

**Zeitschrift:** Bulletin des Schweizerischen Elektrotechnischen Vereins  
**Herausgeber:** Schweizerischer Elektrotechnischer Verein ; Verband Schweizerischer Elektrizitätswerke  
**Band:** 54 (1963)  
**Heft:** 21

**Artikel:** Geräuschprobleme bei elektrischen Maschinen  
**Autor:** Hübner, G.  
**DOI:** <https://doi.org/10.5169/seals-916526>

#### **Nutzungsbedingungen**

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften auf E-Periodica. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen sowie auf Social Media-Kanälen oder Webseiten ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. [Mehr erfahren](#)

#### **Conditions d'utilisation**

L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. La reproduction d'images dans des publications imprimées ou en ligne ainsi que sur des canaux de médias sociaux ou des sites web n'est autorisée qu'avec l'accord préalable des détenteurs des droits. [En savoir plus](#)

#### **Terms of use**

The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. Publishing images in print and online publications, as well as on social media channels or websites, is only permitted with the prior consent of the rights holders. [Find out more](#)

**Download PDF:** 13.01.2026

**ETH-Bibliothek Zürich, E-Periodica, <https://www.e-periodica.ch>**

# Geräuschprobleme bei elektrischen Maschinen

Von G. Hübner, Berlin

534.837 : 621.313

*Das Geräusch der normalerweise lautesten elektrischen Maschinen wird durch aerodynamische Vorgänge als Folge hoher Umfangsgeschwindigkeiten verursacht. Die Leistung dieses Geräuschanteils ist breitbandig über den gesamten Hörbereich verteilt und wird als Rauschen wahrgenommen. An Maschinen mit geringeren Umfangsgeschwindigkeiten werden weitere Geräuschanteile, wie «magnetische Geräusche», Lager- und Bürstengeräusche hörbar, das aerodynamische Geräusch hat aber auch hier die Bedeutung eines Grundgeräusches.*

*Nach einer allgemeineren Erläuterung der physikalischen und mathematischen Grundlagen von Rauschvorgängen wird deshalb das aerodynamische Geräusch elektrischer Maschinen eingehender untersucht und als Ergebnis eine Berechnungsvorschrift angegeben, nach der die zugehörige Schalleistung, und im Fernfeld auch der durch diese Vorgänge verursachte Schalldruckpegel ermittelt werden kann.*

*Technische Möglichkeiten zur Lärminderung bei elektrischen Maschinen sind abschliessend Gegenstand der Diskussion.*

## 1. Neue Entwicklungen

Seit über 25 Jahren ist das Geräusch elektrischer Maschinen Gegenstand zahlreicher Untersuchungen. Aber erst die Entwicklung der letzten 5 Jahre hat zu einer recht erheblichen Erweiterung des Aufgabengebietes sowie zu einer gewissen Umorientierung in der Beurteilung der einzelnen Geräuschbestandteile geführt, so dass es berechtigt erscheint, Aufgaben und Lösungen dieses Arbeitsgebietes in neuer Sicht zusammenfassend zu behandeln.

Vier verschiedene Impulse sind im wesentlichen für diese Entwicklung verantwortlich zu machen.

a) Frühere Arbeiten über Geräuschprobleme bei elektrischen Maschinen waren fast ausschliesslich auf den «magnetischen» Geräuschanteil gerichtet. Vor allem die langjährigen praktischen Erfahrungen, unterstützt auch durch theoretische Überlegungen, haben nun zumindest in der Serienfertigung dazu geführt, dass heute Maschinen mit magnetisch bedingten Brumm- oder Heultönen im statistischen Sinne seltene «Ausreisser» geworden sind. Der magnetische Anteil hat damit heute normalerweise für das resultierende Maschinengeräusch geringere Bedeutung.

Zahlreiche elektrische Maschinen sind durch diese Entwicklung in ihrem Geräuschcharakter zwar angenehmer geworden, aber selten leiser. Dieser Umstand ist nun darauf zurückzuführen, dass die Lautstärke — wie inzwischen erkannt wurde — in vielen Fällen von einem anderen Anteil, den aerodynamischen Geräuschen überwiegend bestimmt wird. Das aerodynamische Geräusch entsteht als Folge von Wirbelablösungen an den Kanten und Flächen der in Luft oder einem anderen Gas rotierenden Konstruktionsteile und ist deshalb auch grundsätzlich unvermeidbar. Seine Energie ist breitbandig über den gesamten Frequenzbereich des Hörens verteilt und wird als Rauschen wahrgenommen. Schliesslich wird auch ein magnetischer Ton erst hörbar, wenn er den bei seiner Frequenz vorhandenen aerodynamischen Rauschpegel um einen Mindestbetrag überschreitet. Dies gilt auch für Bürsten- und Lagergeräusche. Dem aerodynamischen Rauschen kommt damit die zentrale Bedeutung eines Grundgeräusches der elektrischen Maschine zu.

Es bestand deshalb eine wichtige Aufgabe darin, die physikalischen Gesetzmässigkeiten dieses wichtigen Geräuschanteils zu erforschen und Beziehungen aufzustellen, nach denen das aerodynamische Geräusch bereits an Hand der Konstruktionszeichnung vorausbestimmt werden kann. Trotz einer sehr kurzen Entwicklung haben sich hiezu bereits Ergebnisse gezeigt, mit denen zumindest ein wichtiger Teil der gestellten Aufgabe als gelöst angesehen werden kann.

b) Besonders für grosse elektrische Maschinen, die einzeln konstruiert und gefertigt werden, ist die theoretische Beherrschung des magnetischen Geräuschanteils auch heute noch von Interesse. Bei derartigen Maschinen verursacht eine nachträgliche Beseitigung des magnetischen Heultones — selbst im seltenen Einzelfall — noch so hohe Kosten, dass eine weitere theoretische Durchdringung des sehr komplizierten Aufgabengebietes gerechtfertigt ist. Derartige theoretische Arbeiten sind notwendig, da die heulenden und brummenden Maschinen an Hand der heute bekannten Theorien betrachtet meist «richtig» ausgelegt sind. Offensichtlich enthalten diese Theorien Voraussetzungen, die von der Praxis nicht erfüllt werden. Insbesondere die systematische Messung der Eigenfrequenzen von Ständern verschiedener Maschinentypen, deren Anfänge bis in das Jahr 1956 zurückreichen, haben so auch Hinweise ergeben, nach denen das mechanische Schwingungsverhalten von Maschinenständern meist wesentlich komplizierteren Gesetzmässigkeiten genügt, als früher angenommen. Die notwendigen Korrekturen sind zum Teil nicht nur quantitativer, sondern auch grundsätzlicher Art. Die Aufstellung neuer Berechnungsverfahren für die Ständereigenfrequenzen ist noch nicht abgeschlossen, über einige bisher erzielte Ergebnisse soll kurz berichtet werden.

*Le bruit des machines électriques normalement les plus bruyantes provient de phénomènes aérodynamiques, dus aux grandes vitesses périphériques. La puissance de cette composante du bruit est répartie sur toute la largeur du domaine audible. Dans le cas de machines moins rapides, d'autres composantes, telles que bruits magnétiques, bruits des paliers et bruits des balais, sont également audibles, mais le bruit aérodynamique demeure le bruit de fond.*

*Après une explication générale des bases physiques et mathématiques des phénomènes du bruit, l'auteur examine plus en détail le bruit aérodynamique de machines électriques et indique un mode de calcul qui permet de déterminer la puissance acoustique correspondante et, dans un champ éloigné, également le niveau de pression acoustique produit par ces phénomènes.*

*Il termine son exposé par une discussion des possibilités techniques d'amortissement du bruit des machines électriques.*

Der dritte und vierte zu erläuternde Impuls hat im Gegensatz zu den beiden soeben behandelten Fällen seinen Ursprung nicht in der elektrischen Maschine, sondern ist an allgemeine akustische Probleme gebunden, die auf die Entwicklung der Geräuschfragen elektrischer Maschinen rückwirken.

c) Die allgemeine Zunahme des von technischen Geräten und Maschinen verursachten Lärmes hat dazu geführt, dass heute eine breitere Schicht der Bürgerschaft von Geräuschen betroffen und infolgedessen auch Geräuschrücknahmen in zunehmendem Masse an den Hersteller solcher Lärmquellen herangetragen werden. Dabei geht es im Gegensatz zu früher meist darum, die Geräusche der einzelnen Maschine unter das bisher «normale» Mass zu senken. Denn wachsende Anzahl und Verbreitung der Maschinen kann ohne Beeinträchtigung des Lebensstandards nicht unterbunden werden. Diese Überlegungen betreffen auch die elektrische Maschine, wenn auch bemerkt werden sollte, dass ihr Anteil an dieser unerfreulichen Entwicklung sicherlich gering gegenüber dem von Fahrzeugen verursachten Geräuschen ist. Trotzdem weiss die Hausfrau einen ruhigen Kühlschrank, wie eine leisere Küchenmaschine zu schätzen, und der täglich in der Industrie oder einem Kraftwerk Beschäftigte wird bei seiner sonstigen starken Anspannung den ruhigeren Betrieb vorziehen. Es geht damit seit einigen Jahren auch für die elektrische Maschine nicht mehr allein darum, die Geräuschkraft über das «normale» Mass hinaus nach oben zu begrenzen. Auf verschiedene technische Möglichkeiten, leisere Maschinen ohne grösseren zusätzlichen Aufwand zu bauen, soll an Hand einschlägiger ausführlicher Arbeiten hingewiesen werden.

d) Die Grundlage jeder Diskussion über die Geräuschartwicklung eines Lärmerzeugers ist die Festlegung eines objektiven Geräuschbeurteilungsmaßstabes. Auch hier ist heute die Entwicklung fliessend. Bisher wurden in Deutschland und auch in der Schweiz sowie einigen anderen Ländern Geräusche durch die «DIN-Lautstärke», d. h. durch den an einem «Lautstärkemessgerät» abgelesenen Zahlenwert gekennzeichnet, und in «DIN-phon» oder sogar einfach in «phon» angegeben. Untersuchungen von L. Cremer über die Lautstärkeempfindung des Menschen gegenüber Geräuschen mit rauschartigem Charakter und die weitergehenden Untersuchungen von Zwicker und Stevens über die Lautstärkebestimmung von Geräuschen, die komplexe aus Rauschen und Tönen zusammengesetzt sind, führten in den letzten vier bis fünf Jahren zu einer Präzisierung des Lautstärkebegriffes, der die internationalen Normenausschüsse, nämlich das Technische Komitee 43 «Akustik» der ISO (International Standardizing Organization) und das Comité d'Etudes 29 «Elektroakustik» der CEI (Commission Electrotechnique Internationale) zur Festlegung von neuen Definitionen, Begriffen und Messverfahren veranlasste, die nun auch auf die Messung und

Beurteilung der Geräusche elektrischer Maschinen zu übertragen sind. Eine gewisse «Sprachregelung» ist hierbei nur eine Seite der zu erwartenden Änderungen, in ihrer Substanz sicherlich aber nicht die unwichtigste, denn klare Begriffe sind der Ausdruck sicher erkannter Zusammenhänge. Wie könnte man sich sonst ohne eine solche grundsätzliche Bedeutung den aus eidgenössischer Feder [37]<sup>1)</sup> in diesem Zusammenhang geschriebenen Satz erklären? «Dies (gemeint eine Lautstärkeangabe in ‚DIN-phon‘ oder ‚phon‘) muss zu schwerwiegenden Missverständnissen führen, und ist kompromisslos abzulehnen.» Zukünftig wird deshalb nun auch die DIN-Lautstärke zutreffend als bewerteter Schalldruckpegel bezeichnet und der am Schallpegelmesser abgelesene zugehörige Zahlenwert in  $db(A)$  angegeben. Der Buchstabe  $A$  kennzeichnet dabei den benützten Frequenzbewertungsverlauf und  $db$  die nach der derzeitigen Schweizerischen Norm übliche Bezeichnung für das Dezibel (Anmerkung: Die Publikationen des Comité d'Etude 29 «Elektroakustik» wie auch die nationalen Normen Frankreichs und Deutschlands und der meisten übrigen Länder benutzen als Bezeichnung für das Dezibel das Symbol  $dB$ , und als Bezeichnung für die obige diskutierte Grösse entsprechend das Symbol  $dB[A]$ ).

Den Beschlüssen der im Herbst 1962 in Baden-Baden abgehaltenen Sitzung des Technischen Komitees 43 der ISO kann man ferner die Tendenz ablesen, neben dem bewerteten Schalldruckpegel die Schalleistung der Lärquelle stärker in den Vordergrund zu bringen. Die Messgrösse — der (bewertete) Schalldruckpegel — ändert sich allerdings dabei nicht, für die Ausrechnung der Schalleistung ist aber eine zusätzliche Information über die Lage der Messpunkte zur Maschinenmitte (nichtwie bisher nur zur Maschinenoberfläche) notwendig.

Unter diesen neuen Gesichtspunkten sollen zunächst die die Geräuscherzeugung kennzeichnenden physikalischen Grössen einleitend festgelegt werden, die der Gegenstand einer Geräuschmessung oder einer Geräuschvorausberechnung sind. Danach wird auf die übrigen drei oben angeschnittenen Probleme eingegangen werden.

## 2. Geräuschbeurteilung

Der akustische Wirkungsgrad einer geräuscherzeugenden Maschine liegt meist in Grössenordnungen von  $10^{-8}$  bis  $10^{-6}$ . Sehr laute Maschinen erzeugen damit Schalleistungen von höchstens einigen Watt, die aber anderseits als Folge der hohen Empfindlichkeit des menschlichen Ohres in der Nähe der Maschine zu unerträglichen Lautstärken von über 100 phon führen können. Der anfallende Lärm wird deshalb auch sehr selten durch die verloren gegangene Energie als vielmehr im allgemeinen durch seine Einwirkung auf den Menschen zum Problem. Eine Lärmbeurteilungsvorschrift hat diesen Tatbestand in bevorzugter Weise zu berücksichtigen.

Die in der Praxis vorkommenden Aufgaben einer Lärmbeurteilungsvorschrift für Maschinen werden zweckmässigerweise in zwei unterschiedliche Gruppen unterteilt:

*Aufgabe a:* Im weitaus häufigsten Fall will ein Käufer die Geräuscherzeugung etwa gleichartiger Maschinen untereinander vergleichen, um die von verschiedenen Herstellern angebotenen Maschinen hinsichtlich ihrer «akustischen Güte» unterscheiden zu können. Gelegentlich will er dabei auch durch Vergleich mit der ihm bekannten Geräuschsituation am zukünftigen Aufstellungsort die an die Maschine zu stellenden Forderungen ermitteln.

*Aufgabe b:* Für eine akustische Projektierung sind gegenüber der vorigen Aufgabe meist zusätzliche Informationen erforderlich, wenn akustische Kenngrössen der lärmenden Maschine anzugeben sind, die dazu ausreichen müssen, das von der Maschine in einem Gebäude mit bekannten Eigenchaften verursachte Schallereignis an jedem interessierenden Ort berechnen zu können. Diese seltener Aufgabe ist meist nur bei Neuprojektierungen zu lösen.

<sup>1)</sup> Siehe Literatur am Schluss des Aufsatzes.

Die gleiche Lärquelle verursacht bei einem in bestimmten Abstand befindlichen Beobachter unterschiedliche Eindrücke, wenn der Lärmerzeuger mit dem Beobachter zum einem Male in einem stark reflektierenden, kleinen und zum anderen Male in einem reflektionsarmen, grossen Raum z. B. im Freien sich befinden. Im schallharten Raum ist der durchschnittliche Geräuscheinindruck immer ungünstiger. Eine Geräuschmessvorschrift muss deshalb zunächst die Eigenschaften des Messraumes festlegen. Die erforderliche Entscheidung wurde in Deutschland [8] zugunsten der Messung im freien Schallfeld getroffen. Für den reflektionsarmen Raum spricht nämlich, dass die darin erzielten Messergebnisse meistens weitgehend denen am Aufstellungsort entsprechen, da Maschinenhallen, in denen sich Menschen ständig aufhalten müssen, zweckmässigerweise von vornherein reflektionsarm gestaltet sind. Aber auch Maschinenprüffelder, bei deren Bau keine besonderen akustischen Massnahmen getroffen wurden, sind meist noch weit von den Eigenschaften eines Hallraumes entfernt.

Hallräume, die über einen grossen Frequenzbereich ein nahezu hundert-prozentiges Reflektionsvermögen besitzen, haben dagegen den Vorteil, dass dort mit einer geringeren Anzahl von Messungen die Schalleistung gut bestimmt werden kann. Gegen die Verwendung von Hallräumen spricht, dass die Erstellung derartiger Messräume besonders für grosse Maschinen sehr hohe Kosten erforderlich machen und dass die Schalleistung im allgemeinen nur bei Projektierungsfragen (Aufgabe b) interessiert.

Im freien Schallfeld ist der Geräuscheinindruck stark vom Abstand des Beobachters zur Maschine abhängig. Im reflektionsfreien Raum, auf den wir uns im folgenden ausschliesslich beschränken wollen, werden deshalb neben den akustischen Messgrössen auch Informationen über den Ort der Messung relativ zur Maschine erforderlich. Eine Beurteilungsvorschrift hat unter diesen Voraussetzungen:

1. die Messgrössen
2. den Messort relativ zum Lärmerzeuger
3. eine Vorschrift, nach der die Messergebnisse zu einer kennzeichnenden Lärmziffer verarbeitet werden

festzulegen, worüber im folgenden berichtet wird.

### 2.1 Messgrössen

Die Reaktionen des Menschen auf Lärm äussern sich nicht allein in der durch das Ohr wahrgenommenen Empfindung, sondern ausserdem in physiologischen und psychologischen Reaktionen (Tabelle I). Der Zusammenhang zwischen diesen Reaktionen und den physikalischen Grössen des Schallereignisses am Ohr, konnte bisher nur für die Lautstärke-

Reaktionen des Menschen auf Lärm

Tabelle I

a) Empfindung (Ohr)	b) physiologische Reaktionen	c) psychologische Reaktionen
Lautstärkeempfindung	z. B. Änderung der Kreislaufdynamik	«Lästigkeitsgefühl», Ärger, Fluktuation, Unzufriedenheit usw.
Bestimmende physikalische Grössen		
<i>Schalldruck</i> als Funktion der Zeit (4 Parameter zu berücksichtigen)	Pulsfrequenz, peripherer Widerstand der Adern, Schlagvolumen des Herzens usw.	?

empfindung, und auch hier erst während der letzten Jahre befriedigend geklärt werden [1]. Bei der Festlegung einer Messgrösse ist man deshalb gezwungen, entweder eine Beschränkung auf die Lautstärkeempfindung zu akzeptieren, oder als Messorgan den Menschen selbst in der Eigenschaft eines amtlichen Geräuschbegutachters einzusetzen. Im ersten Fall wird offen gelassen, ob zwei gleich laute Geräusche auch physiologisch oder psychologisch gleiche Wirkungen erzielen. Gegen die zweite Möglichkeit lässt sich nun wieder mangelnde «Objektivität» einwenden. Die heute bekannten nationalen und internationalen Normen orientieren sich bei den Festlegungen von Messgrössen weitgehend<sup>2)</sup> nach der Lautstärkeempfindung. Die Diskussionsgrundlage über physiologische oder psychologische Kenngrössen ist noch viel zu schmal, als dass diese Kenngrössen heute für Normungen reif wären. Die Tatsache, dass bei einer Geräuschbeurteilung noch weitere Einflüsse ausser der Lautstärkeempfindung vorhanden sind, sollte aber die Festlegung der Lautstärkemessvorschrift für einen technischen Lärmerzeuger von überspitzten Feinheiten freihalten, insbesondere, wenn deren Berücksichtigung zu einer beträchtlichen Erhöhung des Messaufwandes führt.

Die Lautstärke am Ohr eines Beobachters ist nach den heutigen Erkenntnissen in einem diffusen Schallfeld durch Vorgabe des momentanen Schalldruckes  $p(t)$  in Abhängigkeit von der Zeit  $t$  vollständig bestimmt. Diesen Verlauf erhält man als proportionale elektrische Spannung an den Klemmen eines schalldruckempfindlichen Mikrofons, das an Stelle des Beobachter-Ohrs aufgestellt ist. Zwei Geräusche brauchen nun aber keine genau gleichen Schaldruck-Zeit-Diagramme zu besitzen, um gleich laut zu sein. Sie brauchen vielmehr nur hinsichtlich von 4 Parametern gemeinsame Eigenschaften aufzuzeigen. Für die objektive Lautstärkebestimmung eines stationären, diffusen Geräusches sind nämlich folgende Eigenschaften des menschlichen Ohres nur zu berücksichtigen [1; 2]:

- a) Die Frequenzabhängigkeit der Empfindung;
- b) Die Addierbarkeit der spektralen Teillauteheiten unter Berücksichtigung
- c) der Lautheitsdrosselung (Verdeckung), und
- d) die Abhängigkeit der Lautstärke von der Bandbreite.

Diese Forderungen führen dazu, dass die Messung des effektiven Schalldruckes in Terzbereichen zwischen 30 Hz und 16 kHz zur objektiven Lautstärkebestimmung eines stationären Geräusches vollständig ausreicht. Das Geräusch kann dabei aus Rauschen und Tönen beliebig zusammengesetzt sein. In dem für elektrische Maschinen normalen Fall eines von Tönen freien Rauschens genügt hiefür sogar die grobere Aufteilung in die breiteren Oktavbereiche. Zwei Geräusche sind damit bereits sicher gleich laut, wenn ihre effektiven Schalldrucke, also ihre zeitlichen quadratischen Mittelwerte<sup>3)</sup> für bestimmte spektrale Abschnitte übereinstimmen. Die von *Zwicker* [2] und *Stevens* [3] für solche Schalldruckpegeldiagramme (Schalldruck-Frequenz-Diagramme) angegebenen Lautstärkeberechnungsverfahren<sup>4)</sup> lassen, allerdings nur in bestimmten Gesetzmässigkeiten, zu, dass auch Geräusche mit unterschiedlichen

<sup>2)</sup> Kriterien der Satzverständlichkeit, Ohrenschadenskurven, Fragen der Geräuschverdeckung können in Sonderfällen als zusätzliche Bedingungen auftreten.

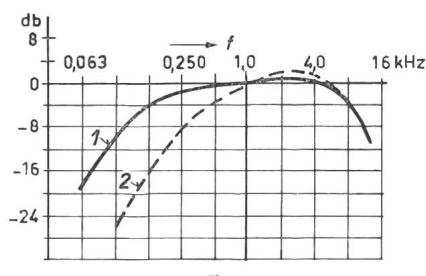
<sup>3)</sup> Die Phaseninformation der verschiedenen Frequenzkomponenten ist also z. B. nicht notwendig.

<sup>4)</sup> Die für grundsätzliche Untersuchungen sehr wichtigen Verfahren von *Zwicker* und *Stevens* werden in den angeführten Literaturstellen eingehend beschrieben.

Schalldruckpegeldiagrammen noch gleiche Lautstärken ergeben können. Ein reiner Ton kann deshalb durchaus gleichlaut mit einem Rauschen entsprechender Intensität empfunden werden.

Allen Untersuchungen über die Möglichkeiten einer objektiven Lautstärkemessung liegt die auf *Barkhausen* zurückgehende Definition der Lautstärke zu Grunde. Hierach wird eine Lautstärke eines Geräusches von einer Testperson durch Hörvergleich mit einem 1-kHz-Ton bestimmt, dessen Schalldruckpegel auf gleichlaut eingeregt wird. Der Zahlenwert des 1-kHz-Ton-Schalldruckpegels bezogen auf  $2 \cdot 10^{-5} \text{ N/m}^2$  ist der Zahlenwert der Lautstärke des Geräusches in phon. Jede nach einem anderen Verfahren ermittelte Geräuschkenngrösse ist keine Lautstärke, jeder andere Zahlenwert darf nicht mit phon bezeichnet werden. Die oben kurz angedeutete Ermittlung einer Lautstärke aus rein objektiven Messungen nach *Zwicker* oder *Stevens* muss bereits in ihrem Ergebnis durch Zusätze gekennzeichnet werden [phon (TD) bzw. phon (OD)].

Auch der geeignet frequenzbewertete Schalldruckpegel ist zumindest für eine grössere Klasse von stationären Geräuschen ein brauchbarer Lautstärkemaßstab, wie insbesondere *Morita* [4] durch zahlreiche Vergleiche mit der strengeren Stevens-Methode gezeigt hat. Grundsätzlich werden allerdings bei einer solchen Messung von den oben erwähnten Lautstärkeparametern nur die Frequenzbewertung (1. Parameter) und die Addition der spektralen Teillauteheiten (2. Parameter) berücksichtigt. Die Messung selbst ist aber sehr einfach (Fig. 1), die Kosten der in ihren Eigenschaften festgelegten [5] Geräte liegen an der unteren Grenze der in der Akustik für elektronische Geräte üblichen Preise. Wird die Frequenzbewertung gemäss Kurve A nach ASA-Norm Z. 24.3-1944 oder gemäss Kurve DIN-2 nach DIN 5045 vorgenommen, so besteht für technische Geräusche zwischen dem Zahlenwert des Schalldruckpegels  $L_A$  (also den db(A)-Werten) ein intensitätsunabhängiger systematischer Fehler mit relativ kleiner Streuung gegenüber den unter erheblich grösserem Aufwand erzielten  $L_{NTD}$ -Messungen in phon(TD).



a

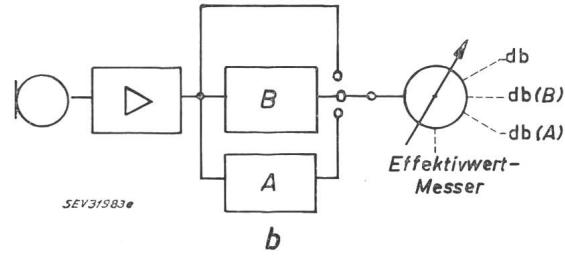


Fig. 1  
Schalldruckpegelmessung und Bewertungskurven

a) Bewertungskurven; f Frequenz; 1 Bewertungskurve DIN-1 bzw. Kurve B nach ASA; 2 Bewertungskurve DIN-2 bzw. Kurve A nach ASA; b) Bewertungs-Netzwerke gemäss Kurve A; B Bewertungsnetzwerk gemäss Kurve B

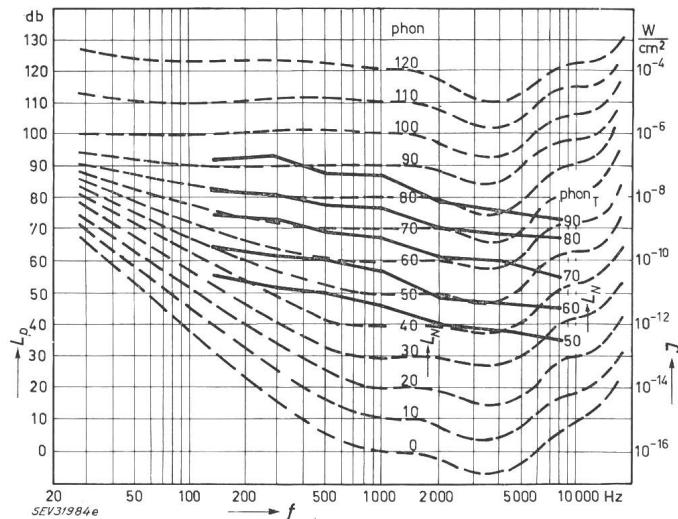


Fig. 2

**Kurven gleicher Lautstärke für oktavgefiltertes Rauschen (nach L. Cremer) und für reine Töne (gestrichelte Kurven)**

$L_p$  Schalldruckpegel;  $L_N$  Lautstärke;  $J$  Schallintensität;  $f$  Frequenz

Der  $db(A)$ -Maßstab ist für den Vergleich üblicher technischer Geräusche (siehe Aufgabe a) sehr brauchbar. Die Bevorzugung eines Bewertungsverlaufes gemäss Kurve A gegenüber der in Deutschland früher für Schalldruckpegel über 60  $db(A)$  benützten B-Bewertung<sup>5)</sup> kann auch unmittelbar aus den Untersuchungen von L. Cremer [6] abgeleitet werden. Danach wird auch im Bereich von Schalldruckpegeln über 60  $db(A)$  die Frequenzabhängigkeit der Ohrempfindung gegenüber oktavgefiltertem Rauschen durch diese Bewertung recht gut nachgebildet. Die früher dort verwendete B-Bewertung ist dagegen nach den allgemein bekannteren Kurven gleicher Lautstärke für reine Töne ausgerichtet (Fig. 2), die aber bei Geräuschen elektrischer Maschinen normalerweise nicht dominierend auftreten.

Zusammenfassend kann deshalb der nach Kurve A bewertete Schalldruckpegel  $L_A$  als wesentliche Kenngrösse zur Beurteilung des an einem bestimmten Ort auf einen Menschen einwirkenden Lärms einer elektrischen Maschine verwendet werden<sup>6)</sup>.

Diese Erkenntnisse findet man bei den neueren nationalen und internationalen Normungsentwicklungen bereits weitgehend berücksichtigt. In Deutschland ist 1961 im ersten Entwurf eines Zusatzes [7] zu den Regeln für elektrische Maschinen (VDE 0530) das  $db(A)$  bereits an Stelle des DIN-phones getreten. Auf ISO-Ebene ist ferner für die Beurteilung von Fahrzeuglärm  $L_A$  als kennzeichnende Grösse bereits weitgehend festgelegt [8].

<sup>5)</sup> Beim DIN-Lautstärkemesser (siehe DIN 5045) wird für Schalldruckpegel über 60  $db(A)$  das Bewertungsnetzwerk automatisch auf eine geänderte Bewertung, entsprechend der DIN-1-Kurve, umgeschaltet, die der B-Bewertung nach ASA-Norm Z 24.3-1944 entspricht. Die Anzeigergebnisse des DIN-Lautstärkemessers können deshalb oberhalb von 60 DIN-phon auch mit  $db(B)$  und zwischen 60 und 30 DIN-phon mit  $db(A)$  bezeichnet werden.

<sup>6)</sup> Verfahren, nach denen Geräusche durch Zahlenwerte einer definiert geneigten und gekrümmten Grenzkurve festgelegt werden, die an das gemessene Oktav- oder Terzpegeldiagramm tangierend angelegt werden, sind gegenüber dem geeignet frequenzbewerteten Schalldruckpegel im Nachteil. Diese Verfahren lassen gegenüber der  $L_A$  Messung einen weiteren Lautstärkeparameter, nämlich die Addierbarkeit der Teillautheiten, unberücksichtigt und erhöhen dabei ausserdem noch den Messaufwand. Der dabei erzielte Gewinn einer eventuell besseren Frequenzbewertung für Geräuschanteile über 2 kHz ist für elektrische Maschinen meist ohne praktische Bedeutung.

Bei den bisherigen Betrachtungen ist verschiedentlich vorausgesetzt worden, dass neben dem Grundrauschen keine intensiven Töne vorhanden sind. In Fällen, in denen nun aber doch solche unerwünschte «Ausreisser» auftreten, genügt die Angabe des Schalldruckpegels  $L_A$  meist allein nicht mehr, um den geänderten Geräuscheindruck hinreichend zu kennzeichnen. Der erwähnte VDE-Entwurf schreibt deshalb bei Wahrnehmung intensiver Töne die Aufnahme eines Geräuschspektrums vor und legt ein Kriterium fest, nach dem die Zulässigkeit des Tones geprüft werden kann. Maschinen mit unzulässig starken Tönen dürfen das VDE-Zeichen nicht tragen. Damit dient dieser Teil der Messvorschrift vorwiegend dem erstrebenswerten Ziel, dem Betreiber von vornherein nur «akustisch einwandfreie» Maschinen anzubieten; die Messvorschrift entzieht sich somit bewusst der Aufgabe, die Lautstärke eines aus Rauschen und intensiven Tönen zusammengesetzten Geräusches bestimmen zu wollen. Da ferner die einfache Wahrnehmung durch das Ohr darüber entscheidet, ob eine Geräuschanalyse durchgeführt werden muss, bleiben die in ihrem Geräuschverhalten normalen Maschinen ohne Töne vom zusätzlichen Messaufwand befreit.

## 2.2 Messort

Der Abstand der Messorte kann in Bezug auf die Maschinenoberfläche oder in Bezug auf den Maschinenmittelpunkt absolut oder auch relativ zur Maschinengrösse festgelegt werden. Zu jeder dieser 4 Möglichkeiten können Gründe für und wider angegeben werden. In Frankreich und Deutschland (DIN 45 632) werden alle Messpunkte in einem absolut konstanten Abstand von 1 m von der Maschinenoberfläche angeordnet, wobei die so definierte Messfläche meistens auch nur entlang einer axialen Schnittlinie abgetastet wird (Fig. 3). Diese Festlegung ist für alle elektrische Maschinen praktisch einfach durchzuführen. Ferner befindet sich das Mikrofon hier noch so nahe an der Maschine, dass die im Prüfraum unvermeidlichen Schallreflektionen von Decken und Wänden oder benachbarten Gegenständen meist noch nicht stören. Die in einem solchen Abstand ermittelten Messergebnisse erlauben den Vergleich der Geräuscherzeugung von Maschinen mit etwa gleich grossen Abmessungen ohne weitere Umrechnung (siehe Aufgabe a).

Für einen Vergleich mit Geräuschen verschieden grosser Maschinen ist die Angabe eines mittleren Messradius  $r_s$  oder

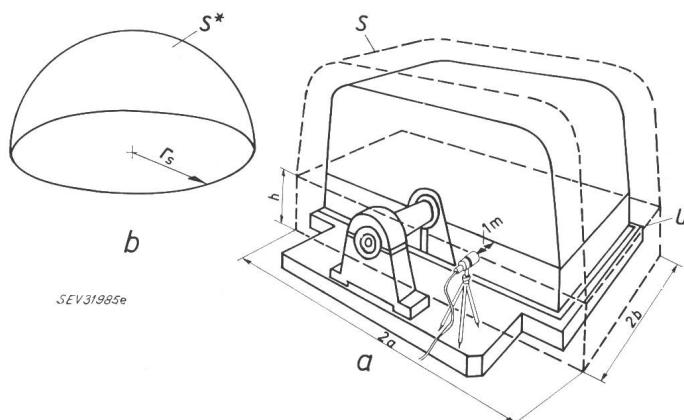


Fig. 3  
**Geräuschmessungen an elektrischen Maschinen**  
a Geräuschmessungen;  $S$  Messfläche;  $U$  Messlinie; b äquivalente Halbkugel;  $S^* = S = 2\pi r_s^2$ ;  $r_s = \sqrt{\frac{S}{2\pi}}$

$r_C$  von der Maschinenmitte ergänzend erforderlich. Für die Bestimmung dieses mittleren Messradius muss bei der Messung entlang der gesamten Messfläche  $S$  deren Flächeninhalt, und bei einer Linienmessung deren Umfang  $U$  zusätzlich ermittelt werden. Die Radien sind dann definiert als

$$r_S = \sqrt{\frac{S}{2\pi}}$$

und

$$r_C = \frac{U}{2\pi}$$

d. h. sie sind definiert als Radien einer äquivalenten Halbkugel bzw. eines äquivalenten Kreises, die flächen- bzw. umfangsgleich mit  $S$  bzw.  $U$  sind. Die Mittelpunkte der äquivalenten Halbkugel und des äquivalenten Kreises werden senkrecht<sup>7)</sup> unter der Maschinenmitte auf dem (schallharten) Boden angenommen.

### 2.3 Verarbeitung der Messergebnisse zu einer kennzeichnenden Lärmziffer

Als Geräuschstärke einer elektrischen Maschine wird der Pegel des über alle festgelegten Messpunkte gebildeten quadratischen<sup>8)</sup> Mittels der Schalldruckeffektivwerte definiert.

In einem gleichmässigen Schallfeld unterscheiden sich die Schalldruckpegel der verschiedenen Messpunkte wenig voneinander. Falls keine grösseren Pegeldifferenzen als 5 db(A) auftreten, kann die Maschinengeräuschstärke ohne unzulässige Fehler auch als arithmetisches Mittel der einzelnen Schalldruckpegel ( $L_A$ )<sub>i</sub> direkt berechnet werden. Die *Maschinengeräuschstärke*  $L_M$  wird dann:

$$L_M = 10 \lg \frac{1}{n} \sum_i (p_{A,eff})_i \approx \frac{1}{n} \sum_i (L_A)_i \quad (1)$$

Diese Maschinengeräuschstärke ist zusammen mit der Angabe des mittleren Radius  $r_S$  im allgemeinen zur Kennzeichnung der Geräuscherzeugung einer elektrischen Maschine vollständig ausreichend. Bei gleichen Radien  $r_S$  ist die Differenz zwischen den  $L_M$  zweier Maschinen direkt ein Mass für den Unterschied ihrer Geräuscherzeugung.

Bei unterschiedlichen Radien  $r_S$  müssen die Maschinengeräuschstärken zunächst auf einheitlichen Abstand umgerechnet werden, ehe man sie miteinander vergleichen kann.

Die Schalleistung  $P$  eines beliebigen akustischen Strahlers ergibt sich aus der Integration des Vektors der Schallintensität  $\vec{J}$  entlang einer die Schallquelle vollständig umhüllenden Fläche  $S$ :

$$P = \oint_S \vec{J} \cdot d\vec{S}$$

wobei der Integrand als Skalarprodukt nur den in Richtung der Flächennormalen  $dS$  auftretenden Teil des Vektors der Schallintensität  $\vec{J}$  berücksichtigt. Unter den oft nicht zutreffenden

<sup>7)</sup> Der Mittelpunkt der Halbkugel kann näherungsweise auch in Maschinenmitte d. h. auf Achshöhe, angenommen werden, sofern das Verhältnis von Achshöhe  $h$  zur Querabmessung  $2a$  der Messfläche kleiner bleibt als 0,35 (siehe Skizze).

<sup>8)</sup> Die quadratische Mittelung wurde festgelegt, um eine der Schalleistung entsprechende Masszahl zu bekommen. Die Voraussetzung ist dabei, dass die einzelnen Elemente der Maschinenoberfläche inkohärent, also bei periodischen Vorgängen nicht konphas schwingen.

den Voraussetzungen<sup>9)</sup>, dass die festgelegte Messfläche  $S$  immer senkrecht zu  $\vec{J}$  steht und der Betrag  $|\vec{J}| = I$  entsprechend den Verhältnissen in einem Fernfeld gleich  $p_{eff}^2/\rho c$  gesetzt werden kann ( $\rho c$  Schallkennimpedanz des Schallträgermediums; für Luft unter NDT ist  $\rho c = 408 \text{ Ns/m}^3$ ),

$$\text{ist } P = JS$$

$$P = \frac{1}{\rho c} \cdot \frac{1}{n} \sum_i (p_{eff}^2)_i \cdot S \quad (2)$$

Der auf  $P_0 = 10^{-12} \text{ W}$  bezogenen Schalleistungspegel ergibt sich dann aus

$$\frac{P}{P_0} = \left( \frac{J}{J_0} \right)_{med} \cdot \frac{S}{1 \text{ m}^2}$$

mit

$$J_0 = 10^{-12} \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \quad (3)$$

und unter Berücksichtigung von  $J_{med} = \frac{(p_{eff})}{\rho c}$  med sowie der Gl. (1) zu:

$$L_P = L_M + 10 \lg \frac{S}{1 \text{ m}^2} \quad \text{in db über } 10^{-12} \text{ W} \quad (4)$$

Unter den genannten Voraussetzungen besteht also zwischen der *Maschinengeräuschstärke*  $L_M$  und dem Schalleistungspegel  $L_P$  eine Beziehung, die in einfacher Weise die Schalleistung  $P$  auszurechnen gestattet ( $P = P_0 \cdot 10^{\frac{L_P}{10}} [\text{W}]$ ).

Mit der Schalleistung ist die nun auch im allgemeinen wichtigste Kenngrösse des Maschinengeräusches für Projektierungsfragen (siehe Aufgabe b) ermittelt. Die Geräuschentwicklung von Maschinen auch unterschiedlicher Grösse kann durch Vergleich der nach G. (4) erhaltenen Zahlenwerte  $L_P$  beurteilt werden. (Siehe hiezu auch [9]).

Eine weitere zum Geräuschvergleich für Maschinen unterschiedlicher Grösse geeignete Kennziffer ist der auf einem festen Radius  $r_0$  reduzierte Schallpegel  $L_{M,r_0}$ . Die reduzierte *Maschinengeräuschstärke* wird:

$$L_{M,r_0} = L_M + 10 \lg \frac{S}{S_0} = L_M + 20 \lg \frac{r_S}{r_0} \quad (5)$$

(*S* Messfläche;  $S_0 = 2\pi r_0^2$ )

Vergleicht man diese Beziehung mit Gl. (4), so wird ersichtlich, dass der Zahlenwert von  $L_{M,r_0}$  gleich demjenigen von  $L_P$  wird, sofern  $S_0 = 2\pi r_0^2 = 1 \text{ m}^2$  angenommen ist. Um grundsätzliche Verwechslungen gegenüber der in einem Hallraum<sup>10)</sup> genauer bestimmbar Schalleistung  $P$  aber zu ver-

<sup>9)</sup> Eine weitere Voraussetzung wurde bereits zu Anfang dieses Abschnittes getroffen, indem ein reflektionsfreier Raum mit schallhartem Boden angenommen wurde. Die tatsächlich stets vorhandenen Reflexionen von Decken und Wänden sind zwar vermöge der in DIN 45 632 verlangten Einschränkung auf reflektionsarme Messräume gering, führen aber sicherlich zu weiteren Fehlern. Trotzdem erscheint eine weitere Verfeinerung des Messverfahrens neben den zahlreichen weiteren, vorhandenen Fehlerquellen unrealistisch, da hierdurch nur der Messaufwand, ohne eine sichere Verbesserung des Gesamtergebnisses vergrössert wird. Schliesslich sei auch besonders darauf hingewiesen, dass selbst ein Fehler in der Schalleistungsbestimmung von 100% für den zuletzt zu ermittelnden Schalldruckpegel nur eine Differenz von 3 db bewirkt. Streuungen von db liegen aber andererseits im zulässigen Toleranzbereich eines Schalldruckpegelmessgerätes.

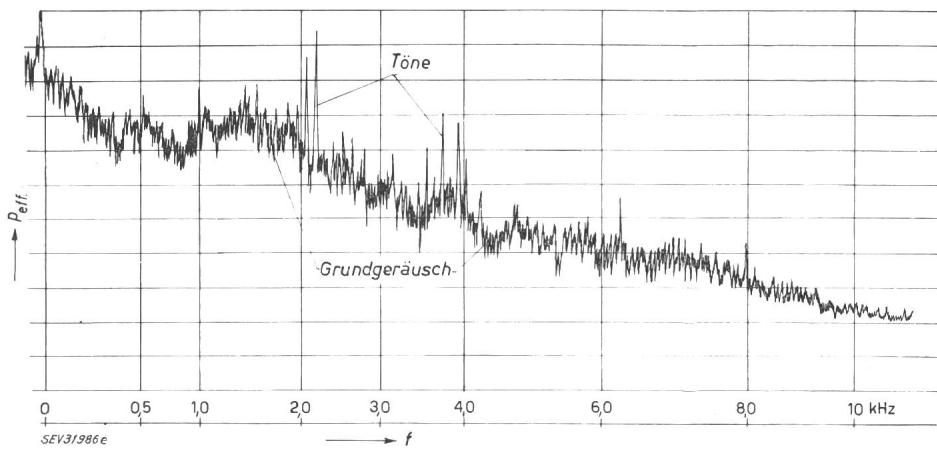
<sup>10)</sup> Im Hallraum bestimmt sich die Schalleistung einer Lärmquelle aus der Beziehung  $P = \frac{c}{4} EA$ , wobei  $A$  das Schallabsorptionsvermögen des Raumes und  $E$ , die Energiedichte, welche sich aus Schalldruckmessung zu  $E = \frac{1}{c} \cdot \frac{p_{eff}^2}{\rho c}$  ergibt.

Fig. 4

### Suchton-Analyse des Geräusches einer elektrischen Maschine

$P_{eff}$ , effektiver Schalldruck im Bandbreitenbereich 10 Hz;  $f$  Frequenz

meiden, besteht heute die Tendenz, beide Pegel zu unterscheiden und für  $r_0$  nicht  $1/2 \pi = 0,16$  m, sondern  $r_0 = 3$  m und damit  $S_0 = 56,6 \text{ m}^2$  zu wählen. Zwischen beiden Pegeln tritt dadurch eine Differenz von  $10 \lg 56,6 = 17,5 \text{ dB}$  auf.



### 3. Vorausbestimmung des aerodynamischen Geräuschteils\*)

#### 3.1 Einleitung

Das Geräusch einer elektrischen Maschine besteht im allgemeinen aus einem kontinuierlichem «Grundgeräusch» und überlagerten periodischen Komponenten (Fig. 4). Das Grundgeräusch wird für sich als Rauschen, die periodischen Komponenten als Töne wahrgenommen. Für die Entstehung des Grundgeräusches sind vorzugsweise aerodynamische Vorgänge verantwortlich. Dies trifft im besonderen auf die normalerweise lautesten Maschinen mit hohen Umfangsgeschwindigkeiten zu. Lediglich bei Maschinen kleinerer und mittlerer Leistung können im Frequenzbereich zwischen 2 und 6 kHz auch Wälz Lagergeräusche zum Aufbau des Grundgeräusches beitragen. Die Töne im Geräusch sind meist magnetischer Natur oder sind aerodynamisch auf einen Sireneneffekt zurückzuführen. Töne können schliesslich auch von Bürsten und Lagern herrühren. Ein intensiver Dauerton belästigt nun im allgemeinen stärker als selbst ein intensiveres Rauschen, mit dem als Regengeräusch sogar psychotherapeutische<sup>11)</sup> Wirkung erzielt werden kann. Der Hersteller elektrischer Maschinen ist deshalb von vornherein bemüht, die im spektralen Pegeldiagramm der Fig. 4 ersichtlichen Spitzen nicht über ein bestimmtes Mass, das durch den Verdeckungseffekt (siehe hiezu z. B. [11]) gegeben ist, aus dem Grundgeräusch heraus treten zu lassen. Dieser berechtigten Forderung genügen heute bereits die Mehrzahl der elektrischen Maschinen<sup>12)</sup>, so dass man das «normale» Maschinengeräusch als Grundgeräusch mit hinreichend niedrig gehaltenen spektralen Spitzen definieren kann. Seiner Vorausbestimmung wollen wir uns nun zuwenden, unter der Voraussetzung, dass es allein von aerodynamischen Vorgängen bestimmt ist.

Der Beschreibung eines Rauschvorganges liegen Begriffe und Grössen zu Grunde, die bei den üblichen determinierten Grössen, deren Zahlenwerte durch analytische Funktionen darstellbar sind, nicht erforderlich, und daher — abgesehen von einem Zweig der Nachrichtentechnik — weniger geläufig sind. Der folgende Abschnitt<sup>13)</sup> will die physikalische Er-

scheinung des «Rauschens» sowie seine theoretische Behandlung näher erläutern.

#### 3.2 Physikalische Grössen und mathematische Beschreibung des Rauschens

Eine regellose Folge von Schallimpulsen wird bei hinreichend grosser Impulszahl<sup>14)</sup> pro Zeiteinheit als «Rauschen» wahrgenommen. Dieses akustische Rauschen ist eine besondere Erscheinungsform des allgemeineren Rauschbegriffes, der z. B. die in der Nachrichtentechnik und Informationstheorie behandelten Rauschspannungen umfasst. Dieser allgemeine Rauschbegriff soll im folgenden zunächst Gegenstand der Betrachtungen sein. Das Rauschen sei definiert als ein zeitlicher Vorgang, über dessen Verlauf sich nur statistische Aussagen machen lassen und der sich aus einer grossen Zahl von Einzeltönen zusammensetzt, die voneinander unabhängig sind.

Beim aerodynamischen Rauschen sind die Einzeltöne Schallimpulse, die mit der Entstehung der zahlreichen Wirbel verbunden sind. Nach der soeben getroffenen Definition kann die Zeitabhängigkeit des Schalldruckverlaufes grundsätzlich nicht analytisch durch eine Funktion  $p(t)$  dargestellt werden, sie ist eine Zufallsfunktion (Fig. 5), so dass die zu einem festen Zeitpunkt  $t$  vorhandene Schalldruckamplitude nicht determiniert ist; über ihre Grösse lassen sich nur Wahrscheinlichkeitsaussagen machen.

Die einzelne Frequenzkomponente eines solchen Vorganges (Fig. 5b) ist eine regellos in Amplitude und Phase modulierte Schwingung. Der gesamte Vorgang (Fig. 5a) ist zwar in der Form<sup>15)</sup>

$$p(t) = \sum_{\nu} a_{\nu}(t) \cdot e^{i 2\pi \nu t} \quad (6)$$

darstellbar, doch ist hiemit  $p(t)$  keine analytische Funktion geworden, da in der Gleichung lediglich die Zufallsfunktion  $p(t)$  mit den Zufallsfunktionen  $a_{\nu}(t)$  verknüpft werden. Dabei beinhaltet  $a_{\nu}(t)$  in komplexer Form sowohl die regellosen Amplituden- wie Phasenmodulation. Mit den  $a_{\nu}$  ist das durch

<sup>14)</sup> Für stationäres Gaussisches Nadelimpuls-Rauschen im Hörbereich ( $\Delta\nu = 16 \text{ kHz}$ ) muss die mittlere Impulszahl pro Sekunde (Stosssdichte) mindestens ca. 2800 betragen, um als gleichförmiges Rauschen wahrgenommen zu werden. Bei Verkleinerung der Stosssdichte geht das «Rauschen» über «Prasseln» in «Knacken» über [13].

<sup>15)</sup> Die Summation über die Frequenz durchläuft jede ganze Zahl und kennzeichnet damit den kontinuierlichen Charakter der Zerlegung. Der zu einer bestimmten Frequenz gehörende, sich in dem (willkürlich) gewählten Bandbreitenbereich von einem Hz einstellende Ausschlag, ist eine Amplitudendichte.

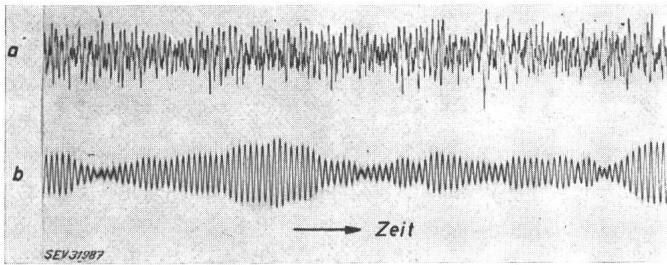


Fig. 5  
Oszilloscogramm eines Rauschens

a gesamter Hörbereich, Bandbreite  $\Delta\nu = 20$  kHz  
b 1000-Hz-Komponente, Bandbreite  $\Delta\nu = 20$  Hz

die Fourier-Zerlegung in Gl. (6) definierte Amplituden-Dichte-Spektrum ebenfalls eine Zufallsfunktion. Damit kann mit dieser Zerlegung — im Gegensatz zu einer determinierten periodischen oder nichtperiodischen Funktion — einem bestimmten Frequenzabschnitt beim Rauschen kein eindeutiger Amplitudenwert (Scheitelwert) zugeordnet werden (siehe Fig. 5b). Aber auch der für ein Rauschen in einem Frequenzbereich  $\Delta\nu$  durch:

$$p_{\Delta\nu \text{ eff}} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_{t_0}^{t_0 + T} p_{\Delta\nu}^2 dt} \quad (7)$$

definierte Effektivwert des Schalldruckes kann zwar nach dieser Beziehung für eine vorgegebene, einem Rauschvorgang proportionale Mikrofon-Klemmspannung gemessen, aber nicht berechnet werden. Diese Möglichkeit scheitert auch hier an den Schwierigkeiten bei der mathematischen Darstellung des fluktuierenden Vorganges  $p(t)$ . Verfahren und Begriffe der Wahrscheinlichkeitsrechnung helfen diese Schwierigkeiten zu überwinden (ausführliche Darstellung zu folgendem Abschnitt siehe unter [15; 16]). Eine Zufallsfunktion wird in der Wahrscheinlichkeitsrechnung als vollständig festgelegt angesehen, wenn ihre Verteilungsfunktion  $F_t(p)$  für jede Zeit  $t$  vorgegeben ist. Diese Funktion gibt die Wahrscheinlichkeit dafür an, dass zur Zeit  $t$  der Momentanwert  $p(t)$  kleiner als ein gegebener, fester Wert  $p$  ist. Die Ableitung der Verteilungsfunktion nach  $p$  wird Verteilungsdichte  $f(p)$  genannt:

$$\frac{\partial F_t(p)}{\partial p} = f(p)$$

Die Ermittlung der Verteilungsfunktion ist im allgemeinen sehr schwierig und in vollem Umfang sehr oft auch nicht nötig. Für spezielle Fragen, die an den Prozess gestellt werden, wie z. B. nach der spektralen Leistungsverteilung genügt es nämlich, nur bestimmte Eigenschaften der Verteilungsfunktion zu kennen. Solche Eigenschaften werden durch die Momente der Verteilungsfunktion gekennzeichnet:

1. Moment:

$$M\{p(t)\} = \int_{-\infty}^{+\infty} p \cdot dF_t(p) \quad (8)$$

2. Moment:

$$M\{p(t) \cdot p(s)\} = \int_{-\infty}^{+\infty} p_t p_s \cdot d^2 F_t(p_s p_t) \quad (9)$$

Im stationären Fall entspricht das 1. Moment dem linearen Mittelwert und ist unabhängig von der Zeit  $t$ . Das 2. Moment ist eine Funktion der Zeitdifferenz  $t - s = \tau$ .

Stationärer Prozess:

$$M\{p(t)\} = \overline{p(t)} = m \quad (10)$$

$$M\{p(t) \cdot p(s)\} = \overline{p(t) \cdot p(s)} = \Phi(\tau)$$

Speziell für  $t = s$  geht das zweite Moment:

$$\Phi(0) = \overline{p(t)^2} = p_{\text{eff}}^2 \quad (11)$$

in den geläufigen quadratischen Mittelwert über. Das zweite Moment wird als Autokorrelationsfunktion bezeichnet. Es ist somit eine Verallgemeinerung des quadratischen Mittelwertes. Für unsere Aufgabe ist das erste Moment gleich Null, und das zweite steht im stationären Fall über eine Fourier-Cosinus-Transformation mit dem «Leistungs»dichtespektrum  $W(\omega)$  in der folgenden nach Wiener-Khintchine genannten Beziehung:

$$W(\omega) = \frac{1}{2\pi} \int_0^{+\infty} \Phi(\tau) \cos \omega \tau \cdot d\tau \quad (12)$$

und als Umkehrung gilt:

$$\Phi(\tau) = \frac{1}{2\pi} \int_0^{+\infty} W(\omega) \cdot \cos \omega \tau \cdot d\omega \quad (13)$$

Für die «Gesamtleistung»  $p_{\text{eff}}^2$  und die spektrale «Leistungs-dichte»  $W(\omega)$  gilt zusammenfassend:

$$\int_0^{\infty} W(\omega) \cdot d\omega = p_{\text{eff}}^2 = \Phi(0) \quad (14)$$

Der mit diesen Gleichungen erzielte Gewinn liegt in der Verknüpfung des gesuchten Effektivwertes und des spektralen Verlaufes mit den kennzeichnenden Größen des statistischen Vorganges. Die Frage nach dem Spektrum ist auf eine Bestimmung des 2. Momentes zurückgeführt. Ferner wird hiermit erkannt, dass für Rauschen die Angabe der spektralen Leistungsverteilung, d. h. der quadratischen Amplituden-Mittelwerte in Abhängigkeit von der Frequenz, die einem solchen Prozess angepasste Darstellung seines Spektrums ist. Der Informationsinhalt des Leistungsspektrums ist durch die fehlenden Phasenangaben gegenüber dem komplexen Amplitudenspektrum geringer — eine Folge der Beschränkung auf das 2. Moment der Verteilungsfunktion. Da die Lautstärkeempfindung unserer Ohren von der Phase unabhängig ist, bedeutet die blosse Verwendung des 2. Momentes keine Einschränkung für ein Lautstärkeberechnungsproblem.

Die Quelle des aerodynamischen Maschinengeräusches ist räumlich verteilt, und das hiedurch an einem bestimmten Beobachtungspunkt ausserhalb der Maschine vermittelte Schallereignis setzt sich aus der Summe der Wirkungen einzelner Quellanteile zusammen, die auf unterschiedlichem Wege zum Beobachter gelangen. Für eine Addition von zwei Zufallsfunktionen  $p_1(t)$  und  $p_2(t)$  mit den quadratischen Mittelwerten («Leistungen»)

$$\overline{p_1(t)^2} = J_1^* \text{ und } \overline{p_2(t)^2} = J_2^*$$

gelten die folgenden Regeln für den resultierenden quadratischen Mittelwert  $J^*$ : (siehe [16])

$$J^* = J_1^* + J_2^* + 2\sqrt{J_1^* J_2^* \cdot \chi_{12}} \quad (15)$$

mit dem Korrelationsfaktor  $0 \leq |\chi_{12}| \leq 1$ .  $\chi_{21}$  [Definition, siehe Gl. (20)] gibt an, wie weit  $p_1(t)$  von  $p_2(t)$  linear abhängig ist. Im Falle linearer Unabhängigkeit (Inkohärenz,  $\chi_{12} = 0$ ) ist nach dieser Beziehung

$$J^* = J_1^* + J_2^* \quad (16)$$

die «Leistung» der Summe gleich der Summe der «Einzel-leistungen». Für die lineare Abhängigkeit ( $\chi_{12} = 1$ ) ist

$$\sqrt{J^*} = \sqrt{J_1^*} + \sqrt{J_2^*} \quad (17)$$

der Effektivwert der Summe gleich der Summe der Effektivwerte. Im logarithmischen Maßstab des Dezibels bedeutet dies, dass bei Addition von zwei Zufallsfunktionen mit gleichem Effektivwert für lineare Unabhängigkeit eine Pegelerhöhung von 3 db und für lineare Abhängigkeit, also bei Addition der Schalldruckpegel, eine Erhöhung von 6 db eintritt.

Korrelationsfunktionen und Korrelationsfaktor können für einen Rauschvorgang auch direkt gemessen werden. In diesen Fällen liegen die Zufallsfunktion  $p(t)$  vor (z. B. als Rauschspannungen an den Mikrophonklemmen). Korrelationsfunktion und Korrelationsfaktor können dann nach folgenden Definitionen gebildet werden:

*Autokorrelationsfunktion:*

$$\Phi(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{2T} \int_{-T}^{+T} p(t) \cdot p(t + \tau) \cdot dt \quad (18)$$

*Kreuzkorrelationsfunktion* für zwei verschiedene Zufallsfunktionen:

$$\Phi_{12}(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{2T} \int_{-T}^{+T} p_1(t) \cdot p_2(t + \tau) \cdot dt \quad (19)$$

*Korrelationsfaktor:*

$$\chi_{12} = \frac{\Phi_{12}(0)}{\sqrt{\Phi_1(0) \cdot \Phi_2(0)}} \quad (20)$$

Die Messung von Korrelationsfunktionen kann nicht nur über die Frage nach Abhängigkeit oder Unabhängigkeit zweier Rauschen entscheiden ( $\chi_{21} = 1$  oder  $\chi_{21} = 0$ ), sondern auch weitere interessante Probleme lösen. So gibt der Korrelationsfaktor und noch allgemeiner die Korrelationsfunktion an, wie weit zwei Rauschvorgänge überhaupt miteinander «verwandt» sind und für welche zeitliche Verzögerung sie sich am meisten «ähneln». Ferner ist es möglich, den an einem Arbeitsplatz von einer bestimmten Schallquelle herrührenden Schallanteil, in einem Raum mit mehreren weiteren Schallquellen zu bestimmen, ohne dass die anderen Schallquellen abgeschaltet zu werden brauchen. Schliesslich wird durch den unterschiedlichen Verlauf der Funktion  $\Phi(\tau)$  für breitbandige Rauschen und für einen Ton, bei gleichzeitiger Anwesenheit von Ton und Rauschen der eventuell auch «verdeckte» Ton mit Sicherheit herausgefunden.

Über die praktischen Möglichkeiten derartiger Korrelationsmessungen ist an anderer Stelle ausführlich berichtet worden [17].

Im Abschnitt 2 wurde festgestellt, dass zur Berechnung der Lautstärke an einem Punkt im Schallfeld einer Maschine die Vorgabe der Effektivwerte des Schalldruckes in Terzbereichen hinreichend ist. Bei Vorgabe der spektralen Leistungsdichtefunktion  $W(\omega)$  ist dieser Effektivwert in den Terzbereichen bereits mehr als ausreichend festgelegt. Damit ist bei Rauschstrahlern die Bestimmung der Lautstärke in einem Feldpunkt auf die Berechnung der zugehörigen Autokorrelationsfunktion des stochastischen Schalldruckes als 2. Moment seiner Verteilungsfunktion zurückgeführt [G. (12)].

In konsequenter Weiterführung dieser Gedanken wäre nun der Zusammenhang der Autokorrelationsfunktion des Schalldruckes mit den konstruktiven Eigenheiten der Maschinenläufer und -Lüfter herzustellen. Diese Verbindung wird über

den vom rotierenden Körper in der Luft erzeugten turbulenten Zustand vermittelt. Relationen zwischen Geräusch und Turbulenz sind in Arbeiten jüngerer Datums bereits mehrfach untersucht worden.

*Lighthill* [18] und *Proudman* [19] führten dabei grundlegend die Schallfeldberechnung auf eine Potentialaufgabe zurück, bei welcher den Geschwindigkeits- und Dichteschwankungen im turbulenten Gebiet die Eigenschaften von Quellstärken zugeordnet werden. Eine Berechnung der Korrelationsfunktionen bzw. des äquivalenten Leistungsdichtespektrums ist auch in einigen allgemeinen Fällen, wie für homogene, isotrope Turbulenz gelungen. In allerersten Ansätzen werden dabei zwar auch die spezielle Geometrie des Turbulenzerzeugers durch bestimmte Randbedingungen [20] berücksichtigt, quantitative Aussagen über die Korrelationsfunktionen für die speziellen Gegebenheiten elektrischer Maschinen sind aber bis heute noch nicht abgeleitet worden.

Einer Reihe von experimentellen Untersuchungen, die besonders auf übliche Gegebenheiten des Elektromaschinenbaues ausgerichtet waren, ist aber trotzdem zu verdanken, dass heute bereits sichere quantitative Aussagen über das Grundgeräusch elektrischer Maschinen möglich sind. Diese Berechnungen beziehen sich allerdings erst auf eine Bestimmung, des (unbewerteten) Schalldruckeffektivwertes im Feldpunkt  $p_{eff}(r)$  und noch nicht auf dessen spektrale Leistungsdichte  $W(\omega)$ .

### 3.3 Gesamtschalleistung und effektiver Gesamtschalldruck in Abhängigkeit von massgebenden Kenngrössen

Berechnungsformeln für das Geräusch elektrischer Maschinen sind schon mehrfach auf Grund von Schalldruckmessung an bestimmten Maschinenreihen hergeleitet worden. Bei diesen Versuchen wurden meistens die Typenleistung  $P_e$  oder die Drehzahl  $n$  variiert, und der Schalldruckpegel infolgedessen auch in Abhängigkeit dieser Parameter dargestellt. Dem Elektromaschinenbauer wird dieses Vorgehen zwar naheliegend erscheinen, doch liegt in der Wahl dieser Parameter eine Willkür, für die keine unmittelbare physikalische Begründung zu geben ist. Die eingeschränkte Brauchbarkeit solcher Gesetze zeigt sich so auch meist schon bei Übergang zu einer anderen Typenreihe. Diese Beziehungen lassen ferner bei Lärminderungsmassnahmen den Zusammenhang zwischen Geräusch und einzelnen konstruktiven Massnahmen nicht oder nur unklar erkennen.

#### 3.3.1 Bestimmung der Gesamtschalleistung

Die Hauptaufgabe der zu beschreibenden Untersuchungen bestand darin, die für die Erzeugung des aerodynamischen Geräuschanteils physikalisch verantwortlichen Kenngrössen der Maschine und des umgebenden Mediums zu ermitteln. Neben diesen Kenngrössen, die die unabhängigen Variablen in der Berechnungsformel darzustellen haben, wurde an Stelle des gesuchten Schalldruck-Effektivwertes zunächst die umfassendere akustische Leistung als abhängige Variable in den Vordergrund der Betrachtungen gestellt und dann später erst hieraus auch der Druckpegel im Schallfeld der Maschine unter bestimmten Bedingungen errechnet.

Durch zahlreiche Versuche ist es sicher [21], dass der Unterschied zwischen der erzeugten Schalleistung eines frei rotierenden Maschinenläufers und des in den Ständer eingebauten Läufers vernachlässigt<sup>16)</sup> werden kann. Die Quellen

<sup>16)</sup> Diese Aussage bezieht sich, wie alle übrigen Betrachtungen dieses Abschnittes, nur auf den aerodynamischen Rauschanteil.

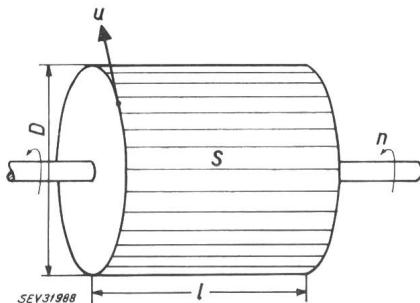


Fig. 6  
Situation am Läufer  
 $u = \pi Dn$ ;  $S = \pi Dl$

des aerodynamischen Geräusches sind somit im wesentlichen an den Kanten der bewegten Teile zu sehen und weniger in einer durch die bewegte Luft vermittelten Wechselwirkung<sup>17)</sup> zwischen Ständer und Läufer. Hierdurch ist es möglich, den Läufer frei rotierend zu untersuchen, wozu die Schalleistung von Läufern verschiedener Maschinentypen und Größen, ferner von glatten Scheiben und Zylindern in grosser Zahl in Luft gemessen wurden [21...24]. Neben dieser systematischen Änderung der verschiedenen Konstruktionsmerkmale elektrischer Maschinen wurden auch früher veröffentlichte Geräuschmessungen an Grundstudienmodellen bewegter Stäbe von *Holle* [25] und *Ernsthause* [26] in die Betrachtung miteingeschlossen und mehrere gemeinsame Gesetzmässigkeiten festgestellt [21; 24].

Die Schalleistung  $P$  derartiger Rotationskörper ist danach im Umfangsgeschwindigkeitsbereich bis etwa  $150 \text{ ms}^{-1}$  und bei glatten Scheiben bis  $250 \text{ ms}^{-1}$  proportional zu (Fig. 6):

a) der 5. bis 6. Potenz der Umfangsgeschwindigkeit  $u = \pi Dn$

$$P \sim u^\beta$$

mit  $\beta = 5,5$  für elektrische Maschinen

b) der Manteloberfläche<sup>18)</sup> des Rotationskörpers  $S = \pi Dl$

$$P \sim S$$

Die Wirkung der Zylinderseitenflächen kann infolge ihrer geringeren Umfangsgeschwindigkeit meist vernachlässigt werden, sofern die Oberfläche der Seiten nicht wesentlich rauer als die der Mantelfläche ist.

c) einer spezifischen Schalleistung  $\gamma_0$ . Diese stellt die bei  $u = u_0$  erzeugte Schalleistung pro Oberflächeneinheit dar, und berücksichtigt damit die «Rauigkeit» der Manteloberfläche sowie die Eigenschaften des umgebenden Gases.

$$P \sim \gamma_0$$

Die Zahlenwerte von  $\gamma_0$  sind für Luft unter NDT und die normalen Konstruktionen von Läufern elektrischer Maschinen bekannt:

$$\gamma_0 = 5 \cdot 10^{-2} \text{ bis } 5 \cdot 10^{-1} \text{ W/cm}^2$$

für  $u_0 = c = \text{Schallgeschwindigkeit}$

Zusammengefasst:

$$P = \gamma_0 \left( \frac{u}{u_0} \right)^\beta S \quad (21)$$

### 3.3.2 Zur spezifischen Schalleistung

Der praktische Nutzen der Gl. (21) ist insbesondere damit gegeben, dass die konstruktiven Varianten des Elektromaschinenbaus auf spezifische Schalleistungen  $\gamma_0$  führen, die für den normalen Betrieb in Luft höchstens innerhalb einer Größenordnung schwanken und mit  $\gamma_0 = 3,0 \cdot 10^{-1} \text{ W/cm}^2$  bei  $u_0 = 331 \text{ ms}^{-1}$  sogar die überwiegende Mehrzahl mit einer

<sup>17)</sup> Für die aerodynamischen *Töne* ist gerade diese Wechselwirkung die Entstehungsquelle.

<sup>18)</sup> Dabei ist vorauszusetzen, dass der Läufer eine gleichmässig mit Kanten und Unebenheiten belegte, nicht abgesetzte zylindrische Gestalt hat.

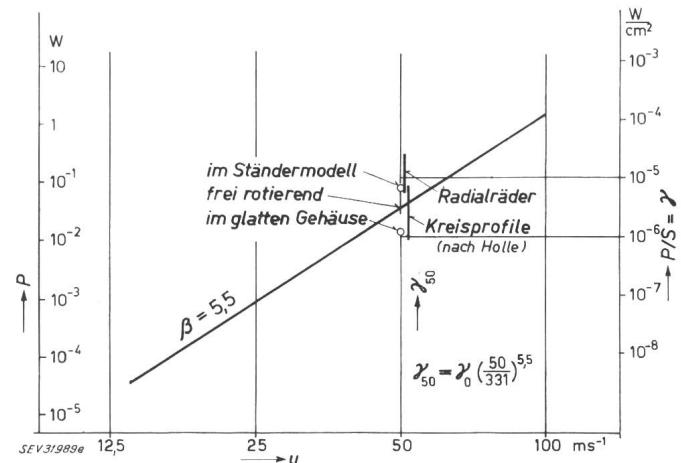


Fig. 7  
Spezifische Schalleistungen  
P Schalleistung;  $u$  Umfangsgeschwindigkeit;  $P/S = \gamma$  spezifische Schalleistung

Sicherheit von  $\pm 3 \text{ db}$  erfassen (Fig. 13). Darüber hinaus verharrt der Zahlenwert von  $\gamma_0$  auch dann im angegebenen Bereich, wenn an Stelle eines Maschinenläufers die Schalleistung umlaufender Stäbe (nach *Holle* [23]) oder die Räder (vollgedrosselter) Radiallüfter [27; 28] als Rotationskörper im obigen Sinne angenommen werden (Fig. 7). Erst ein sehr glatter Körper, wie eine Scheibe mit Drehrillen von  $50 \mu\text{m}$  Tiefe liefert unter sonst gleichen Bedingungen wesentlich kleinere  $\gamma_0$  ( $\gamma_0 = 10^{-5} \text{ W/cm}^2$ , siehe [21]).

Die mit dem Blick zur glatten Scheibe sich für elektrische Maschinen hieraus zunächst anbietende Möglichkeit einer Geräuschrückbildung, verbietet sich aber meist aus Gründen der verschlechterten Kühlung.

Sind auf dem Läufer außer dem mitrotierenden Lüfter angebracht, so empfiehlt sich eine Aufteilung  $\gamma_0 = \gamma_{01} \cdot \gamma_{02}(\varphi)$ . Dabei ist  $\gamma_{01} = 3 \cdot 10^{-1} \text{ W/cm}^2$  ( $u_0 = c$ ), die bei vollständiger Drosselung des Lüfters abgegebene spezifische Schalleistung und  $\gamma_{02}(\varphi)$ , der von der Förderkennziffer<sup>19)</sup>  $\varphi = V/nD^3$  abhängige Förderanteil des Geräusches (Fig. 8).

Für die üblichen Gegenheiten ist der Multiplikator  $\gamma_{02}(\varphi)$  beschränkt:  $1 \leq \gamma_{02} \leq 10$ .

$$P = \gamma_{01} \cdot \gamma_{02}(\varphi) \cdot \left( \frac{u}{u_0} \right)^\beta S \quad (22)$$

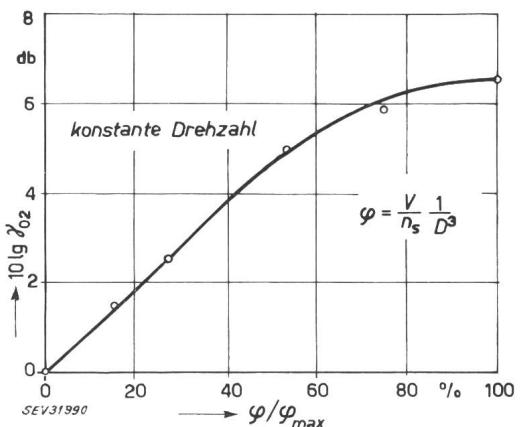


Fig. 8  
Akustischer Fördereinfluss in Abhängigkeit von der Förderkennziffer für ein Radialrad  
 $10 \lg \gamma_{02}$  akustischer Fördereinfluss;  $\varphi$ ,  $\varphi_{max}$  Förderkennziffern

<sup>19)</sup> Dabei ist  $V$  die vom Lüfter geförderte Menge je Zeiteinheit,  $n$  seine Drehzahl und  $D$  der Lüfteraussendurchmesser.

Aus einer Umschreibung dieser Gleichungen an Hand einer Dimensionsbetrachtung kann die Abhängigkeit der spezifischen Schalleistung  $\gamma_0$  von der Dichte des umgebenden Gases erschlossen<sup>20)</sup> werden: die Gesamtschalleistung ist der Schallintensität und diese ist wieder der Grösse  $p^2/\rho c$  proportional. Der Schalldruck kann schliesslich ausgedrückt werden durch  $\rho u^2$ . Ferner wird die Schalleistung der erzeugenden Fläche  $S$  proportional sein.

Damit kann man ansetzen:

$$P = f(M, Re, \text{Oberflächeneigenschaft}) \frac{u^4}{c} \rho S \quad (23)$$

Die Machzahl  $M$  muss als Multiplikator erscheinen, da für inkompressible Flüssigkeiten die Schallintensität gegen Null gehen muss ( $c \rightarrow \infty$ ). Setzt man nun zunächst voraus, dass der Einfluss der Reynoldschen Zahl  $Re$  vernachlässigt werden kann und vergleicht obigen Ansatz mit dem experimentell ermittelten Potenzgesetz ( $\beta = 5,5$ ) so folgt:

$$P = C (\text{Oberflächeneigenschaft}) \cdot M^{1,5} \rho \frac{u^4}{c} S$$

oder

$$P = C c^3 \rho M^{5,5} S$$

und damit

$$\gamma_0 = C \rho c^3 \quad (24)$$

Der Formfaktor  $C$  errechnet sich mit Hilfe der gefundenen  $\gamma_0$ -Werte für die glatte Scheibe zu:  $C = 10^{-8}$  und für den Rotor einer elektrischen Maschine im Mittel über verschiedene Konstruktionsvarianten zu  $C \approx 10^{-4}$ .

In mehreren Arbeiten (siehe z. B. [29]) werden als Elementarstrahler derartiger Schallerzeuger Dipole und  $P \sim M^2$  angenommen. Auf diese Annahmen wird im nächsten Abschnitt näher eingegangen. Man überzeugt sich dann aber auf ähnlichen Wege leicht, dass unter diesen Voraussetzungen sich über

$$P = C_1 (\text{Oberflächeneigenschaft}) \cdot c^3 \rho Re^{-0,5} \cdot M^{0,5} S \quad \text{ein}$$

$$\gamma_0 = C_1 \rho c^3 \sqrt{\frac{M}{Re}} \quad (25)$$

ergibt.

Mit  $Re$  würde dann  $\gamma_0$  von einer charakteristischen Länge abhängen.

In einer ähnlichen Betrachtung wird bei Lighthill [18] ein akustischer Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{\text{akustische Leistung}}{1/2 \rho u^3 S}$$

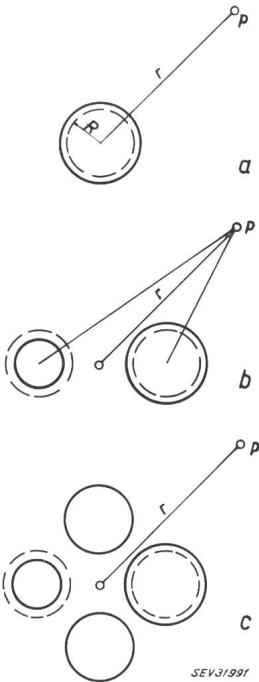
eingeführt, und durch Vergleich mit Messungen an Düsengeräuschen verschiedener Experimentatoren hierfür  $\eta = \frac{8}{\pi} K M^5$  gefunden, mit  $K$  zwischen  $0,3 \cdot 10^{-4}$  und  $1,2 \cdot 10^{-4}$ . Für Düsengeräusche ergibt sich somit die Gesamtschalleistung:

$$P = \frac{1}{2} \cdot \frac{8}{\pi} K \rho c^3 M^8 S.$$

Aus dem Anwachsen mit der 8. Potenz muss gefolgt werden, dass beim Düsenrauschen ein anderer Erzeugungs-

<sup>20)</sup> Die Dimensionsbetrachtung für sich allein kann selbstverständlich keine Herleitung eines physikalischen Gesetzes erbringen. Es werden hiezu weitere physikalische Annahmen, z. B. über die Funktion  $f$  in Gl. (23) notwendig, und die dimensionslose Zahl [Gl. (24)] braucht zunächst keine Konstante zu sein. Der Nutzen der Dimensionsbetrachtung liegt darin, ein angenommenes Gesetz in eine Form gebracht zu haben, die an Hand weniger Messungen bei Variation der wesentlichen Parameter leicht experimentell nachgeprüft werden kann. In diesem Sinne muss die «Universalität» der Zahlen  $C$  in Gl. (24) für verschiedene Gase noch experimentell überprüft werden. [Vergleiche hiezu auch: Liebe, W. Kühlprobleme und Geräuschfragen im Grossmaschinenbau, VDE-Fachbericht 22 (1962) S. 148].

Fig. 9  
Akustische Elementarstrahler  
a Monopol; b Dipol; c Quadrupol



mechanismus vorliegt als bei Geräuschen, die durch in Luft bewegte Körper entstehen. Definiert man auch hier eine spezifische Schalleistung durch:

$$P = \gamma_{0,jet} M^8 S$$

so folgt:

$$\gamma_{0,jet} = \frac{1}{2} \rho c^3 \frac{8}{\pi} K \approx \rho c^3 \cdot 0,8 \cdot 10^{-4}$$

Im Gegensatz zum Potenzgesetz liegt dieser Zahlenwert nahe dem eines in Luft rotierenden Körpers mit «grober» Oberfläche. Wieweit hierin ein Zufall zu sehen ist, oder aber der Schluss gezogen werden kann, dass bei  $M = 1$  Düsen-geräuscherzeugungsmechanismus und Geräuscherzeugung bewegter Körper mit «sehr rauher» Oberfläche vergleichbar sind, muss noch eingehender geprüft werden.

### 3.3.3 Zur Abhängigkeit von der Umfangsgeschwindigkeit

Die Gesetzmässigkeiten, nach denen bei aerodynamischen Geräuschen die Schalleistung von einer charakteristischen Geschwindigkeit abhängt, werden häufig am Modell bestimmter Elementarstrahler diskutiert. Dieser Gedankengang soll skizziert werden.

Die konphas schwingende Kugeloberfläche (Fig. 9a) ist der einfachste akustische Strahler. In hinreichend grossem Abstand  $r$  vom Mittelpunkt des Strahlers (Radius  $R$ ) ist der Schalldruck  $p$  eines solchen Monopols:

$$p = \frac{1}{2} \rho v^2 \frac{R}{r}$$

wobei  $v$  die Amplitude der Schwinggeschwindigkeit (Schnelle) der Kugeloberfläche darstellt ( $\rho$  Dichte der Luft). Über die Schallstärke

$$J = \frac{p^2}{\rho c}$$

ergibt sich dann die Schalleistung  $P = J S_1$  zu:

$$P = \frac{1}{\rho c} (1/2 \rho v^2)^2 \cdot 4 \pi R^2 = 1/2 \rho v_{eff}^3 S \cdot \frac{v_{eff}}{c} \quad (26)$$

$$(S_1 = 4 \pi r^2; S = 4 \pi R^2)$$

Die Schalleistung ist also der 4. Potenz der Schwinggeschwindigkeit und der Oberfläche des Strahlers einfach proportional. Der Wirkungsgrad:

$$\eta_M = \frac{P}{\frac{1}{2} \rho v_{eff}^3 S} = \frac{v_{eff}}{c} = M \quad (27)$$

wird damit der Schwinggeschwindigkeit  $v$  bzw. der Machzahl  $M$  direkt proportional.

Die gleiche Betrachtung kann für einen Dipol (Fig. 9b) wiederholt werden. Man erhält für die entsprechenden Grössen:

$$P \approx \frac{1}{2} \rho v_{eff}^3 S \frac{v_{eff}^3}{c^3},$$

also

$$\eta_D = \frac{P}{1/2 \rho v_{eff}^3 S} = \frac{v_{eff}^3}{c^3} = M^3 \quad (28)$$

Hier ist also  $P$  proportional der 6. Potenz und  $\eta$  proportional der 3. Potenz von  $v$ .

Der Quadrupol (Fig. 9c) liefert schliesslich auf gleichem Wege

$$P \approx \frac{1}{2} \rho v_{eff}^3 S \frac{\rho v_{eff}^5}{c^5},$$

und

$$\eta_Q = \frac{P}{1/2 \rho v_{eff}^3 S} = \frac{v_{eff}^5}{c^5} = M^5 \quad (29)$$

eine Proportionalität von  $P$  mit der 8. und von  $\eta$  zur 5. Potenz von  $v$ .

Setzt man nun voraus, dass derartige Strahler erzeugende Elemente eines schallausstrahlenden Gases sind, und nimmt ferner an, dass die betrachtete Geschwindigkeit  $v$  proportional einer dem Problem eigenen makroskopischen Geschwindigkeit  $u$  ist, so wären die wichtigsten Potenzgesetze verschiedener aerodynamischer Geräusche erklärt. Die einem solchen Problem eigene Geschwindigkeit ist eine als äussere Ursache den Vorgang kennzeichnende, charakteristische Relativgeschwindigkeit. Beispiele hierfür sind die Relativgeschwindigkeit von bewegten Körpern und der ruhender Luft (bei Läufern und Rotationskörpern) oder die Relativgeschwindigkeit zwischen ruhendem und bewegtem Gas bei Düsengeräuschen.

Unter diesen Voraussetzungen kann man den Elementarstrahlern des Strömungsgeräusches in einem Diffusor einen Monopol-, denen eines Lüfters einen Dipol- und denen eines Düsengeräusches einen Quadrupolcharakter zuordnen.

Messungen im Feld von Radiallüftern und umlaufender Scheiben haben nun aber anderseits ergeben [23], dass in diesen Fällen keineswegs die bekannte Charakteristik eines Dipols vorliegt, sondern für die Oberflächenelemente des schallerzeugenden Körpers eine Monopol-Charakteristik [23] anzugeordnen ist. Die Dipol-Auffassung über den Elementarstrahler lässt sich hiemit nur vereinbaren, wenn hiezu eine statistische Richtungsverteilung der Dipol-Achsen im Oberflächenelement angenommen wird.

### 3.3.4 Die Proportionalität zur Oberfläche

Die Proportionalität der Schalleistung  $P$  mit der Manteloberfläche  $S$  entspricht einer Addition der von den einzelnen Oberflächenelementen herrührenden Schalleistungsbeiträgen. Nach Abschnitt 2 (Gl. [16]) kann hieraus auf eine inkohärente Strahlung der Oberflächenelemente geschlossen werden.

### 3.3.5 Berechnung des Schalldruckeffektivwertes

Das Innere einer elektrischen Maschine besitzt ein sehr geringes Schallabsorptionsvermögen, so dass die dort einmal erzeugte Schalleistung bei nichtgekapselten (durchzugsbelüfteten) Maschinen fast unvermindert nach aussen dringt. Die mit Gl. (21) oder (22) ermittelte Schalleistung  $P$  kann deshalb dazu verwendet werden, den Druckpegel im (äusseren) Schallfeld zu bestimmen.

In der unmittelbaren Nähe der Maschinenoberfläche ist der Schalldruckpegel im allgemeinen nicht nur vom Abstand, sondern auch von seiner Lage zu konstruktiven Einzelheiten, besonders zu den Ansaug- und Ausblasöffnungen abhängig.

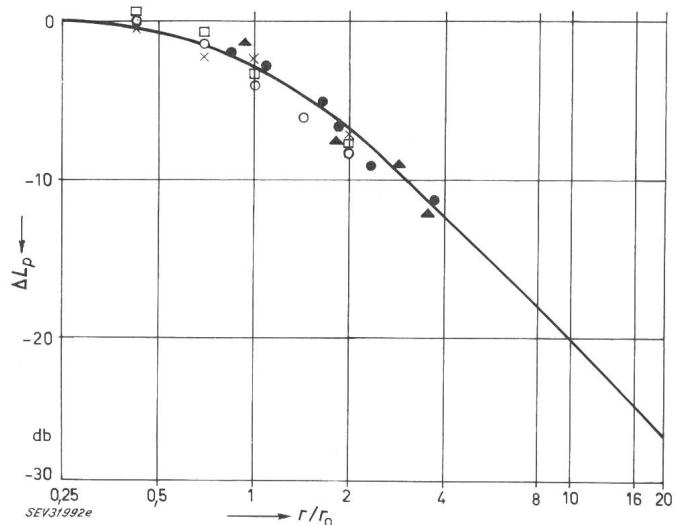


Fig. 10  
Schalldruckverteilung entlang der Achse einer rotierenden glatten Scheibe  
 $\Delta L_p$  Schalldruckpegel-Abnahme;  $r/r_0$  Entfernung ( $r_0 = D/2$ )  
 Messwerte:  
 Schalldrücke in Oktavenbereichen  
 □ 1250 Hz      ▲ 550 Hz      ○ 6300 Hz      ● 6300 Hz      × Gesamtwert  
 $r_0 = 70$  cm       $r_0 = 31$  cm

Inkohärente Rauschstrahler besitzen keine so ausgeprägte Richtcharakteristik [Fig. 10, und Abschnitt 3, Gl. (15)], wie diese von harmonischen Schwingern bekannt ist. In Abständen von der Maschinenoberfläche, die etwa der grössten Linear-Abmessung der Maschine entsprechen, hängt der Schalldruck meist aber nur noch vom Abstand  $r$  vom Maschinenmittelpunkt ab (Fig. 10), entsprechend der bei fortschreitenden Kugelwellen im Fernfeld bestehenden Gesetzmässigkeiten:

$$p_{eff} \sim \frac{1}{r}$$

In diesem Teil des Schallfeldes können damit die im Abschnitt 2 gestellten Forderungen für die Gültigkeit der Beziehung (Fig. 11)

$$P = \frac{1}{\rho c} p(r)_{eff}^2 S_1$$

praktisch als erfüllt angesehen werden, woraus für den Beobachterpunkt 1 im Abstand  $r$  folgt:

$$p(r)_{eff} = \sqrt{\rho c \frac{P}{S_1}}$$

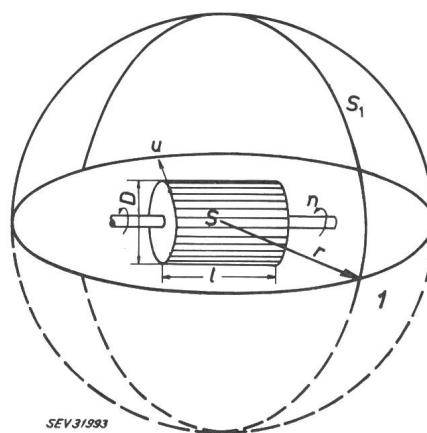


Fig. 11  
Zur Berechnung des Schalldruckpegels im Fernfeld eines frei rotierenden Läufers  
 1 Beobachterpunkt;  $S = \pi Dl$ ;  $S_1 = z \pi r^2$ ;  $z$  Kennziffer der Abstrahlcharakteristik ( $z = 2$  oder  $4$  je nach halb- oder vollkugelförmiger Abstrahlung der Schalleistung  $P$ )

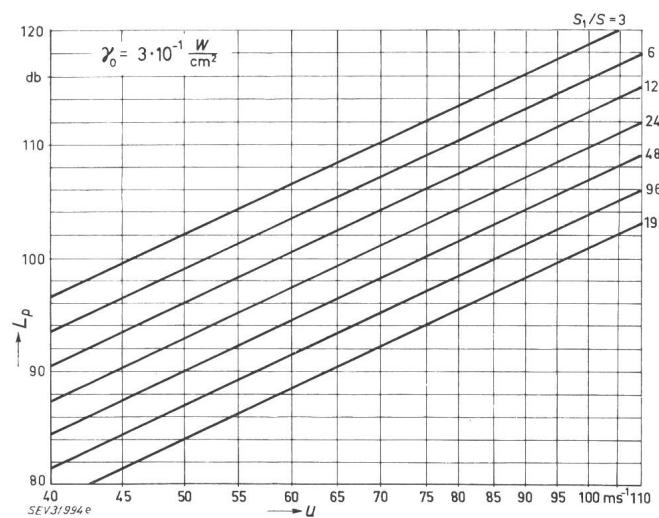


Fig. 12

Berechnung des aerodynamischen Geräuscheanteils (offener) elektrischer Maschinen

$L_p$  Schalldruckpegel;  $S_1/S$  Flächenverhältnis;  $u$  Umfangsgeschwindigkeit

und mit Gl. (21):

$$p(r)_{eff} = \sqrt{\varrho c \frac{\gamma_0 S}{S_1}} \left( \frac{u}{u_0} \right)^\beta$$

bzw. der Schalldruckpegel:

$$L_{p,r} = 10 \lg \frac{\gamma_0}{J_0} + 10 \lg \frac{S}{S_1} + 55 \lg \frac{u}{u_0}$$

in dB über  $2 \cdot 10^{-5} \text{ N/m}^2$  (30)

mit  $J_0 = 10^{-12} \text{ W/m}^2$  sowie  $\gamma_0$ ;  $u_0$  und  $S$  gemäss 3.1 und  $S_1 = z \pi r^2$ , als die durch den Beobachtungspunkt gelegte Hüllfläche.

Für  $z$  ist der Wert 2 oder 4 einzusetzen, je nach dem die Schalleistung bei schallhartem Boden in den (reflektionslosen) oberen Halbraum, oder in den gesamten reflektionslosen Raum abgestrahlt wird. Fig. 12 stellt dieses Verhältnis für ein bei elektrischen Maschinen in Luft unter NDT durchschnittliches  $\gamma_0$  dar. Umfangsgeschwindigkeiten über  $70 \text{ ms}^{-1}$  führen damit in den üblichen Messabständen bereits zu Schalldruckpegeln über 100 dB. Die Übereinstimmung der Ergebnisse der Gl. (13) mit Schallpegelmessungen an nichtgekapselten Maschinen ist recht zufriedenstellend (Fig. 13). Sieht man vom Geräusch einer 8-poligen Synchronmaschine mit grossen, glatten Polen ab (hierfür liegt  $\gamma_0$  an der unteren Grenze seines Schwankungsbereiches!), so sind keine grösseren Abweichungen als  $\pm 3 \text{ dB}$  festzustellen, wie inzwischen auch durch sehr zahlreiche weitere Messungen bestätigt werden konnte.

Der Schalldruckpegel des aerodynamischen Geräuscheanteils bei gekapselten Maschinen liegt im allgemeinen nied-

riger als der für durchzugbelüftete Maschinen oben berechnete Wert. Nur unter sehr günstigen Bedingungen (u. a. nur bei sehr dichter Kapselung) kann der mit Gl. 30 ermittelte Schalldruckpegel um den vollen, der Massenwirkung entsprechenden Dämmungsbetrag der Kapsel erniedrigt werden. Bei den üblichen Konstruktionen werden durch Kapselungen selten grössere Minderungen als 15 dB bei 1000 Hz erreicht.

#### Hinweise auf neue Ergebnisse über die Vorausbestimmung der magnetischen Geräusche und auf technische Möglichkeiten zum Bau leiserer Maschinen

##### 4.1 «Magnetische Geräusche»: Über die Vorausbestimmung des Eigenschwingungsverhaltens von Stäben elektrischer Maschinen

Bei einer Maschine, die magnetische Heul- oder Brummtöne abgibt, befinden sich meistens mechanische Eigenfrequenzen des Stators mit Frequenzen der anregenden Radialkraftwellen des Luftspaltfeldes in Resonanz oder der Stator ist relativ zu den Intensitäten der Radialkraftwellen zu weich. Für die Konstruktion einer neuen Maschine ist zur Vermeidung dieser Töne deshalb eine Vorausbestimmung des Statorschwingungsverhaltens unerlässlich.

Ein solcher Stator stellt ein relativ kompliziertes Gebilde dar (Fig. 14), zu dessen Schwingungsberechnung vereinfachende Annahmen grundsätzlich unerlässlich sind. Bei jeder Statorkonstruktion muss aber entschieden werden, wie weit diese Vereinfachungen getrieben werden dürfen.

Die früher von *Jordan* [30] getroffenen Voraussetzungen, dass das Statorblechpaket unbeeinflusst vom Gehäuse und von der Aufstellung des Stators schwingt, und zur Eigenfrequenzberechnung eine einfache Biegetheorie ausreicht, ist nach dem heute vorliegenden Messmaterial sicher nicht mehr zu halten. Abweichungen zwischen den unter diesen Voraussetzungen berechneten Eigenfrequenzen gegenüber gemessenen betragen bis zu 100% [31...33].

Bei den unteren Eigenschwingungen (4- bis 8-Knotenschwingungen) muss im allgemeinen stets der Ständer als ein aus Gehäuse und Blechpaket eng gekoppeltes System aufgefasst werden [33], dessen Eigenfrequenzen außerdem auch von der Art der Aufstellung abhängen [32]. Bei den höheren Eigenschwingungen (etwa ab 10 Knoten) kann für einige Konstruktionsvarianten der Einfluss des Gehäuses und auch der der Aufstellung zurücktreten. Hier ist dann aber eine verbesserte Biegetheorie notwendig, die insbesondere die Schubkraftdeformation und die Rotationsträgheit der Querschnitte zu berücksichtigen hat [33]. Unter den verbesserten Annahmen lassen sich dann für einige Maschinentypen die Eigenschwingungen heute bereits mit hinreichender Genauigkeit vorausberechnen.

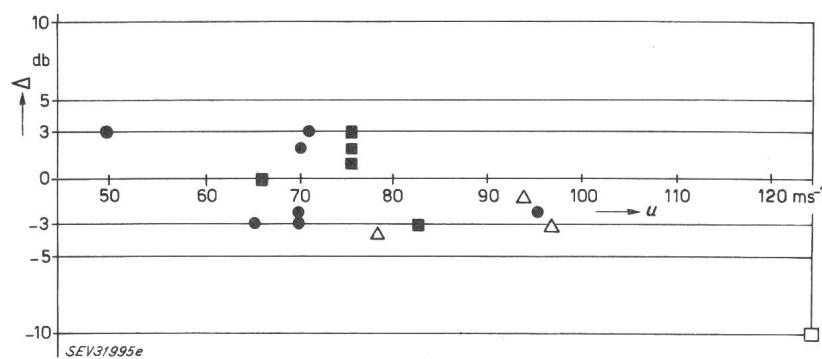


Fig. 13  
Vergleich von gemessenen und nach Gl. (30) berechneten Schallpegeln elektrischer Maschinen

Δ Abweichung;  $\Delta = L_p \text{ gem.} - L_p \text{ ber.}$

■ 2polige	Asynchron-Maschinen
● 4polige	
△ 6polige	Asynchron-Synchron-
□ 8polige	Maschinen

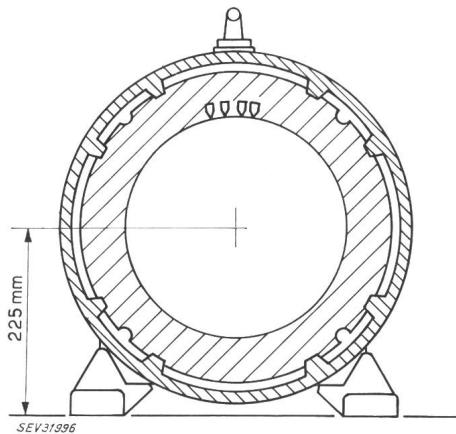
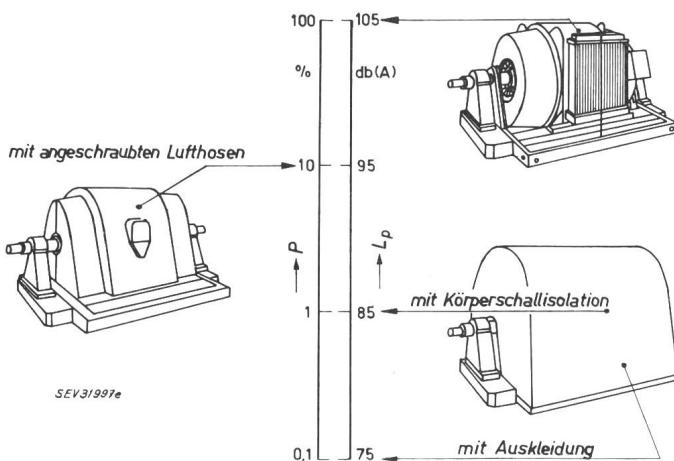


Fig. 14  
Stator einer elektrischen Maschine

#### 4.2 Lärminderungsmassnahmen bei elektrischen Maschinen

Das von einer dicht gekapselten Maschine in ihrem Aufstellungsraum erzeugte Geräusch wird ausschliesslich vom abgestrahlten Körperschall seiner Oberflächen verursacht. Der Körperschall dieser Oberfläche wird sowohl vom innen auftreffenden Luftschall als auch durch direkt eingeleitete Schwingungen, die von den Lagern und magnetisch vom Blechpaket herrühren, angeregt. Es konnte deshalb von vornherein erwartet werden, dass durch Körperschallisolierung der Oberfläche von den im Maschineninneren liegenden Quellen des Körperschalls sich Geräuschverminderungen erzielen lassen. Die Ausbildung der Maschinenoberfläche zu einer derartig isolierten Kapsel, die heute für 2- und 4-polige Asynchronmotoren höherer Leistungen bereits serienmäßig ausgeführt werden, bestätigen diese Annahmen und führen zu Minderungen der Maschinengeräuschstärke von 5...10 db(A) [33...36] (Fig. 15 und 16).

Die hohen Frequenzteile, durch welche insbesondere die lauten Maschinen mit Umfangsgeschwindigkeiten über  $50 \text{ ms}^{-1}$  besonders unangenehm werden, lassen sich mit sehr gutem Erfolg mindern durch Einbringen von Schallabsorptionsmaterialien in das Maschineninnere. Auch bei durchzugbelüfteten Maschinen liessen sich durch derartige Massnahmen Pegelabsenkungen von 5...12 db(A) und zusammen mit körperschallisierten Hauben Geräuschpegelabsenkungen von 20...35 db(A) gegenüber entsprechenden offenen, normal



Geräuschminderung durch körperschallisierte Kapselung und Anwendung von Schallabsorptionsmaterialien  
P Schalleistung;  $L_p$  Schalldruckpegel in 1 m Abstand

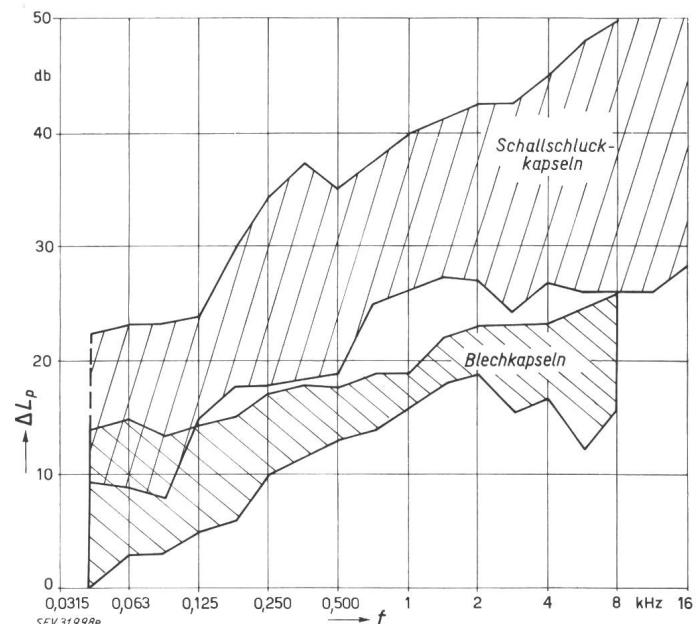


Fig. 16  
Spektrale Verteilung von Geräuschminderungen  
Die Schwankungsbereiche wurden für ca. 30 verschiedene Maschinen mit Haubenblechstärken zwischen 3 und 4 mm (Stahl) bei verschiedenen gestalteten Abdichtungen gemessen  
 $\Delta L_p$  Pegelminderung im Oktavbereich;  $f$  Frequenz

konstruierten Maschinen erreichen [34; 35] (Fig. 15 und 16).

Die genannten Minderungen von 35 db(A) für Schallschluckkapseln dürften aber bereits die Grenze des mit vertretbarem Aufwand technisch erreichbaren darstellen. Bedeutet doch eine Pegelminderung um 30 db bereits eine Reduktion der Schalleistung auf den 1000sten Teil ihres ursprünglichen Wertes (Fig. 15).

#### Literatur

- [1] Zwicker, E.: Der gegenwärtige Stand der objektiven Lautstärkemessung. Arch. techn. Messen V 55-6, Juli 1961, S. 155...158.
- [2] Zwicker, E.: Ein graphisches Verfahren zur Bestimmung der Lautstärke und der Lautheit aus dem Terzpegeldiagramm. Frequenz 13(1959), S. 234...238.
- [3] Stevens, S. S.: The measurement of loudness. J. acoust. Soc. Amer. Bd. 27(1955), S. 815...829.
- [4] Stevens, S. S.: Calculating loudness. Noise Control 1957, Sept.-H. S. 11...22.
- [5] Morita, S.: Statistical Examination of Sound Levels and Loudness Levels of Noise. J. Acoust. Soc. Japan, Vo. 17, No. I(1961), S. 38...43.
- [6] Recommendations for sound level meters. IEC, Publication 123 (1961); Messgerät für DIN-Lautstärken, Norm DIN 5045.
- [7] Cremer, L., Plenge, G. und Schwarze, D.: Kurven gleicher Lautstärke mit oktafiltertem Rauschen. Techn. Ber. Nr. 18, Heinrich-Hertz-Institut für Schwingungsforschung, TU Berlin, (1958).
- [8] Verein Deutscher Elektrotechniker (VDE): Regeln für elektrische Maschinen, Entwurf 1, Änderung b...1962.
- [9] Reichardt, W.: Soll der Schalleistungs- oder der Schalldruckpegel bei Maschinengeräuschen angegeben werden? Acustica 11(1961), Beih. 1, S. 269...276.
- [10] Schroeder, M. R. und Logan, B. F.: The Sound of Rain. Frequenz 13 (1959), S. 229...234.
- [11] Trendelenburg, F.: Einführung in die Akustik. 3. Auflage. Springer-Verlag, Berlin-Göttingen, Heidelberg 1961.
- [12] Jansen, G.: Vegetative Lärmwirkungen bei Industriearbeiten. Lärmbekämpfung 6(1962), S. 126...127.
- [13] Schreiber, L.: Was empfinde ich als gleichförmiges Rauschen? Frequenz Bd. 14(1960), S. 399...403.
- [14] Jaglom, A. M.: Einführung in die Theorie stationärer Zufallsfunktionen. (Deutsch von H. Goering.) Akademie Verlag, Berlin 1959.
- [15] Khintchine, A.: Korrelationstheorie der stationären Prozesse. Proc. nat. Acad. Sci. USA 19(1933), S. 604...615.

- [16] *Montgomery, H. C.:* Transistor noise in circuits applications. Proc. Instn. Radio Eng. 40(1952), S. 1461...1471.
- [17] *Lange, F. H.:* Korrelationselektronik. VEB-Verlag Technik, Berlin 1959.
- Hübner, G.:* Verwendung elektronischer Analogierechenmaschinen für die Bildung von Korrelationsfunktionen. Regelungstechn. 10 (1962), S. 79...90 (Beifeit).
- [18] *Lighthill, M. J.:* On sound generated aerodynamically. Teil 1 und 2. Proc. roy. Soc. 1952, H. 221, S. 564...587, H. 222, S. 1...32.
- [19] *Proudman, J.:* The generation of noise by isotropic turbulence. Proc. roy. Soc. 1952, H. 214, S. 119...132.
- [20] *Curle, N.:* The influence of solid boundaries upon aerodynamic sound. Proc. roy. Soc. 1955, H. 231, S. 505...514.
- [21] *Hübner, G.:* Aerodynamische Geräusche umlaufender Maschinen- teile. VDI-Ber. 48(1961), S. 113...117.
- [22] *Hübner, G.:* Entstehung und Bekämpfung der Geräusche elektrischer Maschinen. ETZ-A 82(1961), S. 771...781.
- [23] *Hübner, G.:* Geräuscbildung an rotierenden Zylindern und Radial- lüftern. Kongressber. 3. Internationaler Akustischer Kongr. Verlag Elsevier, Amsterdam (1961), S. 1171...1174.
- [24] *Hübner, G.:* Vorausberechnung der aerodynamischen Geräusche. Fourth International Congress on Acoustics, Copenhagen (1962), L34.
- [25] *Holle, W.:* Frequenz- und Schallstärkemessung an Hiebtönen. Akust. Z. 3(1938), S. 321...331.
- [26] *Ernsthausen, W.:* Untersuchungen über das Luftschaubengeräusch. Akust. Z. 3(1938), S. 141...146.
- [27] *Hübner, G.:* Geräuscbildung von Radiallüftern. Siemens Z. 33 (1959), S. 499...505.
- [28] *Hübner, G.:* Über Radiallüfter-Geräusche. Kampf dem Lärm 7 (1960), S. 42...45.
- [29] *Richards, E. J. and Sharland I. J.:* Sources of noise in axial flour fans. Fourth International Congress on Acoustics, Copenhagen (1962), L 12.
- [30] *Jordan, H.:* Der geräuscharme Elektromotor. Verlag W. Girardet, Essen 1956.
- [31] *Lücke, E.:* Geräuschforschung im Maschinenbau. VDI-Z. 98 (1956), S. 791...797.
- [32] *Hübner, G.:* Untersuchungen über Schwingungen von Ständern elektrischer Maschinen. VDI-Ber. 24(1957), S. 51...58.
- [33] *Hübner, G.:* Über das Schwingungsverhalten von Wechselstrom- maschinen-Ständern mit Rundschmitt-Blechpaketen. ETZ-A 80 (1959), S. 33...39. (Vgl. hiezu: *Hübner, G.* Brief an die Schriftleitung. ETZ-A 81(1960), S. 316.)
- [34] *Hübner, G.:* Geräuscminderung bei grossen elektrischen Maschinen. Siemens-Z. 35(1961), S. 111...121.
- [35] *Bahr, G., Hübner, G. und Waltenberger, E.:* Entwicklungsstand grosser Drehstromantriebe für die chemische Industrie. Siemens-Z. 35(1961), S. 333...344.
- [36] *Hübner, G.:* Praktische Geräuscbekämpfung an elektrischen Maschinen. Lärmbekämpfung 6(1962), S. 134...136.
- [37] *Furrer, W.:* Raum und Bauakustik, Birkhäuser, Basel und Stuttgart 1961, S. 43 und 44.

#### Adresse des Autors:

*G. Hübner*, Diplom-Physiker, Reichssportfeldstr. 16, 1 Berlin 19 (Deutschl.).

## 7. Internationale Blitzschutzkonferenz

### vom 11. bis 13. September in Arnhem (Niederlande)

An der 6. Internationalen Blitzschutzkonferenz in Triest vom Mai 1961 war eine weitere Tagung beschlossen worden, die nun in Arnhem (NL) vom 11. bis 13. September 1963 stattfand. Die Organisation der Tagung wurde vom niederländischen Verband von Firmen des Blitzableiterbaus zusammen mit der KEMA, d. h. der holländischen Vereinigung für Materialprüfungen der Elektrotechnik in vorbildlicher Weise durchgeführt. An den Sitzungen nahmen rund 65 Personen (davon 4 Schweizer) aus 14 europäischen Ländern teil.

Die Tagung bezweckte vor allem einen Erfahrungsaustausch über die Fragen des Blitzschutzes der verschiedensten Objekte. Das Programm war im August 1962 in einer Vorbesprechung in Innsbruck im wesentlichen entworfen und vor Jahresende 1962 festgelegt worden. Von den wesentlichen Referaten wurden den Teilnehmern 2 Monate vor der Konferenz kurze Auszüge zugesellt.

Das Programm umfasste folgende Diskussionspunkte:

1. Prinzipien des Blitzschutzes: Schutzkäfig und Erdung; Einbezug fremder Metallteile bei Hochbauten; Blitzschutz von Anlagen mit kathodischem Schutz.
2. Schutzraumtheorien und Modellversuche;
3. Blitzschutz bei Sprengarbeiten über Tag und unter Tag (Stollenbau);
4. Blitzschutz von: a) Sprengstofffabriken; b) Schwachstromanlagen (Fernmeldeanlagen);
5. Unfälle (Personenschäden) infolge von Blitzschlag;
6. Wirtschaftlichkeit des Blitzschutzes, vereinfachte Anlagen;
7. Vorschriften und Leitsätze für den Blitzschutz;
8. Schaden- und Unfallstatistiken;
9. Wörterbuch der Begriffe des Blitzschutzes;
10. Ergebnisse eines Preisausschreibens über «Kugelblitze».

Die vorstehende Reihenfolge der Themen entspricht nicht genau der Reihenfolge der verschiedenen Vorträge. Ungefähr die Hälfte der Zeit war für die mündliche Zusammenfassung der einzelnen Referate, die andere Hälfte für deren Diskussion vorgesehen. Es würde zu weit führen, hier auf die einzelnen Voten einzugehen. Es sollen nachstehend nur einige Punkte herausgegriffen werden, die dem Berichterstatter von allgemeinem Interesse scheinen.

Bei den Fragen des *Zusammenschlusses aller wesentlichen Metallteile* eines Gebäudes zum sog. Schutzkäfig (Faradaykäfig)

besteht Einigkeit darüber, dass vor allem alle Wasser- und Gas- leitungen aus Metall, sowie Zentralheizungen in den Blitzschutz einzubeziehen sind (bei armierten Gebäuden auch die Armierung).

Die Durchverbindung mindestens eines Teils der vertikalen Armierungseisen muss sichergestellt sein. Wo viele vertikale Verbindungen über die üblichen Bindedrähte bestehen, erübrigt sich das Schweißen. Die Armierung muss oben mit allen Auffang- organen verbunden sein, unten mit den geerdeten Gebäudeteilen (Wasserleitung usw.)<sup>1)</sup>.

Bei Hochhäusern bildet die Frage der Näherungen innerer Metallteile an die Blitzstrom-Ableitungen ein wichtiges Problem, dem mehrere Referate gewidmet waren. Wasserleitungen und Zentralheizungsrohre sollen in diesen Fällen nicht nur an ihrem untern, sondern auch am obern Ende mit dem Blitzableiter verbunden werden. Ein ähnliches Näherungsproblem besteht bei Kirchtürmen mit elektrischen Installationen. Einfacher ist der Schutz von Hochkaminen.

*Schwierigkeiten des Zusammenschlusses* ergeben sich z. B. beim Fehlerspannungsschutz, weil die Hilfserdung nicht in die allgemeine Blitzschutzerdung einbezogen werden kann. Ferner sind Einrichtungen für kathodischen Schutz empfindlich gegenüber Blitzschlägen, da die geschützten Objekte nicht direkt geerdet werden dürfen, sondern nur über die für kleine Spannungen bemessenen Gleichrichter.

Über den Wert und die *Herstellung von Tiefenerdern* wurde von verschiedenen Seiten ausführlich berichtet. Im Anschluss daran erfolgten Vorführungen durch fünf holländische Firmen über die Ausführung von Staberfernern mit und ohne mitgefördertem Cu-Leiter. Im gutleitenden holländischen Boden lassen sich mit Tiefenerdern mit geringen Kosten erstaunlich niedrige Erdungswiderstände herstellen.

In der *Frage des Schutzraumes* eines Blitzableiters sind wesentliche Fortschritte zu verzeichnen, die sich insbesondere auf die Arbeiten von Dr. Golde (Leatherhead) stützen. Der Schutzraum kann nicht durch einen Winkel angegeben werden, wie das für Hochspannungsleitungen üblich ist, weil dieser Winkel stark von der Höhe des Blitzableiters (Erdseils) abhängt. Einige

<sup>1)</sup> *Berger, K.:* Blitzschutzprobleme bei Stollenbauten und Stollenkabeln im Gebirge. Schweiz. Bauztg. 81(1963)21, S. 377...380.