nähe der Masse, oder die Masse selber, elastisch gelagert werden.

Die Sperrmasse kann kombiniert werden mit einer akustischen Dichtung der Leitungsdurchführung durch die Schallschutzkapsel (Bild F.8). Die Sperrmasse kann innerhalb oder ausserhalb der Kapsel angeordnet werden. Wichtig ist, dass die Sperrmasse die Kapselwand nicht berührt und die Dich-

tung dazwischen sehr weichelastisch ausgeführt wird.

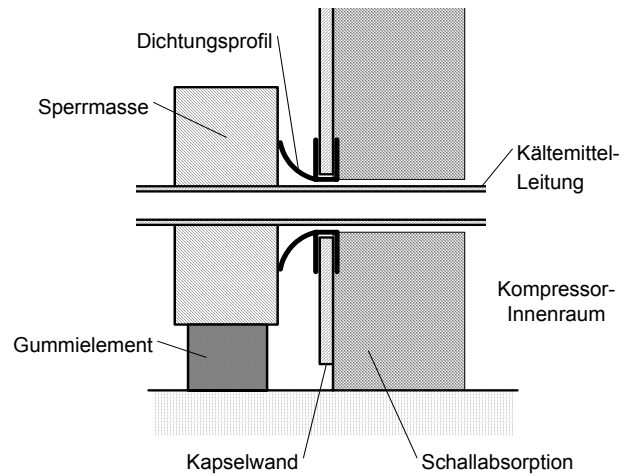


Bild F.8 Kombination von Sperrmasse mit der akustischen Dichtung der Leitungsdurchführung durch die Kapselwand

Anhang G Beurteilung der Lärmimmissionen von Luft/Wasser-Wärmepumpen

Die folgende Anleitung zur Beurteilung von Lärmimmissionen erleichtert die Planung und die Auswahl des Wärmepumpen-Typs. Sie wurde erarbeitet durch das Amt für Raumplanung, Abt. Lärmschutz des Kantons Basel-Landschaft (e-mail: Laermschutz@bud.bl.ch) in Zusammenarbeit mit weiteren Fachstellen. Diese Wärmepumpen-Deklaration ist im Kanton Basel-Landschaft erforderlich für das Baubewilligungsverfahren. Das darin beschriebene Berechnungsverfahren und die Grenzwerte haben jedoch Gültigkeit für die ganze Schweiz.

Lärmschutz bei Luft/Wasser-Wärmepumpen

Wärmepumpen im Baubewilligungsverfahren, Anforderungen an den Schutz vor Lärmimmissionen

Wärmepumpen liefern saubere Energie und erfreuen sich deshalb bei Bauherrschaften grosser Beliebtheit. Luft-/Wasser-Wärmepumpen (WP) können je nach Typ und Einbauart (Innen- bzw. Aussenmontage) relativ hohe Lärmimmissionen in der Umgebung erzeugen, was in dicht besiedelten Gebieten vor allem während den Nachtstunden zu Problemen mit der Nachbarschaft führen kann.

Gesetzliche Grundlage für die Beurteilung der Lärmimmissionen ist die Lärmschutz-Verordnung (LSV) Kapitel 3 bis 7 und Anhang 6. Gemäss Artikel 7 LSV müssen bei neuen Anlagen die Planungswerte der Empfindlichkeitsstufe der betroffenen Nutzungszone eingehalten werden. Nachträgliche Sanierungen von nicht LSV-konform eingebauten Anlagen verursachen einen unverhältnismässigen Aufwand.

Eine sorgfältige Planung und eine Lärmprognose im Baubewilligungsverfahren sind deshalb unumgänglich. Wir empfehlen, schon in einem frühen Planungsstadium folgende Punkte zu beachten:

- *Anordnung des Heizungsraums im Grundriss in Bezug auf Nachbarliegenschaften. Distanz der Lärmquelle (Luftschächte, Lüftungsgitter etc.) zu den Nachbarliegenschaften. Bei unbebauten Nachbarparzellen gilt der minimale Grenzabstand von 2.00 m gem. § 90 des Raumplanungs- und Baugesetzes (RBG) und § 52 der Verordnung zum Raumplanungs- und Baugesetz (RBV) des Kantons Basel-Landschaft.*
- *Lage und Abmessungen der Luftschächte*
- *Auswahl des WP-Typs mit entsprechenden Geräuschemissionsangaben (Schall-Leistung) gemäss WPZ-Bulletin (Publikation des Wärmepumpen-Zentrums Töss), Telefon 052 202 34 53, oder im Internet unter www.wpz.ch. Fehlen diese Angaben, so können gemessene Schalldruckpegel (= Leq) bei einer gleichen Anlage, welche bereits in Betrieb ist, herangezogen werden. Das Messprotokoll muss der Wärmepumpen-Deklaration beigelegt werden.*
- *Wenn zum Zeitpunkt der Baueingabe WP-Fabrikat und Typ noch nicht bekannt sind, so verpflichtet sich die Bauherrschaft, eine ähnliche WP mit den in der Deklaration angegebenen Werten einzubauen.*
- *Anordnung der WP im Heizungsraum, schwingungsarme Montage der Anlage und der Rohrleitungen.*
- *Lärmimmissionen im Innern des Hauses*

Die beigelegte Wärmepumpen-Deklaration wurde in Zusammenarbeit mit der Fördergemeinschaft Wärmepumpen Schweiz (FWS), dem Bundesamt für Energie (BfE), dem Bundesamt für Umwelt, Wald und Landschaft (BUWAL) und der Eidg. Materialprüfungsanstalt (EMPA) erarbeitet und erleichtert Planung und Auswahl des WP-Typs.

Bei einer korrekten Deklaration erübrigt sich eine obligatorische Abnahmemessung. Im Sinne der Artikel 12 und 34 LSV kann von der Vollzugsbehörde stichprobenweise eine Kontrollmessung verlangt werden.

Projektverfasser:

Wärmepumpen, Schalldruck-Pegel LpA bzw. Leq in Funktion des Abstandes in dB(A)

Tabelle gilt für **Q = 4 (an der Fassade = Normalfall)**

- freier Austritt** Schalldruckpegel LpA am Empfangsort: $LpA = LwA + 10 \cdot \log [Q / (4\pi d^2)]$

	Schalldruck-Pegel LpA bzw. Leq im Abstand X in Meter in Funktion des Schalleistungs-Pegels LwA in dB(A)									
Abstand:	1 m	1.4 m	2 m	4 m	5 m	6 m	8 m	10 m	12 m	15 m
ΔL	- 5 dB	- 8 dB	- 11 dB	-17 dB	- 19 dB	- 20.5 dB	- 23 dB	- 25 dB	- 26.5 dB	- 28.5 dB
LwA										
48 dB	43	40	37	31	29	27.5	25	23	21.5	19.5
49 dB	44	41	38	32	30	28.5	26	24	22.5	20.5
50 dB	45	42	39	33	31	29.5	27	25	23.5	21.5
51 dB	46	43	40	34	32	30.5	28	26	24.5	22.5
52 dB	47	44	41	35	33	31.5	29	27	25.5	23.5
53 dB	48	45	42	36	34	32.5	30	28	26.5	24.5
54 dB	49	46	43	37	35	33.5	31	29	27.5	25.5
55 dB	50	47	44	38	36	34.5	32	30	28.5	26.5
56 dB	51	48	45	39	37	35.5	33	31	29.5	27.5
57 dB	52	49	46	40	38	36.5	34	32	30.5	28.5
58 dB	53	50	47	41	39	37.5	35	33	31.5	29.5
59 dB	54	51	48	42	40	38.5	36	34	32.5	30.5
60 dB	55	52	49	43	41	39.5	37	35	33.5	31.5
61 dB	56	53	50	44	42	40.5	38	36	34.5	32.5
62 dB	57	54	51	45	43	41.5	39	37	35.5	33.5
63 dB	58	55	52	46	44	42.5	40	38	36.5	34.5
64 dB	59	56	53	47	45	43.5	41	39	37.5	35.5
65 dB	60	57	54	48	46	44.5	42	40	38.5	36.5
66 dB	61	58	55	49	47	45.5	43	41	39.5	37.5
67 dB	62	59	56	50	48	46.5	44	42	40.5	38.5
68 dB	63	60	57	51	49	47.5	45	43	41.5	39.5
69 dB	64	61	58	52	50	48.5	46	44	42.5	40.5
70 dB	65	62	59	53	51	49.5	47	45	43.5	41.5
71 dB	66	63	60	54	52	50.5	48	46	44.5	42.5
72 dB	67	64	61	55	53	51.5	49	47	45.5	43.5
73 dB	68	65	62	56	54	52.5	50	48	46.5	44.5
74 dB	69	66	63	57	55	53.5	51	49	47.5	45.5
75 dB	70	67	64	58	56	54.5	52	50	48.5	46.5

Beurteilungspegel L_r (Nacht) = L_{eq} + K 1 + K 2 + K 3 + t_i/t_o + Sicherheitszuschlag

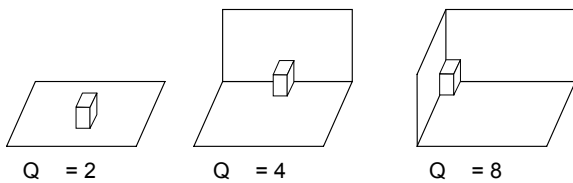
Korrekturfaktoren nach Anhang 6 LSV	nach den Angaben aus dem WPZ-Bulletin	- mit Messprotokoll <u>ohne</u> Frequenzspektrum - deutlich hörbarer Tongehalt	- mit Messprotokoll <u>mit</u> Frequenzspektrum - schwach hörbarer Tongehalt
K 1; Art der Anlage	+ 10 dB	+ 10 dB	+ 10 dB
K 2; Tonhaltigkeit	+ 4 dB	+ 4 dB	+ 2 dB
K 3; Impulshaltigkeit	+ 0 dB	+ 0 dB	+ 0 dB
t_i/t_o ; Betriebsdauer	- 5 dB	- 5 dB	- 5 dB
Sicherheitszuschlag, wenn <u>keine</u> Messung vorhanden	+ 3 dB	+ 0 dB	+ 0 dB
Σ Korrekturfaktoren:	+ 12 dB	+ 9 dB	+ 7 dB
bei einspringender Ecke:	+ 3 dB	+ 3 dB	+ 3 dB
Σ Korrekturfaktoren mit einspringender Ecke:	+ 15 dB	+ 12 dB	+ 10 dB

Bauliche Massnahmen zur Reduktion des Schallpegels:

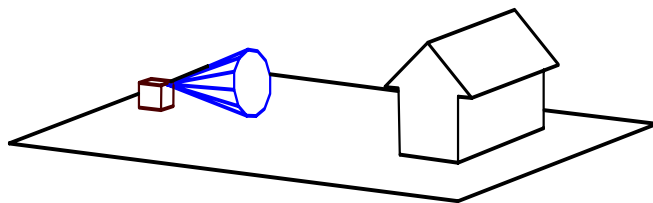
Massnahme	Reduktion	
Wetterschutz-Gitter	ca. -3 dB	
Schacht klein (ca. 1.5 m tief)	ca. -5 dB	
Schacht gross (ca. 2.00 m tief)	ca. -6 ÷ -7 dB	kann nachträglich noch mit schallabsorbierendem Material ausgekleidet werden.

Erläuterungen zum Formular "Wärmepumpen-Deklaration"

Richtfaktoren Q

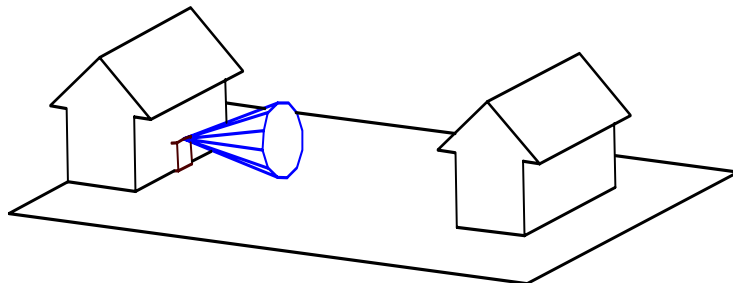


Aussenmontage, freistehend ($Q = 2$)



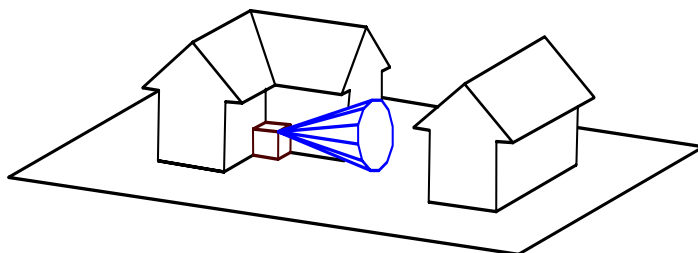
- 3 dB

Innenmontage, Luftein-/austritt in einen Lüftungsschacht oder durch ein Lüftungsgitter an der Hauswand, ($Q = 4$)



siehe Tabelle

Innenmontage, Luftein-/austritt in einen Lüftungsschacht oder durch ein Lüftungsgitter an der Hauswand bei einspringender Fassadenecke, ($Q = 8$)



+ 3 dB