

- [10] *Müllejtans, H. u. M. Illg:* Probleme der Klimatisierung von Straßenfahrzeugen. Klima + Kälteingenieur Bd. 3 (1975) Nr. 3, S. 3/8.
- [11] *Spegele, H. u. F. Steimle:* Klima und Behaglichkeit. klima - kälte - technik Bd. 15 (1973) Nr. 4, S. 76/80; Nr. 5, S. 95/101.
- [12] *Steimle, F.:* Klimakursus. Karlsruhe: Müller 1970.
- [13] *Rietschel/Raiß:* Heiz- und Klimatechnik. Berlin/Göttingen/Heidelberg: Springer-Verlag Bd. 1, 15. Aufl. 1968; Bd. 2, 15. Aufl. 1970.
- [14] *Recknagel/Sprenger:* Taschenbuch für Heizung- und Klimatechnik. München - Wien: Oldenbourg-Verlag 1974.
- [15] *Arbeitskreis der Dozenten für Klimatisierung:* Lehrbuch der Klimatechnik. Karlsruhe: Müller-Verlag 1974.
- [16] *Gröber/Erk/Grigull:* Die Grundgesetze der Wärmeübertragung. Berlin/Göttingen/Heidelberg: Springer-Verlag 1963.
- [17] *Eckert, E.:* Einführung in den Wärme- und Stoffaustausch. Berlin/Göttingen/Heidelberg: Springer-Verlag 1966.
- [18] *Barth, R.:* Fahrzeugheizungen. ATZ Bd. 64 (1962) Nr. 11, S. 325/31.
- [19] *Sperling, E.:* Wärmetechnische Berechnungsgrundlagen für die Heizung und Kühlung der Eisenbahnwagen. Archiv für Eisenbahntechnik Bd. 3 (1953) November, S. 13/23.
- [20] *Eriksson, H.-A.:* Värme och ventilation i traktorhytter (Heating and ventilating of tractor cabs) Uppsala: Jordbrukstekniska Institutet Nr. S 25 (1975).
- [21] *Reinders, H.:* Klimaphysiologie: Grundlage klimatechnischer Planung. Heiz.-Lüft.-Haustechnik Bd. 22 (1971) Nr. 10, S. 309/13.
- [22] *Witte, E.:* Schalltechnische Gesichtspunkte bei der Konstruktion von Fahrererkabinen. Grndl. Landtechnik Bd. 26 (1976) Nr. 2, S. 43/50.
- [23] *Gertis, K.:* Die Erwärmung von Räumen infolge Sonneneinstrahlung durch Fenster. Berichte aus der Bauforschung Heft 66, Berlin: W. Ernst-Verlag 1969.
- [24] *Schröder, H.:* Neue Sonnenschutzgläser zur Verglasung von Gebäuden und Fahrzeugen. Heiz.-Lüft.-Haustechnik Bd. 19 (1968) Nr. 2, S. 37/41.
- [25] VDI 2078: Regeln für die Berechnung der Kühllast klimatisierter Räume, Entwurf 1970.
- [26] *Raiß, W.:* Die Berechnung der Kühllast klimatisierter Räume nach der Richtlinie VDI 2078 (Entwurf). Wärme-, Klima- und Sanitärtechnik (1971) 1, S. 4/10.
- [27] *Bach, K.:* Planung von Klimaanlage für Eisenbahn-Reisezugwagen. Kältetechnik Bd. 5 (1953) Nr. 7, S. 189/94.
- [28] *Persson, R.:* Wärmeabsorbierende und wärmereflektierende Gläser. VDI-Z. Bd. 110 (1968) Nr. 1, S. 9/15.
- [29] *Grandjean, E. u. A. Rhiner:* Sonnenschutz und Raumklima-Ergebnisse wohnungsphysiologischer Untersuchungen. Ges.-Ing. Bd. 90 (1969) Nr. 7, S. 207/13.
- [30] *Legler, W.F.:* Heating, ventilating and air-conditioning of farm machine cabs. ASAE Paper No. 70-106.
- [31] *Eischen, F.D.:* Producing a quiet and comfortable cab. SAE Paper 68-0587.
- [32] *Jackson, W.H.:* The heating, ventilating and air-conditioning system of the automobile passenger compartment. Modern Refrigeration and Air Conditioning (1962) Nr. 12, S. 1130/32.
- [33] *Maljarenko, L.G. u. V.J. Prochorov:* Vorrichtung zur Verteilung der Zuluft in Schlepperkabinen. Traktory i Sel'chosmasiny Bd. 42 (1972) Nr. 2, S. 8/10.
- [34] *Vig, M.A. u. P.K. Turnquist:* Design and evaluation of air distribution systems in agricultural tractor cabs for summer environmental control. ASAE Paper No. 73-1554.

Schalltechnische Gesichtspunkte bei der Konstruktion von Fahrererkabinen.

Von Ernst Witte, Braunschweig-Völkenrode*)

Mitteilung aus dem Institut für landtechnische Grundlagenforschung der Forschungsanstalt für Landwirtschaft Braunschweig-Völkenrode

DK 631.372:62-784:331.827:534.83

Die Fahrer und Bedienpersonen landwirtschaftlicher Arbeitsmaschinen sind einer hohen Lärmbelastung ausgesetzt, die zwischen 85 dB (AI) und 100 dB (AI) liegt. Zum passiven Schallschutz kann die auch aus anderen Gründen angestrebte Fahrererkabine herangezogen werden. Eine Zusammenstellung der verschiedenen anzuwendenden Lärmbekämpfungsmaßnahmen und die sich daraus ergebenden Folgerungen sollen vor allem dem Konstrukteur ohne spezielle akustische Kenntnisse Anregungen und Hinweise für die Entwicklung von in schalltechnischer Hinsicht befriedigenden Kabinen geben.

Vorgetragen auf der Jahrestagung der VDI-Fachgruppe <Landtechnik> am 23. Okt. 1975 in Braunschweig.

*) Dipl.-Ing. E. Witte ist wissenschaftlicher Mitarbeiter im Institut für landtechnische Grundlagenforschung (Direktor Prof. Dr.-Ing. W. Bate) der Forschungsanstalt für Landwirtschaft, Braunschweig-Völkenrode.

1. Lärmbelastung und Möglichkeiten der Lärmbekämpfung

1.1 Lärmbelastung

Aus umfangreichen Untersuchungen ist bekannt, daß insbesondere die Fahrer und Bedienpersonen von Schleppern und Landmaschinen mit Eigenantrieb einer hohen Lärmbelastung ausgesetzt sind. Der am Ohr der betroffenen Personen gemessene Schalldruckpegel lag im Schnitt zwischen etwa 85 dB(AI) und 100 dB(AI) [1]. Ähnlich hohe Werte für die Lärmbelastung sind auch dem weiteren Schrifttum [2 bis 6] zu entnehmen.

Maßnahmen zur wirksamen Absenkung der Lärmbelastung sind daher als eine langfristige Aufgabe anzusehen.

Hauptlärmquellen an Schleppern und Landmaschinen mit Eigenantrieb sind neben dem Motor und dem Getriebe oszillierende oder hochoberflächig rotierende Arbeitswerkzeuge. Als Beispiel zeigt **Bild 1** die Geräuschspektren eines 110 kW-Schleppers bei zwei Motordrehzahlen. Besonders auffällig sind die hohen Pegelwerte, die sich für die Zündfrequenz des Sechszylinder-Viertakt Dieselmotors und deren erste Vielfache ergeben. Bei niedriger Drehzahl fallen die Pegelwerte mit zunehmender Frequenz schnell ab. Bei hoher Drehzahl wird der Pegel insgesamt angehoben und erstreckt sich über den hauptsächlich interessierenden Frequenzbereich zwischen 100 Hz und 3150 Hz.

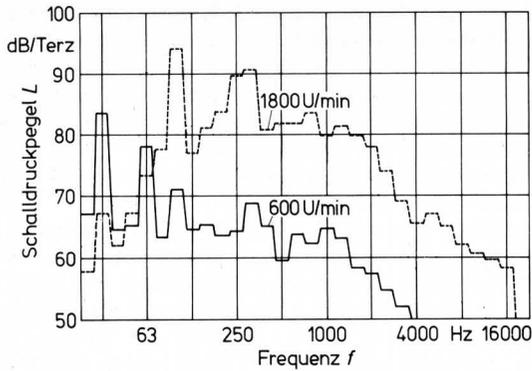


Bild 1. Geräuschspektren eines 110 kW-Schleppers bei verschiedenen Motordrehzahlen.

Ohne Belastung im Stand am Fahrerohr gemessen.

1.2 Möglichkeiten der Lärmbekämpfung

Die Umweltbedingungen hinsichtlich der Lärmbelastung lassen sich durch verschiedene Maßnahmen verbessern. Grundsätzlich kann man zwischen aktiven und passiven Maßnahmen der Lärmbekämpfung unterscheiden.

Bei der aktiven Lärmbekämpfung wird versucht, das Entstehen von Lärm an der Quelle zu verhindern oder zumindest zu mindern. Die aktive Lärmbekämpfung verlangt in der Regel konstruktive Veränderungen der Bauelemente, die als Lärmquelle wirken. Derartige Maßnahmen bedürfen einer individuellen Behandlung und erfordern in der Regel umfangreiche Entwicklungsarbeiten.

Die aktive Lärmbekämpfung ist daher, von Ausnahmefällen abgesehen, eine langfristig zu sehende Tätigkeit. Einen derartigen einfach zu verwirklichenden Ausnahmefall stellt das Absenken der Motordrehzahl in einen von der Lärmentwicklung her gesehen günstigeren Drehzahlbereich dar, vorausgesetzt, daß der Motor über ausreichende Leistungsreserven verfügt.

Unter passiver Lärmbekämpfung versteht man Maßnahmen, die die Übertragung des Lärms von der Quelle zum Hörer schwächen oder verhindern. Hier liegen die Dinge insofern günstiger, als damit oft kurzfristig eine Lösung des Lärmproblems möglich ist. Andererseits sind die Möglichkeiten aber auch begrenzt, weil es sich um Probleme der technischen Akustik handelt, deren Mittel allgemein gültigen physikalischen Gesetzmäßigkeiten unterliegen. Bestimmte, oft wiederholt gestellte Forderungen sind daher nicht nur beim heutigen Stand der Technik, sondern aus Naturgegebenheiten prinzipiell unerfüllbar.

Aufgrund des umfangreichen Wissens der technischen Akustik [7 bis 17] lassen sich die Aufgaben der passiven Lärmbekämpfung in den meisten Fällen ohne besondere Schwierigkeiten technisch lösen. Erst die zusätzliche Forderung nach Wirtschaftlichkeit führt u.U. zu Problemen.

Eine Möglichkeit der passiven Lärmbekämpfung besteht darin, die Hauptlärmquellen, also insbesondere den Motor, zu kapseln [18, 19]. Daneben bietet sich bei Schleppern und Landmaschinen mit Eigenantrieb an, die auch noch aus anderen Gründen gewünschte Fahrerkabine zum passiven Schallschutz heranzuziehen [20 bis 27], zumal es derzeit an erster Stelle den Fahrer und weniger die Nachbarschaft vor Lärm zu schützen gilt.

Die Ausbreitung des Lärmes geschieht im vorliegenden Fall sowohl auf dem Luft- als auch auf dem Körperschallwege. Dementsprechend ergeben sich vier Möglichkeiten zu seiner passiven Bekämpfung: Die Luftschalldämmung und -dämpfung, sowie die Körperschalldämmung und -dämpfung.

Die bei einer Fahrerkabine möglichen Schallübertragungswege sind in **Bild 2** dargestellt. Aus der Vielfalt der möglichen Schallübertragungswege ist zu schließen, daß man mit einer Fahrerkabi-

ne nur dann einen befriedigenden Schallschutz erreicht, wenn alle vier genannten Möglichkeiten der passiven Lärmbekämpfung in einem wohlabgewogenen Verhältnis gleichzeitig zur Anwendung gelangen.

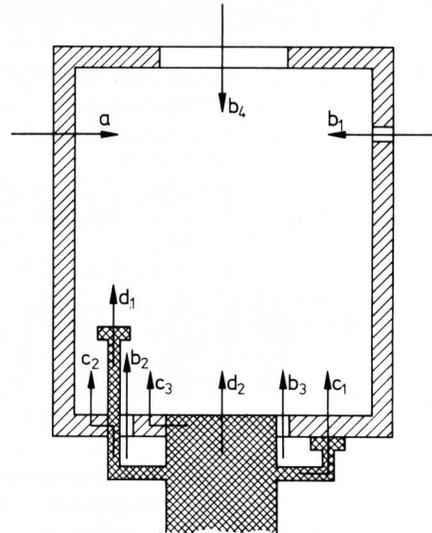


Bild 2. Mögliche Schallübertragungswege bei einer Fahrerkabine.

für den Luftschall:

- a - Eindringen über die Wände
- b - Eindringen über Undichtigkeiten und unvermeidbare Öffnungen
 - b₁ - undichte Stoßstellen zwischen den einzelnen Kabinenteilen
 - b₂ - undichte Durchführung von Bauteilen durch die Kabinenwände
 - b₃ - undichte Stoßstellen zwischen Kabinenwänden und angrenzenden Bauteilen
 - b₄ - erforderliche Be- und Entlüftungsöffnungen

für den Körperschall:

- c - Körperschallausbreitung über starre Verbindungsteile bzw. angrenzende Bauteile auf Kabinenwände und Abstrahlung als Luftschall
 - c₁ - starre Befestigung der Kabine an Körperschallquellen
 - c₂ - Durchführung von Bauteilen, die starr mit der Kabinenwand verbunden sind
 - c₃ - über angrenzende Bauteile
- d - Körperschallausbreitung und Abstrahlung als Luftschall innerhalb der Kabine
 - d₁ - über durchgeführte Bauteile
 - d₂ - über angrenzende Bauteile

2. Maßnahmen der passiven Lärmbekämpfung

Im folgenden werden in einem kurzen Überblick die bekannten Möglichkeiten der passiven Lärmbekämpfung dargestellt. Für die vier Maßnahmen, die Luftschalldämmung und -dämpfung sowie Körperschalldämmung und -dämpfung werden die physikalischen Gesetzmäßigkeiten ihrer akustischen Wirkung an einfachen Modellen gezeigt und der Einfluß der wichtigsten Parameter besprochen. Weiterhin wird erörtert, welche Folgerungen sich hieraus für Fahrerkabinen ergeben. Damit sollen insbesondere dem Konstrukteur ohne spezielle akustische Kenntnisse Hinweise und Anregungen für die Entwicklung von in schalltechnischer Hinsicht befriedigenden Kabinen gegeben werden.

2.1 Luftschalldämmung

Als erste Maßnahme der passiven Lärmbekämpfung wird die Luftschalldämmung betrachtet [7 bis 10; 12; 14 bis 17; 28 bis 41]. Maßnahmen der Luftschalldämmung verhindern das Ausbreiten von Schallwellen durch Reflexion, ohne daß dabei Schallenergie in eine andere Energieform umgewandelt wird. Für eine einfache Wand sind die Verhältnisse rechts in **Bild 3** dargestellt. Es bezeichnet p_e den Schalldruck der einfallenden Welle und p_d den Schalldruck der durchgelassenen Schallwelle. Die Schalldämmwirkung

einer Wand wird durch das Verhältnis der einfallenden Schallintensität I_e zur hindurchgelassenen Schallintensität I_d gekennzeichnet. Das logarithmierte Verhältnis der Schallintensitäten ergibt das Schalldämmmaß

$$\frac{R}{dB} = 10 \lg \frac{I_e}{I_d} = 20 \lg \frac{p_e}{p_d} \quad (1)$$

In Bild 3 links ist der qualitative Verlauf des Schalldämmmaßes einer einfachen Wand über der Frequenz aufgetragen. Hier bedeutet ω die Kreisfrequenz, ρ die Dichte der Luft, c die Schallgeschwindigkeit in Luft, m die Massenbedeckung und B die Biegesteifigkeit der Wand. Der Dämpfungseinbruch im tiefen Frequenzbereich wird durch die Eigenfrequenzen $f_{B,n}$ der Wand verursacht. Ein besonders tiefer Einbruch erfolgt bei der Grundeigenfrequenz $f_{B,1}$. Bei hohen Frequenzen erfolgt ein weiterer Einbruch, der durch den sog. Koinzidenzeffekt [29] bewirkt wird. Hier kompensieren sich bei schrägem Schalleinfall die phasenmäßig entgegengesetzten Wirkungen der Massenträgheit und der Biegesteifigkeit. Dem Ausdruck für die Grenzfrequenz ω_g , bei der dieser Effekt zum erstenmal auftritt, kann entnommen werden, daß eine möglichst große Wandmasse bei kleiner Biegesteifigkeit anzustreben ist, um die Schalldämmung im interessierenden Frequenzbereich nicht durch den Koinzidenzeffekt zu verschlechtern. In dem Frequenzbereich zwischen den Eigenfrequenzen und der Grenzfrequenz bestimmt die Massenträgheitswirkung der Wand die Schalldämmung. Eine Verdopplung ihrer Masse führt hier zu einer Zunahme der Schalldämmung um 6 dB. Dieser Umstand läßt die Grenzen sichtbar werden, die der Schalldämmung mit Einfachwänden gesetzt sind. Das mittlere Schalldämmmaß, das ist der arithmetische Mittelwert der Schalldämmmaße bei den einzelnen Frequenzen im Bereich von 100 Hz bis 3150 Hz, einer 3 mm dicken Glasscheibe beträgt z.B. 26 dB [9]. Des weiteren steigt die Schalldämmung in diesem mittleren Frequenzbereich mit größer werdender Frequenz an, und zwar beträgt der Anstieg für den hier zugrunde gelegten Idealfall 6 dB pro Oktave.

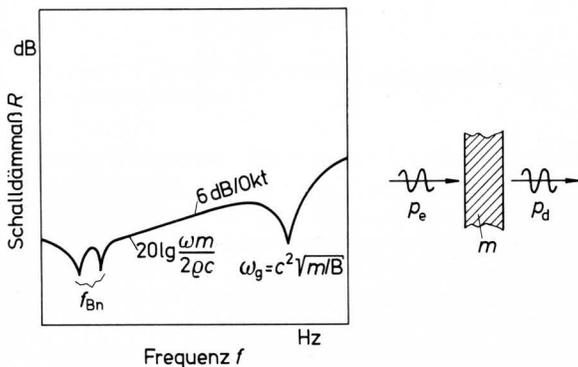


Bild 3. Luftschalldämmung durch einfache Wände.

Bei einfachen Wänden ist zur Erzielung einer guten Schalldämmung eine große Wandmasse erforderlich. Dieser Nachteil kann durch die Anwendung von mehrschaligen Wänden vermieden werden [28]. Die Faktoren, die Einfluß auf die Schalldämmung einer Doppelwand ausüben, sollen anhand von Bild 4 erläutert werden. Links im Bild ist wie zuvor bei der einfachen Wand der qualitative Verlauf des Schalldämmmaßes über der Frequenz aufgetragen. Im Gegensatz zu der Einfachwand wird im mittleren Bereich ein Anstieg von 18 dB pro Oktave erreicht. Die Verbesserung der Schalldämmung gegenüber einer einfachen Wand mit der Massenbedeckung m_1 beträgt [13]

$$\frac{R}{dB} = 20 \lg \frac{\omega^2 m_2 d}{c^2} \quad (2)$$

wobei außer den zuvor eingeführten Benennungen m_2 die Massenbedeckung der zweiten Wandschale und d den lichten Abstand der beiden Wandschalen bezeichnet. Der Grund für die sehr viel höhere Schalldämmung der Doppelwand ist der, daß der Schall zweimal nacheinander vom leichten Medium Luft in das schwere Medium Wand und wieder in das Medium Luft übergehen muß. Wie bei der einfachen Wand ergeben sich auch hier mehrere Einbrüche für die Schalldämmung. Die große Durchlaßfähigkeit bei tiefen Frequenzen wird durch eine Resonanz der beiden Wandmassen mit der eingeschlossenen Luft als Feder verursacht. Bei dieser sog. Doppelwandresonanz ω_0 ist die Dämmwirkung wesentlich geringer als die der Einfachwand gleicher Masse. Da dieser Effekt unvermeidlich ist, muß gefordert werden, durch entsprechende Wahl der Wandmassen und des Abstandes, diese Resonanz in den Bereich tiefer, nicht mehr interessierender Frequenzen zu legen. Für die Dämpfungseinbrüche bei hohen Frequenzen f_n sind stehende Wellen in der Luftschicht zwischen den beiden Wandschalen verantwortlich. Diese Dämpfungseinbrüche werden weitgehend verhindert, wenn in dem Luftzwischenraum schallabsorbierendes Material angebracht wird. Andererseits sollten die beiden Schalen einer Doppelwand keine starre Verbindung besitzen, da jede derartige Körperschallbrücke eine Kopplung darstellt, die sich schädlich auf die Dämmung der Doppelwand auswirkt [30].

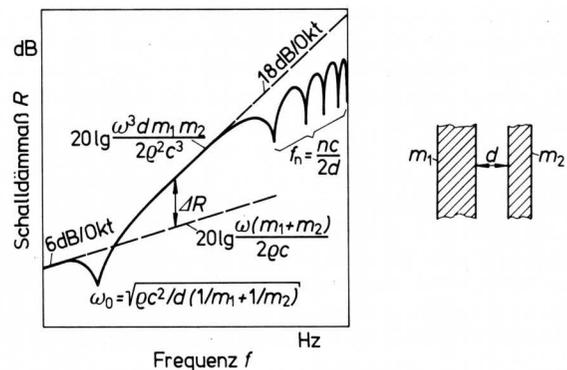


Bild 4. Luftschalldämmung durch Doppelwände.

Das Schalldämmmaß von Wänden wird durch etwa vorhandene Löcher und Schlitze erheblich verschlechtert [42 bis 45]. Durch Beugungserscheinungen an den Loch- bzw. Schlitzkanten gelangt mehr Schallenergie in den durch die Wand abgegrenzten Raum, als es der Loch- bzw. Schlitzfläche entspricht. Bei niedrigen Frequenzen steigt die Schalldämmung von Schlitzen langsamer an als die von einfachen Wänden. Die Schalldämmung kleiner Öffnungen ist bei tiefen Frequenzen unabhängig von der Frequenz. Hieraus folgt die mit wachsender Frequenz zunehmende Einbuße der Schalldämmung von Wänden, die Löcher bzw. Schlitze aufweisen, z.B. wird das mittlere Schalldämmmaß einer 0,88 mm dicken Stahlblechplatte durch Rundlöcher mit 5 mm Durchmesser bei einem Flächenanteil der Löcher an der Gesamtfläche von 0,64 % um rund 6 dB vermindert [40].

2.2 Luftschalldämpfung

Als zweite Maßnahme der passiven Lärmbekämpfung wird die Luftschalldämpfung erörtert [7 bis 12; 14 bis 17; 46 bis 48]. Im Gegensatz zur Luftschalldämmung soll durch die Luftschalldämpfung die Schallreflexion an Wänden vermindert werden, indem dem Schallfeld durch Absorption ständig Schallenergie entzogen und in Wärme umgewandelt wird. In Bild 5 ist rechts als Beispiel für eine luftschalldämpfende Maßnahme eine poröse Schicht vor einer schallharten Wand dargestellt, wobei p_e den Schalldruck der einfallenden Welle, p_r den Schalldruck der reflektierten Welle und d die Dicke der porösen Schicht bezeichnet. Ein Maß für die Schallabsorption ist der Schallabsorptionsgrad

$$a = \frac{I_e - I_r}{I_e} = 1 - \frac{(p_r)^2}{p_e} \quad (3).$$

Er gibt das Verhältnis der absorbierten Schallintensität $I_e - I_r$ zur einfallenden Schallintensität I_e an.

Links in Bild 5 ist der Frequenzgang des Absorptionsgrades für das gewählte Beispiel dargestellt. Die Kurve beginnt bei niedrigen Frequenzen mit einem Absorptionsgrad $a = 0$ und strebt mit größer werdenden Frequenzen gegen einen Grenzwert a_{10} , der durch die Eigenschaften des Dämpfungsmaterials — die Porosität σ und den Strukturfaktor χ — bestimmt wird [13].

Der Kurvenverlauf ist einleuchtend, wenn man bedenkt, daß bei offenporigen Schallschluckstoffen die Absorption durch Reibung der Luftteilchen an den Skelettelementen zustande kommt. Dieser Absorptionsmechanismus bedingt, daß Energieverluste nur eintreten können, wenn eine Teilchenbewegung vorhanden ist. Ihre volle Größe erreicht die Teilchenbewegung erst bei einem Wandabstand von einer Viertelwellenlänge. Die Praxis zeigt, daß zur Erfüllung der Forderung $a = 99\%$ eine Schichtdicke von mindestens dieser Größe erforderlich ist. Soll z.B. diese Forderung noch bei 100 Hz erfüllt werden, so ist eine Schluckstoffschicht von 80 cm Dicke notwendig.

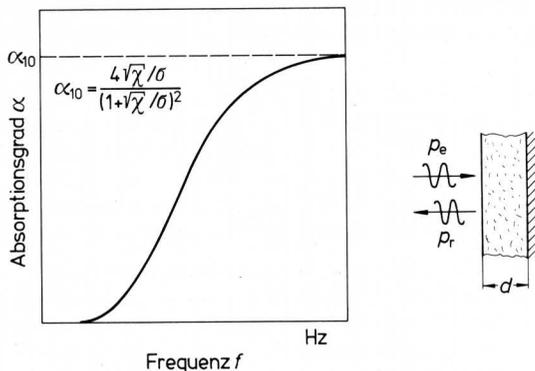


Bild 5. Luftschalldämpfung durch poröse Schichten.

Einem völlig anderen Absorptionsmechanismus gehorchen Schallabsorptionsmaterialien mit geschlossenen Poren. Hier wird die Absorption durch innere Reibung, wie Deformation des Schallabsorptionsmaterials und verlustbehaftete nichtadiabatische Kompression der in den Poren eingeschlossenen Luft bewirkt. Anzustreben ist, daß die Struktur des geschlossenporigen Stoffes so weich ist, daß seine Kompressibilität ausschließlich durch die eingeschlossene Luft bestimmt wird.

Ein Beispiel für den Fall, daß nicht die in den Poren eingeschlossene Luft, sondern die Struktur selbst die Steifigkeit des Schallabsorptionsmaterials bestimmt, stellt ein geschlossenporiger Hartschaum dar. Er besitzt wegen der kaum vorhandenen inneren Verluste nur einen sehr geringen Absorptionsgrad und ist deshalb für die Luftschalldämpfung ungeeignet [48].

2.3 Körperschalldämmung

Eine weitere Lärmbekämpfungsmaßnahme ist die Körperschalldämmung [7, 9, 12 bis 16; 49 bis 54]. Durch sie wird der Übergang im Hörbereich liegender mechanischer Schwingungen von einem festen Körper zu einem anderen herabgesetzt. Die Unterbrechung des Schwingungsweges erfolgt durch elastische Konstruktionsteile, vornehmlich durch Federelemente mit großem spezifischen Arbeitsaufnahmevermögen.

Zur Deutung des Wirkungsmechanismus der Körperschalldämmung wird das in Bild 6 rechts dargestellte Feder-Masse-System herangezogen. Dabei bedeutet F_e die einwirkende, F_d die durchgelassene

Wechselkraft, m_1 die Masse, k die Steifigkeit und m_2 die Masse der Feder. Wie bei der Luftschalldämmung gilt das Verhältnis der hindurchgelassenen zur einfallenden Schallenergie als Maß für die Wirksamkeit. Als Schalldämmmaß erhält man dann die Größe

$$\frac{R}{dB} = 20 \lg \frac{F_e}{F_d} \quad (4).$$

Der links in Bild 6 in Abhängigkeit von der Frequenz dargestellte qualitative Verlauf des Schalldämmmaßes zeigt eine gewisse Ähnlichkeit mit demjenigen der Doppelwand. Der Dämpfungseinbruch bei tiefen Frequenzen ist hier durch die Eigenfrequenz ω_0 des Feder-Massen-Systems bedingt. Die Einbrüche im hohen Frequenzbereich werden durch die Eigenschwingungen f_n der Feder verursacht. Im Bereich zwischen diesen Dämpfungseinbrüchen steigt das Schalldämmmaß mit zunehmender Frequenz um 12 dB pro Oktave an.

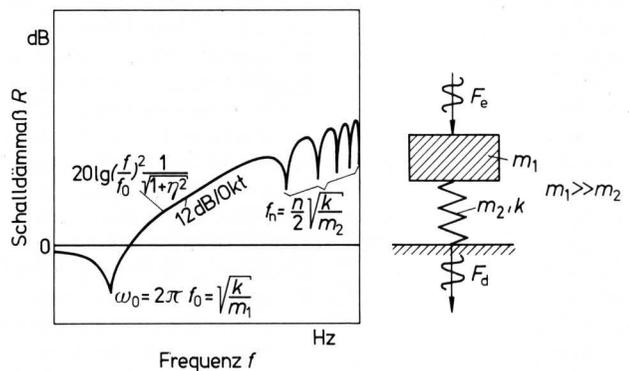


Bild 6. Körperschalldämmung durch Federelemente.

2.4 Körperschalldämmung

Als letzte Maßnahme der passiven Lärmbekämpfung wird die Körperschalldämmung erörtert [7, 9, 11 bis 16; 55 bis 61]. Die Körperschalldämmung soll vor allem verhindern, daß von biegeschwingsangeregten Platten bzw. Blechen Luftschall abgestrahlt wird. Ähnlich wie bei der Luftschalldämmung ist es auch hier naheliegend, die Schwingungsenergie in Wärme umzusetzen. Hierzu verwendet man sog. Entdröhnungsbeläge, das sind im allgemeinen viskoelastische Materialien, die meist nachträglich als gleichmäßige Schicht auf die zu dämpfende Platte aufgebracht werden. Wie in Bild 7 rechts dargestellt ist, wird die aufgebrachte Schicht bei Biegung der ursprünglichen Platte auf Dehnung beansprucht. Als Maßstab für die Körperschallabsorption benutzt man den sog. Verlustfaktor [8]

$$\eta = \frac{W_L}{W_S} = \frac{\frac{1}{2} \eta_2 E_e d_2 \left[\frac{d(a\varphi)}{dx} \right]^2}{\frac{1}{2} B \left[\frac{d\varphi}{dx} \right]^2} = \frac{\eta_2 E_2 d_2 a^2}{B} \quad (5).$$

Der Verlustfaktor ist als das Verhältnis der innerhalb einer Schwingungsperiode in Wärme umgesetzte Energie W_L zur wiedergewinnbaren Schwingungsenergie W_S definiert. Ferner bezeichnet d_1 die Dicke und E_1 den Elastizitätsmodul der Grundplatte, d_2 die Dicke, E_2 den Elastizitätsmodul und η_2 den Verlustfaktor des Entdröhnungsbelages, B die Biegesteifigkeit der Gesamtanordnung und a den Abstand zwischen der neutralen Faser und der Mitte des Entdröhnungsbelages.

Für nicht zu dicke Beläge können für die beiden zuletzt genannten Größen nachstehende vereinfachende Annahmen getroffen werden [8]:

$$B \approx \frac{E_1 d_1^3}{12} + E_2 d_2 a^2 \quad (6)$$

$$a \approx \frac{d_1 + d_2}{2}$$

Unter diesen Voraussetzungen wurde die Gleichung für den Verlustfaktor ausgewertet und die Ergebnisse sind links in Bild 7 dargestellt. Auf der Abszisse ist das Dickenverhältnis und auf der Ordinate das Verlustfaktorenverhältnis aufgetragen. Als Parameter geht ferner das Verhältnis der Elastizitätsmoduli ein. Aus dem Bild 7 ist zu entnehmen, daß zur Erzielung eines möglichst großen Verlustfaktors von der Dämpfungsschicht zugleich ein großer Elastizitätsmodul und ein großer Verlustfaktor gefordert werden müssen, Forderungen, die einen gewissen Widerspruch bilden. Aufgrund dieser Eigenschaften müssen die in der Praxis üblichen Entdröhnungsmittel mit der 2 bis 3-fachen Dicke der zu entdröhnenden Grundplatte aufgetragen werden, um eine ausreichende Körperschalldämpfung zu erreichen.

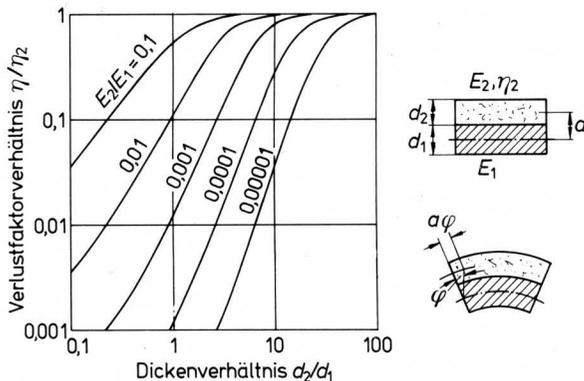


Bild 7. Körperschalldämpfung von dünnen ungedämpften Platten durch viskoelastische Beläge.

Eine Möglichkeit, mit geringeren Schichtdicken eine befriedigende Körperschalldämpfung zu erzielen, besteht darin, das Dämpfungsmaterial sandwichartig zwischen zwei Metallplatten einzubetten. Diese Anordnung hat außerdem den Vorteil, daß nicht so hohe Anforderungen an das Dämpfungsmaterial gestellt werden müssen, wie im Fall einseitiger Beschichtungen. Ein wesentlicher Nachteil aller Sandwichanordnungen besteht aber darin, daß die Dämpfung bereits von der physikalischen Wirkungsweise her nicht mehr frequenzunabhängig wie bei einseitigen Belägen ist, sondern sich auf einen mehr oder minder großen Frequenzbereich beschränkt.

2.5 Folgerungen für die Konstruktion von Fahrerinnen

Wenngleich eine sichere Aussage über die Wirkung der vorgestellten Maßnahmen für einen bestimmten Einzelfall nur durch Messungen getroffen werden kann, wird im folgenden doch der Versuch einer qualitativen Abschätzung unternommen.

Zur Entscheidung der Frage, welche Absenkung des Schallpegels in einer Fahrerinnen mit Maßnahmen der Luftschalldämmung bzw. -dämpfung im Idealfall erreicht werden kann, wird die aus der Meßvorschrift für das Schalldämmmaß R abgeleitete Gleichung herangezogen

$$L_i = L_a - R + 10 \lg (S/A) \quad (7)$$

Dabei bedeutet L_i den Schallpegel im Kabineninneren, L_a den Schallpegel außerhalb der Kabine, R das Schalldämmmaß der Kabinenwänden, S die Begrenzungsfläche der Kabine und A die äquivalente Schallabsorptionsfläche im Kabineninneren mit einem Schallabsorptionsgrad $\alpha = 1$.

Der Gl. (7) ist zu entnehmen, daß die Abnahme des Schallpegels im Kabineninneren dem Schalldämmmaß der Kabinenwänden direkt proportional ist, eine Tatsache, die auf die Wichtigkeit einer guten Luftschalldämmung hinweist. Aus diesem Grund ist auch eine dicht geschlossene Kabine zu fordern, um nicht die durch Löcher und Schlitze hervorgerufenen Dämmungsverluste in Kauf nehmen zu müssen.

Aus der Gl. (7) geht aber auch hervor, daß den Maßnahmen zur Luftschalldämmung Beachtung geschenkt werden muß. Einerseits würde der Schallpegel im Kabineninneren bei gegen Null strebender äquivalenter Schallabsorptionsfläche unbegrenzt wachsen. Andererseits sind aber die von der Luftschalldämmung gebotenen Möglichkeiten auch begrenzt, z.B. wird mit einer Verdopplung der schallabsorbierenden Flächen im Kabineninneren eine Pegelabsenkung von nur maximal 3 dB erreicht.

Durch Maßnahmen zur Körperschallbekämpfung sollen bei Schlepfern vor allem die Körperschallanteile des Motors und des Getriebes von der Fahrerinnen ferngehalten werden, da andernfalls ein beträchtlicher Anteil des Körperschalls durch die großflächigen Kabinenwänden als Luftschall in die Kabine abgestrahlt würde. Eine Abschätzung der durch die Körperschallbekämpfung erzielbaren Absenkung des Luftschallpegels in der Kabine ist sehr schwierig und nur in bestimmten Fällen möglich. Der Grund hierfür liegt darin, daß die von den Wänden abgestrahlte Schalleistung nicht nur von der Größe der auftretenden Schwingungsamplituden, sondern auch in hohem Maße von den Abstrahleigenschaften der Wände abhängt. Messungen an ausgeführten Kabinen ergaben [54], daß mit einer sorgfältig ausgeführten Körperschalldämmung der Luftschallpegel im Kabineninneren von 98 dB um maximal 5 dB auf 93 dB abgesenkt werden konnte und damit annähernd so hoch wie derjenige in einer zum Vergleich frei aufgehängten Kabine war.

Zwischen den Maßnahmen der Körperschalldämmung und -dämpfung besteht eine enge Wechselbeziehung. Bei guter Körperschalldämmung wird man mit einer zusätzlichen Körperschalldämmung keine weitere nennenswerte Minderung des Luftschallpegels erreichen. Andererseits kann durch eine Körperschalldämmung eine mangelhafte Körperschalldämmung in gewisser Weise wieder ausgeglichen werden.

Zusammenfassend kann gefolgert werden, daß für eine in schalltechnischer Hinsicht befriedigende Gestaltung von Fahrerinnen besonderes Augenmerk auf die schalldämmenden Maßnahmen zu richten ist, begleitend stehen diesen die schalldämpfenden Maßnahmen zur Seite. Auf dem Markt befindliche schalltechnisch ausgereifte Fahrerinnen lassen erkennen, daß sie unter Berücksichtigung dieser Gesichtspunkte konstruiert wurden.

Als äußere Merkmale solcher Kabinen sind u.a. zu nennen: Kabine in Schalen- und/oder Rahmenbauweise mit eigenem Boden ohne Öffnungen, dicht schließenden Fenstern und Türen (Luftschalldämmung), Innenauskleidung (Luftschalldämmung) und vom Motor- und Getriebeblock über Gummielemente voll getrennt (Körperschalldämmung).

3. Raumakustische Eigenschaften

Zum Schluß sei noch auf akustische Eigenheiten von Fahrerinnen hingewiesen, die sich aus den raumakustischen Eigenschaften kleiner Innenräume ergeben [62 bis 64]. Zur Verdeutlichung dieser Eigenschaften soll als einfaches Beispiel der in Bild 8 dargestellte Rechteckraum dienen.

Ein mit einem schwingungsfähigen Medium erfüllter, geschlossener Raum zeigt Raumresonanzen, die auf die Ausbildung stehender Wellen zurückzuführen sind. Für einen Rechteckraum mit den

Abmessungen l_x, l_y, l_z ergibt sich unter der Voraussetzung, daß die Raumwände total schallreflektierend sind, für die Eigenfrequenz folgender Ausdruck:

$$f_R = \frac{c}{2} \sqrt{\left(\frac{n_x}{l_x}\right)^2 + \left(\frac{n_y}{l_y}\right)^2 + \left(\frac{n_z}{l_z}\right)^2} \quad (n_x, n_y, n_z = 0, 1, 2, \dots) \quad (8)$$

wobei c die Schallgeschwindigkeit in dem Medium, z.B. Luft bedeutet.

Für kleine Räume, wie sie Fahrerkabine darstellen, haben diese raumakustischen Eigenschaften zur Folge, daß beim Schallfeld zwei verschiedene Frequenzbereiche beachtet werden müssen. Im Bereich tiefer Frequenzen ist das Schallfeld durch zahlreiche, sich voneinander abhebende Resonanzen gekennzeichnet. Oberhalb einer Grenzfrequenz, die sich aus dem Raumvolumen V näherungsweise zu

$$\frac{f_g}{\text{Hz}} = \frac{1000}{\sqrt[3]{\frac{V}{\text{m}^3}}} \quad (9)$$

ergibt, ist die Zahl der angeregten Eigenfrequenzen so groß, daß das Schallfeld in ein statistisches Schallfeld übergeht. Für eine näherungsweise rechteckige Fahrerkabine mit einem Volumen von 3 m^3 beträgt danach die Grenzfrequenz 700 Hz.

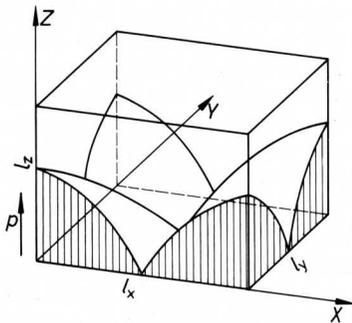


Bild 8. Eigenfrequenzen des medienerfüllten Rechteckraumes. Schalldruckverteilung für die Eigenschwingungsform: $n_x = n_y = 1, n_z = 0$

In Bild 8 ist beispielsweise die Schalldruckverteilung für die einer Eigenfrequenz zugeordnete Eigenschwingungsform dargestellt. Aus diesen raumakustischen Eigenschaften kleiner Räume ergeben sich meßtechnische Konsequenzen, wie aus Bild 9 ersichtlich ist. Das Bild 9 zeigt die Geräuschspektren in der Fahrerkabine eines 110 kW-Schleppers, die ohne Belastung im Stand an zwei verschiedenen Meßstellen bei gleicher Motordrehzahl gemessen wurden.

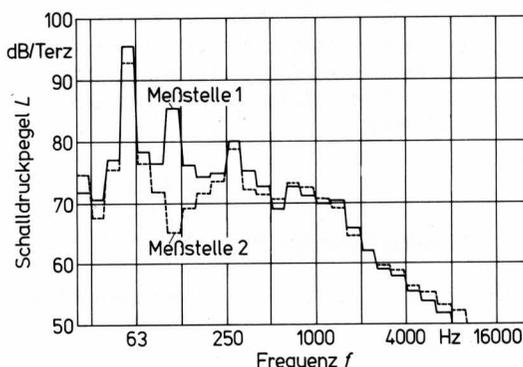


Bild 9. Geräuschspektren in der Fahrerkabine eines 110 kW-Schleppers. Ohne Belastung im Stand an zwei Meßstellen bei gleicher Motordrehzahl $n = 930 \text{ U/min}$ gemessen

Im Frequenzspektrum ergibt sich bei 100 Hz für die beiden Meßstellen ein Pegelunterschied von rund 20 dB, der auf die erste Raumresonanz in Kabinenlängsrichtung zurückzuführen ist. Die Meßstelle 2 lag dabei ungefähr im Mittelpunkt der Kabine und befand sich im Minimum des Schalldruckes der angeregten stehenden Welle, die Meßstelle 1 lag auf gleicher Höhe im vorderen Bereich der Kabine und befand sich im Schalldruckmaximum. Beide Frequenzspektren zeigen bei 50 Hz eine beträchtliche Pegelerhöhung, die auf die sog. Druckkammerresonanz zurückzuführen ist. Diese Eigenschwingungsform ist dadurch gekennzeichnet, daß sich die Luft im Innenraum gleichphasig bewegt. Die Kabinenwände wirken dabei als schwingende Masse und die Luft des Innenraumes als Feder. Die zugeordnete Resonanzfrequenz ist die tiefste, die in dem Geräuschspektrum kleiner Innenräume beobachtet werden kann.

Grundsätzlich können diese hohen Pegelwerte durch luftschalldämpfende Maßnahmen vermindert werden. Das bereitet wegen der tiefen Frequenzlage der Raumresonanzen jedoch erhebliche Schwierigkeiten. Es sollte daher auf jeden Fall vermieden werden, daß die Eigenfrequenzen mit häufig auftretenden Motordrehzahlen, wie z.B. der Leerlaufdrehzahl, zusammenfallen.

Die Tatsache, daß das Schallfeld in der Kabine im niederfrequenten Bereich durch zahlreiche Raumresonanzen gekennzeichnet ist, spiegelt sich auch in den gemessenen Schalldruckpegeln wider, wie Bild 10 zu entnehmen ist. Besonders der nicht bewertete, lineare Schalldruckpegel zeigt in Abhängigkeit von der Motordrehzahl, die als Maß für die Anregungsfrequenz gelten kann, und von der Lage der Meßstellen, beträchtliche Unterschiede. Bei dem A-bewerteten Schalldruckpegel verschwinden diese Unterschiede zum Teil, weil hier die für die Pegelunterschiede verantwortlichen niederfrequenten Geräuschkomponenten weniger stark bewertet werden. Beide Meßstellen lagen auf gleicher Höhe im oberen Kabinenbereich, und zwar war Meßstelle 2 mittig angeordnet und Meßstelle 1 lag seitlich dazu im hinteren Teil der Kabine.

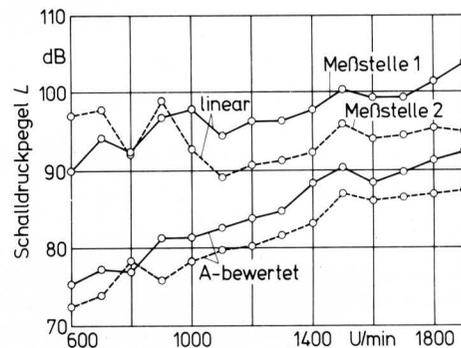


Bild 10. Schalldruckpegel in der Fahrerkabine eines 110 kW-Schleppers in Abhängigkeit von der Motordrehzahl.

Ohne Belastung im Stand an zwei Meßstellen gemessen
 — Meßstelle 1
 - - - - Meßstelle 2

Aus den vorstehend beschriebenen raumakustischen Eigenschaften kleiner Räume ergeben sich vor allem meßtechnische Konsequenzen für die Beurteilung der schalltechnischen Güte einer Fahrerkabine.

Wenn schon der Versuch unternommen wird, die Geräuschverhältnisse in einer Fahrerkabine mit Hilfe eines einzigen gewichteten Gesamtschallpegelwertes zu kennzeichnen, sollte dafür zumindest — anstatt des bei einer fest vorgegebenen Mikrofonposition gemessenen Wertes — der innerhalb eines Bereiches, z.B. des Fahrerkopfbereiches, ermittelte Größtwert herangezogen werden.

Für den Konstrukteur reicht eine derartige Messung auf keinen Fall aus. Hier ist für verschiedene Mikrofonpositionen der Geräuschpegel unter Berücksichtigung folgender wichtiger Parameter: Frequenz, Motordrehzahl, Motordrehmoment, zu ermitteln. Häufig erhält man hieraus Hinweise über die Ursachen des zu bekämpfenden Geräusches.

Schrifttum

Bücher sind durch • gekennzeichnet

- [1] *Batel, W.*: Messungen zur Staub-, Lärm- und Geruchsbelastung an Arbeitsplätzen in der landwirtschaftlichen Produktion und Wege zur Entlastung – Erster Bericht. *Grundl. Landtechnik* Bd. 25 (1975) Nr. 5, S. 135/57.
- [2] *Freidank, K.-A.*: Ergebnisse von Geräuschemessungen an landwirtschaftlichen Maschinen. *Kampf dem Lärm* Bd. 9 (1962) H. 4, S. 105/08.
- [3] *Matthews, J.*: Measurements of environmental noise in agriculture. *J. agric. Engng. Res.* Bd. 13 (1968) Nr. 2, S. 157/67.
- [4] *Walker, D.E.*: Sound level at operator's station of cab and non-cab equipped tractors. SAE-Paper No. 700703, Milwaukee, Sept. 1970.
- [5] *Meier, N.H. u. G.W. Steinbruegge*: Tractor noise measurement at University of Nebraska. *Trans. ASAE* Bd. 15 (1972) Nr. 3, S. 595/97 u. 603.
- [6] *Maring, J. u. G. Kiers*: Gevraagd: lawaaiarne trekkers. *Landbouwmecanisatie* Bd. 26 (1975) Nr. 6, S. 665/78.
- [7] • *Kurtze, G.*: Physik und Technik der Lärmbekämpfung. Karlsruhe: Verlag G. Braun 1964.
- [8] • *Cremer, L.*: Vorlesungen über Technische Akustik. Berlin/Heidelberg/New York: Springer-Verlag 1971.
- [9] • Autorenkollektiv, Leitung *Schirmer, W.*: Lärmbekämpfung. Berlin: Verlag Tribüne 1974.
- [10] • *Veit, I.*: Technische Akustik. Würzburg: Vogel-Verlag 1974.
- [11] *Oberst, H.*: Akustische Anwendungen von Schaumstoffen. *Kunststoffe* Bd. 46 (1956) H. 5, S. 190/94.
- [12] *Betzhold, Chr.*: Kunststoffe gegen den Lärm. *Chem. Ind.* Bd. 15 (1963) S. 623/27.
- [13] *Heckl, M.*: Maßnahmen zur Körperschallminderung. *Lärmbekämpfung* Bd. 7 (1963) H. 3/4, S. 61/68.
- [14] *Kurz, K.*: Einige Versuche zur Verminderung der Geräusche an Kraftfahrzeugen. *Lärmbekämpfung* Bd. 2 (1958) H. 2/3, S. 17/20.
- [15] • *Zboralski, D.*: Geräuschbekämpfung im Fahrzeugbau, Eisenbahn-Kraftfahrzeug-Schiff. Frankfurt (Main)/Berlin-Zehlendorf: Dr. Athur Tetzlaff-Verlag 1963.
- [16] • *Betzhold, Chr.*: Fehler bei Isolationsmaßnahmen an Fahrzeugen. VDI-Berichte Nr. 88 S. 83/87, Düsseldorf: VDI-Verlag 1965.
- [17] *Kurz, K.*: Zum Problem der Geräuschbekämpfung in Kraftfahrzeugen. *Automobil-Industrie* Bd. 15 (1970) H. 2, S. 103/11.
- [18] • *Romacker, B. u. H. Siering*: Lärmbekämpfung bei Baumaschinen. VDI-Berichte, Reihe 4, Nr. 13, Düsseldorf: VDI-Verlag 1969.
- [19] *Thien, G.E. u. H.A. Fachbach*: Geräuschkomponenten bei Traktoren – Verbesserungsmöglichkeiten und Konsequenzen. *Grundl. Landtechnik* Bd. 25 (1975) Nr. 4, S. 120/23.
- [20] *Rentzsch, M.*: Geräuschemessungen und Maßnahmen zur Lärminderung in Fahrerinnen von Förder- und Baumaschinen. *Hebezeuge u. Fördermittel* Bd. 9 (1969) H. 12, S. 365/68.
- [21] NIAE-Report No. 1, Proc. of the subject day on tractor and cab noise, Silsoe, Juli 1970.
- [22] *Ryland, D.W. u. P.K. Turnquist*: Effect of cab, sound-proofing, and exhaust-control methods on tractor noise at operator's site. *Trans. of ASAE* Bd. 13 (1970) S. 148/50 u. 152.
- [23] *Stefanides, E.J.*: Steel cab reduces noise, increases safety and comfort. *Design News* Bd. 26 (1971) Nr. 16, S. 26/27.
- [24] *Milsted, M.G. u. E.L. Wegscheid*: On the noise reduction of a rectangular box with application to tractor cabs. SAE-Paper 720707. Sept. 1972.
- [25] *Noack, Chr. u. M. Rentzsch*: Anforderungen und Entwicklungstendenzen zur Gestaltung von Bedienständen mobiler Landmaschinen. *Agrartechnik* Bd. 22 (1972) H. 6, S. 262/64.
- [26] *Diebold, D.H., S.G. Huber u. L.L. Faulkner*: An experimental study of tractor cab noise. ASAE-Paper No. 73-528, Lexington, Kentucky, Juni 1973.
- [27] *Tschalamoff, N. u. J. Mücke*: Forderungen an Fahrerinnen selbstfahrender Landmaschinen und Traktoren. *Agrartechnik* Bd. 24 (1974) H. 11, S. 529/31.
- [28] *Wintergerst, E.*: Theorie der Schalldurchlässigkeit von einfachen und zusammengesetzten Wänden. *Schalltechnik* Bd. 4 (1931) Nr. 6, S. 85/91; 5 (1932) Nr. 1, S. 1/8.
- [29] *Cremer, L.*: Theorie der Schalldämmung dünner Wände bei schrägem Einfall. *Akustische Zeitschrift* Bd. 7 (1942) H. 3, S. 81/104.
- [30] *Stüber, C.*: Dämmungsverluste durch Körperschallbrücken bei doppelschaligen Eisenbahnwagen-Außenwänden. *Acustica* Bd. 6 (1956) S. 133/40.
- [31] *Eisenberg, A.*: Die Schalldämmung von Gläsern und Verglasungen. I. Fest eingebaute Einfachscheiben. *Glastechn. Ber.* Bd. 31 (1958) H. 8, S. 297/302.
- [32] *Heckl, M.*: Die Schalldämmung von homogenen Einfachwänden endlicher Fläche. *Acustica* Bd. 10 (1960) S. 98/108.
- [33] *Eisenberg, A.*: Die Schalldämmung von Gläsern und Verglasungen. II. Fest eingebaute Doppelverglasungen. *Glastechn. Ber.* Bd. 34 (1961) H. 11, S. 544/47.
- [34] *Betzhold, Chr.*: Schalldämmung einiger Trennwände für Fahrzeuge. *Glas. Ann.* Bd. 90 (1966) Nr. 12, S. 447/51.
- [35] *Steffen, F.*: Probleme bei der Entwicklung und Anwendung von Leichtbauwänden. *Techn. Mitt. RFZ* Bd. 10 (1966) H. 1, S. 29/32.
- [36] *Betzhold, Chr.*: Schalldämmende Trennwand für Kraftfahrzeuge. *VDI-Z.* Bd. 109 (1967) Nr. 4, S. 125/27.
- [37] *Stüber, C.*: Luftschalldämmung von Wand- und Fußbodenbaumustern für Schienenfahrzeuge. *Glas. Ann.* Bd. 93 (1969) Nr. 1, S. 5/12; Nr. 9, S. 281/89.
- [38] *Kurz, K.*: Schalldämmstoffe aus Kunststoff. *Lärmbekämpfung* Bd. 17 (1973) H. 5/6, S. 97/103.
- [39] *Venzke, G., P. Dämmig u. H.W. Fischer*: Der Einfluß von Versteifungen auf die Schallabstrahlung und Schalldämmung von Metallwänden. *Acustica* Bd. 29 (1973) S. 29/40.
- [40] *Bösenberg, D. u. D. Welsch*: Prüfstand zur Beurteilung schalldämmender Bauteile und Werkstoffe für Kraftfahrzeuge. *ATZ* Bd. 76 (1974) H. 10, S. 322/27.
- [41] *Cops, A.*: Geluidsisolatie van vensters. *Ingenieursblad* Bd. 44 (1975) Nr. 5, S. 93/108.
- [42] *Dämmig, P.*: Zur Schalldämmung gelochter Blechplatten. Proc. 4. Internationaler Kongreß für Akustik. Kopenhagen 1962. M23. S. 1/4.
- [43] *Gomperts, M.C.*: The sound insulation of circular and slit-shaped apertures. *Acustica* Bd. 14 (1964) Nr. 1, S. 1/16.
- [44] *Gomperts, M.C. u. T. Kihlman*: The sound transmission loss of circular and slit-shaped apertures in walls. *Acustica* Bd. 18 (1967) S. 144/50.
- [45] *Walsdorff, J.*: Verminderung der Schalldämmung von Trennelementen durch Schlitze und Löcher. *Wärme, Kälte, Schall* Bd. 12 (1967) H. 2, S. 26/33.
- [46] *Wintergerst, E.*: Theorie der Schallabsorption von Wandbekleidungen. *Z. techn. Phys.* Bd. 16 (1935) Nr. 12, S. 569/71.
- [47] *Zboralski, D.*: Schallschluckung, ein wesentlicher Anteil der Geräuschbekämpfung in Fahrzeugen der DB. *Eisenbahntechnische Rundschau* Bd. 8 (1959) H. 3, S. 110/26.
- [48] • *Körner, C.*: Kunststoffe für die Schallabsorption. VDI-Ber. Nr. 201 S. 137/44, Düsseldorf: VDI-Verlag 1972.
- [49] *Exner, Marie-Luise*: Schalldämmung durch Gummi- und Stahlfedern. *Acustica* (1952) Nr. 5, S. 213/20.

- [50] *Stolte, E.*: Körperschalldämmung im Maschinenbau. Konstruktion Bd. 8 (1956) H. 2, S. 60/65.
- [51] *Schick, J.*: Die Entwicklung und Konstruktion von Gummifedern, z.B. im Kraftfahrzeug. ATZ Bd. 63 (1961) H. 10, S. 334/39.
- [52] *Ungar, E.E. u. C.W. Dietrich*: High-frequency vibration isolation. Journal of sound and vibration Bd. 4 (1966) Nr. 2, S. 224/41.
- [53] *Kurz, K.*: Über die akustischen Anforderungen an Gummielemente zur Körperschallisolierung. Dr. A. Stankiewicz GmbH, Akustisches Laboratorium, Meßbericht Nr. 1/71.
- [54] *Hakimi, A.H.*: Mounts to reduce tractor cab noise. Agric. Engng. Bd. 52 (1971) Nr. 7, S. 370/71.
- [55] *Oberst, H. u. K. Frankenfeld*: Über die Dämpfung der Biegeschwingungen dünner Bleche durch fest haftende Beläge. Acustica – Akustische Beihefte Bd. 2 (1952) H. 4, S. 181/94.
- [56] *Oberst, H., G.W. Becker u. K. Frankenfeld*: Über die Dämpfung der Biegeschwingungen dünner Bleche durch fest haftende Beläge II. Acustica Bd. 4 (1954) S. 433/44.
- [57] *Kurz, K.*: Verminderung der Schallabstrahlung von Blechkonstruktionen durch dämpfende Beläge. Ind.-Anz. Bd. 76 (1954) Nr. 101, S. 1556/57.
- [58] *Becker, G.W. u. H. Oberst*: Grenzen der Geräuschminderung durch Körperschalldämpfung im Kraftfahrzeug. Acustica Bd. 8 (1958) S. 11/18.
- [59] *Dietzel, R.*: Vergleichende Untersuchungen über den Verlustfaktor einfacher und eingezwängter Dämpfungsbeläge auf dünnen Blechen. Hochfrequenztechn. u. Elektroak. Bd. 76 (1967) Nr. 6, S. 189/97.
- [60] *Oberst, H.*: Stand der Entwicklung der schwingungsgedämpften Verbundbleche. Mitt. Forschungsgesellschaft Blechverarbeitung Bd. 18 (1967) Nr. 3/4, S. 17/20.
- [61] *Braunisch, H.*: Schwingungsgedämpfte dreischichtige Verbundsysteme. Acustica Bd. 22 (1969/70) S. 136/44.
- [62] *Kurz, K.*: Zusammenhang zwischen Motorschwingungen und Raumresonanzen von Fahrzeugkabinen. VDI-Berichte Nr. 69 S. 81/85, Düsseldorf: VDI-Verlag 1963.
- [63] *Kurz, K.*: Einige raumakustische Probleme in der Fahrzeugakustik. Glas. Ann. Bd. 90 (1966) Nr. 8, S. 292/96.
- [64] *Graham, N.A. u. V. Marples*: A method of rating some acoustic characteristics of agricultural tractor cabs. J. agric. Engng. Res. Bd. 16 (1971) S. 394/98.

Staubbekämpfung am Arbeitsplatz auf fahrenden Arbeitsmaschinen.

Von Wilhelm Batel, Braunschweig-Völkenrode*)

Mitteilung aus dem Institut für landtechnische Grundlagenforschung der Forschungsanstalt für Landwirtschaft Braunschweig-Völkenrode

DK 631.372:62-784:331.827:628.511

Die Staubbelastung am Arbeitsplatz auf fahrenden Arbeitsmaschinen liegt oft über den in der MAK-Werte-Liste aufgeführten Richtwerten. Eine sichere Einhaltung der angestrebten Grenzwerte z.B. von 8 mg/m^3 bei inertem Staub ist durch eine dauernd geschlossene, hinreichend dichte und mit einem entsprechenden Filtrationsentstauber ausgerüstete Fahrerkabine möglich. Eine solche Kabine erfordert entsprechende klimatische Einrichtungen. — Für Arbeitsmaschinen ohne Kabine bietet sich zum Senken der Staubbelastung das Ableiten der Staubströme über sehr unterschiedliche technische Lösungen an.

1. Übersicht zur Staubbelastung und ihre Auswirkungen

Die Staubimmission auf fahrenden Arbeitsmaschinen für die Pflanzenproduktion ist vom Grundsatz her bekannt. Messungen zu diesem Problem zeigen [1], daß die Staubbelastung am Fahrerplatz bei der Bodenbearbeitung beispielsweise bis zu 500 mg/m^3 und beim Mähdrusch bis zu 300 mg/m^3 betragen kann. Die für inerte Stäube anzustrebende maximale Arbeitsplatzkonzentration von 8 mg/m^3 wird meist überschritten. Eine Staubbelastung oberhalb

dieses Wertes führt zwar bei inerten Stäuben zu keiner gesundheitlichen Schädigung, es wird aber die Arbeitsleistung und Arbeitsgüte herabgesetzt. Aber auch andere Stäube treten auf. Von Pflanzen abgelöste Teile und Mikroorganismen (Größe zwischen $0,5$ und $4 \mu\text{m}$) können Allergien unterschiedlichen Grades verursachen (allerge Stäube). Fibrogene Stäube können direkt zu Lungenfibrosen führen [2, 3]. Als gefährliche Arbeitsstoffe sind u.a. Staub von Thomasphosphat und Kalkstickstoff und einige Pflanzenschutz- und Schädlingsbekämpfungsmittel zu nennen [4]. Schon diese wenigen Hinweise zeigen die Notwendigkeit der Staubbekämpfung auf fahrenden Arbeitsmaschinen. Produktionsbereiche, für die solche Maßnahmen besonders in Frage kommen, sind die Bodenbearbeitung, der Mähdrusch, die Halmfütterernte, die Kartoffelernte und die Verteilung von bestimmten Mineraldüngern, Pflanzenschutz- und Schädlingsbekämpfungsmitteln.

2. Aufgabenstellung

Das Ziel dieses Berichtes ist es, die grundsätzlichen technischen Möglichkeiten der Staubbekämpfung am Arbeitsplatz auf fahrenden Arbeitsmaschinen für die Pflanzenproduktion darzustellen [1] und zu bewerten. Der Zweck von technischen Maßnahmen besteht darin, die für Arbeitsplätze bestehenden MAK-Werte zu unterschreiten und dies unter Berücksichtigung der lungengängigen Anteile.

Überlegungen zur Staubbekämpfung setzen insbesondere eine Kenntnis der Staubquellen (Ort des Austrittes und Menge des Staubes), der örtlichen Staubverteilung und der Staubzusammensetzung voraus.

*) Prof. Dr.-Ing. Wilhelm Batel ist Direktor des Institutes für landtechnische Grundlagenforschung der Forschungsanstalt für Landwirtschaft, Braunschweig, Bundesallee 50.