

Nr. 6

Dämmwirkung
von
Dachentlüftern

Herausgeber

Landesanstalt für Immissionsschutz des Landes NW, Essen

1979

Ermittlung der Dämmwirkung von Dachentlüftern
für Werkshallen im Einbauzustand unter Berücksichtigung der baulichen Nebenwege

[Leipzig] [Leipzig]
H. [Strauch] und K.H. Goldberg

(1979)

Ermittlung der Dämmwirkung von Dachentlüftern für Werkshallen im Einbauzustand unter Berücksichtigung der baulichen Nebenwege

H. Strauch und K.H. Goldberg

Z u s a m m e n f a s s u n g

Die Wirksamkeit der Schalldämmung von Dachentlüftern unterschiedlicher Bauart wurde an Schmiedehallen, Pressenhallen und Gießereihallen untersucht.

Als Maß für die Wirksamkeit des Dachentlüfters im Einbauzustand wurde in Anlehnung an die in der VDI 2567 erwähnte Vorschrift die A-bewertete Pegeldifferenz zwischen den Meßpunkten 1 m vor der Lufteintrittsöffnung des Dachentlüfters und 1 m hinter der Luftaustrittsöffnung des Dachentlüfters benutzt.

Ermittelt wurde die Pegeldifferenz bei den üblichen, zeitlich schwankenden Betriebsgeräuschen der Fertigungsbetriebe.

Zusätzlich zu der Ermittlung der A-bewerteten Pegeldifferenz wurde die frequenzabhängige Wirksamkeit der Dachentlüfter in Terzschritten festgestellt.

Hierzu wurde als Schallquelle bei Schmiede- und Pressenbetrieben die zeitlich konstant schallemittierenden Wärmeöfen der Betriebe benutzt.

S u m m a r y

The efficacy of the noise attenuation properties of roof ventilators of various designs in forging, press and foundry shops was investigated.

In accordance with the rule laid down in VDI-Guideline 2567 the A-weighted noise level difference between the measuring points 1 m ahead of the air inlet and 1 m behind the air exit of the roof ventilator was taken as measure for the noise attenuation. The noise level difference was determined in presence of the usual time varying noises of the machine shops. In addition to measuring the A-weighted noise level difference the frequency dependent effectiveness of the roof ventilators was determined in thirds.

For the latter measurements the heating furnaces in forging and press shops with their temporally constant sound emission were utilized as sound sources.

In einer technisierten Welt wird ein Großteil zu verrichtender Arbeiten von Arbeitsmaschinen ausgeführt. Die zum Betrieb der Arbeitsmaschinen notwendige Energie wird von Kraftanlagen und -maschinen erzeugt. Kraft- und Arbeitsmaschinen verursachen Geräusche. Moderne leistungsstarke Anlagen und Maschinen strahlen trotz geringer akustischer Wirkungsgrade - Verhältnis der abgegebenen Energie in Form von Schall zur zugeführten oder erzeugten mechanischen oder elektrischen Energie - Schallenergie an die sie umgebende Luft ab, die geeignet ist, unzulässige Wirkungen beim Menschen und bei Sachgütern hervorzurufen. Sollen die Wirkungen der Geräusche ein zulässiges Maß nicht überschreiten, so sind Maßnahmen zur Begrenzung der einwirkenden Schallenergie durchzuführen.

1. A l l g e m e i n e s z u r S c h a l l m i n d e r u n g

Wegen des kausalen Zusammenhangs zwischen Geräuschemissionen und Wirkungen der Geräusche ist es zweckmäßig, Maßnahmen durchzuführen, die auf eine Verminderung der Emissionen abzielen.

Sind an Anlagen und Maschinen keine Maßnahmen möglich, die eine ausreichende Emissionssenkung garantieren, bzw. sind hinsichtlich der Schallminderung optimierte Maschinen oder Anlagen in einem Produktionsprozeß in großer Zahl vorhanden, so daß die Summe der Einzelemissionen unzulässige Wirkungen hervorruft, so sind Maßnahmen auf dem Ausbreitungsweg des Schalls zwischen Schallquelle und Empfänger vorzusehen, die die Geräuschemissionen mindern und somit eine Minderung der Geräuschwirkungen nach sich ziehen.

Der Schall breitet sich wellenförmig aus. Die Ausbreitung des Schalls ist durch Hindernisse zu beeinflussen. Hindernisse wie Wälle, Wände, Häuserzeilen oder Garagen zwischen Schallquelle und Empfänger mindern die Geräuschemissionen.

Eine weitere Maßnahmenart zur Minderung von emittierten Schallenergien sind Schalldämpfer, die üblicherweise mit der Maschine oder Anlage eine Einheit bilden. Das Wirkungsprinzip der Dämpfer beruht auf der Dämmung und Dämpfung von Schallenergie.

Allgemein wird bei der Schalldämmung durch Reflexion und Absorption der Schallenergie eine Minderung erreicht; bei der Schalldämpfung wird dem Schallfeld nur durch Absorption Energie entzogen und in eine andere Energieform (Wärme) umgewandelt.

Schalldämpfer werden überwiegend in Kanälen, Rohrleitungen und Öffnungen angeordnet; sie beeinflussen die Schallausbreitung im Medium, ohne den Medientransport stark zu behindern, im Gegensatz zu den vorgenannten auf dem Schallausbreitungsweg errichteten Maßnahmen in Form von Hindernissen.

Typische Anwendungsfälle zur Minderung der Schallenergie in einem strömenden Medium ohne wesentliche Beeinflussung der Strömung sind Ansaug- und Abgasschalldämpfer von Verbrennungsmotoren, Gasturbinen, Kompressoren, Dampfkesselfeuerungen sowie Schalldämpfer in Lüftungs- und Klimaanlageanlagen.

Ein weiteres Anwendungsfeld für Schalldämpfer ist die Schallminderung bei der Be- und Entlüftung großer Fabrikationshallen.

Bei Produktions- und Fertigungsprozessen, die mit großer Wärmeabgabe und innerhalb von Gebäuden ablaufen (Wärmekraftanlagen, Stahlerzeugungsanlagen, Gießereien, Schmieden) muß Frischluft in ausreichender Menge in das Gebäude eingeleitet und die erwärmte Luft abgeführt werden.

Wenn die genannten Produktions- und Fertigungsprozesse geräuschintensiv sind, müssen in den Fällen, in denen eine Beeinträchtigung der Nachbarschaft durch die Betriebsgeräusche möglich ist, die Zu- und Abluftöffnungen der Gebäude mit Schalldämpfern versehen werden.

Die Zuluftöffnungen sind allgemein in den Gebäudewänden in Höhe der Gebäudeflure angeordnet, die Abluftöffnungen befinden sich überwiegend in den Gebäudedächern. Da die Luftführung in den Gebäuden bzw. Hallen im Regelfall nicht zwangsläufig, sondern durch Konvektion erfolgt, ist Voraussetzung für einzubauende Schalldämpfer, daß die Dämpfer einen geringen Strömungswiderstand für die Zu- und Abluft darstellen.

Geeignet zur Lösung dieses Problems sind Absorptionsdämpfer in Form von rechteckigen Kanälen, deren Wandungen mit schallabsorbierendem Material ausgekleidet sind.

Die Wirksamkeit dieser Dämpfer ist abhängig vom Verhältnis

$$\frac{\text{ausgekleidete Kanallänge} \times \text{Kanalumfang}}$$

Querschnitt

und von der Größe des Schallabsorptionsgrades des Absorbermaterials / 1 /.

Bei gleichem Absorptionsgrad, d. h. gleichem Dämpfungsmaterial und gleichem Querschnitt, ist der Dämpfer wirksamer, bei dem das Produkt Kanallänge mal Kanalumfang größer ist.

Diese Tatsache hat dazu geführt, daß Dämpferkonstruktionen ausgeführt werden, die eine Unterteilung des Querschnitts durch Einfügen von sogenannten Kulissen vorsehen.

Abbildung 1 zeigt einen typischen Aufbau mit den üblichen Bezeichnungen der Abmessungen des Dämpfers.

Das Schallfeld innerhalb derartiger Dämpfer hat F.P. MECHEL mit wellentheoretischen Ansätzen rechnerisch untersucht / 2 /.

Bei der rechnerischen Behandlung werden zwei Arten von Kanalauskleidungen betrachtet, einmal die homogen aufgebauten Auskleidungen, bei denen im Absorbermaterial die Ausbreitung von Schallwellen in Kanallängsrichtung zugelassen wird und zum anderen kassetierte, d. h. durch schallharte Hindernisse unterbrochene Auskleidungen, die eine Längsleitung der Schallwellen im Absorbermaterial verhindern.

Die fertigungstechnisch aufwendigen Auskleidungen mit unterbrochener Schalllängsleitung sind rechnerisch einfacher zu behandeln als die mit homogenen Auskleidungen aufgebauten Dämpfer. Nach Angaben von MECHEL nähern sich jedoch homogen aufgebaute Dämpfer mit hohen Absorbermaterialdichten den akustischen Eigenschaften kassetierter Absorberaufbauten.

Unter der Voraussetzung, daß die Feld- und Energiegrößen des Schallfeldes nach harmonischen Zeitfunktionen verlaufen und vorausgesetzt, daß die akustischen Eigenschaften des Absorbermaterials, charakterisiert durch den Wellenwiderstand Z_a und der Ausbreitungskonstanten Γ_a , bekannt sind, wird das Dämpfungsmaß Γ des Dämpfers, gemessen in dB/m, durch transzendente Gleichungen beschrieben, zu deren Lösungen spezielle Methoden mit einem hohen Rechenaufwand erforderlich sind.

Wegen des hohen Rechenaufwandes zur exakten Lösung der Gleichungen werden zur Auslegung von Schalldämpfern Näherungsformeln für das Dämpfungsmaß benutzt, deren Anwendungsbereiche und Genauigkeiten begrenzt und teilweise nicht bekannt sind.

Zur einfachen Abschätzung der Wirksamkeit von Absorptionsschalldämpfern wird häufig die von PIENING aus dem Energiesatz abgeleitete Formel zur Bestimmung des Dämpfungsmaßes D_d benutzt / 1 /, / 3 /.

$$D_d \approx 1,5 \cdot \frac{U}{F} \cdot \alpha \cdot l \text{ in dB.}$$

U = schallabsorbierend ausgekleideter Kanalumfang

F = Querschnittsfläche

α = Schluckgrad der Auskleidung

l = Länge des Kanals

Der Gültigkeitsbereich der Formel ist frequenzabhängig.

Nach Angaben in der VDI 2567 verliert die Formel ihre Gültigkeit, wenn der Abstand der absorbierenden Flächen bzw. die Dämpferlänge l kleiner als eine halbe Wellenlänge ist / 1 /.

Bei einer Länge des Dämpfers von z. B. 1 m gilt die Formel nicht für Wellenlängen > 2 m entsprechend einer Frequenz < 170 Hz.

Bei Kulissenabständen eines Dämpfers von z. B. 100 mm ist die Gültigkeit der Formel begrenzt auf Schallvorgänge der Frequenzen > 1700 Hz.

Das in der Formel genannte Durchgangsdämmmaß D_d ist in der VDI-Richtlinie 2567 definiert als die Differenz der Schalldruckpegel, gemessen vor dem Dämpfer und hinter dem Dämpfer, korrigiert mit einem Wert zur Berücksichtigung der Pegelerhöhungen durch Reflexionen.

Während das Durchgangsdämmmaß eines Schalldämpfers bei eingebautem Dämpfer zu ermitteln ist, ist als Einfügungsdämmmaß D_e die Pegeldifferenz definiert, die sich aus der Messung des Schalldrucks mit Dämpfer und der Messung ohne Schalldämpfer ergibt. Bei der Messung ohne Dämpfer ist ein schallhartes Rohrstück anstelle des Dämpfers eingebaut.

Das Durchgangsdämmmaß D_d ist kennzeichnend für den Schalldämpfer, wogegen das Einfügungsdämmmaß D_e das Gesamtsystem Emission, Aus-

breitungsbedingung im Kanal und Dämpfer berücksichtigt.

2. Zweck der Untersuchung

Die vorstehend erwähnten Verfahren zur Berechnung der Wirksamkeit von Schalldämpfern gelten für gerade, nichtgeknickte Kanäle. Die Rechnung zur exakten Lösung der Schallfeldgleichungen im Dämpfer ist selbst dann sehr aufwendig, wenn harmonische Zeitfunktionen der Schallfeldgrößen vorausgesetzt werden. Die Genauigkeit der Berechnung des Dämpfungsmaßes ist abhängig vom Bekanntsein der in die Berechnung eingehenden akustischen Eigenschaften des im Kanal verwendeten Absorbermaterials

Die Schalldämpfer, die in Lüftungsöffnungen von geräuschintensiver, wärmeentwickelnder Produktions- oder Fertigungsbetriebe eingebaut sind, bestehen nicht nur aus einem geraden Kanal, der mit Absorbermaterial ausgekleidet ist, sondern häufig aus Kanal und zusätzlichen Elementen wie drehbaren Klappen, Schiebern u. ä. zur Steuerung der Luftmengen. Außerdem sind witterungstechnisch bedingte Aufbauten am Schalldämpfer vorhanden, die ein- oder mehrmalige Schallumlenkungen und somit Reflexionen und Beugungen bewirken. Der Dämpfer entspricht somit nicht mehr dem Modell eines geraden Kanals.

Den Aufbau der untersuchten Dachentlüfter mit integriertem Schalldämpfer zeigen die Abbildungen 2 bis 5.

Im unteren, dem Halleninneren zugewandten Teil der Dachentlüfter ist der Absorberteil angeordnet, im oberen Teil sind die zur Luftmengensteuerung notwendigen Bauelemente angeordnet.

In der Literatur sind nur wenige Angaben über die Wirksamkeit derartiger Lüfter-Dämpfer-Kombinationen vorhanden. HABEL et al / 4 / und PREISSLER / 5 / berichten über Dachentlüfter mit Schalldämpfern, die in einem Hallendach eines Elektrostahlwerks und in einer Adjustagehalle eines Stahlwerkes eingebaut sind. HABEL gibt in einem Pegel-Frequenzdiagramm an, welche Unterschiede zwischen Meßergebnissen bei Laborbetrieb und bei ausgeführten Dämpfern im praktischen Einsatz bestehen. Im unteren Frequenzbe-

reich (100 bis 400 Hz) werden im Labor höhere Dämmmaße ermittelt als im praktischen Einbauzustand.

Wegen des ungenügenden Wissensstandes über die Wirksamkeit dieser Schalldämpfer unter Betriebsbedingungen sollte durch die vorgenommene Untersuchung an ausgeführten Dämpfern, die wegen der häufig großen Abmessungen nur mit hohem Aufwand auf Prüfständen zu untersuchen sind, der bestehende Informationsmangel hierüber verringert werden.

Die bei der Planung des Untersuchungsvorhabens zu stellende Frage, ob und in welcher Größe durch die Untersuchungsergebnisse der bestehende Informationsmangel zu verringern ist, ist im vorliegenden Fall dahingehend zu beantworten, daß die an speziellen Dachentlüftern, die ja nicht in Großserien gebaut werden, gewonnenen Ergebnisse nur bedingt zu Analogieschlüssen zu benutzen sind.

Die Übertragbarkeit der gewonnenen Ergebnisse ist nur bei gleicher Konstruktion und Ausführung von Dämpfer und Lüftungseinrichtung sowie bei gleichen Einbaubedingungen, d. h. gleichem Anschluß an die Dachkonstruktion, möglich.

Weiterhin muß festgestellt werden, daß mit dieser Untersuchung kein Vergleich zwischen Messung und dem in der Literatur beschriebenen Berechnungsmodell für gerade, absorbierende Kanaldämpferstrecken möglich ist, da Kenntnisse über verbaute Absorbermaterialien fehlen und eine Trennung der Schallminderung durch Dämpfer- und Lüfterteil (Reflexionen, Beugungen) meßtechnisch nicht durchführbar war.

Trotz der einschränkenden Bedingungen für die Aussagefähigkeit der Untersuchungsergebnisse wurde wegen der Wichtigkeit dieser Teilschallquelle "Öffnungen für Zu- und Abluft" bei Hallen, die geräusch- und wärmeintensive Produktions- und Fertigungsprozesse umschließen, die Untersuchung durchgeführt. Bei der Abschätzung von Geräuschemissionen bei Neuplanungen derartiger Hallen haben die Umfassungsbauteile der Halle (Wände, Decken, Belichtungsöffnungen, Tore) und die notwendigen Belüftungsöffnungen großen Einfluß auf das Ergebnis.

Während die schalldämmende Wirkung der Umfassungsbauteile primär vom Gewicht/Flächeneinheit abhängt, und die Größe dieses Verhält-

nisses nur von den aufzuwendenden Kosten begrenzt wird, bleiben in den meisten Fällen als "kritische" Schallquellen einer Halle die Be- und Entlüftungsöffnungen übrig.

Die mit dieser Untersuchung gewonnenen Ergebnisse sollen Prognosefehler eingrenzen, die bei Benutzen grob geschätzter Durchgangsdämmeße von Dachentlüftern entstehen.

3. V e r s u c h s d u r c h f ü h r u n g

Die Geräuschmessungen wurden an schallgedämmten Dachentlüftern von Schmiedehallen, Pressen- und Gießereihallen vorgenommen. Die Auswahl der Meßobjekte beschränkte sich auf Dämpfer-Lüfterkonstruktionen, bei denen die Dämpferelemente senkrecht zur Dachoberfläche angeordnet sind. Konstruktionen, deren Luftführung parallel zur Dachoberfläche verläuft, wurden nicht untersucht.

Die untersuchten Dachentlüfter entsprechen hinsichtlich der Konstruktionsprinzipien und der Anordnung der Dämpfer auf den Hallendächern dem heutigen Stand der Technik.

Der in Abbildung 2 skizzierte Dachentlüfter (Typ A), bei dem durch drehbare Lüftungsklappen die Luftabfuhr gesteuert werden kann, wurde im Einbauzustand bei zwei Schmiedehallen und bei einer Halle mit Elektrostahlöfen untersucht.

Die Dämpfer sind üblicherweise am First des Daches parallel zur Längsachse der Halle angeordnet.

Die Länge der Dachentlüfter ist abhängig vom Luftbedarf in den Hallen. Häufig ist die Länge der Dachentlüfter identisch mit der Hallenlänge.

Die untersuchten Dachentlüfter der Schmiedehallen haben eine Länge von 20 m (Typ A, Variante 1) bzw. 40 m Länge (Typ A, Variante 2), bei einer Hallenlänge von etwa 30 m bzw. 50 m.

Bei der Variante 2 sind wegen des hohen Luftbedarfs in der Halle zwei Dachentlüfter parallel auf dem Dach angebracht (Tandemausführung). Die Halle des Elektrostahlwerkes ist mit mehreren 12 m langen Dachentlüftern (Typ A, Variante 3) ausgerüstet, die rechtwinklig zur Hallenlängsachse auf der Dachoberfläche verteilt angeordnet sind. Die Halle ist 175 m lang und 70 m breit.

Abbildung 3 zeigt den Dachentlüfter Typ B, der sich von dem in

Abbildung 2 skizzierten dadurch unterscheidet, daß die Dämpferkulissen unter der Dachhaut angebracht sind und daß die Steuerung der Luftmengen durch Verstellen der Haube und damit Verändern des Luftaustrittsquerschnittes erfolgt.

Untersucht wurde dieser Dämpfertyp in einer Halle von 50 m Länge und 35 m Breite, in der sich Pressen zur Warmumformung von Stahl befinden.

Die Halle ist mit zwei Dachentlüftern der Länge 32 m und 25 m (Typ B, Variante 1) bestückt.

In einer Schmiedehalle mit einer Länge von 35 m und einer Breite von 25 m wurde die Variante 2 des Typs B untersucht. Die Schmiedehalle war ebenso wie die Pressenhalle mit zwei Dachentlüftern ausgerüstet. Jeder Dachentlüfter hat eine Länge von 35 m.

Eine weitere Untersuchung zur Wirksamkeit des Dämpfers vom Typ B wurde an einer Halle mit Elektrostahlöfen vorgenommen; die Länge der Dachentlüfter betrug 12 m.

Die in Abbildung 4 dargestellte Dämpferkonstruktion vom Typ C ist der Konstruktion des Typs A ähnlich.

Die Dämpferkulissen befinden sich oberhalb der Dachhaut; die Lüftungsklappen zur Steuerung der Abluftmengen befinden sich an zentraler Stelle des Dachentlüfters, im Gegensatz zum Typ A, bei dem sich die Luftmengensteuerung im Bereich des Luftaustritts befindet.

Untersucht wurde ein Dämpfer dieses Typs auf dem Hallendach einer Freiformschmiede. Die Halle ist 85 m lang und 30 m breit. Die Länge des Dachentlüfters beträgt 80 m.

An einer Schmiedehalle der Länge 65 m und der Breite 20 m wurde der in Abbildung 5 skizzierte Typ D untersucht.

Charakteristisch für diese Konstruktion ist die Abdeckung der Dämpferkulissen durch eine ebene Platte gegenüber den dachartigen Abdeckungen bei den übrigen Dämpfertypen. Die Dämpferelemente befinden sich ebenfalls oberhalb des Daches.

Die Anordnungen der Meßpunkte wurden so gewählt, daß ein Vergleich der ermittelten Durchgangsschalldämmmaße $D_d^* = L_v - L_h$ der einzelnen Dämpfer möglich ist (L_v ist der Schallpegel vor dem Dämpfer, L_h ist der Pegel hinter dem Dämpfer).

Der Meßpunkt 0 befand sich wegen der notwendigen Reflexionsfreiheit 1 m vor dem Schalldämpfereintritt; der Meßpunkt 1 war in 1 m Entfernung vom Luftaustrittsquerschnitt des Lüfters angeordnet. Die Meßpunktanordnung 1 m vor dem Dämpfer und 1 m hinter dem Dämpfer wurde auch deshalb gewählt, weil mit der nach dieser Anordnung ermittelten Pegeldifferenz die Geräuschimmissionen geplanter Hallen nach dem in der VDI 2571 "Schallabstrahlung von Industriehallen" angeführten Rechenmodell, abzuschätzen sind.

Durch den Vergleich berechneter Werte nach dem in der VDI 2571 angegebenen Verfahren und Messung der Halleninnenpegel und der Pegeldifferenzen zwischen außen und innen in 1 m Abstand von einzelnen Bauelementen der Gebäude haben SPLITTGERBER und WIETLAKE festgestellt, daß der Term "Bauteil-Schalldammaß R'_w plus Korrekturfaktor 4 dB" in der Rechnungsformel der VDI 2571, durch die ermittelte Pegeldifferenz D_d^* zu ersetzen ist / 7 /.

Zusätzlich zu den zur Bestimmung des Durchgangsdämmmaßes D_d^* notwendigen Meßpunkten 0 und 1 wurden 3 weitere Meßpunkte im Bereich der Austrittsöffnungen des Lüfters gewählt, um Hinweise über die Richtwirkung des Schallfeldes zu erhalten.

Zur Ermittlung der Schallpegeldifferenzen zwischen den Meßpunkten 0 und 1 und zwischen Meßpunkt 0 und den Meßpunkten 2, 3, 4 wurden die Messungen zeitgleich durchgeführt. Die Bestimmung der A-bewerteten Pegeldifferenz wurde mit dem vorhandenen Gesamtbetriebsgeräusch in der Halle vorgenommen.

Bei allen untersuchten Objekten war das Betriebsgeräusch zeitlich nicht konstant.

Zur Ermittlung der Dämpferwirkung in den einzelnen Terzen wurden die zeitlich konstanten Geräusche der Teilschallquelle "Wärmeofen" in Schmiedehallen benutzt.

Die an den Meßpunkten ermittelten Schalldruckpegel $L_F(t)$ wurden auf Magnetband gespeichert und im Labor zu den Meßwerten L_{AFm} und L_{Fm} pro Terz entsprechend der Vorschrift in der DIN 45642 ausgewertet / 6 /.

Die Mittelungszeit zur Bildung des A-bewerteten Mittelungspegels L_{AFm} war bei den zeitlich schwankenden Betriebsgeräuschen größer 10 Minuten. Der Mittelungspegel je Terz wurde ebenfalls aus zeit-

gleich registrierten Pegelaufzeichnungen am Meßpunkt 0 und 1 gewonnen.

Die für die Terzanalyse der Dämpferwirkung benutzten konstanten Wärmeofengeräusche waren in einigen Fällen in ihrer Intensität nicht groß genug, Schalldruckpegel hinter dem Dämpfer im Frequenzbereich größer 2000 Hz zu erzeugen, die unbeeinflusst sind von den an diesen Meßpunkten vorliegenden Fremdgeräuschen.

4. E r g e b n i s s e

In Tabelle 1 sind die an den verschiedenen schallgedämmten Dachentlüftern gemessenen A-bewerteten Schallpegeldifferenzen zwischen Meßpunkt 0 und Meßpunkt 1 des üblichen Betriebsgeräusches in den Hallen aufgetragen. Zusätzlich zu den Pegeldifferenzen sind die Absorberabmessungen genannt. Die Dämpfer sind in der Tabelle 1 nach aufsteigender Kulissenlänge aufgeführt.

Tabelle 2 zeigt die Pegeldifferenzen zwischen dem Meßpunkt 0 und den Meßpunkten 2 bis 4.

In den Abbildungen 6 bis 12 sind die je Terz ermittelten Pegeldifferenzen zwischen Meßpunkt 0 und Meßpunkt 1 bei den einzelnen Dachentlüftern aufgetragen.

Abbildung 13 zeigt den Zusammenhang der A-bewerteten Pegeldifferenz zwischen Meßpunkt 0 und Meßpunkt 1 mit der Größe $B =$ ausgekleideter Kanalumfang \times Kanallänge dividiert durch den Einheitsquerschnitt 1 m^2 .

Die Reihenfolge der Dämpfer in Tabelle 1 ist orientiert an der Länge der Dämpferkulissen. Die Reihenfolge der ermittelten Pegeldifferenz zwischen Meßpunkt 0 und Meßpunkt 1 in der Tabelle stimmt nicht überein mit der Länge der Dämpferkulissen. Die Wirksamkeit der Dämpfer vom Typ B, Variante 1, und vom Typ B, Variante 2, z.B., unterscheiden sich bei etwa gleicher Kulissenlänge um 5 dB(A); d.h., nicht die Länge der Absorberelemente ist die entscheidende Größe für die Wirksamkeit des Dämpfers, sondern, wie schon erwähnt, die Summe der Absorberelementflächen pro Einheitsvolumen, was in den Formeln zur Abschätzung der Wirksamkeit von Schalldämpfern zum Ausdruck kommt und durch die Untersuchungser-

gebnisse bestätigt wird (Abb. 13).

Die Streuung der ermittelten Pegeldifferenzen zwischen Meßpunkt 0 und Meßpunkt 1 im Diagramm der Abbildung 13 sind hauptsächlich bestimmt durch die unterschiedlichen Konstruktionsprinzipien der einzelnen Dachentlüfter. Zur Pegelminderung durch die Absorber-elemente addieren sich Pegelminderungen infolge Schallbeugungen und Schallabschattungen im Lüfterteil; die Gesamtminderung wird somit von der Konstruktion des Dachentlüfters mitbestimmt. Die Streuung der Ergebnisse durch unvermeidliche Fehler des Meßverfahrens sind gegenüber den genannten Einflußfaktoren zu vernachlässigen.

Die in Tabelle 2 aufgeführten Pegeldifferenzen zwischen dem Meßpunkt 0 und den Meßpunkten 2 bis 4 lassen Rückschlüsse zu über das im Bereich der Luftaustrittsöffnungen vorhandene Schallfeld. Die Werte der Tabelle 2 zeigen im Vergleich mit den Werten der Tabelle 1, daß die Pegeldifferenz zwischen Meßpunkt 0 und den Meßpunkten 2 bis 4 erwartungsgemäß wegen zusätzlicher Dämmeffekte durch die Konstruktion der Dämpfer größer sind als die Pegeldifferenzen zwischen Meßpunkt 0 und Meßpunkt 1. Die ermittelten Pegeldifferenzen zwischen Meßpunkt 0 und den Meßpunkten 2 bis 4 sind jedoch bei den einzelnen Dachentlüftern unterschiedlich, was ebenfalls auf den Konstruktionsunterschied und der damit verbundenen Schallfeldausbildung im Bereich der Luftaustrittsöffnungen zurückzuführen ist. Beim Dämpfertyp A z.B. ergibt sich zwischen der Pegeldifferenz Meßpunkt 0 und Meßpunkt 1 und der Pegeldifferenz Meßpunkt 0 und Meßpunkt 2 ein Unterschied von 1 bis 2 dB(A). Beim Dämpfertyp D wird ein Unterschied von 5 dB(A) für die gleichen Meßpunktanordnungen festgestellt.

Die Abbildungen 6 bis 12 zeigen Frequenzanalysen der am Meßpunkt 0 und Meßpunkt 1 ermittelten Geräusche.

Die Kurve ΔL ist die Differenz der Pegel je Terz zwischen Meßpunkt 0 und Meßpunkt 1.

Im rechten Rand der Diagramme sind die A-bewerteten Gesamtschallpegel und die unbewerteten Gesamtschallpegel am Meßpunkt 0 sowie der unbewertete Gesamtschallpegel am Meßpunkt 1 eingetragen.

Für den Meßpunkt 1 sind wegen der verfälschenden Fremdgeräuscheinflüsse bei den Terzen oberhalb 2000 Hz die A-bewerteten Gesamtschallpegel aus der Frequenzanalyse nur fehlerhaft zu ermitteln.

Durch die Bewertung der Geräusche nach der A-Kurve werden die tieffrequenten Anteile des Geräusches wesentlich stärker vermindert als die hochfrequenten Anteile. Die hochfrequenten Anteile bestimmen im wesentlichen den A-bewerteten Gesamtpegel. Sind die hochfrequenten Anteile eines Geräusches fehlerbehaftet, ist somit auch der A-bewertete Gesamtpegel fehlerhaft. Aus diesem Grunde wurde auf die Wiedergabe der aus der Frequenzanalyse berechneten A-bewerteten Gesamtschallpegel des Meßpunktes 1 verzichtet.

Den Frequenzanalysen der einzelnen Dachentlüfter ist zu entnehmen, daß die Wirksamkeit der Dämpfer, gekennzeichnet durch den Wert ΔL , mit größer werdender Mittenfrequenz der Terz zunimmt. Die Wirksamkeit der Dämpfer ist für Geräusche mit überwiegend hochfrequenten Anteilen größer als für Geräusche, die durch niederfrequente Anteile bestimmt sind.

Wie vorab schon erwähnt, sind bei einigen Terzanalysen die Pegel für Terzen der Mittenfrequenzen größer 2000 Hz nicht aufgetragen, da diese Werte durch Fremdgeräusche verfälscht sind.

Obwohl die Messungen zur Vermeidung von Fremdgeräuscheinflüssen teilweise in den Nachtstunden mit geringen Fremdgeräuschen durchgeführt wurden, konnte wegen zu geringer Intensität der Nutzgeräusche in den Terzen größer 2000 Hz, der verfälschende Einfluß der Fremdgeräusche nicht verhindert werden.

S c h r i f t t u m

- [1_] VDI-Richtlinie 2567 Schallschutz durch Schalldämpfer
(Sept. 1971)
- [2_] MECHEL, F.P.: Näherungsformeln für die Schalldämpfung
in Kanälen
Acustica, Vol. 34 (1976), S. 289-305
- [3_] PIENING, W.: Schalldämpfung der Ansaug- und Auspuff-
geräusche
VDI-Z., 81 (1937), S. 770
- [4_] HABEL, F., M. HANSEN, G. SCHULZ:
Planung und Ausführung von Maßnahmen gegen Lärmbelästi-
gung durch Industriebetriebe
Stahl und Eisen, Heft 18, S. 1077-1085
- [5_] PREISSLER, R.: Lärminderung an einer neu zu errichten-
den Adjustagehalle
Stahl und Eisen, Heft 28, S. 1085-1088
- [6_] DIN 45641 Mittelungspegel und Beurteilungspegel zeit-
lich schwankender Schallvorgänge (Febr. 75)
- [7_] SPLITTGERBER, H., WIETLAKE, K.H.:
Die Schalldämmung von Industriehallen
Schriftenreihe der Landesanstalt für Immissionsschutz,
Heft 39, S. 62-74. Verlag W. Girardet, Essen.(1975)

T a b e l l e n - u n d B i l d a n h a n g

Tabelle 1: Gemessene Pegeldifferenz ΔL_{AFm} zwischen Meßpunkt 0 und Meßpunkt 1

| Dachentlüfter | | Abmessungen ^{*)} in mm | | | Pegeldifferenz in dB(A) |
|---------------|----------|------------------------------------|-----|-----|----------------------------|
| Typ | Variante | l | 2d | 2h | ΔL_{AFm} MPO/MP 1 |
| A | 1 | 900 | 200 | 200 | 24 |
| A | 2 | 900 | 100 | 150 | 27 |
| B | 1 | 980 | 100 | 100 | 29 |
| B | 2 | 1000 | 200 | 200 | 24 |
| C | | 1200 | 100 | 100 | 30 |
| D | | 1350 | 175 | 200 | 26 |
| A | 3 | 1500 | 200 | 100 | 35 |
| B | 3 | 2200 | 100 | 100 | 34 |

*)

l = Länge der Dämpferkulisse in Strömungsrichtung

2d = Breite des Kulissenelementes

2h = Abstand zwischen 2 Kulissen

Tabelle 2: Gemessene Pegeldifferenz ΔL_{AFm} zwischen dem MP 0 und den Meßpunkten 2; 3 und 4 .

| Dachentlüfter | | Pegeldifferenz ΔL_{AFm} (in dB(A)) | | |
|---------------|----------|--|-----------|----------------|
| Typ | Variante | MP 0/MP 2 | MP 0/MP 3 | MP 0/MP 4 |
| A | 1 | 25 | 24 | 25 |
| A | 2 | 28 | 30 | 28 |
| B | 1 | 29 | 34 | 31 |
| B | 2 | 24 | 25 | 24 |
| C | | 33 | 31 | 35 |
| D | | 31 | 32 | nicht gemessen |
| A | 3 | 37 | 39 | 37 |
| B | 3 | 35 | 37 | 35 |

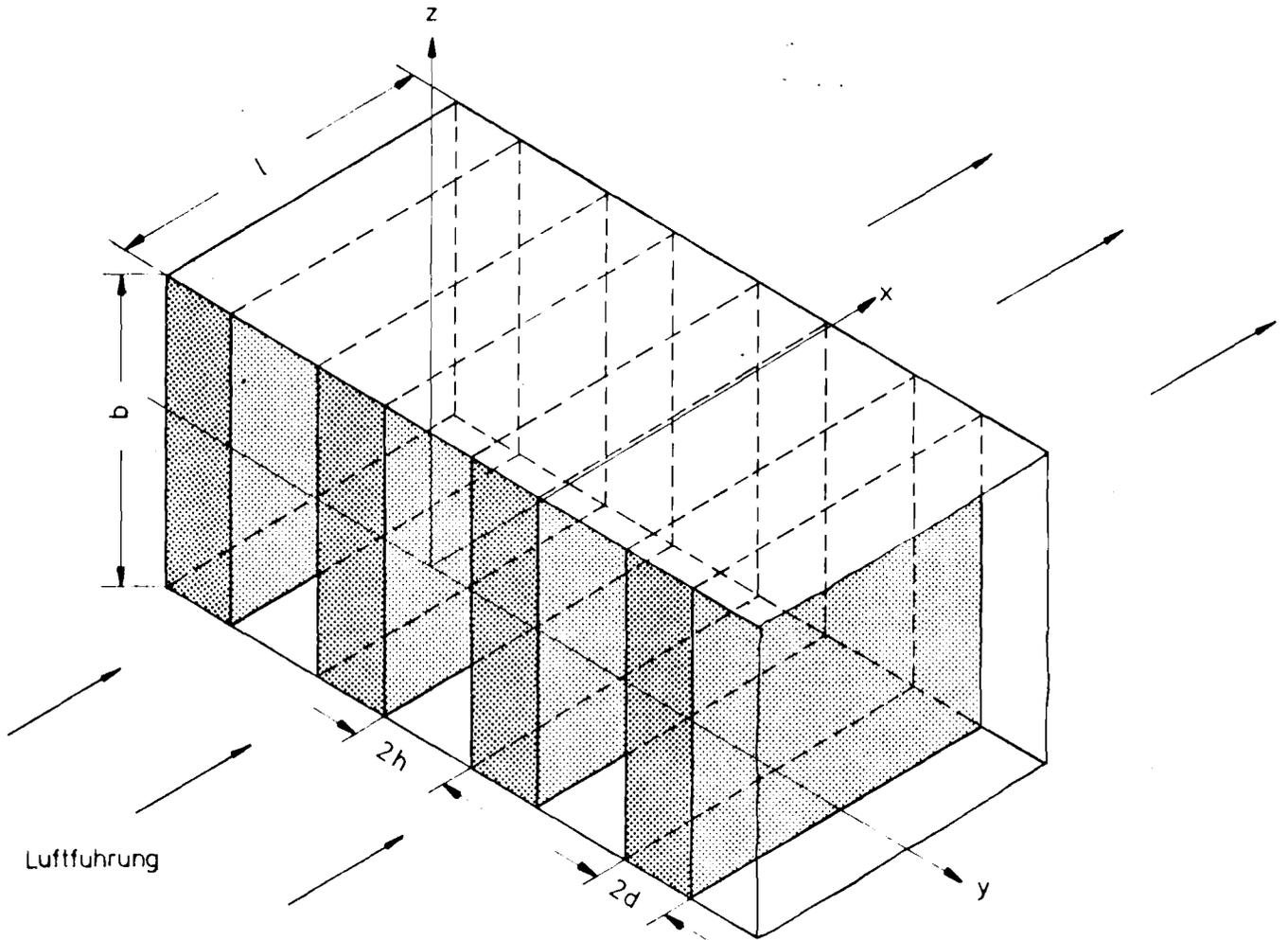


Abb. 1: Prinzipskizze einer Dämpferkulisse; Strömung in Richtung x -Achse

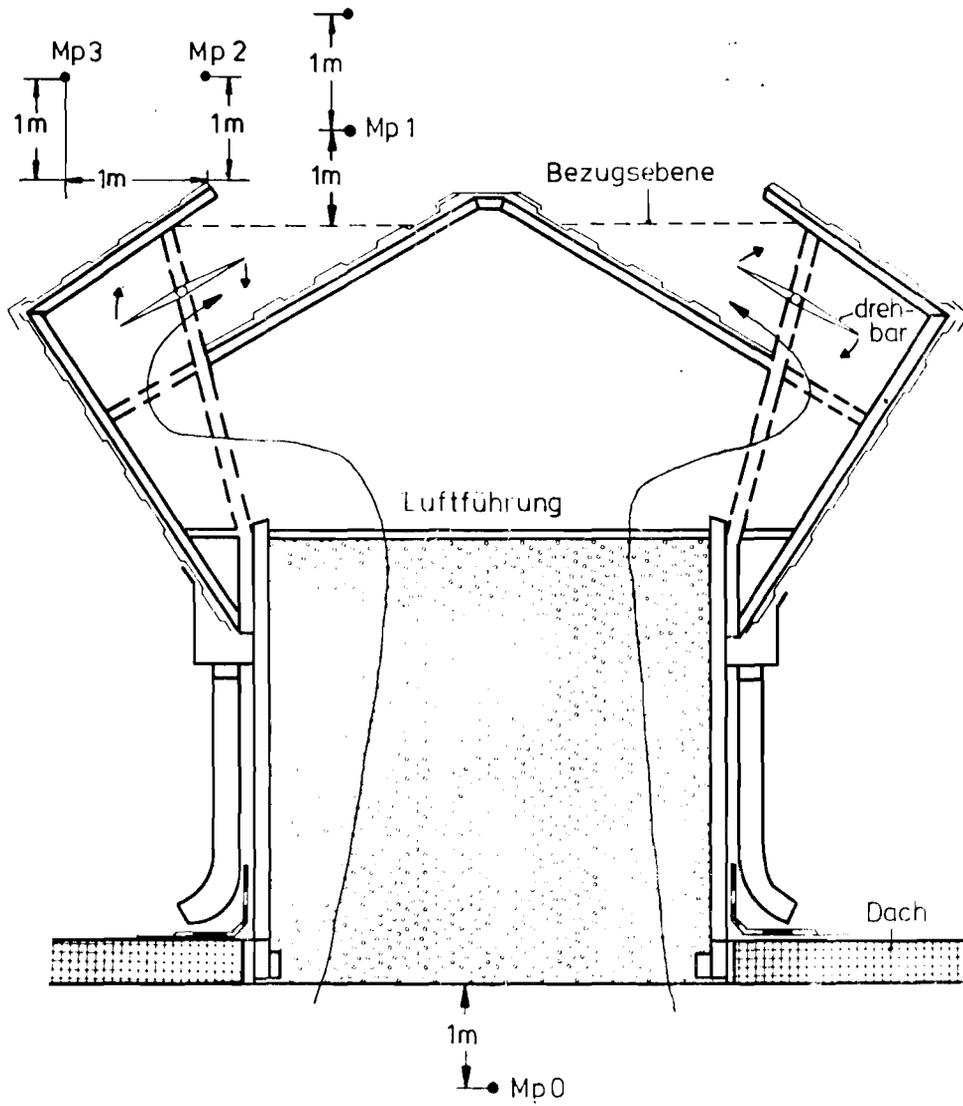


Abb. 2: Dachentlüfter Typ A mit verstellbaren Lüftungs-
klappen

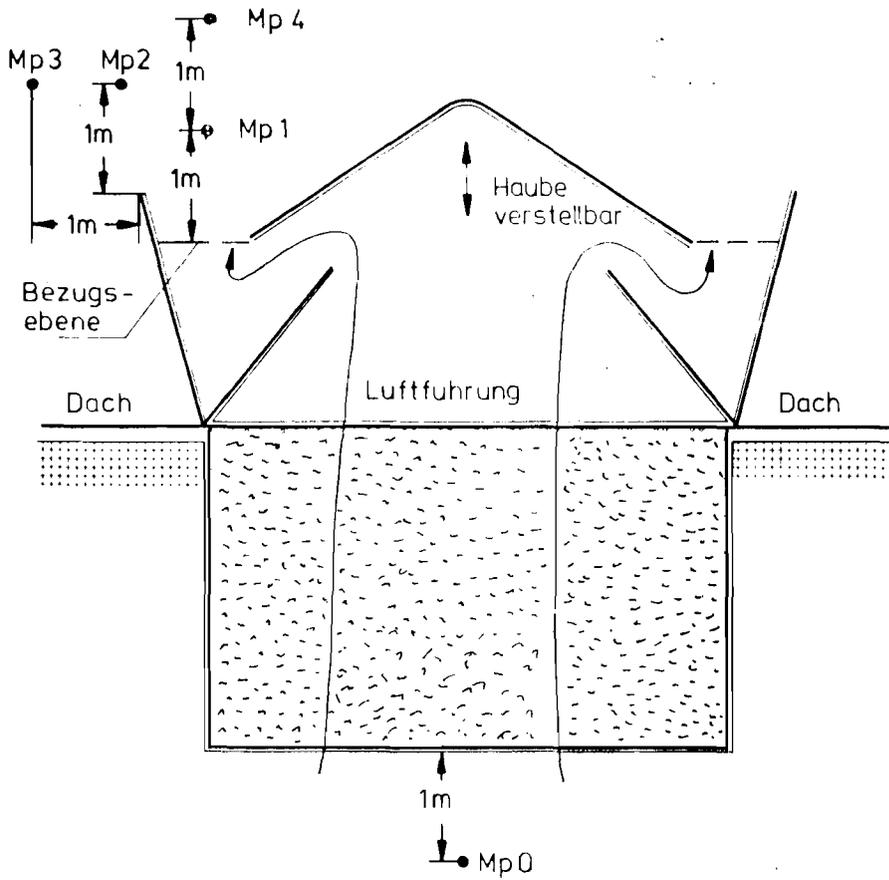


Abb. 3: Dachentlüfter Typ B mit verstellbarer Haube

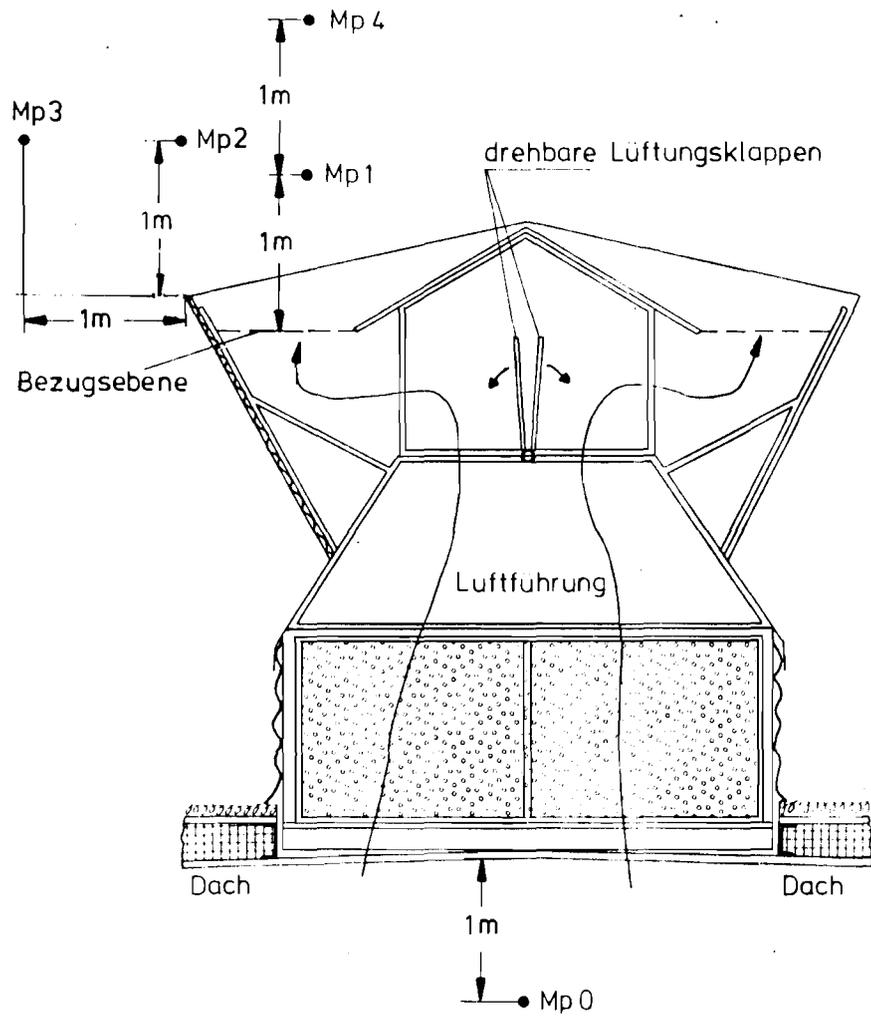


Abb. 4: Dachentlüfter Typ C mit verstellbaren Lüftungsklappen

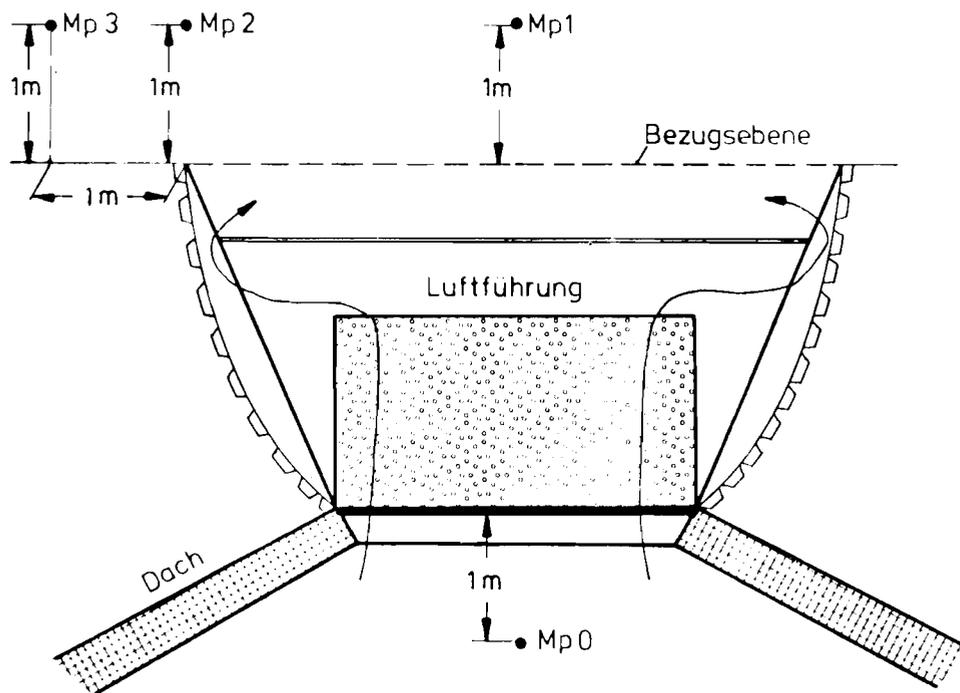


Abb. 5: Dachentlüfter Typ D mit verstellbaren Lüftungs-
klappen

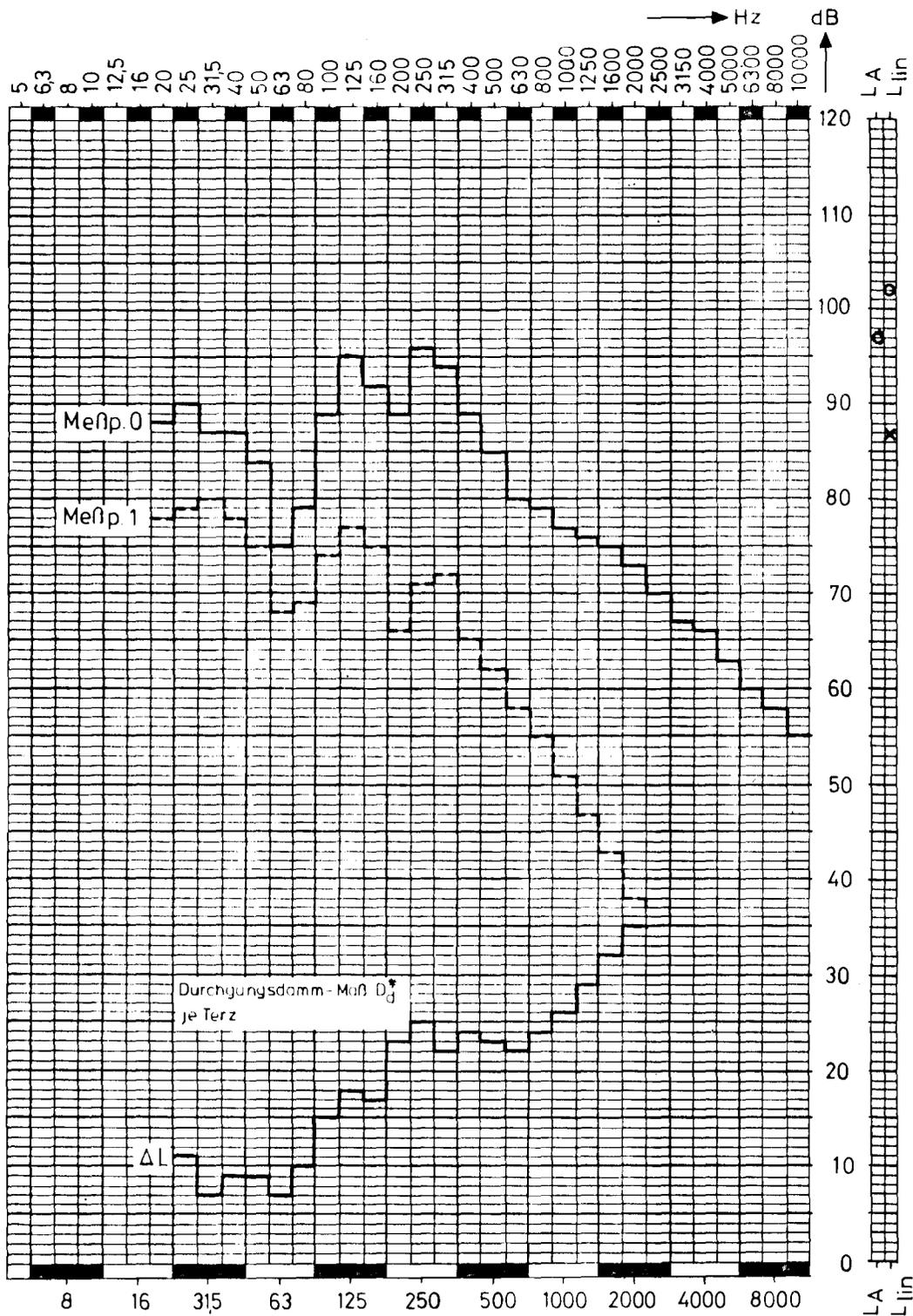


Abb. 6: Frequenzanalyse des Dachentlüfters Typ A, Variante 1

o $\hat{=}$ MP0

x $\hat{=}$ MP1

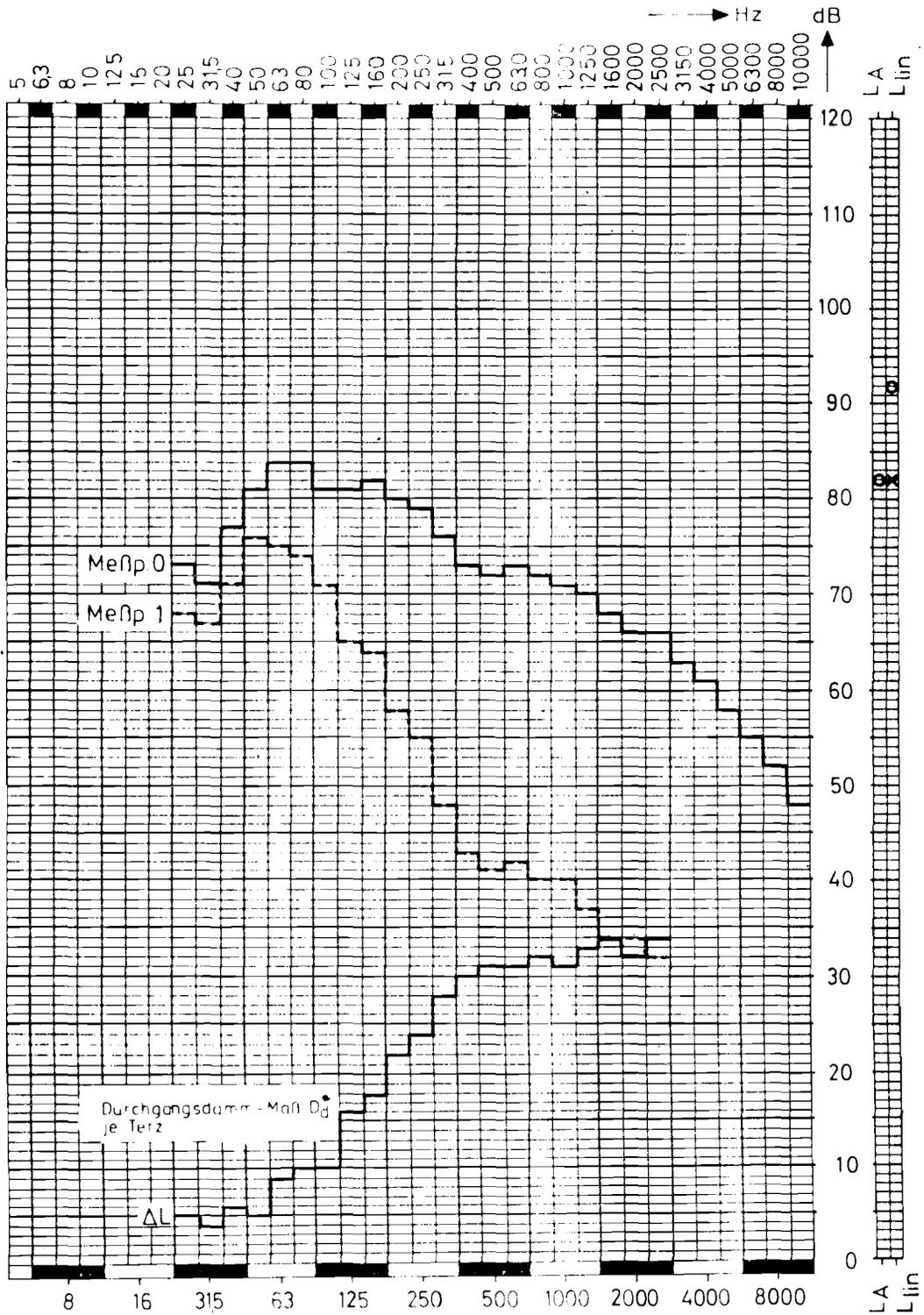


Abb. 7: Frequenzanalyse des Dachentlüfters Typ A, Variante 2

o $\hat{=}$ MP0

x $\hat{=}$ MP1

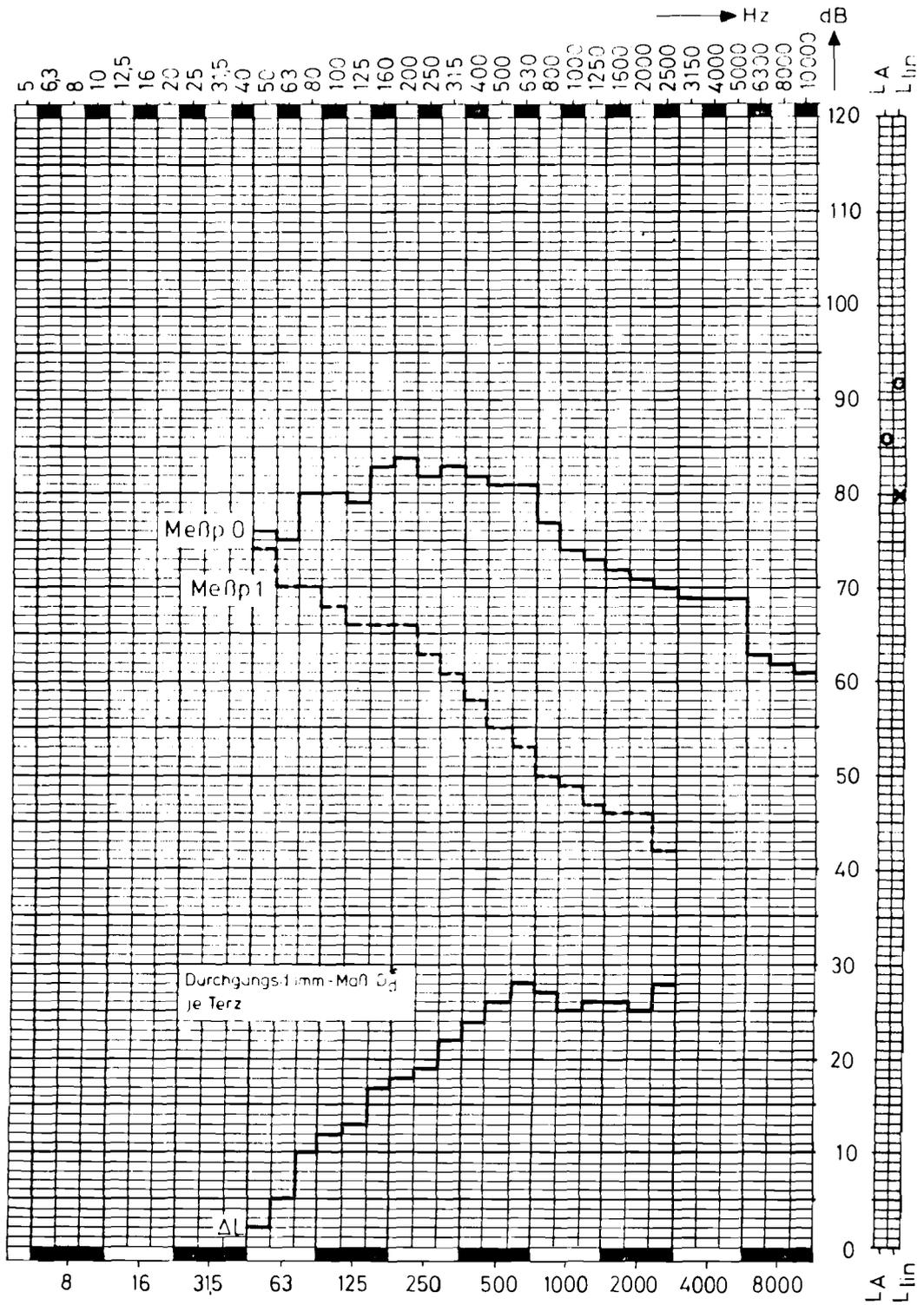


Abb. 8: Frequenzanalyse des Dachentlüfters Typ B, Variante 2

o $\hat{=}$ MP0

x $\hat{=}$ MP1

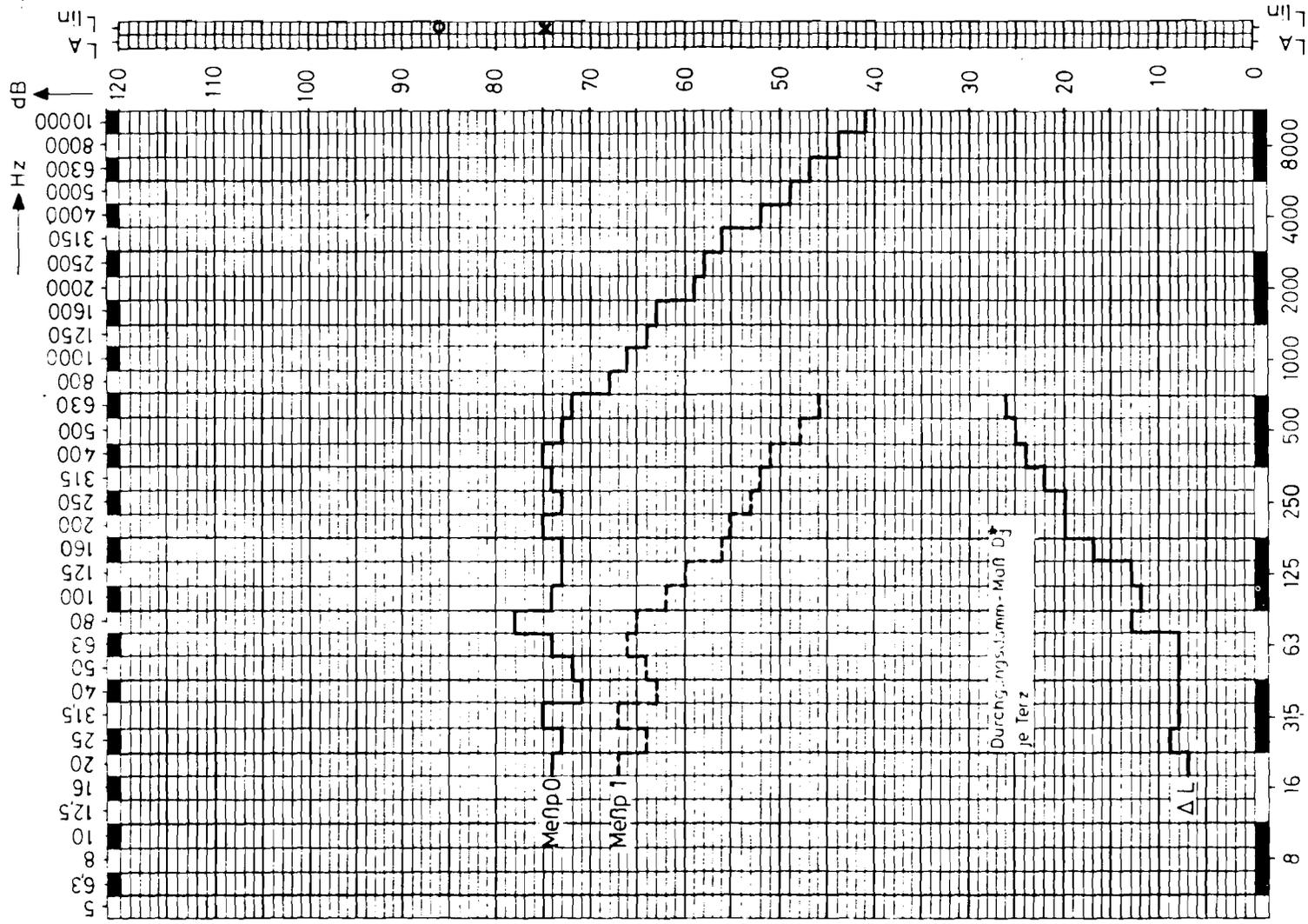


Abb. 9: Frequenzanalyse des Dachentlüfters Typ C

o $\hat{=}$ MP0
 x $\hat{=}$ MP1

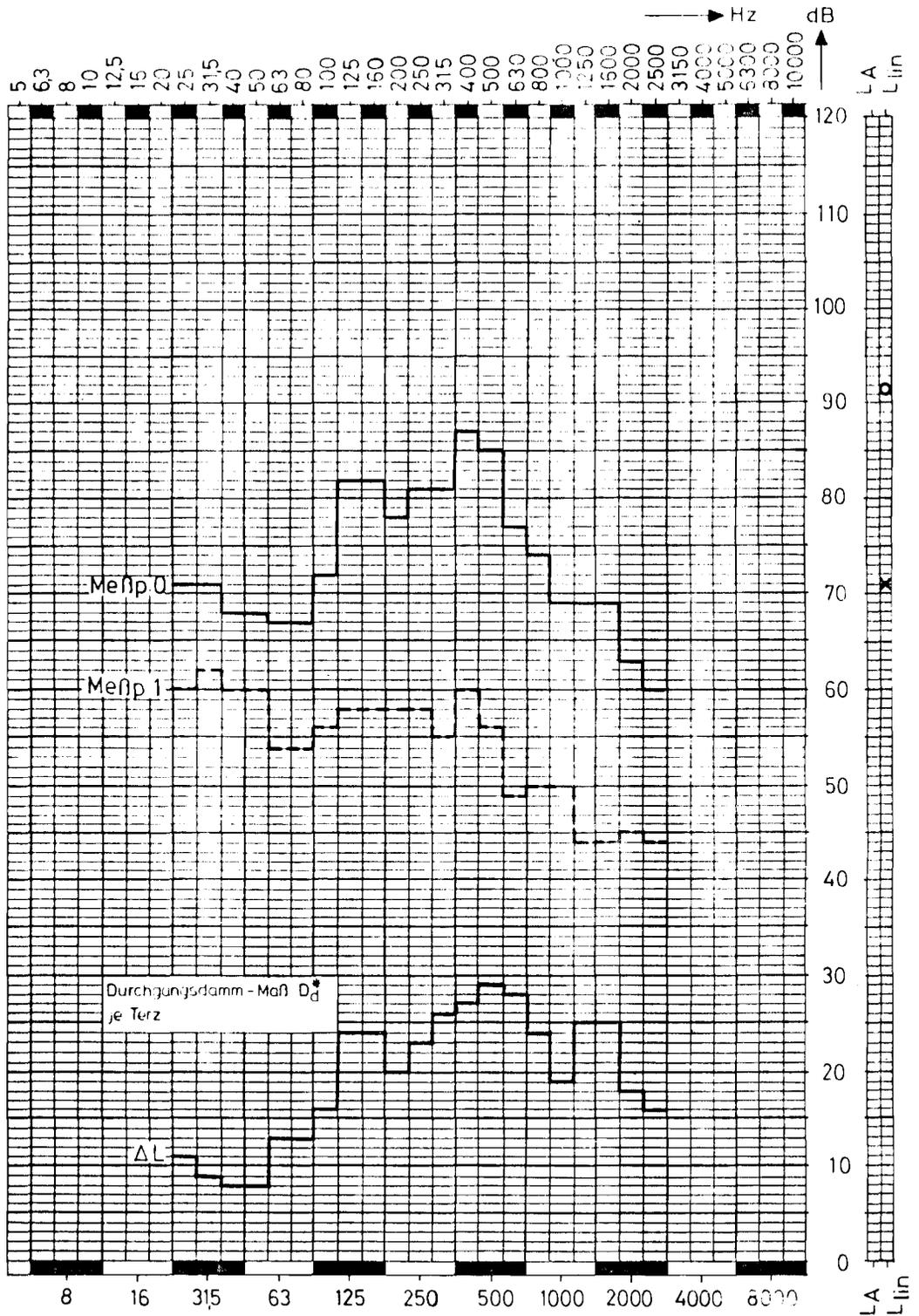


Abb. 10: Frequenzanalyse des Dachentlüfters Typ D

o $\hat{=}$ MP0

x $\hat{=}$ MP1

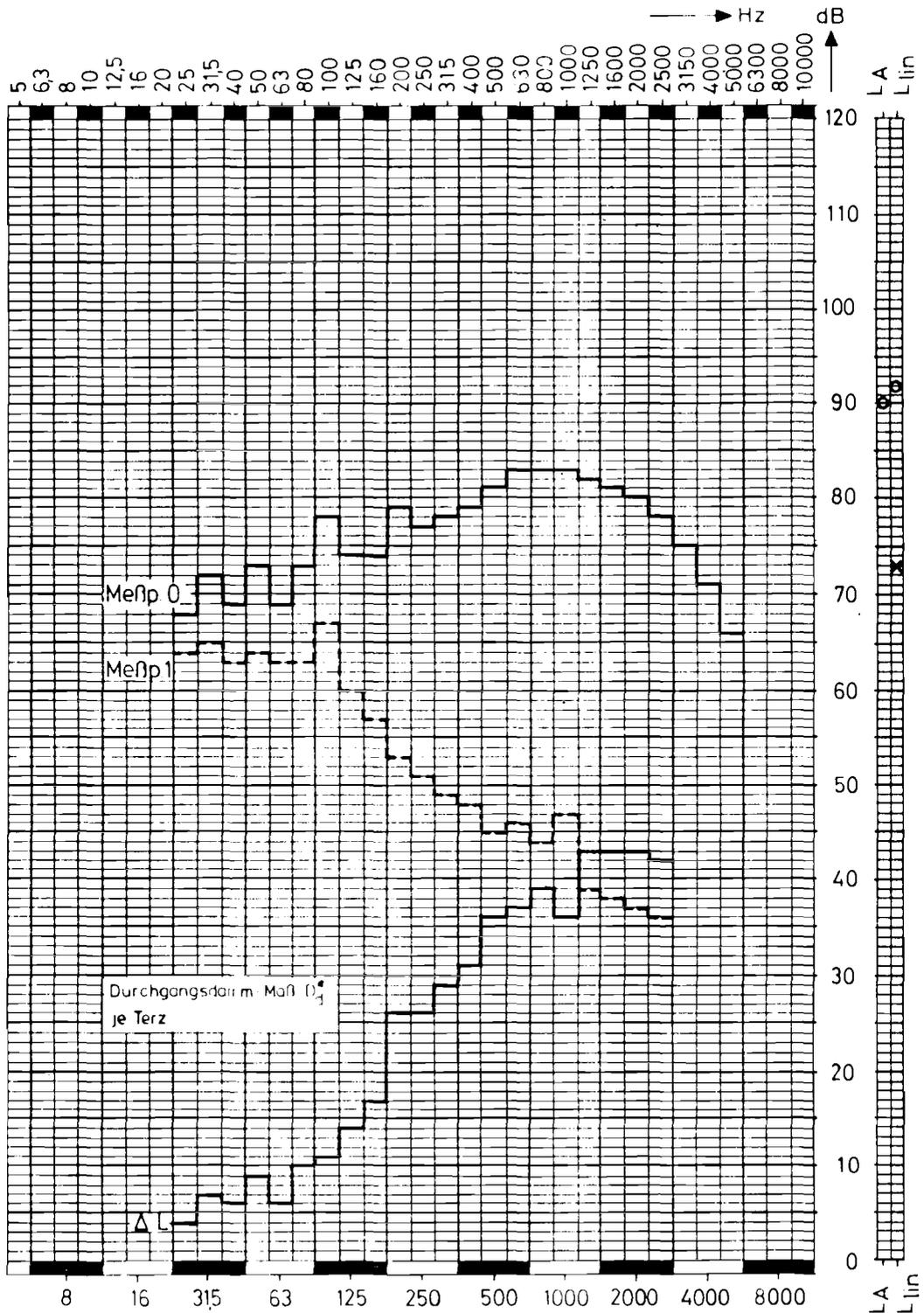


Abb. 11: Frequenzanalyse des Dachentlüfters Typ A, Variante 3

o $\hat{=}$ MPO

x $\hat{=}$ MP1

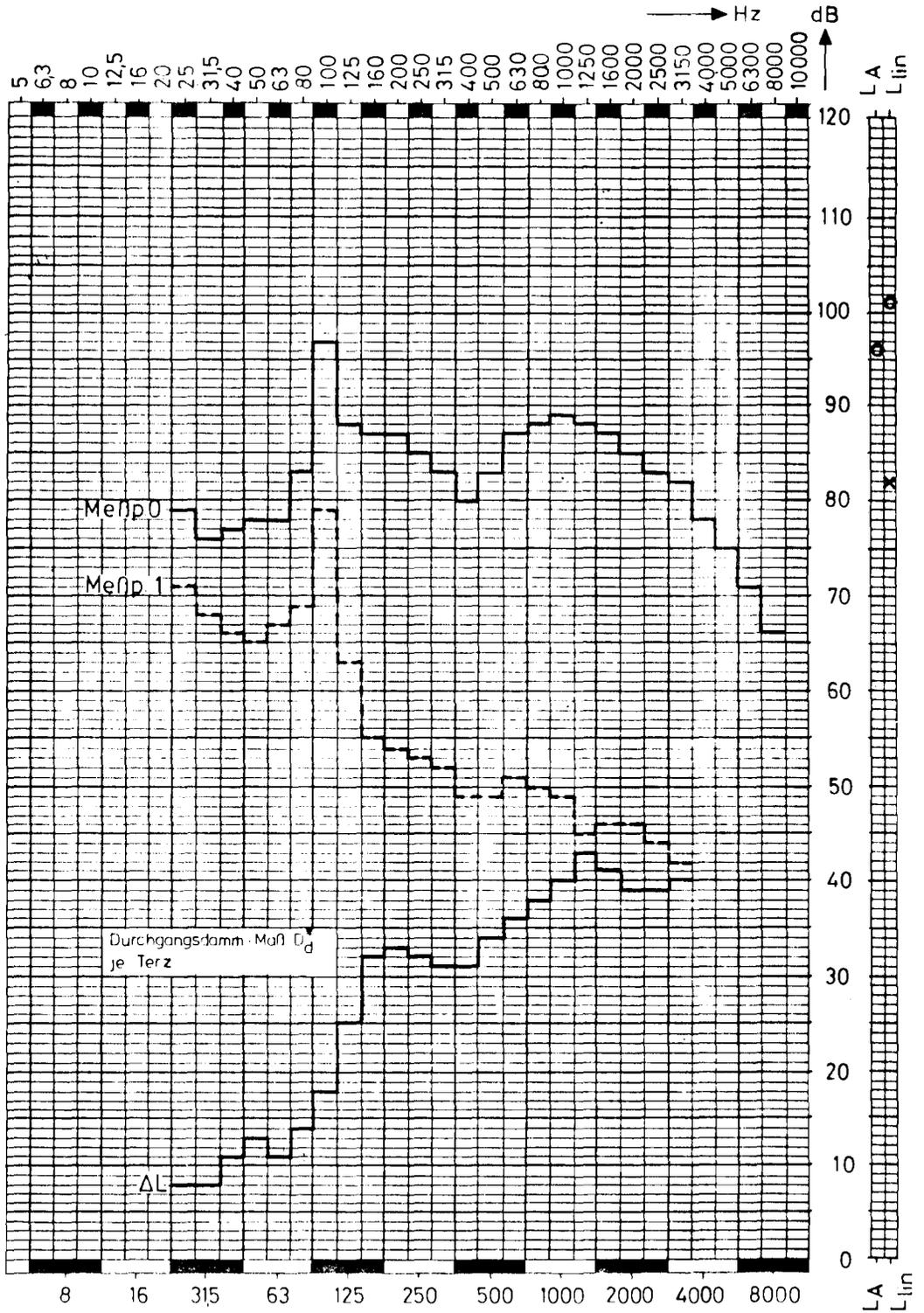


Abb. 12: Frequenzanalyse des Dachentlüfters Typ B, Variante 3

o ≙ MPO

x ≙ MP1

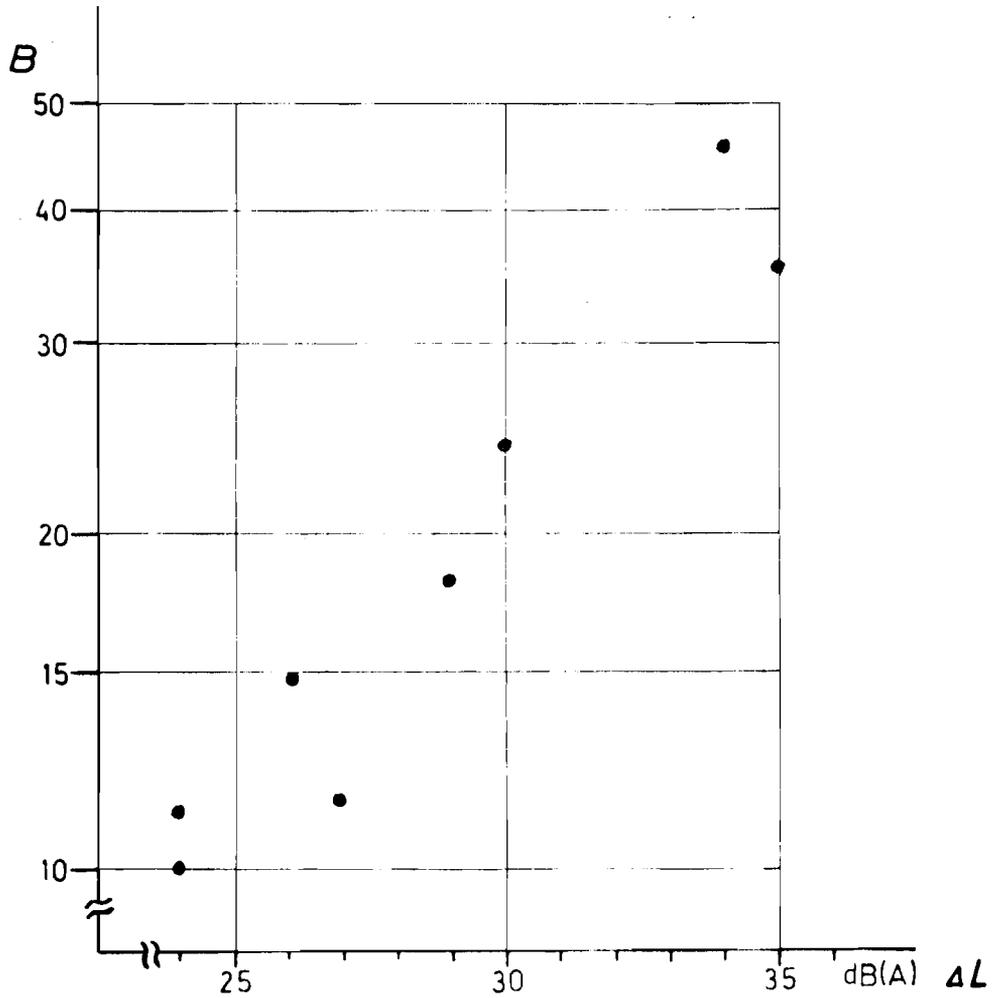


Abb. 13: Zusammenhang der A-bewerteten Pegeldifferenz zwischen Meßpunkt 0 und Meßpunkt 1 mit der Größe B

$B = \text{ausgekleideter Kanalumfang [in m]} \times \text{Kanal-}$
 $\text{länge [in m]} \text{; dividiert durch den Einheits-}$
 $\text{querschnitt } 1\text{m}^2$