

Verminderte Lärmbelastung auf Landmaschinen durch passive Schallschutzmaßnahmen

Dipl.-Ing. W. Derdack, VEB Traktorenwerk Schönebeck, Abt. Forschung, Potsdam-Bornim

Um die Arbeitsbedingungen für die auf selbstfahrenden Landmaschinen und Traktoren Beschäftigten weiter zu verbessern, ist den Problemen des Lärmschutzes verstärkte Aufmerksamkeit zu widmen. Die bestehenden Normative, wie der Standard TGL 10687 „Schallschutz, zulässiger Lärm“ und das Landeskulturgesetz, legen die zu erfüllenden Grenzwerte der Lärmbelastung fest, bei denen eine Gehörschädigung weitgehend vermieden wird.

Die zur Verringerung der Lärmbelastung zu lösenden Aufgaben erfordern aktive und passive Schallschutzmaßnahmen. Dabei beinhalten aktive Schallschutzmaßnahmen die Herabsetzung der Lärmemission (Abstrahlung) und erfordern teilweise Eingriffe in die Konzeption der Maschine. Da dies mit einem erhöhten Aufwand für grundlegende Untersuchungen verbunden ist, sollten diese Maßnahmen bei Neuentwicklungen den Vorrang erhalten. Passive Schallschutzmaßnahmen können hingegen bei bereits vorhandenen Maschinen wirksam angewendet werden und zu einer erheblichen Senkung der Lärmimmission (Belastung) führen. Dazu gehören der Einsatz von Fahrerständen und deren weitere Verbesserung sowie die Kapselung oder Teilkapselung von Lärmquellen.

1. Analyse der Schallquellen und der Schallübertragung

Die Analyse der Schallquellen in Abhängigkeit von den Belastungszuständen des Fahrzeugs sowie die Erfassung der Lärmimmission am Arbeitsplatz des Fahrers sind die Grundlagen für die Auslegung passiver Schallschutzmaßnahmen. Dazu werden mit entsprechenden Meßinstrumenten Frequenzspektren erstellt, aus denen in Abhängigkeit von der Frequenz der

Schalldruckpegel ersichtlich ist. Diese Frequenzspektren werden nach Art der zu untersuchenden Maschine in Abhängigkeit von der Motordrehzahl, von der Fahrgeschwindigkeit oder vom Belastungszustand aufgenommen. Aus ihnen lassen sich wichtige Schlußfolgerungen über Art und Wirksamkeit der angewendeten passiven Lärmschutzmaßnahmen ableiten. Auf ihrer Grundlage ist ferner eine Analyse der Geräuschquellen möglich, indem die gemessenen Frequenzen mit den Anregungsfrequenzen bestimmter Aggregate (z. B. Häckseltrommel, Lüfter) verglichen werden. Darüberhinaus lassen sich durch verschiedene Versuche mit jeweiliger Abschaltung bzw. Zuschaltung von Teillärmquellen (z. B. Einzugorgane beim Häcksel) die einzelnen Schallpegelanteile bestimmen.

Im Bild 1 ist das Frequenzspektrum eines Feldhäckslers mit und ohne Belastung und bei Nenndrehzahl dargestellt, wobei sich das Meßmikrofon außerhalb der Fahrerkabine befand. Vergleicht man die Werte der Gesamtschalldruckpegel L_g , so stellt man einen Pegelunterschied von 10 dB (A1) fest. Daraus folgt, daß der Hauptanteil der Lärmemission durch die Häckseltrommel hervorgerufen wird und entsprechende Schallschutzmaßnahmen hier ansetzen müssen.

Die meisten Traktoren und selbstfahrenden Landmaschinen werden mit Kabinen ausgerüstet. Durch eine Analyse der Schallübertragung kann festgestellt werden, wie die Schallenergie in die Kabine gelangt. Dabei wird zwischen Luftschall- und Körperschallübertragung unterschieden. Beim Luftschall wird die Schallenergie von der Schallquelle direkt abgestrahlt und wirkt, durch die Wände der Kabine gedämmt, auf das menschliche Ohr. Beim Körperschall werden Schwingungen von Bauteilen weitergeleitet, die wiederum Bauteile in der Kabine (z. B. Bedienelemente) zum Schwingen anregen, wobei diese dann Schallenergie abstrahlen.

Mit der Analyse der Schallübertragung sollen die beiden o. g. Anteile quantitativ erfaßt werden. Dazu bieten sich zwei Verfahren an. Bei dem einen Verfahren wird die Fahrerkabine von der Maschine getrennt, d. h., die Kör-

perschallbrücken werden unterbrochen. Beim anderen Verfahren bleibt die Kabine mit der Maschine verbunden, der Schalldruckpegel wird jedoch durch ein Lautsprecher-System erzeugt, das nur Luftschall abstrahlt. Dabei kann das abgestrahlte Geräusch mit dem wirklichen Geräusch der Maschine identisch sein, oder man strahlt ein Rauschen ab, bei dem die einzelnen Frequenzanteile nach statistischen Gesichtspunkten bestimmt werden. Nach diesen beiden Verfahren erhält man den Luftschallanteil. Die Differenz zur Messung mit fest installierter Kabine und eingeschalteten Aggregaten bildet den Körperschallanteil. Messungen am Feldhäcksel E 280 haben gezeigt, daß der Körperschallanteil gering ist.

2. Allgemeine Grundlagen der Schalldämmung und -dämpfung

Im folgenden sollen passive Schallschutzmaßnahmen an Fahrerständen behandelt werden, die sich auf die Luftschalldämmung und -dämpfung sowie auf die Körperschalldämpfung beziehen.

Die ohne besonderen schallschutztechnischen Aufwand konstruierten Kabinen haben ein Schalldämm-Maß R in dB, das in der Größenordnung von etwa 15 bis 20 dB liegt. Durch eine Erhöhung der Wirksamkeit zu den o. g. Maßnahmen eingesetzten Materialien kann das Schalldämm-Maß vergrößert werden.

2.1. Luftschalldämmung von Wänden

Die Kabinenwände bestehen meist aus Blech- und Glasflächen. Für beide gelten die gleichen akustischen Gesetzmäßigkeiten. Die Schalldämmung einer Wand beruht darauf, daß die Energie der auftreffenden Schallwellen in mehrere Anteile zerlegt wird, wobei die wieder abgestrahlte Schallenergie um die Anteile der reflektierten Energie, der in Wärme umgewandelten Energie und der als Körperschall weitergeleiteten Schallenergie vermindert ist. Als Schalldämm-Maß R wird das logarithmierte Verhältnis der Schalleistungen P_1/P_2 bezeichnet:

$$R = 10 \lg \frac{P_1}{P_2}$$

Für die maximale Schalldämmung von Einfachwänden gelten nach [1] folgende Beziehungen:

— Die Schalldämmung einer Wand ist von der flächenspezifischen Masse m in kg/m^2 abhängig:

$$R \sim 20 \lg \frac{m}{m_0}$$

m_0 Bezugsmasse in kg/m^2 .

Bei einer Verdopplung der flächenspezifischen Masse kann sich die Schalldämmung um maximal 6 dB verbessern.

— Die Schalldämmung einer Wand ist von der Frequenz f in Hz abhängig:

$$R \sim 20 \lg \frac{f}{f_0}$$

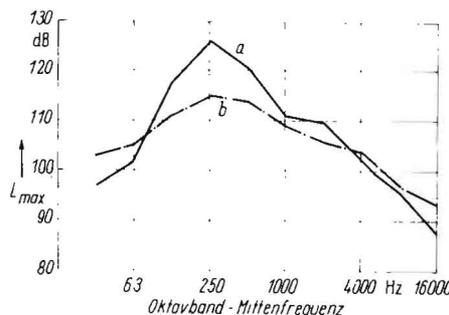


Bild 1. Schalldruckpegel eines Feldhäckslers (Außen-geräusch): a Belastungszustand, $L_g = 120$ dB (A1), b ohne Belastung bei Nenndrehzahl, $L_g = 110$ dB (A1)

Fortsetzung von Seite 200

- [3] Astrand, P.-C.; Rodahl, K.: Textbook of Work Physiology (Textbuch der Arbeitsphysiologie). New York: McGraw-Hill Book Company 1970.
- [4] Thiele, E.: Ergebnisse arbeitsmedizinischer Untersuchungen an ausgewählten Berufsgruppen der Landwirtschaft. Ernst-Moritz-Arndt-Universität Greifswald, Dissertation B 1976.
- [5] Informationen der ZAG Technische Arbeits-hygiene der Gesellschaft für Arbeitshygiene und Arbeitsschutz in der DDR 10 (1977) H. 1, S. 2—28.
- [6] Jäger, H.; Thiele, E.; Thiele, W.; Wosnitzka, H.: Studie zum Einfluß der berufsbedingten physischen Aktivität auf den Funktions- und Leistungszustand während dynamischer Arbeit. Z. ges. Hyg., Berlin 22 (1976) S. 335—337.
- [7] ASAO 5 Arbeitsschutz Frauen und Jugendliche vom 9. Aug. 1973, GBl. Nr. 44/1973, S. 465.

A 1630

1) Dem Autorenkollektiv gehörten an: Dipl.-Phys. H. Jäger, Dipl.-Med. Wiebke Jandt, Prof. Dr. sc. W. Thiele, Dipl.-Med. Margrit Wittig

f_0 Bezugsfrequenz in Hz.

Bei hohen Frequenzen ist die Schalldämmung besser. Bei einer Verdopplung der Frequenz kann sie sich um maximal 6 dB verbessern.

Doppelwände, d. h. Wände, zwischen denen sich z. B. Luft befindet, haben ein besseres Schalldämm-Maß als gleichschwere Einfachwände. Das ist u. a. abhängig vom Abstand beider (oder mehrerer) Wände sowie von deren spezifischen Masse.

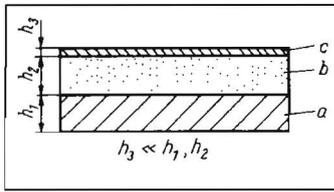


Bild 2. Einzwängtes Dämpfungsmaterial auf Stahlblech; a Grundblech, b Dämpfungsbelaag, c Abdeckfolie

2.2. Luftschalldämpfung

Maßnahmen der Luftschalldämpfung werden in Fahrerkabine angewendet, um die in den Kabineninnenraum eingedrungene Schallenergie zu absorbieren. Durch Absorber werden die Reflektionserscheinungen in der Kabine gemindert. Ein Kennwert für die Güte von Schallabsorbern ist der Schallabsorptionsgrad α_s . Er ist als Verhältnis von absorbierter Schalleistung P_a und der auf eine Wand einfallenden Schalleistung P_e definiert:

$$\alpha_s = P_a / P_e$$

Als absorbierte Schalleistung ist dabei die Leistung zu verstehen, die z. B. für den Kabineninnenraum verlorenght. Diese Schalleistung tritt teilweise aus dem Raum aus, zum anderen wird sie in Absorbieren durch Reibung in Wärme umgewandelt. Der Schallabsorptionsgrad ist vom Material abhängig und liegt zwischen 0 und 1.

Man unterscheidet zwischen porösen Schallabsorbieren und Resonanzabsorbieren. Bei porösen Schallabsorbieren wird die Schallenergie im Inneren der porösen Stoffe durch die Bewegung der eingeschlossenen Luft in Wärme umgewandelt. Kenngrößen für die Qualität der Absorptionsmaterialien sind die Porosität und die längenspezifische Strömungsresistenz. Die Porosität σ ist definiert als Verhältnis des in den Poren eingeschlossenen Luftvolumens V_L zu dem Gesamtvolumen des Absorberstoffs V_{ges} :

$$\sigma = V_L / V_{ges}$$

Die Porosität handelsüblicher Dämmstoffe (z. B. PUR-Schaumstoff, Kamilit) liegt zwischen 0,8 und 0,95 [2]. Wichtig ist, daß die Poren der Materialien untereinander in Verbindung stehen, d. h., die Materialien müssen offenporig sein.

Die längenspezifische Strömungsresistenz, d. h. der auf die Länge (Materialdicke) bezogene Strömungswiderstand, ist im Standard TGL 10688/07 „Meßverfahren der Akustik“ definiert. Sie schwankt in Abhängigkeit von den Dämpfungstoffen in großen Bereichen. Eine große längenspezifische Strömungsresistenz bewirkt, daß die auf das Dämpfungsmaterial aufrallenden Schallwellen sofort reflektiert werden. Ist sie zu klein, laufen die Schallwellen durch das Material hindurch und werden an der dahinterliegenden Wand reflektiert.

Die Auswahl von Materialien für poröse Absorber muß in Abhängigkeit vom Frequenzspektrum der Schallimmission so erfolgen, daß ein optimaler Aufbau der Absorber garantiert ist. Dabei kann allgemein festgestellt werden, daß zur Absorption tiefer Frequenzen große Materialdicken und kleine Werte der längenspezifischen Strömungsresistenz notwendig sind. Die entsprechenden Werte sind z. B. [1][2] zu entnehmen.

Resonanzabsorber bestehen aus Platten, die unter dem Aufprall der Schallwellen in Schwingungen geraten und dadurch Schallenergie absorbieren. Der größte Absorptionsgrad wird bei der Resonanzfrequenz f_r erreicht:

$$f_r = \frac{600}{\sqrt{d_w m_p}}$$

d_w Wandabstand in cm

m_p flächenspezifische Masse der Platte in kg/m^2 .

Resonanzabsorber sind nur in einem schmalen Frequenzbereich wirksam, der mit Vergrößerung des Wandabstands breiter wird. Die Platten müssen frei schwingen können und nach [2] eine Mindestgröße von $0,4 m^2$ aufweisen, wobei eine Kantenlänge nicht kleiner als $0,5 m$ sein soll.

Häufig werden Resonanzabsorber mit porösen Absorbieren kombiniert. Bei dieser Kombination werden gelochte Platten verwendet, wobei das Lochflächenverhältnis mindestens $0,3$ betragen

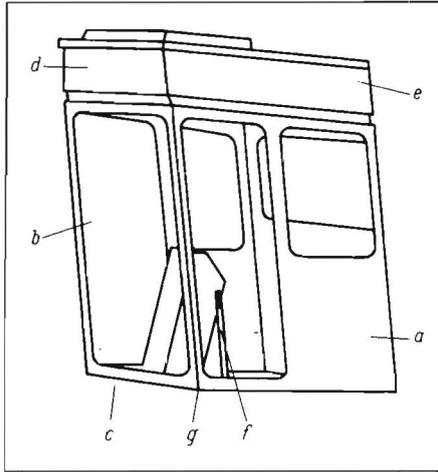


Bild 3. Schallübertragungswege in eine Fahrerkabine;

Luftschalldübertragung: a Blechflächen, b Glasflächen, c Öffnungen in Boden, Tür usw., d Belüftung, e Entlüftung; Körperschalldübertragung: f Bedienelemente, g Kabinenrahmen

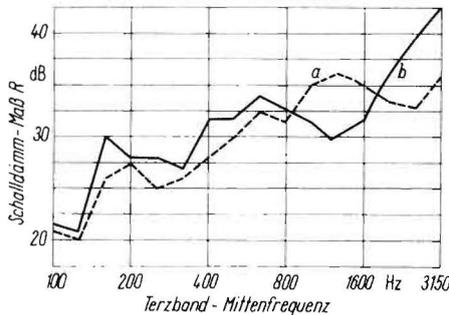


Bild 4. Schalldämm-Maß von MSG-Scheiben; a 5,5-mm-Scheibe ($R = 29,5$ dB), b 10-mm-Scheibe ($R = 31,0$ dB)

muß, damit das Dämpfungsmaterial wirksam wird.

2.3. Körperschalldämpfung

Die Körperschalldämpfung hat durch die Verwendung dünnerer Bleche an Fahrerkabine und an Abdeckungen von Lärmquellen einen großen Einfluß auf die Senkung des Schalldruckpegels. Die Verringerung der Lärmabstrahlung von diesen Bauteilen erfolgt durch das Aufbringen von Dämpfungsbelaagen. Sie erhöhen die inneren Verluste der Materialien, d. h., die Biegeschwingungen z. B. von Blechen werden gedämpft. Durch den Verlustfaktor d werden die auftretenden Energieverluste in den Materialien beschrieben [3] [4]. Bei Metallen liegt d in der Größenordnung von 10^{-4} bis 10^{-3} , bei wirksamen Entdröhnungsbelaagen zwischen $0,5$ und 1 .

Entdröhnungsbelaagen können einseitig auf Stahlbleche aufgebracht werden. Damit eine gute Wirkung erzielt wird, sollten sie etwa die 2- bis 3fache Dicke des Grundmaterials aufweisen. Bei dicken Grundblechen ist deshalb ein hoher Einsatz von Entdröhnungsmitteln erforderlich. Um das zu vermeiden, werden eingezwängte Belaagen verwendet (Bild 2) [3]. Die Entdröhnungsmaterialien werden dabei durch eine dehnstreife Folie (z. B. Metallfolie) abgedeckt.

3. Schallschutz durch Fahrerkabine

Den Hauptschutz gegen die Lärmbelastung des Fahrers stellen Fahrerkabine dar. Mit ihnen läßt sich aber bei vertretbarem Aufwand nur ein bestimmtes Schalldämm-Maß erreichen.

Deshalb müssen die jeweils eingesetzten Materialien optimal aufeinander abgestimmt werden, was die Kenntnis der Schallübertragungswege in die Kabine voraussetzt (Bild 3). Der Luftschall bildet den Hauptanteil der Schallübertragung bei einer nicht voll in das Fahrzeug integrierten Kabine. Die Glas- und Blechflächen der Seitenwände haben deshalb den größten Anteil an der Schalldämmung.

Im folgenden soll an einigen Beispielen gezeigt werden, wo die Grenzen der Schalldämmung für diese Flächen liegen. In den Bildern 4 und 5 sind die Ergebnisse von Messungen zum Schalldämm-Maß von Scheiben bzw. Scheibenkombinationen dargestellt [5]. Die Scheiben bestehen aus Mehrschichtensicherheitsglas (MSG). Die Messungen zeigen, daß die ungefähre Verdopplung der Scheibendicke von $5,5$ mm auf 10 mm (Bild 4) nicht zu einer deutlichen Verbesserung der Schalldämmung führt. In der praktischen Anwendung sind erhebliche Einschränkungen zu den theoretischen Aussagen (vgl. Pkt. 2.1.) vorzunehmen. Die Scheibengröße und die Scheibeneinspannung können das Schalldämm-Maß negativ beeinflussen. Im Bild 4 sind bei bestimmten Frequenzen Einbrüche in das Schalldämm-Maß zu erkennen. Hier handelt es sich um die Resonanzfrequenz bzw. um den Koinzidenzeffekt. Resonanz tritt auf, wenn die Eigenfrequenz der Scheiben mit der Schallfrequenz übereinstimmt. Dies ist meist in unteren Frequenzen der Fall. Beim Koinzidenzeffekt stimmt die Wellenlänge der schräg einfallenden Schallwellen mit der BiegeWellenlänge der Scheiben überein. Die Koinzidenzfrequenz hängt u. a. von der Scheibendicke ab und liegt z. B. bei einer 6-mm-Scheibe bei etwa 2500 Hz.

Durch eine Scheibenkombination und gleichen Materialeinsatz läßt sich das Schalldämm-Maß erheblich verbessern. So erhält man bei der Verwendung von zwei 5,5-mm-Scheiben und einem Scheibenabstand von 30 mm ein Schall-

dämm-Maß von 34,8 dB (Bild 5, Kurve a). Im Vergleich zur 10-mm-Scheibe bedeutet dies eine Verbesserung von 3,8 dB. Wird der Scheibenabstand auf 60 mm erhöht, so verbessert sich dadurch das Schalldämm-Maß weiter (Bild 5, Kurve b). Im Vergleich zur 10-mm-Scheibe wird eine Erhöhung von etwa 7 dB erreicht. Bei Scheibenkombinationen ist die Verwendung von zwei Scheiben unterschiedlicher Dicke günstig. Dadurch wird weitgehend vermieden, daß der Effekt der Resonanz und der Koinzidenz stark hervortritt und Schalldämmeinbrüche bewirkt. Bei Doppelscheiben wirkt nämlich die eingeschlossene Luft als Feder und verstärkt die o. g. Erscheinungen.

Aus den Darlegungen kann abgeleitet werden, daß für Kabinen mit Einfachverglasung nur ein Schalldämm-Maß von max. 25 dB zu erwarten ist, da die Glasflächen einen hohen Flächenanteil an der Kabine haben. In der Praxis wird sich dieses Maß aber kaum erreichen lassen. Abhilfe können nur Scheibenkombinationen schaffen, die einen Wandabstand von etwa 60 mm haben. Dabei wird der Konstruktionsaufwand aber sehr hoch sein. Eine Anwendung ist nur in Sonderfällen tragbar, wenn andere Möglichkeiten ausgeschlossen sind.

Das Schalldämm-Maß der Blechflächen ist auf das der Glasflächen abzustimmen. Aus Gründen des Leichtbaus werden für die Seitenwände und für das Dach nur Blechdicken zwischen 0,7 mm und 1 mm verwendet, so daß vom Materialeinsatz Grenzen für die Schalldämmung gesetzt sind. Im Bild 6 ist das Schalldämm-Maß für einige Blechdicken angegeben. Um in tiefen Frequenzbereichen eine wirksame Luftschalldämmung zu erzielen, müßten also sehr dicke Bleche verwendet werden. Das ist aus ökonomischen Gründen nicht möglich. Zur Erhöhung der Schalldämmung werden deshalb dünne Bleche mit Antidröhnbelägen versehen. Ein anderer Weg ist der mehrschalige Aufbau, wo ähnlich wie bei den Scheibenkombinationen mit gleichem Materialeinsatz ein höherer Dämmwert erzielt wird.

Die Grundlage für eine erfolgreiche Schalldämmung ist eine allseitig dichte Kabine. Dabei kommt der Bodenfläche mit den Durchbrüchen für die Bedienelemente die größte Bedeutung zu. Nach Möglichkeit sollten solche Bedienelemente verwendet werden, bei deren Betätigung keine Öffnungen im Boden entstehen. Hierfür bieten sich Bowdenzüge oder auch eine Betätigung mit Hilfsenergie (z. B. pneumatisch) an. Sie verhindern gleichzeitig weitgehend eine Körperschallübertragung. Zur Verringerung der Schallabstrahlung empfiehlt sich der mehrschalige Aufbau des Kabinenbodens, indem z. B. zwischen zwei Bleche eine Gummischicht eingespannt wird.

Allseitig geschlossene Kabinen müssen mit einer Be- und Entlüftung bzw. können mit einer Klimaanlage ausgerüstet werden. Die Öffnungen für den Luftzutritt und -austritt sind Wege der Luftschallübertragung. Sie sollten deshalb an der den Hauptschallquellen abgewendeten Seite liegen, ein- oder mehreremal abgelenkt und mit Absorptionsmaterial ausgekleidet sein.

Um die in die Kabine eingedrungene Schallenergie wirkungsvoll zu absorbieren, sollten möglichst alle dazu zur Verfügung stehenden Flächen mit Absorbern belegt sein. Deshalb sollte der Glasanteil einer Kabine so gering wie möglich gehalten werden. Demgegenüber steht aber die Forderung nach einem hohen Verglasungsgrad. Als Absorber werden meist poröse

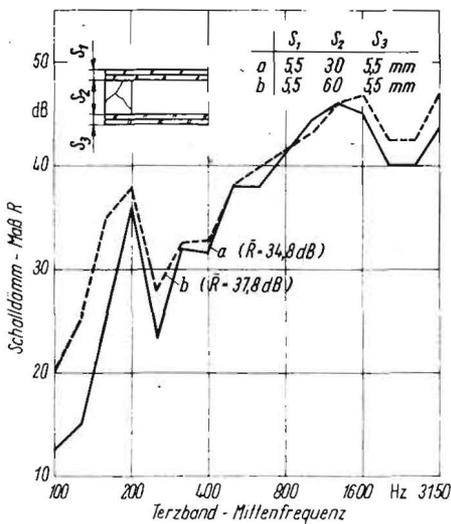


Bild 5. Schalldämm-Maß von Scheibenkombinationen mit unterschiedlichem Abstand der Scheiben

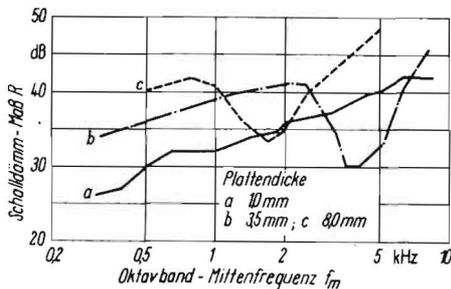


Bild 6. Schalldämm-Maß von Blechwänden [1]

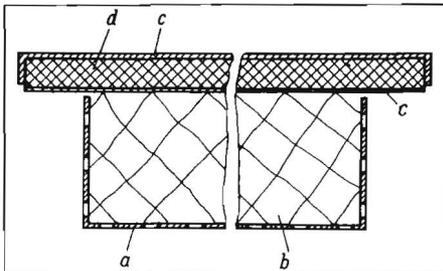


Bild 7. Querschnitt eines Schallschutzschirms: a Lochblech, b Kamilit P 80/45, c Blech, d Gummimatte

Materialien verwendet, die mit Lochblechen abgedeckt sind, wobei diese Abdeckbleche nicht in allen Fällen als Resonanzabsorber wirken (vgl. Pkt. 2.2.). Bei Feldhäckslern sollen hauptsächlich die tiefen Frequenzen absorbiert werden (vgl. Bild 1). Dazu müssen die Absorptionsmaterialien möglichst dick sein. Eine Dicke von 50 mm sollte angestrebt werden.

4. Passive Schallschutzmaßnahmen außerhalb der Fahrerkabine

Passive Schallschutzmaßnahmen außerhalb der Fahrerkabine beinhalten die Kapselung bzw. Teilkapselung oder das Anbringen von Schallschutzschirmen. Sie sollen das direkte Auftreffen der Schallwellen auf den Fahrer bzw. auf die Fahrerkabine verhindern. Gegenüber Kabinen mit hohem Schalldämm-Maß bestehen die Vorteile darin, daß das akustische Wahrnehmungsvermögen des Fahrers nicht

beeinträchtigt wird und sich die Umweltbelastung verringert. Aus der Analyse der Schallquellen ergibt sich, wo eine Abschirmung am wirkungsvollsten ist. Die Wahl zwischen einer Kapselung, Teilkapselung oder einem Schallschutzschirm hängt von Art, Lage und Form der Teilschallquellen ab. Den geringsten Aufwand erfordern Schallschutzschirme, die zwischen Lärmquellen und Fahrerplatz angebracht werden. Vollkapselungen erfordern einen hohen Konstruktionsaufwand und kommen für Aggregate eines Feldhäckslers vorerst nicht in Frage. In [6] wird über die Vollkapselung eines Dieselmotors berichtet. Die erzielte Geräuschminderung lag über 10 dB. Allerdings waren dabei ein erhöhter Material- und Raumbedarf sowie ein größerer Wartungsaufwand zu verzeichnen. In der nächsten Zeit ist die serienmäßige Herstellung gekapselter Motoren noch nicht zu erwarten.

Beim Feldhäckslers mit dem Häckselaggregat als Hauptlärmquelle läßt sich durch einen über dem Häckselaggregat angebrachten Schallschutzschirm die Lärmbelastung in der Kabine innerhalb der geforderten Grenzwerte senken. Die Verwendung eines Schallschutzschirms in Verbindung mit einer Serienkabine ist ökonomischer als die Durchführung umfangreicher Änderungen an der Kabine. Im Bild 7 ist ein solcher Schallschutzschirm im Querschnitt dargestellt.

Als Schallschutzschirme können auch Motorhauben oder andere Abdeckungen von geräuschintensiven Baugruppen ausgebildet werden.

5. Zusammenfassung

Ausgehend von einer Analyse der Lärmquellen können auch bei bereits produzierten Maschinen durch passive Schallschutzmaßnahmen wirksame Senkungen der Lärmmission am Arbeitsplatz erzielt werden. Dabei beziehen sich diese Maßnahmen einmal auf die Fahrerkabine und zum anderen auf die Abschirmung von Teillärmquellen. Der maximalen Schalldämmung einer Fahrerkabine sind durch die Verwendung von Einfachscheiben und durch den ökonomischen Einsatz von Dämmmaterialien Grenzen gesetzt. Werden damit die geforderten Grenzwerte der Lärmmission nicht erreicht, so müssen Teilkapselungen lärmintensiver Baugruppen angewendet werden. Sie bieten den Vorteil, daß das akustische Wahrnehmungsvermögen der Bedienpersonen nicht so stark beeinträchtigt und die Umweltbelastung vermindert werden.

Literatur

- [1] Autorenkollektiv: Lärmbekämpfung. Berlin: Verlag Tribüne 1974.
- [2] Fasold, W.; Sonntag, E.: Bauphysikalische Entwurfslehre. Berlin: VEB Verlag für Bauwesen 1973.
- [3] Dietzel, R.: Zur Bestimmung des Verlustfaktors von eingezwängten Dämpfungsbelägen auf dünnen Blechen. Hochfrequenztechnik und Elektroakustik, Band 76 (1967) H. 5, S. 151—162.
- [4] Dietzel, R.: Vergleichende Untersuchungen über den Verlustfaktor einfacher und eingezwängter Dämpfungsbelägen auf dünnen Blechen. Hochfrequenztechnik und Elektroakustik, Band 76 (1967) H. 6, S. 189—197.
- [5] Untersuchungsbericht des Instituts für Schienenfahrzeuge Berlin. Im Auftrag des VEB Traktorenwerk Schönebeck, Betrieb II des VEB Kombinat Fortschritt Neustadt, 1974.
- [6] Fachbach, A.; Thien, E.: Musterausführung geräuscharmer Dieselmotoren. MTZ 36 (1975) H. 10, S. 261—266. A 1627