

Forschungsbericht BWPLUS

**Neuartige reaktive und aktive Abgasschalldämpfer  
zur Integration mit Partikelfiltern großvolumiger  
Dieselmotoren**

Peter Brandstät, Michael Krämer, Karlheinz Bay

Fraunhofer-Institut für Bauphysik IBP

Förderkennzeichen: BWU 27008

Die Arbeiten des Programms Lebensgrundlage Umwelt und ihre Sicherung werden mit Mitteln des  
Landes Baden-Württemberg gefördert

Juli 2011

Fraunhofer-Institut für Bauphysik IBP

Forschung, Entwicklung,  
Demonstration und Beratung auf  
den Gebieten der Bauphysik

Zulassung neuer Baustoffe,  
Bauteile und Bauarten

Bauaufsichtlich anerkannte Stelle für  
Prüfung, Überwachung und Zertifizierung

**Institutsleitung**

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Gerd Hauser

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Klaus Sedlbauer

IBP-Bericht B-TS 1/2011

# Neuartige reaktive und aktive Abgasschalldämpfer zur Integration mit Partikelfiltern großvolumiger Dieselmotoren

Der Bericht umfasst  
50 Seiten Text  
14 Tabellen  
44 Bilder

Dr. Peter Brandstät, Michael Krämer, Karlheinz Bay

Stuttgart, 29. Juli 2011

Institutsleitung

Abteilungsleiter

Bearbeiter

Univ.-Prof. Dr.-Ing.  
Gerd Hauser

Dr.-Ing.  
Philip Leistner

Dipl.-Ing.  
Michael Krämer

<b>1</b>	<b>Einleitung und Forschungsziel</b>	<b>5</b>
<b>2</b>	<b>Gesetzliche Anforderungen an Lärm- und Abgasemissionen</b>	<b>6</b>
2.1	Schienenfahrzeuge	6
2.2	Fahrzeuge für den Straßenverkehr	9
2.3	Mobile Maschinen und Geräte	10
<b>3</b>	<b>Motor und Abgasstrang</b>	<b>11</b>
3.1	Abgasnachbehandlung	11
3.2	Motor - Geräuschenstehung	14
3.3	Abgasschalldämpfer	15
3.4	Bestehende aktive Schalldämpfersysteme	15
<b>4</b>	<b>Ausgangssituation</b>	<b>19</b>
4.1	Akustische und thermische Situation im Abgasstrang	19
4.2	Akustische Eigenschaften eines Dieselpartikelfilters	20
<b>5</b>	<b>Integration von Schalldämpfer mit Partikelfilter</b>	<b>21</b>
5.1	Bestandsaufnahme geeigneter Komponenten	22
5.1.1	Sensoren	22
5.1.2	Aktuatoren	27
5.2	Anpassung der Komponenten an die Einsatzbedingungen	29
5.2.1	Integration des Schallaufnehmers	30
5.2.2	Integration des Lautsprechers	31
5.3	Gesamtintegration	32
<b>6</b>	<b>Umsetzung für großvolumige Dieselmotoren</b>	<b>33</b>
6.1	Messung am Schalldämpferprüfstand	35
6.2	Messung am Motorprüfstand	36
<b>7</b>	<b>Entwicklung einer neuartigen Komponente</b>	<b>37</b>
7.1	Akustische Eigenschaften	38
7.2	Aktive Wirkung der Komponente als Hubkolbenaktuator	40
<b>8</b>	<b>Zusammenfassung</b>	<b>41</b>

<b>9</b>	<b>Ausblick</b>	<b>42</b>
<b>10</b>	<b>Literatur</b>	<b>45</b>
<b>11</b>	<b>Tabellen</b>	<b>51</b>
<b>12</b>	<b>Bilder</b>	<b>58</b>

## **Danksagung**

Die vorliegenden Untersuchungen wurden im Rahmen des Programms BWPLUS gefördert. Hier sei vor allem Frau Bohrmann vom Projektträger Karlsruhe für ihre Unterstützung bei der Durchführung des Projekts gedankt. Für die messtechnische Unterstützung möchten wir uns ganz besonders bei der Firma MTU Friedrichshafen GmbH bedanken, die uns die akustischen Messungen an einem Motorprüfstand ermöglichte und uns bei den Messungen tatkräftig unterstützt hat. Unser Dank gilt auch den Firmen Weihe GmbH und Tehag Engineering AG für die Bereitstellung der Rußpartikelfilter und den notwendigen Anschlüssen.

# 1 Einleitung und Forschungsziel

Die Fortschreibung der Grenzwerte für Partikelemissionen von Dieselmotoren für Pkw, Nutzfahrzeuge, aber auch für Dieselloks, -triebzüge, Schiffsdiesel und Baumaschinen wird national und international gefordert. Als eine - sozusagen sekundäre - Folge dieser Entwicklung ergibt sich in sehr vielen Fällen ein akustisches Problem, da die Partikelfilter zum Teil erheblichen Bauraum beanspruchen und dabei den Platz der ebenfalls unverzichtbaren Abgasschalldämpfer einnehmen, ohne dessen Wirkung zu kompensieren. Eine extensive Kombination kommt nicht in Frage, da in allen genannten Fahrzeugen kein zusätzlicher Bauraum zur Verfügung steht.

Ziel und Anspruch bezüglich geeigneter Abgasschalldämpfer für künftige Dieselmotoren ist demzufolge, mit deutlich geringerem - oder besser integriertem Volumenverbrauch - die erforderliche Schalldämpfungswirkung vor allem im dominanten tieffrequenten Bereich zu erreichen. Diese Herausforderung ist beträchtlich, wie nicht zuletzt auch die lange Entwicklungstradition zu platzsparenden Schalldämpfern zeigt. Für eine nachhaltige Ökobilanz sind jedoch alle Emissionen – Partikel und Lärm – ausreichend zu reduzieren.

Als ein Lösungsansatz wird hierbei die Kombination eines aktiven Schalldämpfersystems mit einem Dieselpartikelfilter gesehen. Daher stehen die aktiven bzw. aktivierbaren akustischen Resonanzsysteme im Fokus des Forschungsprojektes. Eine bloße Konvertierung von aktiven Schalldämpfersystemen scheidet bislang an den überaus schwierigen Einsatzbedingungen, wie z. B. den Abgastemperaturen von 600 °C, den starken Druckpulsationen und den sehr hohen Schalldruckpegeln im Abgasstrang. Für diese anspruchsvollen Einsatzbedingungen sind vor allem geeignete Sensoren und Aktuatoren notwendig, die den genannten Bedingungen standhalten, sowie zusätzliche Schutzmaßnahmen zu entwickeln und zu erproben. Es müssen also maßgeschneiderte Lösungen gefunden werden, die auf den bestehenden Erfahrungen aufbauen. Konzeptionell sind z. B. bezüglich der Belastung der aktiven Komponenten zwei Ansätze zu unterscheiden und zu bewerten:

- Aufbau einer Konfiguration, bei denen preiswerte, bekannte aktive Komponenten verwendbar sind, die jedoch gegenüber den Belastungen geschützt werden, ohne die akustische Leistungsfähigkeit zu verlieren.
- Entwicklung von robusten und zugleich akustisch wirksamen Komponenten, welche sicher höhere Kosten mit sich bringen werden.

Die bereits vorhandenen Entwicklungen sind zu sichten und hinsichtlich ihrer Adaptierbarkeit auf den angestrebten Einsatzbereich zu bewerten. Daraus sich ergebende Anteile, Teillösungen oder verwendbare Komponenten können in die Gesamtstrategie integriert werden und reduzieren dadurch den Entwicklungsaufwand.

Um die Randbedingungen an ein aktives Schalldämpfersystem zu erfassen, werden die akustischen und thermischen Anforderungen im Abgasstrang eines großvolumigen Dieselmotors in einem Motorprüfstand bestimmt. Getrennt davon, wird die akustische Eigenschaft eines Dieselpartikelfilters in einem Schalldämpferprüfstand gemessen. Die notwendigen Ausgangsdaten sind somit erfasst und können als Auslegungsparameter im Projekt verwendet werden.

Die speziellen Einsatzbedingungen aktiver Systeme im Abgasstrang von Dieselmotoren machen es notwendig, die Möglichkeiten zum Schutz der Komponenten durch Hilfseinrichtungen ebenfalls zu untersuchen. So sollen z. B. durch akustisch transparente Teilabschottungen (thermische und stoffliche Trennung) oder Wärme abführende Maßnahmen an den empfindlichen Komponenten die für einen störungsfreien Betrieb zusätzlichen Reserven geschaffen werden. In einer anschließenden Evaluierung eines Prototyps an einem realen Dieselmotor soll die erreichbare akustische Wirkung im dynamischen Einsatz und die Widerstandsfähigkeit hinsichtlich der thermischen Belastungen überprüft werden.

Um die Notwendigkeit der Weiterentwicklung von kompakten Abgassystemen bezüglich der Lärm- und Abgasemissionen zu verdeutlichen, werden die derzeitigen und künftigen gesetzlichen Anforderungen für Fahrzeuge des Schienen- und Straßenverkehrs sowie von mobilen Maschinen und Geräten zusammenfassend dargestellt. Zur Einhaltung der Anforderungen an die Abgasemissionen gibt es, je nach Gebrauch des Motors bzw. der Fahrzeuge, unterschiedliche Systeme zur Reduzierung von Rußpartikeln. Die Arbeitsweisen der Systeme sind sehr unterschiedlich, nehmen aber mit höher werdenden Anforderungen der gesetzlichen Grenzwerte an Komplexität zu. Mit einem Überblick über die bestehenden Systeme zur Rußpartikelfilterung, der Geräuschenstehung und Geräuscheminderung durch konventionelle Schalldämpfer wird auf die akustische Situation im Abgasstrang eingegangen. Eine Recherche zu bestehenden aktiven Schalldämpfersystemen, die auch bei hohen Temperaturen eingesetzt werden können, zeigt den derzeitigen Stand auf.

## **2 Gesetzliche Anforderungen an Lärm- und Abgasemissionen**

### **2.1 Schienenfahrzeuge**

Als Schienenverkehrslärm wird i. A. Lärm von Fahrzeugen auf Schienenwegen (Schienenwege von Eisen- und Straßenbahnen, auch Rangier- und Umschlagbahnhöfen) bezeichnet. In Deutschland gibt es keine eigene Regelung zum Schutz vor Schienenverkehrslärm. Lediglich beim Neubau eines Schienenweges, oder einer wesentlichen Änderung daran, sind in der Verkehrslärmschutzverordnung 16. BImSchV [1] Immissionsgrenzwerte verbindlich festgelegt. Die Verordnung enthält die Rechenvorschrift zur Berechnung des Beurteilungspegels am maßgebenden Immissionsort. Pegelmessungen sind nicht vorgesehen. Einfluss auf die Beurteilungspegel hat vor allem der Abstand zum Immissionsort, Anzahl und Art der Schienenfahrzeuge sowie deren Geschwindigkeit. Geräuschemissionen auf Rangier- und Umschlagbahnhöfe werden nach der Richt-

linie für schalltechnische Untersuchungen bei der Planung von Rangier- und Umschlagbahnhöfen, Akustik 04 [2], berechnet. Die Richtlinie enthält keine Aussage über Lärmmessungen, da auch hier der Beurteilungspegel grundsätzlich zu berechnen ist.

Lärm von Schienenfahrzeugen auf Betriebs- oder Werksgeländen zählt nicht zum Schienenverkehr. Dieser Lärm ist Bestandteil des Gewerbelärms und ist in der Technischen Anleitung zum Schutz gegen Lärm, TA Lärm [3] geregelt.

Geräuschgrenzwerte für grenzüberschreitende Schienenfahrzeuge sind EU-weit durch eine EU Rechtsvorschrift, welche konkrete Anforderungen an die Schallabstrahlung von Schienenfahrzeuge stellt, geregelt. So hat die Europäische Union 2006 in einer Entscheidung der Kommission über die Technische Spezifikation für die Interoperabilität (TSI) zum Teilsystem „Fahrzeuge – Lärm“ des konventionellen transeuropäischen Bahnsystems [4] Geräuschgrenzwerte für neue Güter- und Reisezugwagen, als auch für Lokomotiven und Triebzüge eingeführt. Bereits Ende 2002 wurde von der europäischen Kommission Geräuschgrenzwerte für den transeuropäischen Hochgeschwindigkeitsverkehr (TSI-HGV) festgelegt, welche Ende 2008 in [5] überarbeitet wurden. Lokomotiven und Triebwagen mit besonders lauten Antriebs- und Aggregatgeräuschen dürfen nicht mehr auf die Schienen. Bei scheibengebremsten Fahrzeugen beschreiben die Grenzwerte allerdings nicht mehr als das heute vorhandene Schallemissionsniveau.

Die Entscheidung der Kommission enthält auch Empfehlungen für eine zweite Stufe der Fahrgeräuschgrenzwerte, die nach einem Zeitraum von 10 Jahren angewandt werden sollen. Danach könnten Güter- und Reisezugwagen sowie Lokomotiven um weitere 5 dB(A) und Triebwagen um 2 dB(A) leiser werden.

Die Geräuschgrenzwerte der TSI gelten für den Stand, das Anfahren und das Fahrgeräusch mit konstanter Geschwindigkeit. Die Grenzwerte beschränken sich jedoch nur auf Neufahrzeuge. Die Messvorschrift, mit der die Geräuschemissionen der Schienenfahrzeuge zu prüfen sind entspricht, bis auf Abweichungen im Anhang, [6]. Hierbei ist zu beachten, dass in der TSI [4] explizit auf den Entwurf der Messnorm [7, 2001] verwiesen wird. Die Entscheidung der Kommission der TSI-HGV [5] bezieht sich hingegen auf die endgültige Fassung [6].

Das Standgeräusch von Lokomotiven, Triebzügen und Reisezugwagen ist primär durch Hilfsaggregate, wie Kühlsystem, Klimaanlage und Kompressoren verursacht. Der Motor läuft hierbei im Leerlauf ohne Last und verursacht nur einen geringen Beitrag zum Gesamtschalldruckpegel. In **Tabelle 1** sind die derzeit gültigen Grenzwerte für den konventionellen- und den Hochgeschwindigkeitsverkehr aufgetragen.

In der TSI-HGV sind die Fahrzeuge in 2 Geschwindigkeitsklassen aufgeteilt. Als Klasse 1 werden Fahrzeuge mit einer Höchstgeschwindigkeit von größer oder



gleich 250 km/h bezeichnet. In Klasse 2 sind Fahrzeuge mit einer Höchstgeschwindigkeit von mindestens 190 km/h, jedoch unter 250 km/h. Diesellokomotiven und Dieseltriebzüge sind bislang nicht für Geschwindigkeiten über 250 km/h zugelassen und können daher der Klasse 2 zugeordnet werden.

Aufgrund der auftretenden Last beim Anfahren der Fahrzeuge ist das Anfahrgeräusch eine Kombination aus den Beiträgen der Antriebskomponenten wie Dieselmotor und Kühlerlüftern sowie von Hilfsaggregaten. Die einzuhaltenden Grenzwerte sind in **Tabelle 2** aufgetragen.

Die deutsche Bahn stellt in Ihren Lieferverträgen schalltechnische Anforderungen an die Innen- und Außengeräusche der Schienenfahrzeuge. Anforderungen werden hierin an die Vorbeifahrt, Anfahrt, Stand (Halt am Bahnsteig) und Aufrüstung (Abstellbetrieb) gestellt. Gemäß der Norm DIN EN 50215 zur Prüfung von Bahnfahrzeugen nach Fertigstellung und vor Indienststellung [8] erfolgt die Geräuschprüfung gemäß der Messvorschrift in [6]. Eine Aufstellung von Pegelhöchstwerten für Diesellokomotiven und Triebzügen aus früheren Lastenheft der DB ist in **Tabelle 3** aufgetragen [9]. Die dort angegebenen Pegelhöchstwerte beziehen sich nur auf Standgeräusche.

Der Verband deutscher Verkehrsunternehmen (VDV) gibt Empfehlungen für Pegelhöchstwerte in Lastenheften für Geräusche von Nahverkehr-Schienenfahrzeugen nach BOStrab [10] an. Die vorgeschlagenen Höchstwerte der Geräuschemissionen sind laut VDV sehr realistisch und praxisgerecht. Die empfohlenen Pegelhöchstwerte für dieselbetriebene Nahverkehr-Schienenfahrzeuge sind in **Tabelle 4** aufgetragen. Der Mikrofonmessabstand zur Gleismitte beträgt 7,5 m bei einer Mikrofonhöhe von 1,2 m. Bei Anordnung von schallabstrahlenden Einzelkomponenten auf dem Dach muss eine Mikrofonhöhe von 3,5 m gewählt werden.

Der Grenzwert des Ausstoßes von gasförmigen Schadstoffen und luftverunreinigenden Partikeln von Verbrennungsmotoren für mobile Maschinen und Geräte ist in der Richtlinie 97/68/EG [11] vom 16. Dezember 1997 geregelt. Seit einer Änderungen durch die Richtlinien 2004/26/EG [12] sind Motoren von Lokomotiven und Triebzügen darin nicht mehr ausgenommen. Die Richtlinie unterscheidet dabei fünf Stufen von Grenzwerten und Motorleistungsklassen. Es gibt die Stufen I, II IIIA, IIIB und IV sowie die Leistungsklassen der Motoren von 19 bis 560 kW. Zusätzlich wird nach veränderlicher und nichtveränderlicher Drehzahl unterschieden. Die Richtlinien begrenzt die Emissionen von Kohlenmonoxid (CO), Kohlenwasserstoff und Stickstoff (HC+NO<sub>x</sub>) sowie die Partikel (PT). Bei Nichteinhaltung der Grenzwerte wird die Typzulassung in den EU Mitgliedsstaaten untersagt.

Antriebsmotoren für Triebwagen und Lokomotiven werden in der Richtlinie getrennt behandelt. Die Emissionsgrenzwerte der Stufe IIIA sind seit 2005 einzuhalten. Die Richtlinie berücksichtigt nur Antriebsmotoren mit einer Leistung von über 130 kW. Bei Antriebsmotoren von Lokomotiven wird zunächst nur die

Leistung bis maximal 560 kW geregelt. Erst Anfang 2008 sind auch die Grenzwerte für Motoren mit einer Leistung von über 560 kW einzuhalten. Mit Einführung der Stufe IIIB Anfang 2011 müssen sowohl Triebwagen als auch Lokomotiven die verschärften Grenzwerte für Motoren mit einer Leistung von über 130 kW gleichermaßen erreichen. Durch die nun notwendige Verringerung des zulässigen Partikelaustrittes um 90% ist eine Abgasnachbehandlung mit Dieselpartikelfiltern für alle Motoren notwendig. Die einzuhaltenden Emissionsgrenzwerte der Stufe IIIA sind in **Tabelle 5** und die Grenzwerte der Stufe IIIB in **Tabelle 6** abgebildet.

## 2.2 Fahrzeuge für den Straßenverkehr

In Deutschland sind die zulässigen Geräuschpegel für Fahrzeuge des Straßenverkehrs in der Straßenverkehrs-Zulassungs-Ordnung [13] (StVZO § 49 Geräuschentwicklung und Schalldämpferanlage 2.1) festgelegt. Darin müssen Kraftfahrzeuge dem in der EG-Richtlinie 70/157 EWG [14] der Europäischen Gemeinschaft zulässigen Geräuschpegel entsprechen. Fahrzeuge im Sinne dieser Richtlinie sind Kraftfahrzeuge mit mindestens 4 Rädern und einer Höchstgeschwindigkeit von mehr als 25 km/h.

Die zulässigen Grenzwerte für die Geräuschentwicklung des Fahrzeugs ist der höchste gemessene Wert in dB(A) bei einer beschleunigten Vorbeifahrt gemäß der ECE-Regelung Nr.51 [16] (Messverfahren A). Das Fahrgeräusch wird in der Mitte einer 20 m langen Messtrecke im Abstand von 7,5 m von der Fahrbahnmittlinie ermittelt. Das Fahrzeug fährt mit einer gleichförmigen Geschwindigkeit an die Messtrecke heran um dann beim Einfahren in die Messtrecke mit Volllast zu beschleunigen. Die gleichförmige Geschwindigkeit mit der an die Messtrecke heranzufahren ist, ist abhängig von der Fahrzeugart und dessen Konstruktionsmerkmalen. Das Messergebnis ist der höchste gemessene Pegel aus mindestens zwei beschleunigten Vorbeifahrten. In **Tabelle 7** sind die einzuhaltenden Grenzwerte dargestellt. Für bestimmte Fahrzeuge gibt es aber auch Ausnahmeregelungen bei der der Grenzwert um 1 bis maximal 2 dB angehoben wird.

Die zulässigen Abgasemissionen von Pkw und die von leichten Nutzfahrzeugen werden von der Europäischen Union in der 1970 verabschiedeten Richtlinie 70/220/EWG [17] geregelt. Aufbauend auf dieser Richtlinie folgten mehrere Überarbeitungen und Verordnungen. Seit 1992 werden die zulässigen Grenzwerte der Abgasemissionen in den Stufen EURO 1 bis EURO 6 geregelt. In **Tabelle 8** sind die Stufen der zulässigen Abgasgrenzwerte aufgetragen. Die Grenzwerte sind im Rahmen eines standardisierten Prüfverfahrens zu erreichen. Mit Einführung der Stufe Euro 1 ist der »Neue Europäische Fahrzyklus« (NEFZ) auf einem Rollenprüfstand zu absolvieren.

Seit der Einführung der Stufe EURO 1 ([18] bzw. [19]) wurde der Ausstoß der Partikelmasse von 140 mg/km stufenweise gesenkt. Seit des Ende 2009 einzuhaltenden EURO 5-Standards müssen alle neuen Fahrzeugtypen einen Grenz-

wert von 5 mg/km einhalten ([20] bzw. [22]). Die Einhaltung dieses Grenzwertes ist nach dem heutigen Stand nur mit einem Partikelminderungssystem möglich. Ab 2014 wird in der Stufe EURO 6 der Grenzwert für den zulässigen Ausstoß von Stickoxyden weiter stark gesenkt werden. Der Stickoxyd-Emissionsgrenzwert wird dabei in zwei Stufen von 250 mg/km auf 180 mg/km (EURO 5) und ab dem Jahr 2014 auf 80 mg/km (EURO 6) gesenkt.

Bei leichten Nutzfahrzeugen sind die Grenzwerte für Stickoxyde nach Fahrzeuggewicht gestaffelt. Der Grenzwert bei den Partikelemissionen bleibt bei 5 mg/km bei EURO 5 und 6 sowohl für Diesel-Pkw als auch für leichte Nutzfahrzeuge aller Gewichtsklassen. Die Einhaltung dieses Grenzwertes ist nach dem heutigen Stand ebenfalls nur mit einem Partikelminderungssystem möglich. Eine Übersicht der einzuhaltenden Emissionsgrenzwerte ist in **Tabelle 9** bis **Tabelle 11** aufgelistet.

Die für schwere Nutzfahrzeuge geltenden Emissionsgrenzwerte sind von der Europäischen Union in der 1988 verabschiedeten Richtlinie 88/77/EWG [21] festgelegt. Aufbauend auf dieser Richtlinie folgten wiederum mehrere Überarbeitungen und Verordnungen. Für schwere Nutzfahrzeuge definiert die Richtlinie 1999/96/EG [27] die Stufen EURO 3 (ab 2000), EURO 4 (ab 2005/2006) sowie EURO 5 (ab 2008/2009). Im Gegensatz zu Pkw und leichten Nutzfahrzeugen werden die Emission nur vom Motor, bei definierten Folgen von Betriebszuständen, auf dem Motorenprüfstand bestimmt. Die Emissionsgrenzwerte werden deshalb in g/kWh angegeben. Die stufenweise Verschärfung der Grenzwerte liegt in einer ähnlichen Größenordnung wie bei den Pkw. Bei der EURO 5 Stufe wird der Stickoxid-Grenzwert von 3,5 auf 2,0 g/kWh reduziert. Mit Inkrafttreten der Stufe EURO 6 (ab 2013/2014) [28] werden die Grenzwerte für Lkw bei Partikeln um weitere 66 % und bei Stickoxiden um weitere 80 % gesenkt. Eine Übersicht der einzuhaltenden Emissionsgrenzwerte zeigt **Tabelle 12**.

### 2.3 Mobile Maschinen und Geräte

Die Richtlinie 2000/14/EG über umweltbelastende Geräuschemissionen von zur Verwendung im Freien vorgesehenen Geräten und Maschinen wurde vom Europäischen Parlament am 08. Mai 2000 verabschiedet. Die Richtlinie betrifft Maschinen- und Gerätegruppen wie z. B. Bauaufzüge, Verdichtungsmaschinen, Radlader, Muldenfahrzeuge, Müllverdichter, Rasentrimmer und viele weitere Maschinen und Geräte. Seit dem 01. Januar 2002 bestehen Anforderungen an den zulässigen Schallleistungspegel der Geräte in der Stufe I. Entsprechend dürfen Geräte und Maschinen, für die diese Richtlinie Gültigkeit hat, nur in Verkehr gebracht oder in Betrieb genommen werden, wenn diese die Anforderungen dieser Richtlinie hinsichtlich der umweltbelastenden Geräuschemissionen erfüllen. Die zulässigen Schallleistungspegel der Geräte und Maschinen sind nach ihrem Gewicht, ihrer Leistung oder weiteren Geräteeigenschaften gestaffelt. Seit 03. Januar 2006 ist die Stufe II der Richtlinie 2000/14/EG in Kraft ge-

treten. Die Grenzwerte der zulässigen Schallleistungspegel wurden hierbei, je nach Gerät, um etwa 2 - 3 dB verringert.

Die Richtlinie 74/151/EWG [33] über bestimmte Bestandteile und Merkmale von land- oder forstwirtschaftlichen Zugmaschinen auf Rädern regelt die zulässigen Fahrgeräuschgrenzwerte von land- oder forstwirtschaftlichen Zugmaschinen. Für Zugmaschinen mit einem Leergewicht von nicht mehr 1,5 t beträgt der Grenzwert 85 dB(A). Darüber beträgt der Grenzwert 89 dB(A).

Der Grenzwert für mobile Maschinen und Geräte sind maßgeblich in der Richtlinie 97/68/EG [11] mit den Änderungen durch die Richtlinien 2001/63/EG, 2002/88/EG, 2004/26/EG [12] geregelt. Die Richtlinie unterscheidet dabei fünf Stufen von Grenzwerten und Motorleistungsklassen. Es gibt die Stufen I, II IIIA, IIIB und IV sowie die Leistungsklassen der Motoren von 19 bis 560 kW. Zusätzlich wird nach veränderlicher und nichtveränderlicher Drehzahl unterschieden. In der Regelung erfolgt die Einteilung in Form von Motorenkategorien (H bis Q) der Motoren. Es wird dabei unterschieden nach Art (konstanter oder veränderlicher Drehzahl), Leistung und Kategorien. Die Richtlinien begrenzt die Emissionen von Kohlenmonoxid (CO), Kohlenwasserstoff und Stickstoff (HC+NO<sub>x</sub>) sowie die Partikel (PT). Bei Nichteinhaltung der Grenzwerte wird die Typzulassung in den EU Mitgliedsstaaten untersagt. Die Grenzwerte für Traktoren der Land- und Forstwirtschaft regelt die Richtlinie 2000/25/EG i.d.F. 2005/13/EG . Hierbei gelten aber die gleichen Grenzwerte wie für Baumaschinen. Die Emissionsgrenzwerte sind in **Tabelle 13** aufgetragen.

## 3 Motor und Abgasstrang

### 3.1 Abgasnachbehandlung

Bei der Verbrennung von Dieselkraftstoff werden vor allem Stickoxid- und Partikelemissionen gebildet. Aufgrund eines Zielkonflikts können durch innermotorische Maßnahmen die Schadstoffe nur bis zu einem bestimmten Kompromiss zwischen der Stickoxid- und Partikelemission zur Einhaltung der Grenzwerte gesenkt werden. Bei der Abgasnachbehandlung von Dieselmotoren werden aus diesem Grund Dieselpartikelfilter (DPF) sowie die SCR-Technologie (Selektive Katalytische Reduktion) zur Senkung der Emissionen eingesetzt [34]. Zur Filterung von Rußpartikel aus dem Abgas von Dieselmotoren gibt es mehrere Verfahren. Man unterscheidet die Systeme mit einem Nebenstrom-Tiefbettfilter und einem Wandstromfilter.

Bei Nebenstrom-Tiefbettfiltern wird die Filterwirkung durch Verwirbelungen des Abgases erreicht, wodurch ein großer Teil des Abgasstroms umgelenkt und durch ein Filtermedium geführt wird. Das Filtermedium besteht meist aus Sintermetallen, die in dünnen Lagen als Zwischenwände der Filterkanäle eingebracht werden. Hierin sollen sich die festen Rußbestandteile verfangen und bei entsprechenden Bedingungen regeneriert werden. Die Regeneration der Nebenstromfilter arbeitet hierbei meist nach dem CRT-Prinzip (Continuously Re-

generation Trap). Nur aufgrund einer Beschichtung (Washcoat) des Filtermediums kann durch einen katalytischen Prozess eine Regeneration stattfinden. Durch einen vorgeschalteten Oxidationskatalysator wird dieser katalytische Prozess weiter unterstützt bzw. verbessert. Diese Art von Katalysator wird auch als ein kontinuierlich katalytisch regenerierendes Partikelminderungssystem (PM) bezeichnet.

Aufgrund des offenen Filteraufbaus ist das System wartungsfrei und verhindert das Entstehen eines zu hohen Gegendrucks bei einer zu hohen Partikelbelastung. Eine Überwachung des Filters mit Sensoren ist nicht erforderlich, weshalb das System vorrangig im Bereich der Nachrüstung von Dieselmotoren eingesetzt wird. Der offene Filteraufbau ist zugleich der größte Nachteil, da die Abscheideleistung des Systems nur etwa 50% beträgt [35].

Der Wandstromfilter filtert die Rußpartikel, indem das Abgas durch eine poröse Filterwand gedrückt wird. Die Partikel werden durch Diffusion und Adhäsion am Inneren des Substrats abgeschieden. Die abgeschiedenen Partikel können daher auch kleiner sein als die Löcher, durch die das Abgas strömt. Die Filterwand des Wandstromfilters kann aus unterschiedlichem porösem Material bestehen, wie z. B. aus Keramik (Mullit, Cordierit, Siliziumcarbid (SiC)) oder aus Metall (Aluminiumtitanat).

Keramikfilter verwenden z. B. eine Kanalstruktur bei denen die Kanäle wechselseitig verschlossen sind, wodurch das Abgas gezwungen ist, die poröse Wand zu durchströmen. Durch das Aufladen des Filters mit Partikeln an der Oberfläche bzw. im Inneren der Filterwand steigt der so erzeugte Differenzdruck über dem Filter an. Wird der Schwellwert des Differenzdrucks erreicht, weil genug Ruß eingelagert ist, wird die Regeneration des Filters eingeleitet. Durch Verbrennung der eingelagerten Partikel wird der Dieselruß in CO<sub>2</sub> umgewandelt. Die notwendige Abgastemperatur für eine Regeneration liegt bei etwa 500–550 °C. Die Regeneration ist danach abgeschlossen und die Aufladung kann von neuem beginnen.

Zum Erreichen der hohen Abgastemperaturen und zum Starten des Regenerationszyklus werden derzeit unterschiedliche Techniken verwendet. Um die Temperatur des Abgases zu erhöhen wird mittels Nacheinspritzung zusätzlich Kraftstoff in den Verbrennungsraum eingespritzt. Es ist ebenfalls möglich, den Kraftstoff durch eine Dieseldosierpumpe über eine Zerstäubungsdüse vor dem Oxidationskatalysator einzubringen. Ein sanfteres Verfahren der Nacheinspritzung ist das Einbringen von Kraftstoffdampf über einen Kraftstoffverdampfer (Vaporizer), bei dem die Gefahr der Beschädigung des Oxidationskatalysators durch auftreffende Kraftstofftropfen reduziert wird. Zum Starten der Regeneration kann ein Oxidationskatalysator unter gewissen Voraussetzungen die Abgastemperatur entscheidend erhöhen. Mittels einer Heizspirale vor dem Filter kann das Abgas ausreichend erhitzt werden. Für Pkw-Bordnetze ist diese Methode aufgrund der hohen Heizleistung sehr eingeschränkt. Mittels eines Additivs im Kraftstoff wird die notwendige Temperatur zur Verbrennung der Partikel

im Filter von mehr als 600 auf 500 bis 550 °C reduziert. Das Additiv wird in einem separaten Tank mitgeführt und muss immer wieder aufgefüllt werden.

Um die Regenerationstemperatur zu senken ist der Wandstromfilter mit einer zusätzlichen katalytischen Beschichtung versehen. Entsprechend erfolgt bei genügend hohen Temperaturen und NO<sub>2</sub> Konzentration eine sogenannte passive Regeneration, bei der der Ruß in CO<sub>2</sub> umgewandelt wird. Die Regeneration findet dabei schon bei Temperaturen ab 350 °C statt und läuft ohne besondere Maßnahmen kontinuierlich ab. Zusätzlich wird in vielen Abgasanlagen ein Oxidationsfilter vorangestellt, um die Temperaturen im Wandstromfilter zu erhöhen. Tritt aufgrund niedriger Lasten dennoch eine maximale Beladung des Filters auf, so wird mittels Nacheinspritzung die Abgastemperatur auf 600 °C erhöht, was eine aktive Regeneration einleitet. Dieses geschlossene System wird von vielen Herstellern angeboten und favorisiert.

Zum Entfernen der Stickoxide wird in einem weiteren katalytischen Prozess das Abgas gereinigt. Das SCR-Verfahren nutzt aus, dass Stickoxyde mit Ammoniak an geeigneten Katalysatoren in einer schnellen und selektiven Reaktion zu unschädlichem Stickstoff und Wasser umgesetzt werden. Das benötigte Ammoniak wird in Form von Harnstoff bereitgestellt. Abhängig von den Betriebszuständen wird der Harnstoff vor den Hydrolysekatalysator in den Abgasstrang dosiert eingespritzt. Als Katalysatormaterial kommen Titandioxid, Vanadiumpentoxid und Wolframoxid sowie Zeolithe in Frage [36]. Dieses Verfahren der Stickoxidreduktion kann, je nach Emissionsverhältnis von Rußpartikel und Stickoxide, auch zusätzlich nach einem Partikelfilter eingesetzt werden bzw. auch alleinig eingesetzt werden.

Wie oben beschrieben sind die Abgastemperaturen für ein Abgasnachbehandlungssystem entscheidend für die Wirksamkeit und Funktion. Das Temperaturspektrum in Abgasanlagen kann sehr stark variieren. Die Abgastemperatur hängt vom Verbrennungsverfahren, der anliegenden Last und der Drehzahl des Motors ab. So erreichen aufgeladene Dieselmotoren mit Direkteinspritzung eine maximale Abgastemperatur von ca. 800 °C. Je nach Aufbau und äußerer Belüftung der Abgasanlage sind die Temperaturen im Dieselpartikelfilter während des Betriebs sehr unterschiedlich. Entsprechend problematisch wird dadurch das Erreichen einer ausreichenden Zündtemperatur des Dieselrußes. Bei zu kurzen Betriebszeiten und entsprechend niedrigen Temperaturen wird der DPF nur aufgeladen und kann nicht verbrennen. Bei langen Betriebszeiten führen die hohen Temperaturen im DPF zu einer evtl. Beschädigung.

Für jeden Anwendungsfall bzw. Einsatz des Motors sowie sonstige Randbedingungen wie z. B. Betriebsdauer und Außentemperatur, muss ein entsprechendes Abgasnachbehandlungssystem vom Hersteller eines Fahrzeugs auf dessen Eignung geprüft werden. Um ein breites Spektrum abdecken zu können gibt es in der Zwischenzeit zahlreiche Systeme. Die Firma Tehag bietet ein DPF-System an dessen Wandstromfilter mit einer speziellen katalytischen Beschichtung des Filtermonolithen versehen ist, die die Zündtemperatur des Dieselrußes auf Tem-

peraturen von 250 °C bis 350 °C reduziert. Das Catalysator-Wallflow-Filter (CWF) System soll so auch für Dieselmotoren mit einem niedrigen Belastungszyklus geeignet sein. Das System bedarf jedoch einer Wartung und Reinigung die jährlich oder alle 1000 Betriebsstunden erfolgen soll [37].

### 3.2 Motor - Geräusentstehung

Verbrennungsmotoren erzeugen während des Betriebs eine erhebliche Schallabstrahlung. Es wird dabei unterschieden zwischen Motor-, Ansaug- und Abgasgeräuschen, sowie Lüftergeräuschen von Hilfsaggregaten am Motor.

Die Arbeitsweise von Viertakt-Hubkolbenmotoren ist durch vier grundlegende Schritte, dem Ansaugen, Verdichten, Verbrennen (Ausdehnen) und dem Ausstoßen des Gases, gekennzeichnet. Da sich dieser Prozess immer in der gleichen Reihenfolge wiederholt, wird diese Ablaufsequenz auch als Kreisprozess bezeichnet. Die Drehbewegung der Kurbelwelle führt zu einem Geräuschspektrum das als 1. Ordnung durch die Motordrehzahl bestimmt ist (1. Motorordnung). Jeder Kolbenmotor erzeugt durch seine Verbrennungstakte ein charakteristisches Geräuschspektrum, das sich beim 4-Taktmotor zusammensetzt aus halben Ordnungen der Kurbelwellendrehzahl, entsprechend der Zündfrequenz jedes einzelnen Zylinders, einmal pro zwei Umdrehungen. Die Ordnung mit dem höchsten akustischen Beitrag im Geräuschspektrum ist immer die der größten nicht ausgeglichenen Massenkräfte und -momente, und die der Zündfrequenz. Diese Zündfrequenz wird auch Zündordnung bzw. Motorordnung genannt. Bei einem 4-Zylinder-Reihenmotor ist dies die 2. Motorordnung, bei einem 6-Zylinder die 3. Motorordnung, usw. Die dominante Motorordnung  $n$ , die den höchsten akustischen Beitrag im Geräuschspektrum liefert, berechnet sich zu:

$$n = \frac{\text{Zylinderzahl}}{2} \quad (1)$$

Der Frequenz der dominanten Motorordnung im Geräuschspektrum ist von der Motordrehzahl abhängig (1/min) und berechnet sich zu.

$$\text{Frequenz} = \frac{n \times \text{Motordrehzahl}}{60} \quad (2)$$

Des Weiteren ist das Geräuschspektrum geprägt durch das Auftreten von harmonischen Frequenzen die im ganzzahligen Verhältnis zur dominanten Motorordnung (Zündfrequenz) stehen. Hierbei hat das Layout des Motorkrümmers einen Einfluss auf die Zusammensetzung der höheren Ordnungen. Durch unterschiedliche Rohrlängen des Krümmers an den Motorauslassventilen kommt es zu unterschiedlichen Reflexionen, durch die von den Auslassventilen ausgehenden Druckwellen beim Ladungswechsel. Diese Reflexionen beeinflussen das Auftreten von Ordnungen im Spektrum des Abgasgeräusches [38]. So tritt bei symmetrischen Krümmern nur jede zweite Motorordnung auf. Sind nur die Rohrlängen einer Zylindergruppe gleich (Zylinder 1 u. 2 bzw. 3 u. 4), dann tre-

ten alle Motorordnungen gleichermaßen auf. Bei einem komplett unsymmetrischen Krümmer treten zusätzlich auch noch halbe Ordnungen auf.

### 3.3 Abgasschalldämpfer

Zur Schalldämpfung werden meist Reflexions- und Absorptionsschalldämpfer eingesetzt, da sie unterschiedliche Wirkungsbereiche haben. Durch deren Kombination kann eine Dämpfung im interessierenden Bereich von etwa 50 Hz bis 8 kHz erreicht werden.

Beim Absorptionsschalldämpfer wird die Gasströmung am Absorbermaterial, das sich in einer abgeschlossenen Kammer um das Abgasrohr legt, vorbeigeführt. Das Abgasrohr ist in diesem Bereich als Lochblech ausgebildet, wodurch sich der Schalldruck und die Druckpulsationen in das Absorbermaterial ausdehnen können. Durch Reibung im Absorbermaterial wird ein Großteil der Schallenergie abgebaut und in Wärme umgewandelt sowie die Druckpulsation gedämpft. Im Reflexionsschalldämpfer erfolgt die Dämpfung durch Interferenz, d. h. Schallwellen löschen sich hierbei gegenseitig aus. Dies wird erreicht durch eine Reflexion von Schallwellen mit anschließender phasenverschobener Überlagerung. Reflexionen können durch Umleitungen, Querschnittsveränderungen und Teilung im Innern des Schalldämpfers erfolgen. Das erzielte Dämpfungsspektrum ist im Wesentlichen von der Geometrie im Inneren des Schalldämpfers abhängig und bedarf aufwändiger Berechnungsverfahren welche Druck, Temperatur und die Gasströmung berücksichtigen.

Weitere Dämpfung im Abgasstrang wird durch Abgasnachbehandlungssysteme erreicht, bei der das Abgas durch spezielle Filter bzw. Katalysatoren geleitet wird, welche in ihrer akustischen Wirkungsweise als Drosseldämpfer einzuordnen sind. Die akustische Dämpfungswirkung solcher Systeme liegt im mittleren und vor allem im hohen Frequenzbereich.

### 3.4 Bestehende aktive Schalldämpfersysteme

Bei der aktiven Lärmbekämpfung wird versucht mit Hilfe von zusätzlichen Schallquellen ein bestehendes Schallfeld zu beeinflussen. Das Ziel dieser Überlagerung des vorhandenen primären Schallfeldes mit dem sekundär erzeugten (aktiven) Schallfeld ist die Senkung des Schalldruck- bzw. Schallschnellepegels [39] durch destruktive Interferenz. Dieses Prinzip der Lärmbekämpfung ist besonders effektiv innerhalb eindimensionaler Wellenleiter wie z. B. in Kanälen. Man unterscheidet dabei zwei Prinzipien zur aktiven Lärmbekämpfung; Feedforward- und Feedback-Systeme.

Das Feedforward-System nutzt die Laufzeitdifferenz zwischen der akustischen Wellenausbreitung und der elektrischen Signalverarbeitung. Da der elektrische Teil der Übertragungstrecke nahezu mit Lichtgeschwindigkeit überbrückt wird, entsteht gegenüber der sich nur mit Schallgeschwindigkeit ausbreitenden akustischen Wellen ein Zeitgewinn von einigen Millisekunden. Dieser Zeitgewinn



reicht aus um eine zweite Schallwelle, die um  $180^\circ$  phasenverschoben ist, in einem Controller zu errechnen und an einem vorher definierten Punkt abzustrahlen. Durch Überlagerung der Wellen kommt es zu einer Auslöschung, was eine deutliche Pegelsenkung im weiteren Verlauf der Schallausbreitung zur Folge hat.

Das Feedback-System steht für ein einfaches akustisch rückgekoppeltes System. Es entsteht dadurch, dass der durch die primäre Störschallquelle verursachte Schalldruck direkt vor dem Lautsprecher mit dem Mikrofon (Sensor) erfasst wird und über einen Controller und Verstärker dem Lautsprecher (Sekundärquelle) zugeführt wird. Das dem Lautsprecher zugeführte Signal wird zuvor im Controller invertiert, was eine Phasendrehung um  $180^\circ$  entspricht. Durch Überlagerung des Schalldrucks von Primärquellen und Sekundärquelle nahe dem Mikrofon heben sich die Schalldrücke gegenseitig auf. Dieser Vorgang der Auslöschung wird auch als „acoustical virtual earth“ bezeichnet [40].

Die Anwendbarkeit aktiver Systeme wird im Wesentlichen durch 3 Bedingungen bestimmt. Zuerst, dass der Schalldruck konstant über der Messebene des Kanalquerschnitts ist, was für die Grundmode zutrifft, die wiederum durch die Abmessung des Querschnitts bestimmt wird. Zum Zweiten müssen die Abmessungen des Lautsprechers (Sekundärquelle) kleiner als die betrachteten Wellenlängen sein, nur dann kann der Lautsprecher als akustischer Monopol im Sinne eines konzentrierten Elementes angesehen werden [41]. Diese beiden Bedingungen bestimmen die obere Frequenzgrenze für die Funktion des aktiven Schalldämpfers. Bei nicht adaptiven Systemen gilt die zusätzliche Bedingung, dass die Übertragungseigenschaften aller Elemente genau bekannt sein müssen und sich während des Betriebs nicht ändern dürfen. Eine Änderung der Übertragungseigenschaften würde schnell zu einer Fehlsteuerung des Controllers führen, was eine geringe Wirksamkeit oder gar eine Schallverstärkung zur Folge haben würde [42].

In der Stabilität von realen Feedback-Systemen liegt auch zugleich die bedeutendste Einschränkung [43], da der Betrag und die Phase eines Übertragungssystems nicht unabhängig voneinander reguliert werden können. Zur Vermeidung solcher Instabilitäten wird daher in der Praxis die theoretisch mögliche Verstärkung nur zum Teil ausgenutzt, was das Verhältnis von erreichter Dämpfung zum Aufwand deutlich schmälert.

In [49] sind aktive Komponenten beschrieben, die speziell an den Einsatz bei hohen Temperaturen und verschmutztem Abgas angepasst wurden. Zum Schutz der Lautsprechermembran ist zwischen Abgasleitung und Lautsprecher eine dünne Folie als akustisch durchlässige Trennschicht fixiert. Vor der Folie wird kühle Luft eingeblasen, die durch die Abgasleitung entweicht und dabei verhindert, dass sich die Folie zu sehr erwärmt. Der Lautsprechermagnet und das Gehäuse werden durch eine Wasserkühlung vor zu hohen Temperaturen geschützt. Durch eine kleine Öffnung zwischen Vorder- und Rückseite des Lautsprechers wird ein Druckausgleich hergestellt. Ein zu hoher statischer Druck

vor dem Lautsprecher behindert die Auslenkung der Membran, was die abgestrahlte Schalleistung verringert. Das Mikrofon ist in einem speziellen Mikrofonhalter platziert. Durch Einblasen einer kalten Luftströmung am Mikrofon vorbei in die Abgasleitung wird verhindert, dass heißes Abgas an das Mikrofon gelangen kann. Um das Störgeräusch ausreichend detektieren zu können muss das Strömungsgeräusch der vorbeiströmenden Luft um mindestens 10 dB leiser sein.

Ein neu entwickeltes System zur Dämpfung von Druckpulsationen in Abgasleitungen von Verbrennungsmotoren nutzt eine oszillierende Klappe zur Erzeugung von gegenphasigen Druckpulsationen [50]. Voraussetzung ist ein durchströmtes Abgasrohr bei dem sich durch oszillierendes Verengen und Aufweiten des freien Querschnitts durch die im Abgasstrang befindliche Klappe ausreichend hohe Druckpulsationen erzeugen lassen. Zur Regelung wird ein aktives Feedforward System verwendet. Ein Drucksensor erfasst die Pulsationen vor der Abstrahlung nach außen und berechnet unmittelbar die erforderlichen Klappenbewegungen. Ein weiterer Drucksensor überwacht die Wirksamkeit des Systems und regelt gegebenenfalls nach. Die Klappe selbst wird durch einen leistungsfähigen Schrittmotor mit hoher Auflösung angetrieben. Die Wirksamkeit des Systems beschränkt sich im Wesentlichen auf die Auslöschung der Druckspitze bei einer Motorordnung sowie teilweise deren nächstliegenden ungeraden harmonischen [51]. Erste Versuche des Systems wurden auch in der Abgasleitung eines Dieselmotors für Lokomotiven durchgeführt [52]. Die oszillierende Klappe wurde nach dem Schalldämpfer eingebaut und hatte einen Durchmesser von 26 cm. Aufgrund von technischen Problemen konnte eine aktive Dämpfung nicht erreicht werden.

Zur Verbesserung der Effektivität der Klappensteuerung kann zusätzlich die Motordrehzahl mit herangezogen werden [53]. Durch den Aufbau des Systems im Abgasrohr wird nur wenig Platz beansprucht. Das Volumen des Endschalldämpfers kann zusätzlich reduziert werden. Die Klappe aus Keramik ist unempfindlich gegenüber Hitze und den Abgasen im Abgasrohr. Der Schrittmotor befindet sich außerhalb des Abgases und kann z. B. durch den Fahrtwind gekühlt werden. Laut Hersteller kann mit dem System eine Pegelsenkung um bis zu 15 dB erreicht werden.

Ein vergleichbares System [54] im Abgasstrang nutzt ein aktive gesteuertes Ventil und einen vorgeschalteten zusätzlichen Volumenspeicher zur Senkung der tieffrequenten Geräuschanteile. Die Druckpulsationen des Motors werden im Volumenspeicher gepuffert und durch das Ventil derart gesteuert, dass nur ein gemittelter Volumenfluss durch die Abgasleitung in die Umgebung gelangt. Durch die so minimierten Druckpulsationen wird auch gleichzeitig der sehr tieffrequente Schalldruckanteil in der Abgasleitung bedämpft. Das Ventil wird durch einen Tauchspulen-Aktuator angetrieben. Das System wurde bisher nur an einem »kalten« Motorsimulator getestet.

Die Firma Eberspächer stellt einen in Serie produzierten aktiven Schalldämpfer (Active-Silence-System) für eine Pkw-Abgasanlage her. Der gewohnte Schalldämpfer wird durch eine »Kugel« [55] ersetzt, die am Ende der Abgasleitung parallel an das Abgasrohr mittels eines kurzen Rohrstücks angeflanscht ist. In der Kugel befinden sich ein Mikrofon und ein elektro-dynamischer Lautsprecher. Die Komponenten sind laut Hersteller besonders geschützt, um den hohen Temperaturen und dem aggressiven Abgas standzuhalten. Genaue Angaben zu den Schutzausstattungen der Komponenten werden nicht gegeben. Das System arbeitet nach dem klassischen ANC-Prinzip. Das Mikrofon in der Kugel zeichnet die akustischen Signale auf. In einem Controller wird ein Signal berechnet und an den Lautsprecher zurückgegeben. Fahrzeug- und Motordaten werden bei der Berechnung ebenfalls berücksichtigt. Ein vergleichbares System wurde auch von der Firma KEBA [56] unter dem Namen „Active Industrial Silencer“ als Industrielösung für größere stationäre Motoren angeboten, ist aber nicht mehr auf dem Markt verfügbar.

Als reaktiver Schalldämpfer oder aktivierter Resonator [44] wird ein Feedback-System bezeichnet, welches versucht, die Impedanz der Kanalwand direkt derart anzupassen, dass eine möglichst hohe Dämpfung erreicht wird [45, 46, 47]. Dieses System wendet die aktive Beeinflussung des Schallfeldes direkt oder unmittelbar an der Kanalwand an. Der reaktive Schalldämpfer verstärkt dazu das durch den Aufbau von Lautsprecher (Masse) und Rückvolumen der abgeschlossenen Kassette (Feder) gebildete Resonanzsystem bis zum Erreichen der optimalen Wandimpedanz. Demnach ist der reaktive Schalldämpfer baubedingt auf einen bestimmten Frequenzbereich festgelegt.

Den Grundbaustein des reaktiven Schalldämpfers stellt eine geschlossene, kompakte Kassette dar, in der alle Komponenten zusammengefasst sind. Ihre Frontseite ist Teil der Kanalwand und wird durch mindestens eine schwingfähige Membran, z. B. eine Lautsprechermembran, verkörpert. Diese Membran bildet durch ihre flächenbezogene Masse mit dem dahinter befindlichen Hohlraum des Kassettengehäuses ein akustisches Resonanzsystem. Die auftretenden Schallwellen im Kanal regen dieses Resonanzsystem bei und in der Nähe seiner Eigenfrequenz zu Schwingungen an. Die Aktivierung erfolgt mit Hilfe eines Sensors, der in unmittelbarer Nähe, in oder an der Membran angeordnet ist und den Schalldruck detektiert. Das Ausgangssignal des Sensors dient nach einer invertierenden linearen Verstärkung, der Ansteuerung eines elektroakustischen Wandlers, z. B. eines Lautsprechers. Im Ergebnis wird die Membran zu stärkeren Schwingungen gezwungen, der Schalldruck an der ausgekleideten Wandfläche damit weiter reduziert und die Schallwelle stärker gedämpft. Durch Platzieren eines Mikrofons in das Rückvolumen der Kassette [48] kann die Steifigkeit des Rückvolumens aktiv durch Addition bzw. Subtraktion der beiden Mikrofonsignale beeinflusst werden. Eine Anpassung des Frequenzbereiches ist somit in Grenzen möglich.

Ein Serienprodukt, das aus der vorstehend geschilderten aktiven Schalldämpferentwicklung am Fraunhofer Institut für Bauphysik hervorging, ist der „Aktiv+

Schalldämpfer“ der Fa. Kutzner und Weber, der in **Bild 1** mit einem Foto und Prinzipskizzen dargestellt ist. Da das Aktivmodul bei dieser Bauweise über eine Abzwegleitung an den Abgaskanal angeschlossen ist, wird die Anordnung als aktiver Abzweigresonator bezeichnet. Er wird zur Schalldämpfung bei Öl- und Gasheizkessel sowie Brennwertkesseln eingesetzt. Zu diesem Zweck schützt eine spezielle hitze- und kondensatbeständige Folie aus PTFE die elektronischen Bauteile. Durch einen serienmäßig vorhandenen Ablauf kann das Kondensat sicher abgeführt werden. Aufgrund der begrenzten Temperaturbeständigkeit von maximal 200 °C sind sie für den Einsatz an Blockheizkraftwerken und Aggregaten nicht geeignet, dienen aber als Basis für die in Abschnitt 5 und nachfolgend aufgeführten Experimente zur Integration und Aufbau eines Funktionsmusters.

## 4 Ausgangssituation

### 4.1 Akustische und thermische Situation im Abgasstrang

Neben den ebenfalls vorhandenen Geräuschen an der Luftansaugmündung und der Abstrahlung über den Motorblock, steht bei diesem Projekt speziell das Abgasgeräusch im Fokus. Geräusche der Ansaug- und der Abgasanlage werden als Ladungswechselgeräusche bezeichnet, welche wiederum mit den Motorordnungen korrelieren. Der Schalldruckpegel direkt am Auslassventil des Motors hängt von der Größe und Bauart des Motors ab, bzw. von Restdruck im Zylinder nach dem Arbeitstakt. Die Schalldruckpegel an der Abgasmündung sind zum einen abhängig vom Motor als Schallquelle und zum anderen von der Abstimmung der Dämpfung im Abgasstrang.

Die akustischen und thermischen Messungen an großvolumigen Dieselmotoren wurden in einem Motorenprüfstand der Firma MTU durchgeführt. Bei dem Motor handelt es sich um einen 6 Zylinder 4-Takt-Motor mit einem Hubraum von zusammen 12,8 Liter und einer Leistung von etwa 390 kW. Ein vergleichbarer Motor ist in **Bild 2** abgebildet. Der Drehzahlbereich des Motors liegt zwischen 600 und 2100 U/min.

In **Bild 3** ist ein Terz Schalldruckspektrum (a) in 0,5 m Abstand und in 90° zur Abgasmündung [57] dargestellt. Anhand der Dreh- und Zylinderzahl können die Schalldruckmaxima der 3. Motorordnung und deren Harmonischen zugeordnet werden. Bis etwa 400 Hz ist das Spektrum durch die Motorordnungen geprägt. Oberhalb von 600 Hz nimmt der Pegel deutlich um ca. 20 dB pro Oktave ab. Der Pegel im Abgasrohr wurde für eine erste Abschätzung (siehe Bild 3) aus dem gemessenen Pegel an der Abgasmündung rückgerechnet. Bei der Berechnung wurde die Mündungsreflexion nach VDI 2081 [58] und eine Schalldruckpegelkorrektur über das Flächenverhältnis von Abgasrohrquerschnitt zur Kugeloberfläche (Messfläche an der Mündung) berücksichtigt. Der höchste Pegel von über 160 dB liegt erwartungsgemäß bei der 3. Motorordnung bei 65Hz.

Um den Pegel direkt im Abgasrohr zu bestimmen wurde ein Messrohr mit einem Messstutzen direkt nach dem Schalldämpfer in das Abgasrohr eingebaut. Am Messstutzen wurde ein Hydrophon (B&K Typ 8104), das am Ende eines 0,8 m langen temperaturbeständigen Schlauches positioniert war, angeschlossen. Durch den Abstand des Hydrophons zum Abgasrohr konnte die maximale Temperatur am Sensor von unter 120 °C eingehalten werden. Das Hydrophon besitzt ausgezeichnete Eigenschaften gegenüber Druckpulsationen bei gleichzeitig hoher akustischer Empfindlichkeit. Die durch die Lage am Ende des Abzweigs gemessene Stehwelligkeit am Hydrophon wurde durch eine Vergleichsmessung in einem bekannten Schallfeld korrigiert. In **Bild 4** ist die Messung des Schalldruckpegels im Abgasstrang dargestellt. Zusätzlich zur Messung mit dem Hydrophon wurde der Schalldruckpegel aus dem gemessenen Mündungspegel rückgerechnet. Beiden Verfahren führen tieffrequent zu einer sehr guten Übereinstimmung. Aufgrund der Mikrofonanordnung 90° zur Abgasmündung, liegt der berechnete Schalldruckpegel im Abgasrohr oberhalb etwa 300 Hz infolge der ab dann wirksamen Richtcharakteristik unter dem des direkt gemessenen Schalldruckpegels.

Weiter wurden Messungen mit unterschiedlichen Motordrehzahlen, Lastzuständen sowie Messungen mit und ohne Schalldämpfer durchgeführt. Der daraus höchste gemessene Summenpegel in der Abgasleitung beträgt 168 dB. Nach Auswertung aller Messungen wurde die Ziel-Dämpfung für den aktiven Versuchsschalldämpfer auf den Frequenzbereich zwischen 50 Hz und 100 Hz festgelegt.

Gleichzeitig mit den akustischen Messungen wurde die Temperatur im Abgasrohr aufgezeichnet. Die höchste dabei gemessene Temperatur während den Versuchen lag bei etwa 350 °C. Übliche Temperaturen im Abgasstrang liegen bei etwa 600 °C. Diese Temperatur konnte jedoch im Versuchszeitraum der akustischen Messungen nicht erreicht werden. Im regulären Betrieb des Motors sollte für einen gewissen Zeitraum die Temperatur im Abgasstrang ausreichend hoch sein, um die Funktion der Abgasnachbehandlungssysteme zu gewährleisten. Zu geringe Temperaturen führen zu einem Zusetzen der Partikelfilter, was den Abgasgedruck stark ansteigen lässt.

## 4.2 Akustische Eigenschaften eines Dieselpartikelfilters

Für die Untersuchung standen zwei gebrauchte, baugleiche Rußpartikelfilter CWF-600 (Catalysator-Wallflow-Filter) zur Verfügung. Diese CWF-Rußpartikelfilter wurden speziell für den Einsatz bei Abgastemperaturen unterhalb von 300 °C entwickelt. Nach Herstellerangaben benötigt der CWF-Rußpartikelfilter als passives System keinerlei externe Energiezufuhr. Für die Regeneration des Filters genügen Abgastemperaturen von ca. 230-250 °C. Für eine optimale Regeneration sollten 30% der Betriebszeit größer 270 °C sein. In **Bild 5** sind die untersuchten Rußpartikelfilter abgebildet. Da die Filtration durch eine erzwungene Durchströmung von porösen Filterkanalwänden im Monolithen erfolgt, ist die Hälfte der Filterkanäle verschlossen. Der dadurch erzeugte

Druckverlust muss vom Motor überwunden werden. Je nach Rußablagerung im Partikelfilter ändert sich dessen Druckverlust und auch dessen akustische Eigenschaft.

Eine Druckverlustmessung der Rußpartikelfilter wurde im Rohrschalldämpfer-Prüfstand des IBP durchgeführt [59]. Die Messung erfolgt nach der DIN EN ISO 7235 [60], wonach der Gesamtdruckverlust aus der Differenz der Messung mit dem Prüfobjekt und der Messung mit dem Substitutionskanal ermittelt wird. Um die Homogenität des Filters zu überprüfen erfolgen Druckverlustmessungen in beiden Richtungen der Filter. Die Ergebnisse der Messungen sind in **Bild 6** dargestellt. Die Messung in beide Richtungen der Partikelfilter liefern identische Ergebnisse, was auf eine homogene Struktur des Partikelfilters schließen lässt. Da die Filter funktionsbedingt aus wechselseitig verschlossenen Kanälen bestehen und die Luft durch die Kanalwände gedrückt werden muss, weist der Druckverlust der Filter einen hohen Wert auf.

Die Einfügungsdämpfung der Rußpartikelfilter wurde bei gleichem Messaufbau im Rohrschalldämpfer-Prüfstand des IBP nach [60] bestimmt. Die in **Bild 7** aufgetragene Messung der Einfügungsdämpfung im Schalldämpferprüfstand an zwei baugleichen Filtern zeigt den zu höheren Frequenzen kontinuierlich ansteigenden Verlauf. Die Unterschiede in der Dämpfung der beiden Filter ergeben sich aus dem unterschiedlichen Reinigungsgrad und zeigt, dass bei Rußablagerungen im Partikelfilter die Dämpfung noch etwas höher ist. Der zunehmende Anstieg der Dämpfung mit der Frequenz, ähnelt dem eines passiven Rohrschalldämpfers bis zum Erreichen der Cut-off-Frequenz (Durchstrahlung). Der Filter hat damit das Potenzial, bei vergleichbarer Baulänge, den passiven Schalldämpferanteil im Aktivsystem zu ersetzen. Eine akustische Anregung bzw. Durchstrahlung in Querrichtung (senkrecht zur Strömungsrichtung und Lage der Kanäle) war aufgrund der feinen Porenstruktur der Wände nicht möglich, so dass eine Nutzung des Filters in dieser Richtung, aber auch als Resonator mit den Teilkammern des Filters als wirksame Hohlräume, nicht realisiert werden kann.

## 5 Integration von Schalldämpfer mit Partikelfilter

Für die Anwendung von aktiven Systemen im Abgasstrang werden geeignete Komponenten gesucht, die an die Umgebungsbedingungen im Abgasstrang angepasst werden können. Die Sensoren müssen dazu Anforderungen an die hohen Schalldruckpegel in der Abgasleitung erfüllen, sowie das Schallspektrum ausreichend frequenztreu und empfindlich genug aufnehmen können. Neben den akustischen Anforderungen sollte die maximale Betriebstemperatur des Sensors möglichst hoch sein und die Möglichkeit bestehen, Wärme am Sensor abzuführen. Die Anforderungen an die Aktuatoren bestehen darin, genügend hohe Schalldrücke erzeugen zu können, um den Schalldruck im Abgasstrang aktiv entgegenzuwirken. Eine möglichst hohe thermische Unempfindlichkeit und die Möglichkeit Wärme abzuführen ist ebenso notwendig. In einem ersten Schritt wird nach derzeit am Markt erhältlichen geeigneten Komponenten ge-

sucht und eine Auswahl für den Aufbau eines aktiven Versuchsschalldämpfers getroffen.

Zum Schutz der Komponenten vor zu hoher thermischer Belastung und den chemisch aggressiven Bestandteilen des Abgases wird ein akustisch ausreichend transparentes Schutzkonzept entwickelt. Der Schutz sieht zum einen eine oder mehrere thermische Trennschichten aus dünnen Folien vor, sowie eine passive oder aktive Kühlung der Bauteile. Mit dem Aufbau eines aktiven Versuchsschalldämpfers werden die Ergebnisse der Komponentensuche und deren thermischen Trennung und Kühlung an einer Abgasanlage eines großvolumigen Motors getestet.

## 5.1 Bestandsaufnahme geeigneter Komponenten

Die Auswahl an akustischen Sensoren und Aktuatoren auf dem Markt ist sehr groß. Für nahezu alle Anwendungsbereiche werden spezielle Lösungen angeboten. Die Preisspanne reicht von wenigen Cent bis mehreren Tausend Euros. Die Recherche von vorhandenen und geeigneten Komponenten versucht möglichst preiswerte Lösungen auf dem Markt zu finden.

### 5.1.1 Sensoren

Mikrofone werden in verschiedenen Bauformen und nach unterschiedlichen Funktionsprinzipien angeboten und eingesetzt. In der akustischen Messtechnik werden zum Großteil Kondensatormikrofone verwendet, da sie für die höchsten Genauigkeitsklassen verfügbar sind. Durch vorgesetzte Sonden in Form dünner Röhren lassen sich damit auch Messungen in belasteten Abgasströmen und hohen Temperaturen durchführen. In kleinen Bauformen sind weiterhin Elektretmikrofone als eigenständige oder als lötbare Bauteile verfügbar. Weiterhin sind Drucksensoren am Markt erhältlich, die eine geschlossene und damit widerstandsfähige Bauform, aber auch eine deutlich reduzierte Empfindlichkeit aufweisen. Trägt man die verschiedenen Anforderungen an die Schalllaufnehmer in einem Netzdiagramm auf, so erhält man für die vorgenannten Varianten die in **Bild 8** dargestellte Verteilung. Generell sind die Verfügbarkeit und der maximal verträgliche Schallpegel bei den meisten Arten gegeben. Preis, Temperatur und Kondensatbeständigkeit variieren aber stark.

Üblicherweise werden für die am IBP entwickelten Aktivsysteme Elektretmikrofone der Firma Monacor (MCE-4000) verwendet, die in den bisherigen Anwendungen die Anforderungen erfüllen und günstig in der Anschaffung sind. Ihr Einfluss auf die Übertragungsfunktion des Gesamtsystems, und damit der akustischen Wirksamkeit des Aktivschalldämpfers, ist bekannt. Nur wenige alternative Sensoren sind verfügbar, die laut Herstellerangaben auch für hohe Temperaturen geeignet sind. Die übliche maximale Betriebstemperatur beträgt ca. 80 °C. Einige davon arbeiten bis zu einer maximale Betriebstemperatur von 120 °C. Zum Schutz aller Komponenten muss daher eine thermische Entkopplung des aktiven Systems erfolgen.

Parallel wurde nach Schallaufnehmern gesucht die auch den hohen Druckstößen des Dieselmotors standhalten können. In Abgasleitungen von großvolumigen Dieselmotoren können Pegelspitzen über 160 dB auftreten. Bei den hier gefundenen Schallaufnehmern handelt es sich um Drucksensoren mit ausreichend schneller Ansprechzeit von  $< 1$  ms, was einer maximalen Frequenzerkennung von etwa 500 Hz entspricht. Um einen Überblick über die akustische Eignung der weiteren Schallaufnehmer zu erhalten, wurden Vertreter der jeweiligen Arten ausgewählt und untersucht (siehe **Tabelle 14**).

Durch die Art, Bauform und konzipierten Anwendungsfall der Schallaufnehmer sind auch bestimmte Besonderheiten und Einschränkungen gegeben. Im Folgenden wird nochmals auf die Besonderheiten jedes Mikrofons eingegangen.

B&K 4190: Das Kondensatormikrofon von B&K Type 4190 ist ein Messmikrofon, welches einen hervorragenden Frequenzgang und eine hohe Empfindlichkeit besitzt und als Referenz dient. Zur Schalldruckmessung hat das Kondensatormikrofon eine 1 bis 10  $\mu\text{m}$  starke Membran aus Metall oder metallisiertem Kunststoff, die isoliert in einem geringen Abstand (5-10  $\mu\text{m}$ ) vor einer elektrisch leitenden Gegenelektrode sehr stark gespannt ist. Die Gegenelektrode wird mit Spannung versorgt und bildet mit der Membran einen Luftkondensator. Die auf die Membran auftreffende Schallwelle setzt diese in Bewegung und verändert somit ihren Abstand zur Gegenelektrode. Dies führt zur Veränderung der Kapazität des Kondensators. Diese Kapazitätsschwankungen werden in Spannung umgewandelt und können vom Messsystem erfasst werden. Das B&K 4190 ist in der Akustik ein weit verbreitetes hochwertiges akustisches Messmikrofon für hohe Ansprüche. Für den Betrieb des Mikrofons wird ein Vorverstärker benötigt, dessen Betriebstemperatur zwischen  $-20$  und  $+60$   $^{\circ}\text{C}$  liegt. Durch die sehr dünne Membran ist das Mikrofon allerdings äußerst stoßempfindlich.

G.R.A.S. 40SA: Das Sondenmikrofon Type 40SA des Herstellerfirma Gras zeichnet sich durch eine hohe Betriebstemperatur aus. Der Einsatz bei extrem hohen Temperaturen wird durch das Anschließen der Sonden an das Kondensatormikrofon ermöglicht. Das Mikrofon kann mit Sonden unterschiedlicher Längen eingesetzt werden. Die Längen reichen von 20 bis 160 mm. Dies ermöglicht die Einhaltung eines größeren Abstandes zwischen dem Mikrofon und der Spitze der Sonde, die dann z. B. in einen heißen Abgaskanal eingeführt werden kann. Mit der 160 mm langen Sonde kann das Mikrofon bis zu einer max. Temperatur von 800  $^{\circ}\text{C}$  eingesetzt werden. Je nach gewählter Länge des Sondenaufsatzes verändert sich der Frequenzgang des Mikrofons. Je länger die Sonde umso mehr verschiebt sich die Störung des Frequenzgangs zu tiefen Frequenzen. Es ist aber davon auszugehen, dass das Aussetzen der Sonde eines partikelhaltigen, aggressiven Mediums die Sonde verstopfen oder zerstören kann.

Kistler 7261: Der Quarzkristall-Niederdruckaufnehmer wird für die Messung dynamischer und quasi-statischer Drücke verwendet. Dabei wirkt der zu messende Druck über die Membran auf das Quarzkristall-Messelement, das den Druck in eine elektrische Ladung umwandelt. Die vom Druckaufnehmer abge-



gegebenen Ladungssignale werden im Ladungsverstärker in proportionale Spannung umgewandelt. Die Membran besteht aus rostfreiem Stahl und ist hermetisch und bündig mit dem Aufnehmergehäuse verschweißt. Die Besonderheit des 7261 sind die wählbaren Aufsätze (Deckel und Anschlussnippel). Ohne Deckel können sehr schnelle Druckverläufe gemessen werden. Mit Deckel und Anschlussnippel reduziert sich die maximale Messfrequenz von ca. 6 kHz beträchtlich auf ca. 180 Hz. Bei sehr hohen Schalldrücken können kleinere Bauarten dieses Typs durchaus auch für diesen Anwendungsfall verwendet werden ohne sich im Frequenzbereich einschränken zu müssen. Für diese Untersuchung wurde ein sehr empfindlicher Drucksensor mit großem Durchmesser gewählt, um die im rein akustischen Versuchsaufbau erzeugten kleineren Schalldrücke messtechnisch erfassen zu können.

Monacor MCE 4000: Der Aufbau der Elektretkapsel besteht aus einer metallisierten Elektretmembran (vorpolarisiert), die in einem sehr geringen Abstand zur Gegenelektrode angebracht wurde. Dank dieser Polarisierung, bei der die Ladung auf der Membran "eingefroren" wird, braucht das Elektretmikrofon keine Vorspannung mehr. Die Elektretmembran und die gegenüberliegende Gegenelektrode werden durch einen Isolator getrennt. Ein Schutzgitter schützt die darunterliegende Elektretmembran. Allgemein arbeitet ein Elektretmikrofon nach dem gleichen Prinzip wie das zuvor beschriebene Kondensatormikrofon, die von außen zugeführte Polarisierungsspannung ist jedoch entbehrlich. Elektretmikrofone sind im Allgemeinen preisgünstig und haben gute akustische Eigenschaften: Für die Messung benötigt das Mikrofon einen einfachen Mikrofonvorverstärker. Die Produktbeschreibung des Herstellers beschränkt sich auf nur wenige Angaben, weshalb keine besonderen Einschränkungen bekannt sind.

Measurement Specialities 033A-002 D: Ein preisgünstiger Drucksensor, der auch für akustische Anwendungen geeignet ist. Für die Messung ist ein Mikrofonvorverstärker notwendig um die geringen Ausgangssignale des Differenz-Drucksensors aufzubereiten. Der Druckaufnehmer besitzt 8 Pins zur Montage auf einer Leiterplatte. Einsatzbedingt besitzt der Differenz-Druckaufnehmer 2 Druckstutzen zum Anschluss je eines Druckschlauches zur Messung des Umgebungsdrucks und des Drucks am Messort. Entsprechend benötigt der Drucksensor mindestens einen Druckschlauch. Der Außendurchmesser des Druckstutzens beträgt 4.6 mm. Der Drucksensor wird im Bereich der Medizintechnik, Klimatechnik, Prozess-Steuerung, Luftdruckverteilung und Messungen im Vakuum verwendet. Das Gehäuse des Sensors ist aus Metall.

Measurement Specialities SM5652-003-D-3-F: Ein preisgünstiger Drucksensor, der ebenfalls für akustische Anwendungen geeignet ist und dessen geringe Ausgangssignale ebenfalls aufzubereiten sind. Der Druckaufnehmer besitzt 8 Pins zur Montage auf einen IC-Sockel. Einsatzbedingt besitzt der Differenz-Druckaufnehmer 2 Druckstutzen zum Anschluss je eines Druckschlauches zur Messung des Umgebungsdrucks und des Drucks am Messort. Entsprechend Benötigt der Drucksensor mindestens einen Druckschlauch. Der Innendurch-

messer des Druckstutzens beträgt weniger als 1 mm. Die Reaktionszeit des Drucksensors liegt bei 1 msec. Der Drucksensor wird im Bereich der Medizintechnik, Klimatechnik, Luftdruckverteilung und Industrie verwendet.

Bosch 0 261 230 026: Ein Drucksensor aus dem Automobilbereich. Für die Messung ist ein Mikrofonvorverstärker notwendig um die geringen Ausgangssignale des Differenz-Drucksensors aufzubereiten. Der Drucksensor besteht aus einem mikromechanischen Sensorelement mit Membran und Druckstutzen. Der Sensor verfügt über drei Anschlussklemmen für die Spannungsversorgung und Differenzdrucksignal. Die Reaktionszeit beträgt 0,2 msec. Laut Datenblatt soll der Sensor nur waagrecht eingebaut werden, um den Sensor vor einer Ansammlung von Flüssigkeiten zu schützen. Andere Einbauvarianten müssen geprüft werden.

Um die akustische Eignung der ausgewählten Mikrofone und Druckaufnehmer festzustellen wurde die Transferfunktion zwischen einem hochwertigem Messmikrofon (B&K 4190) und dem jeweils zu untersuchenden Aufnehmer ermittelt. Wichtige Kriterien für die Eignung sind ein annähernd linearer Pegelverlauf sowie eine stabile Phase innerhalb eines Frequenzbereichs von 20 Hz bis 2 kHz. Obgleich der Einsatzbereich des aktiven Schalldämpfers auf bis ca. 400 Hz beschränkt ist, darf kein Feedback bei höheren Frequenzen erfolgen. Dies würde zum einen den Lautsprecher als auch die Verstärkerstufe auf Dauer zu sehr belasten. In **Bild 9** und **Bild 10** sind die ermittelten Transferfunktionen nach Betrag und Phase aufgetragen.

Die Funktion aller Mikrofone und Druckaufnehmer wurde an dem in Abschnitt 3.4 genannten aktiven Rohr-Schalldämpfer (siehe Bild 1) überprüft. Um am Eingang des Aktiv-Leistungsverstärkers ähnlich hohe Signale zu erhalten, wie mit dem Standardmikrofon, wurden die Mikrofonvorverstärker der Drucksensoren und des Elektretmikrofons auf einen gleichen Spannungswert bei 250 Hz und 124 dB Pegel kalibriert. Bei auftretendem Feedback im System wurde die Verstärkung zunächst nicht reduziert, um bei tiefen Frequenzen die maximalen Dämpfungswerte zu ermitteln. Die gemessenen Einfügungsdämpfungen mit den ausgewählten Mikrofonen im aktiven Rohrschalldämpfer sind in **Bild 11** aufgetragen. Der Einsatz dieser ausgewählten Schallaufnehmer zeigt folgende Ergebnisse:

- Mit dem Einsatz des hochwertigen Messmikrofons B&K Typ 4190 kann eine sehr gute Dämpfung erreicht werden. Der Verlauf der Dämpfung ähnelt dem Verlauf des Elektretmikrofons, was dem aktuellen Serienstand entspricht. Die hohen Druckstöße und Temperaturen im Abgasstrang können die Lebensdauer des Mikrofons jedoch extrem verkürzen. Der hohe Preis des Mikrofons (>1000 €) macht es für den Masseneinsatz aber unrentabel.
- Mit dem Einsatz des Kistler Druckaufnehmers Type 7162 konnte man in diesem Versuchsaufbau leider keine positiven Ergebnisse erzielen. Zum einen ist es die Unempfindlichkeit des Druckaufnehmers und zum anderen die daraus resultierende Schwierigkeit bei der Einstellung bzw. Kalibrierung. Unter

realen Bedingungen, bei sehr hohen Pegeln, ist die Verwendung dennoch sinnvoll. Für die Messungen der Zielspektren an Diesellaggregaten ist dieser Aufnehmer aufgrund der Unempfindlichkeit gegenüber Druckstößen vorzuziehen.

- Mit allen drei Sonden (20 mm, 80 mm, 160 mm) des Gras SA40-Sondenmikrofons können gute Dämpfungswerte erreicht werden. Der hohe Preis des Mikrofons macht es für den Masseneinsatz unrentabel. Außerdem kann Kondensat die ungeschützten Sonden verstopfen.
- Das Monacor MCE 4000 Elektretmikrofon hat sehr gute akustische Eigenschaften bei geringen Anschaffungskosten. Die gemessene Dämpfung ist ähnlich gut wie die des B&K 4109. Nachteil des Mikrofons ist die zu niedrige maximale Betriebstemperatur und der zu geringe maximal Schalldruckpegel. Durch gute thermische Entkopplung ist eine Verwendung dennoch denkbar, wenn gleichzeitig hohe Druckpulsationen abgeschwächt werden.
- Der Drucksensor SM5652-003D-3-F hat eine sehr geringe Druckempfindlichkeit. Durch die erste starke Abweichung der Phasenlage ab 500 Hz ist es ungeeignet für die Anwendung in der aktiven Lärmbekämpfung. Entsprechend zeigt die gemessene Dämpfung in Bild 11 eine negative Dämpfung bei 500 Hz.
- Der im Vergleich zum SM5652 um das 40-fache druckempfindlichere Druckaufnehmer 033A-002 D hat ebenfalls eine starke Abweichung in der Phase bei etwa 1,2 kHz. Je nach aufgebautem aktivem Schalldämpfersystem kann dies zu einer störenden Rückkopplung führen. Die hier gemessene Dämpfung ist unterhalb 1 kHz mit dem Messmikrofon von B&K vergleichbar. Bei 1,2 kHz erfährt die Dämpfung aber einen Einbruch um ca. 10 dB. Durch die hohe maximale Betriebstemperatur von 125 °C ist der Druckaufnehmer gut geeignet, mit entsprechender zusätzlicher thermischer Entkopplung, die Anforderungen an die gestellte Aufgabe zu erfüllen. Voraussetzung ist aber, dass eine Rückkopplung bei 1,2 kHz vermieden wird.
- Die Phase des Bosch 0261230026-Druckaufnehmers hat unter den getesteten Druckaufnehmern die geringste Änderung im interessierenden Frequenzbereich gezeigt. Sie weicht erst bei einer Frequenz oberhalb von 3 kHz ab, was bei der gemessenen Einfügungsdämpfung ohne erkennbare Auswirkung bleibt. Bezüglich Frequenzgang und Druckempfindlichkeit ist der Bosch Drucksensor die beste Wahl unter den hier untersuchten Sensoren. Die maximale Betriebstemperatur von 80 °C ist aber für die angestrebte Anwendung zu gering. Eine passive Kühlung des Sensors wird durch das Kunststoffgehäuse erschwert.

Alle getesteten Mikrofone und Drucksensoren haben Stärken und Schwächen. Es konnte kein Sensor gefunden werden, der alle Voraussetzungen erfüllt, um ohne Einschränkung im Abgasstrang eingesetzt zu werden. Der insgesamt am besten geeignete Sensor ist der Drucksensor SM5652-003D-3-F der Firma Measurement Specialities. Der akustische Frequenzbereich des Drucksensors ist aber nur bis zu einer maximalen Frequenz von etwa 1kHz gut geeignet. Oberhalb

von 1kHz liegt die Resonanzfrequenz des Drucksensors, was den Sensor für aktive Rückkopplungen besonders anfällig werden lässt. Der Vorteil des Sensors ist aber sein Metallgehäuse, was eine Kühlung des Sensors möglich macht. Durch die vergleichsweise geringe Empfindlichkeit des Drucksensors im Vergleich zu üblichen Mikrofonen wurde für den Drucksensor ein geeigneter Vorverstärker gebaut, um ein ausreichend hohes Signal für die Endstufe des aktiven Systems bereitzustellen.

## 5.1.2 Aktuatoren

Für den Betrieb von aktiven Schalldämpfern nach dem Anti-Schall-Prinzip werden Schallwandler benötigt, die im Stande sind, dem Störschall eine um 180° phasenverschobenen Kompensationsschall gleicher Stärke zu überlagern. Durch die Interferenz der Schallwellen wird eine Dämpfung des störenden Schalls erreicht, die im Idealfall zu einer vollständigen Auslöschung führt. Die akustische Herausforderung liegt dabei in der Bereitstellung des Kompensationsschalls mit hoher Intensität bei vorzugsweise tiefen Frequenzen. Aber auch für den Fall der hier vorgestellten aktivierten Resonatoren, bei denen ebenfalls Lautsprecher nahe am Abgasstrang zum Einsatz kommen, gelten dieselben akustischen Anforderungen. Ein für dieses Projekt idealer Schallwandler müsste darüber hinaus eine maximale Betriebstemperatur von ca. 600 °C aufweisen, beständig gegen Kondensat sein und für einen Frequenzbereich von 20Hz bis 500 Hz ausgelegt sein.

Bei der Erzeugung von Schallwellen werden meist Membranen mechanisch zu Schwingungen angeregt. Durch die im Idealfall gleichmäßigen Schwingungen der Membrane werden, gemäß dem Prinzip des Kolbenstrahlers, Schallwellen in die umgebende Luft abgestrahlt. Dabei ist der Strahlungswiderstand der Membran dafür verantwortlich, dass die Membranschnelle in eine Druckwelle umgesetzt wird. Der Strahlungswiderstand ist abhängig von der Membranform und Größe, sowie der Frequenz und den Umgebungsbedingungen. Für Frequenzen, deren Wellenlänge im Bereich der Membranabmessungen und höher liegen, entstehen auf der Membrane Teilgebiete die sich gegensinnig bewegen, sowie Knotenlinien, auf denen sich die Membran gar nicht bewegt. Der Frequenzbereich von Schallwandlern hängt deshalb unter anderem von der Größe der Membran ab. Die Membranen bestehen meist aus dünner flacher Pappe mit trichterförmigem konzentrischen Zuschnitt. Der Wirkungsgrad des Schallwandlers kann durch leichtere Membranen aus Titan oder Kohlefaserverbundwerkstoffen erhöht werden.

Die Erregung, bzw. Antrieb der Membran kann auf unterschiedliche Arten erfolgen. Die am häufigsten verwendete Antriebsart ist die des elektrodynamischen Lautsprechers mit zentralem Antrieb, **Bild 12**. Um einen Permanentmagneten befindet sich eine Spule auf einem mit der Membran verbundenen Schwingspulenträger. Leitet man Wechselstrom durch die Spule, wird diese zusammen mit der Membran zum Schwingen veranlasst. Der akustische Anwendungsbereich umfasst sowohl die tiefen als auch die mittleren Frequenzen.

Weiter gibt es magnetostatische Lautsprecher deren Antrieb nicht in Form einer Schwingspule lokal konzentriert ist, sondern auf der Membran verteilt ist. Diese Art Lautsprecher wird auch als Flächenstrahler bezeichnet und ist für mittlere und hohe Frequenzen geeignet.

Der elektrostatische Lautsprecher nutzt die elektrostatische Anziehungskraft, weshalb zum Betrieb eine Vorspannung (z. B.  $\pm 2000$  V) notwendig ist. Die Frequenzspannung wird an die Membran angelegt und kann sich zwischen den beiden Vorspannungen bewegen. Zum Erzeugen von tiefen Frequenzen ist die Elektrostatenfläche unverhältnismäßig groß und daher eher ungeeignet. Bei einem elektromagnetischen Lautsprecher treibt ein Dauermagnet mit umschlossener Spule eine nahe liegende ferromagnetische Membran an, die den Schall direkt abstrahlt. Bei einem anderen Aufbau schwingt ein von einer Spule umschlossener Eisenstab, der mit einer Papiermembran verbunden ist, vor dem Luftspalt eines Dauermagneten. Aufgrund der eher schlechten Wiedergabequalität wird diese Lautsprecherbauform nicht mehr gebaut.

Probleme aller Schallwandler entstehen bei zu hohen Temperaturen, die durch längeren Betrieb oder durch Einwirkung von außen entstehen. Die hohen Temperaturen bewirken dabei ein Schmelzen der Spulendrahtisolierung, wodurch ein Kurzschluss verursacht wird, oder aber zu einem Erweichen des beim Zusammenbau der Komponenten verwendeten Klebstoffs, was ebenfalls zur Zerstörung des Lautsprechers führt. Durch eine Erhöhung der Temperatur steigt auch der Widerstand des verwendeten Kupferdrahtes. Bei erforderlicher konstant abgestrahlter Schalleistung muss die Verstärkung am Verstärker erhöht werden, was wiederum eine Temperaturerhöhung zur Folge hat. Je nach gewähltem Dauermagnetmaterial kann sich durch den Temperatureinfluss dessen Magnetfeldstärke deutlich reduzieren, was zu einer Verschlechterung des Lautsprecher-Wirkungsgrades führt. Als häufigstes verwendetes Material werden Ferrite eingesetzt, deren vollständige Entmagnetisierung bei der Curie-Temperatur von  $770$  °C stattfindet.

Die Aufbauten der meisten Lautsprecher sind für normale Umgebungstemperaturen und einer normalen Luftzusammensetzung konzipiert. Durch spezielle Werkstoffwahl der Membran kann ihre Widerstandsfähigkeit gegenüber feuchter und schadstoffbelasteter Luft erhöht werden. So ist eine Titan-, Aluminium- oder Kohlfaserverbundstoff-Membran gegenüber Hitze und Feuchtigkeit unempfindlicher als übliche Membranen aus Pappe. Die Hitzeempfindlichkeit von Sicke, Zentrierspinne und Schwingspule bleibt jedoch weiterhin ungelöst. Nach Herstellerangaben können Lautsprecher bis zu einer Temperatur von maximal  $120$  °C eingesetzt werden. Da keine alternativen Schallwandlersysteme für höhere Temperaturen geeignet sind, muss auf einen herkömmlichen elektrodynamischen Lautsprecher zurückgegriffen werden. Es ist daher notwendig den Lautsprecher vor einer Temperatur von über  $120$  °C zu schützen. Wie auch bei den Mikrofonen ist daher ein Hitzeschutzkonzept notwendig, um die Temperaturen am Lautsprecher auf ein Minimum zu begrenzen.

## 5.2 Anpassung der Komponenten an die Einsatzbedingungen

Die bisher ermittelten Sensoren und Schallwandler sind für Temperaturen oberhalb 120 °C nicht geeignet. Um einer Schädigung durch zu hohe Temperaturen vorzubeugen wird ein Hitzeschutzkonzept benötigt, das die Temperatur auf das benötigte Maß begrenzt. Vorgabe des Konzeptes ist eine möglichst geringe akustische Beeinflussung sowie eine möglichst hohe Abschirmung der Temperatur. Das zu erreichende Temperaturgefälle zwischen Abgasstrom (max. 700 °C) und Sensor bzw. Schallwandler (je max. 120 °C) beträgt somit 580 Kelvin. Ziel des Konzeptes ist, den Abgasstrom getrennt vom und am aktiven System vorbei zu führen und gleichzeitig die akustische Kopplung aufrecht zu erhalten.

Hierbei muss sowohl die direkte Temperaturbeaufschlagung als auch die Wärmeleitung der Abgasleitung berücksichtigt werden. Um die Wärme abzuführen müssen die Komponenten passiv oder aktiv gekühlt werden. Eine direkte Temperaturbeaufschlagung kann durch Einfügen von akustisch transparenten Trennschichten zwischen Abgasstrom und den aktiven Komponenten verhindert werden. Durch die geringen Abstände zwischen Abgasrohr und den aktiven Komponenten wird davon ausgegangen, dass eine passive Wärmeabschirmung alleine nicht ausreichend ist. Eine Verringerung der Wärmeleitung kann an den Rohr-Verbindungsstellen durch Brandschutzdichtschnüre aus Fiberglas realisiert werden, die bis zu einer Temperatur von 550 °C eingesetzt werden können. Eine Fiberglas-Brandschutzschnur besteht aus einer reinen endlosen Glasfaserseele, die mit einem Glasfiebergeflecht umflochten ist. Bei Temperaturen unter 260 °C können auch temperaturbeständige Kunststoffformteile als Trennmaterial verwendet werden, wie z. B. aus Polytetrafluorethylen (PTFE) oder Fluorkautschuk (FPM) unter 220 °C.

Beim Einfügen einer Trennschicht bzw. Folie, muss auch deren schalldämmende Wirkung berücksichtigt werden. Je höher die dämmende Wirkung der Trennschicht umso geringer ist die Wirkung des aktiven Systems auf den Abgasstrang. Gemäß dem Bergerschen Massengesetz für unendlich große Platten hängt die Schalldämmung von der Frequenz und der flächenbezogenen Masse des Trennbauteils ab. Für endliche Trennbauteile ist das Bergersche Massengesetz jedoch nur eingeschränkt gültig und dient lediglich als Anhalt.

Dank ihrer geringeren flächenbezogener Masse eignen sich besonders Kunststoffe für akustische transparente Trennschichten. Aufgrund der Anforderungen an die Temperatur, sowie Materialbeständigkeit gegen Säuren und Öle, können nur spezielle Kunststoffe verwendet werden. Gute Eigenschaften bezüglich Temperatur- und Materialbeständigkeit haben Polyacrylat, Polyamid und PTFE. In einem Versuchsaufbau wurden dünne Kunststoff-Folien an einem aktiven Abzweigresonator auf ihrer akustischen Transparenz getestet. Die Folien wurden als flache Membran vor dem Lautsprecher eines aktiven Schalldämpfers positioniert und bewirken auf diese Weise eine Trennung zwischen Messkanal und aktivem Resonator. Die geringsten Dämpfungseinbußen wur-

den mit der dünnsten Folie bzw. dem geringsten Flächengewicht erreicht. Bei der PTFE-Folie, die Folie mit der höchsten flächenbezogenen Masse, ergaben sich Dämpfungsminderungen von bis zu 6 dB.

In unmittelbarer Umgebung des Abgasstroms können nach bisherigem Stand nur metallische Folien, z. B. aus Edelstahl, eingesetzt werden. Aufgrund der hohen Masse und Steifigkeit von Edelstahl, kommen nur sehr dünne Edelstahlfolien in Betracht. In Versuchen wurde die Schalldämmung von zwei sehr dünnen Edelstahlfolien (80µm und 25µm) und einer PTFE-Folie (50µm) ermittelt.

**Bild 13** zeigt zum einen die ermittelte Schalldämmung einer 25µm dicken Edelstahlfolie bei drei gewählten Folienabmessungen sowie die Schalldämmung bei einem Durchmesser von 130 mm und unterschiedlicher Foliendicke bzw. unterschiedlichem Material. Vor allem bei tiefen Frequenzen unterhalb 125 Hz ist die Abhängigkeit der Schalldämmung von der Folienabmessung, und damit von der Steifigkeit, deutlich vorhanden. Bei der Auslegung der Folie sollte ein möglichst großer Flächenquerschnitt für eine niedrige Steifigkeit gewählt werden. Generell verschlechtern Folien die akustische Ankopplung des aktiven Systems. Durch möglichst große Kopplungsquerschnitte und dünne Folien kann diese unerwünschte Pegelminderung klein gehalten werden.

### 5.2.1 Integration des Schallaufnehmers

Um eine Rückkopplung aufgrund der Schutzfolie vor dem Lautsprecher auszuschließen oder die Frequenz der maximalen aktiven Dämpfung durch die Mikrofonposition anzupassen, ist eine Trennung der ansonsten räumlich eng angeordneten Komponenten Lautsprecher und Mikrofon notwendig. Damit kann das Mikrofon nicht mehr am Lautsprecher hinter der gemeinsamen Schutzfolie verbleiben, sodass ein eigener Hitzeschutz für das Mikrofon zu entwickeln ist. Das Konzept umfasst einen Hitzeschutz, der aus einer oder zwei Trennebenen mit Folienmembranen, der Unterbrechung der thermischen Wärmeleitung, sowie einer passiven oder ggf. aktiven Kühlung des Mikrofons besteht.

In einem Versuchsaufbau wurden Folien hinsichtlich ihrer akustischen Wirkung auf Pegelreduktion und Phasendrehung untersucht. Getestet wurden drei Membran-Nennweiten (NW) von 12, 20 und 30 mm Durchmesser. Die Übertragungsfunktion des Mikrofons wurde aus dem Verhältnis der Messungen mit und ohne Membranabdeckung ermittelt. Als Membran wurde eine 50 µm dicke PTFE-Folie verwendet, die mittels Kunststoffträger beim Einführen in die Rohraufnahme gespannt wird. **Bild 14** zeigt einen Querschnitt der Mikrofonhalterung und ein Foto der Membranhalterung. Den in **Bild 15** dargestellten Übertragungsfunktionen ist zu entnehmen, dass die Nennweite des Membrandurchmessers ausschlaggebend für die Pegelabnahme und Phasenverschiebung ist. Bei einer Nennweite von 30 mm ergibt sich die geringste Pegelminderung und Phasenverschiebung.

Zur Überprüfung der thermischen Eignung der Mikrofonhalterung wurde das Rohr der Mikrofonhalterung über mehrere Tage hinweg in ein Bad von 190 °C heißem Fett getaucht. Während des Versuchszeitraums wurde das Mikrofon in kontinuierlichen Abständen auf dessen Funktion hin überprüft und die Temperatur am Alukühler aufgezeichnet. Der Versuchsaufbau der Prüfeinrichtung ist in **Bild 16** dargestellt. Die Temperatur am Alukühler hat sich während des Versuchszeitraums auf 65 °C eingependelt. Die Mikrofonempfindlichkeit hat sich nur gering verändert. Es hat sich gezeigt, dass die Mikrofonhalterung mit Hitzeschutzmembran und Alukühler die Temperatur in einem Abgasrohr um 120 Kelvin am Mikrofon absenken kann. Die erreichte Temperaturabsenkung ist für die Anwendung in einem Abgasrohr mit einer Kernstromtemperatur von über 600 °C noch zu gering. Eine weitere Schutzmaßnahme des Mikrofons muss durch eine zusätzliche Membran aus Edelstahl, einer zweiten thermischen Trennschicht sowie mindestens durch eine passive Kühlung erfolgen.

## 5.2.2 Integration des Lautsprechers

Am Temperatur-Schalldämpfer-Prüfstand des IBP wurde die Temperaturverteilung in einem aktiven Abzweigresonator mit einer Kunststoffolie (PTFE, 50 µm) als thermische Trennschicht messtechnisch bestimmt. In diesem Prüfstand erzeugt ein Heizelement eine Kernstromtemperatur von ca. 160 °C. Die Kernstromgeschwindigkeit wird durch ein im Umluftbetrieb geschaltetes Gebläse erreicht und beträgt nur wenige Meter pro Sekunde. Zur Führung des Kernstroms, vorbei am Abzweig des aktiven Abzweigresonators, wurde ein 10 mm dicker Stahlwollemantel verwendet. Der Systemaufbau und das Messergebnis sind in **Bild 17** dargestellt. Alleine durch die Führung des Kernstroms wird eine Temperaturminderung von 55 Kelvin erreicht. Die thermische Trennschicht aus PTFE führt zu einem weiteren Temperaturabfall von 48 Kelvin. In Summe kann die Temperatur des Kernstroms von 160 °C um 103 Kelvin, bis zu einer Temperatur von 57 °C vor dem Lautsprecher, abgesenkt werden. Die Messung zeigt, dass mit nur einer Hitzeschutzfolie keine ausreichende Temperaturabsenkung zwischen dem Abgaskernstrom und dem Lautsprecher bzw. dem Mikrofon erreicht werden kann. Der untersuchte Aufbau kann daher nur bis zu einer Kernstromtemperatur von ca. 220 °C den Lautsprecher schützen. Ein verbesserter thermischer Schutz des Lautsprechers ist notwendig.

Weitere akustische Untersuchungen wurden mit einer Edelstahlfolie als zweite thermische Trennschicht, bei sehr naher Anordnung am Abgasrohr, durchgeführt. Eine um den Öffnungsausschnitt gebogene dünne Edelstahlfolie am Abgasrohr hat sich als zu schallhart erwiesen und gezeigt, dass nur ebene Membranen eine akustisch ausreichende Transparenz bieten. In einem weiteren Aufbau wurde das Aktivsystem über ein würfelförmiges Übergangsstück an das runde Abgasrohr angekoppelt. In den Seiten des Quaders wurden 4 runde dünne Edelstahlmembranen mit einem Durchmesser von je 130 mm eingesetzt. Die Gesamtfläche der 4 Membranen entspricht damit der Membranfläche im Rohrabzweig zum Aktivmodul. In **Bild 18** ist die erreichte Einfügungsdämpfung der einzelnen Versuchsaufbauten aufgetragen. Im Vergleich zur rund angepas-



ten Edelstahlfolie wird mit den 4 Membranen eine wesentlich verbesserte Einfügungsdämpfung des Resonators erreicht. Durch eine weitere Vergrößerung der Membranflächen kann die Einfügungsdämpfung noch erhöht werden, wie die Messung ohne Trennmembran andeutet.

### 5.3 Gesamtintegration

Die Kombination von Partikelfilter und Aktivsystem ermöglicht eine platzsparende Bauweise. Bei geeigneter Kombination ergibt sich der zusätzliche Vorteil, dass die Druckpulsationen vom Motor am Mikrofon des aktiven Systems durch den Partikelfilter gemindert werden. Zunächst wird in einem Versuchsaufbau die optimale geometrische Anordnung von Mikrofon und Rußpartikelfilter mit dem Ziel maximaler aktiver Schalldämpfung der Kombination untersucht. Als Ausgangsbasis dient der bereits zuvor genannte Aktiv+ Schalldämpfer. Er besteht aus einem porösen Absorber zur Bedämpfung mittlerer und hoher Frequenzen, kombiniert mit einem aktiven Abzweig-Resonator zur Bedämpfung tiefer Frequenzen. Zum Schutz werden die elektromechanischen Komponenten im Abzweig durch eine Folie vom Abgasstrom getrennt. Lautsprecher und Gehäuse des Aktivsystems bilden schon ohne Elektronik bereits einen passiv wirkenden Resonator, bei dem die Membran des Lautsprechers als Masse und die Nachgiebigkeit der im Gehäuse eingeschlossen Luft als Feder wirken. Die Resonanzfrequenz lässt sich in bestimmten Bereichen durch eine geeignete Auswahl der Komponenten und der konstruktiven Ausgestaltung festlegen. Bei der Aktivierung des Systems mithilfe eines Mikrofons, dessen Signal einem Verstärker zugeführt wird, der das Signal invertiert und an den Lautsprecher gibt, wird die Resonanz verstärkt. Diese Feedback-Schleife führt zu einer Steigerung der Dämpfung und einer breitbandigeren Wirkung.

Die Kombination von Rußpartikelfilter und Aktivschalldämpfer erfolgt durch den Einbau des Filtereinsatzes in das runde Gehäuse eines Passivschalldämpfers. Dazu wurde die den Filter umgebende ca. 2 mm dicke Silikatschicht entfernt. Die Größenanpassung und Abdichtung des Filtereinsatzes an den Innendurchmesser des Rohrschalldämpfers erfolgte durch eine eng anliegende Schicht eines mikrozelligen Polyurethanelastomers (Sylomer) am Anfang und Ende des Partikelfilters (siehe **Bild 19**). Als Parametervariationen wurden verschiedene Anordnungen und Ausrichtungen des Partikelfilters und der Mikrofone sowohl am Einlass als auch am Auslass untersucht. Dazu wurde auch die Größe des vor oder hinter dem Partikelfilter liegenden Luftvolumens in der Kammer verändert. Vielversprechende Ergebnisse wurden bei der Mikrofonanordnung und Ankopplung des Volumens am Auslass des Partikelfilters erzielt. Messergebnisse für diese Einbausituation sind in **Bild 20** dargestellt und zeigen, dass sich auch mit der Lage des Mikrofons der Frequenzbereich der Dämpfung beeinflussen lässt. Die Anordnung der Mikrofonposition spielt für diese Ausführungsvariante eine wichtige Rolle, da damit die Temperaturbeaufschlagung angepasst werden kann. Die Ankopplung des Volumens am Einlass des Rußpartikelfilters führte zu ähnlichen Ergebnissen. Die Mikrofonanordnung am Auslass des Filters wird aus

Gründen der besseren Abschirmung bezüglich Temperatur- und Druckbeaufschlagung favorisiert.

Die Untersuchung der Kombination im Schalldämpferprüfstand mit Variationen der Mikrofonposition, Abdichtungsöffnung und des Volumens in der Expansionskammer des Rohrschalldämpfers lieferte folgende Ergebnisse:

- Die akustische Transparenz des Filters in Querrichtung hat sich nicht bestätigt, so dass ein zusätzlicher akustischer Weg für das Lautsprecher-signal notwendig ist.
- Die aktive Dämpfung in Längsrichtung über das Vor- und Rückvolumen der Expansionskammer weist an allen vier getesteten Mikrofonpositionen ähnliche Werte auf. Der Vorteil der Dämpfung über das Rückvolumen ist, dass die Druckstöße im Abgasstrang durch den Filter selbst abgeschwächt werden.
- Die Variation der Größe der Abdichtung ergab, dass mit maximaler Öffnung, eine höhere und breitbandigere Dämpfung erreicht wird. Außerdem verschiebt sich die Dämpfung zum höheren und für den Einsatz des Aktivsystems interessanteren Frequenzbereich.
- Die Variation der Volumengröße zeigt, dass bei dessen Verkleinerung, die Dämpfung schmalbandiger und zu tieferen Frequenzen verschoben wird.

Im Vergleich mit der Dämpfung des ursprünglichen Aktivsystems stellt man eine ähnliche Charakteristik fest, wobei die Dämpfungsanteile in Bild 20 schmalbandiger ausfallen als in Bild 11 und die Dämpfung des aktiven Abzweigresonators zu tiefen Frequenzen hin verschoben ist. Ein erster Nachweis der Wirksamkeit eines in den Partikelfilter integrierten Aktivsystems ist mit diesen Untersuchungen erbracht.

## 6 Umsetzung für großvolumige Dieselmotoren

Mit dem Aufbau eines aktiven Versuchsschalldämpfers wurden alle bisherigen Ergebnisse aus den Voruntersuchungen umgesetzt. Technische Zeichnungen des Prototyps sind in **Bild 21** bis **Bild 23** dargestellt. Der Prototyp besteht aus einer Resonator-kammer mit zwei in Längsrichtung angeordneten Flanschen zur Ankopplung von bis zu zwei aktiven Lautsprechern. Als Teil des Abgasstrangs befindet sich in der Resonator-kammer der Rußpartikelfilter mit Einlass- und Auslasshaube. Die akustische Kopplung von Abgasstrang und Resonator-kammer wird durch eine nach dem Partikelfilter angeordneten Sekundärmembran realisiert. Die Sekundärmembran ist über einen fünfeckigen Kanal mit runden Durchlässen gespannt und weist damit fünf ebene Membranflächen auf. Die Membranflächen dienen zur akustischen Kopplung von Abgasstrang und Resonator-kammer und als erste thermische Trennung. Aufgrund der hohen Temperaturen im Abgasstrang besteht die Membran aus 0,01 mm dünnem Edelstahl. In **Bild 24** ist die Ausführung der Sekundärmembran abgebildet. Um eine Rückkopplung des aktiven Systems zwischen Sensor und Lautsprecher zu mini-

mieren, ist in die Resonatorkammer Mineralwolle eingelegt, die den hochfrequenten Schallanteil senkt. Die optimale Mikrofonposition des reaktiven Schalldämpfers [44] wird durch Messungen am Schalldämpferprüfstand ermittelt. Es sind dazu mehrere Nippel mit Gewinde an der Resonatorkammer verschweißt um daran ein Mikrofon in die Kammer einführen. Als zweite Funktion sind die Anschweißnippel zum Anschluss einer aktiven Luftkühlung der Resonatorkammer verwendbar. Die zweite thermische Trennschicht befindet sich in der Ebene der Flansche zu den aktiven Lautsprechern. Die Gehäuse der Lautsprecher sind zusätzlich durch ein hitzebeständiges Gewebepband von der Resonatorkammer getrennt. Zwischen dem Gewebepband am Flansch des Resonators und dem Lautsprechergehäuse ist eine 0,05 mm dünne PTFE-Folie als zweite thermische Trennung eingelegt

Zur Messung des Schalldrucks wird der Drucksensor Typ 033A-002 D der Firma Measurement Specialities verwendet. Die Daten des Sensors sind in Tabelle 14 abgebildet. Ein entscheidendes Kriterium bei der Sensorauswahl (siehe 5.1.1) ist das Metallgehäuse des Sensors, das eine passive Kühlung ermöglicht. Für den Einbau des Sensors in die Nippel der Resonatorkammer wurde eine spezielle Sensorhalterung entwickelt. Die Halterung besteht zum Teil aus hitzebeständigem PTFE-Material, einer thermischen Trennmembran aus 0,05 mm dünnem PTFE vor dem Drucksensor und einem Aluminium-Kühlkörper zur Wärmeableitung vom Sensorgehäuse. Ein Bild des Sensorhalters und eine Skizze sind in **Bild 25** dargestellt. Für den Versuchsaufbau wird der Vorverstärker des Drucksensors mit einer 9V-Block-Batterie betrieben, die im Gehäuse eingebaut ist (**Bild 26**). Ein Schaltplan der Sensorspeisung und der Signalvorverstärkung ist in **Bild 27** abgebildet. Nach der Signalvorverstärkung liegt die Empfindlichkeit des Sensors bei 3,18 mV/Pa.

Um ausreichend Schalldruck zur aktiven Schallpegelreduktion zu erhalten sind zwei parallel betriebene Schallquellen geplant. Als Schallquelle wurde ein elektrodynamischer Lautsprecher vom Typ W200NG der Fa. Visaton verwendet. Die Membran des Tieftöners besteht aus langfaserigem Papier und hat einem Durchmesser von 200 mm. Die Grenzauslenkung der Membran beträgt 18 mm. Seine Resonanzfrequenz liegt bei 45 Hz, die Nennimpedanz beträgt 4 Ohm und die Nennbelastbarkeit 75 Watt. Zum Schutz des Lautsprechers durch Wärmeübertragung wurde zwischen dem Chassis des Lautsprechers und dessen Gehäuse ist ein Schicht aus isolierendem Gewebepband aus Glasfaser untergelegt. Als weitere Isolation sind zwischen den Flanschen der Resonatorkammer und dem Lautsprechergehäuse zwei Lagen aus Gewebepband gelegt. Dazwischen befindet sich eine 0,05 mm dünne PTFE-Membran zur thermischen Trennung zwischen Resonatorkammer und Lautsprecher. Lautsprecher und Verstärker sind über ein ca. 2 m langes Kabel verbunden. Alle elektrischen Verbindungsleitungen werden durch eine wärmebeständige Isolation geschützt.

Nach dem Zusammenbau des aktiven Versuchsschalldämpfers wurde die Systemresonanzfrequenz der im Gehäuse verbauten Lautsprecher mit einem Analysator bestimmt. Die Resonanzfrequenz ist die Frequenz, bei der der Lautspre-

cher sein erstes Impedanzmaximum erreicht und im Betrieb den höchsten Schalldruckpegel erzeugen kann. Die Resonanzfrequenz des Systems ist abhängig vom der Freifeldresonanzfrequenz des Lautsprechers selbst, der Steifigkeit des Rückvolumens und der Impedanz vor dem Lautsprecher. Die gemessene Resonanzfrequenz des Systems beträgt 94 Hz und 104 Hz und liegt damit im erwarteten Frequenzbereich.

## 6.1 Messung am Schalldämpferprüfstand

Aus den Voruntersuchungen am Dieselmotor wurde ein Frequenzbereich zwischen 50 Hz und 100 Hz ermittelt, bei dem eine möglichst hohe Dämpfung erreicht werden sollte um den Summenpegel des Abgasgeräusches zu senken. Die passive Dämpfung der Resonatorraumkammer und die passive Dämpfung der Lautsprecher mit Rückvolumen sind auf etwa 100 Hz ausgelegt. Die Lage des Drucksensors zum Schallfeld (upstream, downstream), sowie die zusätzliche Stehwelligkeit des Schallfeldes in der Resonatorraumkammer, führt zu einer Frequenzverschiebung der aktiven Dämpfung. Da die optimale Position des Drucksensors nur messtechnisch ermittelt werden kann, wurden Messungen der Einfügungsdämpfung am kleinen Schalldämpferprüfstand des IBP durchgeführt. **Bild 28** zeigt ein Foto des fertigen Prototyps und eine Skizze mit den Komponenten.

Durch den Einbau der 0,01 mm dünnen Edelstahlmembran als zweite thermische Trennschicht mithilfe des »Folienwürfels« hat sich die passive Einfügungsdämpfung zu 50 Hz hin verschoben und auch gleichzeitig deutlich verringert, wie die Messung in **Bild 29** zeigt. Die Veränderung der Lage der passiven Systemresonanz musste bei der Wahl der Drucksensorposition berücksichtigt werden. Um die Zielfrequenz von 50 Hz bis 100 Hz zu erreichen, konnten nur Positionen gewählt werden, die die aktive Einfügungsdämpfung nicht weiter zu tiefen Frequenzen verschieben. Durch Messungen der Einfügungsdämpfung wurde die beste Sensorposition nahe der Sekundärmembran ermittelt (siehe Skizze Bild 28 rechts). Um die Auswirkung der Drucksensorqualität zu überprüfen wurden die Messungen sowohl mit dem gewählten Drucksensor als auch mit einem sehr guten Mikrofon (Monacor MCE4000) durchgeführt. Die aktiv und passiv gemessene Dämpfung des Versuchsschalldämpfers mit optimaler Sensorposition ist in **Bild 30** aufgetragen. Die erreichbare aktive Dämpfung ist von der Höhe der Signalverstärkung des Lautsprechers abhängig, die wiederum durch die Neigung zur Rückkopplung des Systems begrenzt wird. Das Maximum der aktiven Einfügungsdämpfung liegt bei 50 Hz und beträgt, bei Verwendung des Mikrofons, 3,5 dB. Mit dem Drucksensor wird eine um 2 dB niedrigere Dämpfung ermittelt. Grund hierfür ist die geringere mögliche Verstärkung am Lautsprecher durch das Auftreten einer Rückkopplung. Ursache ist die Resonanzfrequenz des Drucksensors bei ca. 1.25 kHz, welche zu nahe an der Frequenz liegt bei der sich eine Rückkopplung bildet. Eine Verschiebung des Dämpfungsmaximums in Richtung 100 Hz war nicht weiter möglich.

Bei Messung mit dem Aufbau nach Bild 28 beträgt der maximale Schallpegel bei Anregung mit rosa Rauschen 120 dB im Summenpegel. Im Terzspektrum zwischen 50 Hz und 100 Hz liegt der Pegel 10 dB niedriger. Da für diesen kleinen Prüfstand stärkere Anregungsquellen nicht zur Verfügung stehen, ist ein Funktionstest des aktiven Versuchsschalldämpfers bei Pegeln von 160 dB und mehr nicht möglich. Weitere Messungen wurden daher am großen Rohrschalldämpferprüfstand des IBP durchgeführt. Der maximale Schallpegel im Rohr mit rosa Rauschen beträgt hier 133 dB im Summenpegel. Im Terzspektrum, zwischen 50 Hz und 100 Hz, beträgt der Pegel 3 dB weniger. Die gemessene aktive und passive Dämpfung sind im **Bild 31** dargestellt. Im Spektrum der Einfügungsdämpfung weichen die Messungen im großen und kleinen Schalldämpferprüfstand etwas voneinander ab. Eine mögliche Ursache hierfür sind Stehwellen im Kanal, die evtl. durch die Querschnittsübergänge vor und nach dem Schalldämpfer entstanden sind. Ob hohe Anregepegel die Dämpfung des Schalldämpfers begrenzen, konnte aufgrund der immer noch zu niedrigen Anregepegel aber nicht nachgewiesen werden.

## 6.2 Messung am Motorprüfstand

Im Anschluss wurde der aktive Versuchsschalldämpfer am Motorprüfstand der Fa. MTU in Friedrichshafen unter realen Einsatzbedingungen geprüft. Der Schalldämpfer wurde mit Übergangsstücken in den Abgasstrang eines Dieselmotors eingebaut. Während den Messungen wurde der Mündungspegel mit zwei Mikrofonen in 0,5 m Abstand zur Mündung (**Bild 32**), sowie das Signal des Drucksensors nach der Signalvorverstärkung aufgezeichnet. Für die Messung wurde der Schalldämpfer zusätzlich mit Temperatursensoren bestückt (**Bild 33**) und die ermittelten Temperaturen während der Messung aufgezeichnet.

Die am IBP gemessene Dämpfung wurde am Motorprüfstand nicht erreicht. Der abgestrahlte Schalldruck der aktiven Lautsprecher war zu gering, um eine eindeutig messbare Dämpfung über den angestrebten Frequenzbereich zu erzielen. Bei der Auswertung des Drucksensorsignals wurde festgestellt, dass bei Drehzahlen von über 1000 RPM, der Vorverstärker an die Grenzen seines Dynamikbereiches gekommen ist. Die Vorverstärkung des Drucksensors und die Verstärkung der aktiven Lautsprecher müssen noch besser auf die hohen Schalldrücke abgestimmt werden.

In **Bild 34** ist der Pegel an der Abgasmündung bei den zwei Motordrehzahlen 600/min und 1000/min, ohne Last sowie mit und ohne aktiviertem aktiven Versuchsschalldämpfer dargestellt. Bei den zwei dargestellten Drehzahlen wird der aktive Dämpfungsbereich des Schalldämpfers am stärksten mit der 3. Motorordnung beaufschlagt. Eine eindeutige Pegelsenkung kann hier aber nicht festgestellt werden.

Nach Versuchsende wurde der Versuchsschalldämpfer auf eventuelle Schäden überprüft. Dabei wurde festgestellt, dass die Sekundärmembran aus Edelstahl großflächig gerissen war (**Bild 35**). Anhand der aufgezeichneten Pegel konnte

der Zeitpunkt der Schädigung in Beziehung zu einer Drehzahl von 2000/min und bei Last am Motor gesetzt werden. Den vom Motor unter Last erzeugten hohen Druckstößen konnte die Membrane nicht standhalten. Es gilt weiterhin ein Optimum bezüglich Druckfestigkeit und akustischer Transparenz zu finden. Am Lautsprecher und Drucksensor wurde während der Messung die kritische Temperatur von 120 °C nicht überschritten. Die im Nachgang durchgeführte Überprüfung im Labor ergab, dass beide weiterhin voll funktionsfähig waren. Die Temperatur am Lautsprecher-Chassis war hoch genug, um den Plastik-Zierring des Lautsprechers zu verformen, sodass er sich während der Messung ablöste (Bild 35). Die Drehzahlen und Drehmomente, die während des Messzeitraums am Motorprüfstand aufgezeichnet wurden sind in **Bild 36** dargestellt. Die Temperaturen an den Thermoelementen wurden analog zu den akustischen Messungen erfasst und sind in **Bild 37** dokumentiert.

## 7 Entwicklung einer neuartigen Komponente

Innerhalb der Projektlaufzeit war es nicht möglich weitere Optimierungen des Prototyps vorzunehmen, um mit diesem Konzept den Nachweis aktiver Dämpfung unter realen Bedingungen zu erbringen. Als neuer und zusätzlicher Ansatz sollte die exemplarische Untersuchung einer Alternative zu den bisher verfügbaren Schallquellen durchgeführt werden, um weitere Möglichkeiten zur Erweiterung des bestehenden Konzepts und sich daraus ergebender systematischer Ansätze aufzuzeigen. Die Einsatzbedingungen im Abgasstrang sind geprägt von hohen Temperaturdifferenzen, hohen Schalldruckpegeln und einer möglichen chemischer Beeinflussung durch das Abgas. Für die Entwicklung einer neuen Komponente galt es daher Materialien zu verwenden, die bereits in diesem Bereich eingesetzt werden, ausgiebig erprobt sind und sich zudem zu einer aktiven Komponente adaptieren lassen. Eine naheliegende Lösung hierzu befindet sich im Verbrennungsmotor selbst und ergibt sich im Wesentlichen aus dem Kolben, der sich im Zylinder bewegt. Dieses Prinzip des schwingenden Kolbens in einem Rohr wird in der Akustik als Idealfall zur Herleitung und Veranschaulichung von akustischen Wellen verwendet und stellt bereits in der Ausgangsform eine Schallquelle dar.

Durch die erprobte Anwendung in Motoren kann das Zusammenspiel von Kolben und Zylinder als thermisch äußerst robust angesehen werden. Die Verbrennungstemperaturen in Zylindern liegen zum Teil über 2000 °C und damit weit höher, als die in den nachgeschalteten Abgasanlagen üblicherweise auftretenden Temperaturen. Die Lebensdauer von Kolben und Zylinder in Motoren hängt im Wesentlichen von deren Schmierung und Kühlung ab. Die mechanische Abnutzung durch Reibung von Zylinderwand und Kolben sind durch Oberflächenbeschichtungen sehr gering geworden. Die Möglichkeit, dieses System als Hubkolbenaktuator direkt in einem Abgasstrang zu betreiben, bietet zudem akustische Vorteile. Durch das direkte Einbringen in den Abgasstrang können akustisch nachteilige Querschnittssprünge, Übertragungsstrecken und Temperaturänderungen gering gehalten werden. Der elektrische Antrieb befindet sich au-

Berhalb des Abgasstranges und kann thermisch entkoppelt, sowie ohne akustische Einbußen gekühlt werden.

Die Bewegung des Kolbens im Zylinder kann als eine einfache Ausführung eines dynamischen Lautsprechers angesehen werden (siehe **Bild 38**). Der Kolben ersetzt dabei die Membran, der Zylinder die Führung durch Sicke und Spinne am Lautsprecherkorb. Als Antrieb des Kolbens kann eine bewegliche Spule in einem Permanentmagneten, wie sie z. B. bei Shakern in der Vibroakustik Verwendung findet, genutzt werden.

Der für den akustischen Betrieb des Kolbens wesentliche Unterschied zum elektrodynamischen Lautsprecher ist die zu bewegende Masse der Membran bzw. des Kolbens einschließlich der Spule und der sonstigen bewegten Teile. Bedingt durch die thermischen und mechanischen Belastungen, sowie die seitliche Ausbildung des Kolbens zur Führung im Zylinder, ist eine größere bewegte Masse, im Vergleich zu einer dünnen Lautsprechermembran, notwendig. Generell gilt, dass bei einer fortschreitenden akustischen Welle die Höhe des Schalldrucks proportional zur Beschleunigung ist. Gemäß dem zweiten Newton'schen Gesetz muss zur Erzielung hoher Schalldrücke eine ausreichend große Kraft aufgebracht werden. Die Beziehungen zwischen den effektiven Größen für Schalldruck  $p_{eff}$ , Beschleunigung  $a_{eff}$ , Schnelle  $v_{eff}$ , Auslenkung  $\xi_{eff}$  und Kraft  $F_{eff}$  einer ebenen fortschreitenden Welle sind wie folgt:

$$\frac{a_{eff}}{\omega} = \frac{p_{eff}}{\rho c} = \frac{F_{eff}}{m\omega} = v_{eff} = \xi_{eff}\omega \quad (3)$$

Hierbei sind  $\omega$  = Kreisfrequenz,  $\rho$  = Dichte der Luft,  $c$  = Schallgeschwindigkeit in Luft und  $m$  = bewegte Masse. Zur Veranschaulichung von Gleichung (3) sind diese Zusammenhänge in **Bild 39** grafisch dargestellt. Die linke Seite zeigt den erreichbaren Schalldruckpegel über der Frequenz bei konstant bleibendem Verhältnis von effektiver Kraft zur bewegten Masse. Eine Erhöhung des Schalldruckpegels kann durch eine Erhöhung der Kraft oder durch die Senkung der bewegten Masse erreicht werden. Die benötigte Kraft zur Aufrechterhaltung eines konstanten Schalldruckpegels nimmt mit steigender Frequenz deutlich zu. Das rechte Diagramm in Bild 39 stellt die zum Erreichen des Schalldrucks benötigte effektive Auslenkung dar. Die notwendige Auslenkung des Kolbens nimmt mit sinkendem Pegel und steigender Frequenz deutlich ab.

## 7.1 Akustische Eigenschaften

Um die Eignung eines Kolbens als Schallquelle zu untersuchen, wurde im Labor ein Prototyp der neuartigen Komponente aufgebaut. Im Folgenden wird der Prototyp als Hubkolbenaktuator bezeichnet. Zylinder und Kolben sind aus Aluminium gefertigt und als Tuning-Zubehör für Motorroller erhältlich. Der Durchmesser des Kolbens beträgt 47 mm. Für die Voruntersuchung wurden zwei vibroakustische Shaker mit unterschiedlicher Kraft und Schwingspulenmasse als Antrieb verwendet. Der Laboraufbau des Prototyps mit großem und

kleinem Shaker ist in **Bild 40** dargestellt. Der große Shaker (RMS, SW 122) hat eine Kraft von 200 N im Sinusbetrieb, einen maximalen Hub (Spitze-Spitze) von 14 mm<sub>ss</sub> und eine Schwingspulenmasse von 380 g. Der kleine Shaker (LDS V101) hat eine Kraft von 8.9 N im Sinusbetrieb, einen maximalen Hub von 2,5 mm<sub>ss</sub> und eine Masse der Schwingspule von 6,5 g.

Der Kolben ist mit dem Shaker über eine starre Kolbenstange und dem beweglich gelagerten Kolbenbolzen fest verbunden. Die Bewegungsrichtung von Shaker und Kolben muss hierbei genau in Achsrichtung ausgerichtet sein. Im Falle einer Abweichung kann die Bewegungsrichtung des Shakers durch das Lager des Kolbenbolzens nur in eine Querrichtung ausgeglichen werden. Eine genaue Ausrichtung von Shaker und Kolben ist daher zwingend notwendig, um einer Beschädigung vorzubeugen, sowie eine ausreichende Laufruhe des Kolbens zu erhalten. Der erzeugte Schalldruck des Systems wird mit einem Mikrofon in einer sich anschließenden Rohrstrecke von 50 mm Innendurchmesser und mit reflexionsarmen Abschluss am Ende bestimmt. Als Anregungssignal wird rosa Rauschen sowie ein linearer Chirp von 20 bis 200 Hz verwendet. Mit der gleichen Einstellung - aber ohne Rohrstrecke - wird mit einem Laser-Vibrometer die Schnelle des Kolbens gemessen. Um die Qualität dieser Quelle vergleichen zu können, wurden die Messungen mit einem elektrodynamischen Lautsprecher (Visaton W 100 S) wiederholt. Im Vergleich zum Kolben wurde ein Lautsprecher mit einem etwa doppelt so großen Durchmesser (94 mm) verwendet. Dies war notwendig, da kein Lautsprecher mit zum Kolben vergleichbarer Membranfläche tieffrequent ausreichend Schalldruck erzeugen kann. In **Bild 41** sind die Ergebnisse der gemessenen Schalldruckpegel der Hubkolbenaktuatoren und des Lautsprechers aufgetragen. Die Aussteuerung der Shaker wurde so angepasst, dass im gesamten Frequenzbereich kein Anschlagen bei Vollausslenkung hörbar war. Die Shaker und der Lautsprecher wurden mit unterschiedlichen und für sie geeigneten Verstärkern betrieben. Die gemessenen Schalldruckpegel und Kolben/Membranschnellen sind daher nur relativ zueinander und nicht absolut zu betrachten.

Bei der schmalbandigen Auswertung für das Anregungssignal rosa Rauschen nimmt der im Diagramm aufgetragene Schalldruckpegel mit zunehmender Frequenz ab. Der Einbruch des Schalldruckpegels bei ca. 40 Hz wird durch eine Stehwelligkeit im Messrohr verursacht. Die Pegelabnahme bei beiden Shakern verläuft aber annähernd linear zum Anregungssignal. Im Gegensatz dazu nimmt der Schalldruckpegel des Lautsprechers bis zu einer Frequenz von ca. 100 Hz zu und sinkt ab ca. 200 Hz linear ab. Ursache hierfür ist die Resonanzfrequenz des Lautsprechers, bei der die höchste Pegelabstrahlung erreicht wird.

Bei einer Anregung mit linearem Chirp von 20 bis 200 Hz ist das Anregungssignal in jeder Frequenz konstant. Da sich die eingeleitete Kraft und die Masse nicht ändern, nimmt der erzeugte Schalldruck mit zunehmender Frequenz um ca. 8 dB pro Oktave ab, siehe Bild 39. Die zusätzliche Anregung höherer harmonischer Frequenzen ist in Bild 41 oberhalb von 200 Hz gut erkennbar. Die Ursache liegt in der noch ungenauen Ausrichtung von Shaker und Kolben, so



dass der Kolben zu Taumelbewegungen neigt und zusätzlich angeregt wird. Eine besonders hohe Anregung von harmonischen Frequenzen ist beim großen Shaker erkennbar. Durch die Resonanzfrequenz des Lautsprechers bei etwa 100 Hz nimmt dessen abgestrahlter Pegel bis dahin zu und bleibt, wie bei der Messung mit rosa Rauschen, bis 200 Hz konstant. Die Anregung von Harmonischen ist auch beim Lautsprecher vorhanden, jedoch deutlich schwächer ausgeprägt.

Die Berechnung des Schalldruckpegels aus der gemessenen Schnelle des Kolbens ist in **Bild 42** dargestellt. Die Übereinstimmung zwischen Messung und Rechnung ist sehr gut und verdeutlicht nochmals den physikalischen Zusammenhang beider Messgrößen. Der Einbruch im Schalldruckpegelverlauf bei 40 Hz spiegelt sich in der Kolbenschnelle nicht wieder, weshalb als Ursache die Stehwelligkeit am Messmikrofon des Messaufbaus verantwortlich gemacht werden kann. Die weitere Messung mit Berechnung in umgekehrter Richtung zeigt eine ähnlich gute Übereinstimmung.

Die Messungen haben gezeigt, dass der Hubkolbenaktuator vor allem mit seinem größeren Hub tieffrequent Vorteile gegenüber einem Lautsprecher mit ähnlicher Größe bietet. Durch die Montage des kleinen Shakers direkt am Zylinder war die Ausrichtung von Shaker und Kolben hörbar besser. Bei der Messung mit linearem Chirp wurde dies nochmals durch die geringere Anregung von Frequenzen oberhalb von 200 Hz deutlich bestätigt. Weitere Auswertungen zeigen, dass mit den Hubkolbenaktuatoren vor allem die harmonischen Frequenzen stärker angeregt werden als mit dem elektrodynamischen Lautsprecher. Als Fazit gilt daher, die Ausrichtung von Kolben und Antrieb weiter zu verbessern und die bewegte Gesamtmasse gering zu halten.

## 7.2 Aktive Wirkung der Komponente als Hubkolbenaktuator

Die bisherigen Versuche ergaben, dass ein Hubkolbenaktuator ausreichend Potenzial hat, einen elektrodynamischen Lautsprecher vergleichbarer Größe zu ersetzen. In der weiteren Entwicklung wurde der Shaker durch eine Tauchspule ersetzt, die als Antrieb des Kolbens fungiert. Zur Aufnahme dieses Tauchspulenaktuators, und um dessen Ausrichtung zur Kolbenbewegung zu verbessern, wurde eine Trägerkonstruktion entwickelt für die nur nichtmagnetische Materialien verwendet wurden, wie Aluminium und Edelstahl, um das Magnetfeld im Tauchspulenaktuator nicht zu beeinflussen. Die starre Kolbenstange wurde durch ein ca. 30 mm langes Drahtseilstück ersetzt. Dieser so genannte »Stinger« besitzt zwei Freiheitsgrade und verhindert, dass sich der Kolben durch die Kraft des Antriebs im Zylinder verkantet und zu einer ungewollten Vibration von Zylinder und Kolben führt. Der Tauchspulenaktuator vom Typ 810.13 der Fa. Mönninghoff hat eine Nennkraft von 23 N und einen Hub von 5 mm<sub>ss</sub>. Die vom Antrieb bewegte Gesamtmasse beträgt 220 g, welche sich aus der Masse der Spule (100 g) und der Masse von Kolben, Stinger und Montageplatte (120 g) zusammensetzt. Die Einzelteile und der Gesamtaufbau des Hubkolbenaktuators sind in **Bild 43** dargestellt.

Die Verwendung des Hubkolbenaktuators als Komponente zur aktiven Lärmbe-kämpfung soll anhand eines Demonstrationsaufbaus zur Hörbarmachung auf-gezeigt werden. Der Demonstrationsaufbau ist in Bild 43 rechts dargestellt und besteht im Wesentlichen aus einem Lautsprecher als Quelle (Primärschall), dem Hubkolbenaktor, einem Schalltrichter ( $\varnothing_i = 200 \text{ mm}$ ) und einem Edelstahlrohr ( $\varnothing_i = 50 \text{ mm}$ ) mit T-Abzweig zum Anflanschen des Aktuators. Es wurde ein Film erstellt, der den Aufbau zeigt und die Eignung als aktiven Schalldämpfer visualisiert und zugleich auralisiert.

Mit einem ähnlichen Aufbau wurde die Eignung des Hubkolbenaktuators als aktive Komponente zur Lärminderung messtechnisch nachgewiesen. Der Schalltrichter wurde für diese Messungen durch ein reflexionsarm abgeschlossenes Messrohr mit gleichem Durchmesser ersetzt. Im Messrohr sind 3 Mikrofone bündig in der Rohrwand zwischen Hubkolbenaktor und reflexionsarmem Abschluss montiert, um das resultierende Schallfeld aufzunehmen. Als Quelle wird ein Sinusgenerator mit 2 Ausgängen verwendet. Mit dem ersten Ausgang wird die Lautsprecherquelle gespeist. Der zweite Ausgang wird zur Ansteuerung des Hubkolbenaktuators verwendet. Es handelt sich also um ein so genanntes Feedforward-System, vergleichbar mit der drehzahlabhängigen Ansteuerung eines Antischall-Lautsprechers. Für die Bestimmung der bestmög-lichen Dämpfung werden Amplitude und Phase des Lautsprechersignals so justiert, dass sich der kleinstmögliche Pegel an einem der 3 Mikrofone im Messrohr einstellt. Die Messung wurde in 1/12-Oktaven als Frequenzauflösung durchgeführt und die gemessene Dämpfung aufgezeichnet, siehe **Bild 44**. Die gemessene Dämpfung liegt im Mittel bei etwa 20 dB und zeigt bereichsweise deutlich höhere Werte.

## 8 Zusammenfassung

Die Fortschreibung der Grenzwerte für Partikelemissionen aller Arten und Grö-ßen von Dieselmotoren wird national und international gefordert. Verfügbare Lösungen beanspruchen jedoch beachtlichen Bauraum, so dass als eine Folge dessen kaum mehr Platz für den ebenfalls unverzichtbaren Abgasschalldämpfer besteht. Da beide Emissionen (Partikel und Lärm) reduziert werden müssen, zielt das Projekt auf die Entwicklung integrierbarer Schalldämpferlösungen spe-ziell für den kritischen tiefen Frequenzbereich. Im Vordergrund stehen reaktive und aktive Systeme, die zusätzlich an die anspruchsvollen Umgebungsbedin-gungen anzupassen sind. Messungen im Abgasstrang eines großformatigen Dieselmotors belegen die anspruchsvollen Einsatzbedingungen an die Mikrofo-ne mit hohen Schalldruckpegeln, Temperaturen und Druckpulsationen. Ver-schiedene am Markt preisgünstig verfügbare Schallaufnehmer wurden bezüg-lich ihrer Einsatzmöglichkeiten im Abgasstrang und am Aktivsystem untersucht und bewertet. Eine ideale Komponente, die alle Kriterien des Anforderungspro-fils erfüllt, konnte nicht ermittelt werden, so dass Schutzmethoden für diese Komponenten untersucht wurden. Die gleiche Problematik stellt sich bei der zweiten Komponente des aktiven Systems, dem Lautsprecher, ein. Für beide Komponenten wurde eine thermische Trennung des Abgasstrangs vom aktiven

System untersucht. Dabei wurden Tests mit Trennschichten aus dünnen Edelstahlfolien und einer temperaturbeständigen Kunststoffolie aus PTFE durchgeführt.

Messungen an einem Partikelfilter haben gezeigt, dass ab mittleren und hohen Frequenzen zunehmend Einfügungsdämpfung vorhanden ist. Die Integration des Aktivsystems über eine interne Abzweigung mit diesem Partikelfilter zeigt, dass die Wirkung des Aktivsystems, ähnlich wie in bekannten Anwendungen, erhalten bleibt und zusätzliche tieffrequente Dämpfung liefert.

Mit den aus diesen Versuchen gewonnenen Erkenntnissen wurde ein kompakter Abgasschalldämpfer mit Rußpartikelfilter aufgebaut, bei dem die aktiven Komponenten durch zwei thermische Trennungen aus Membranen geschützt sind. Der Drucksensor wurde zusätzlich mit einem passiven Kühlkörper ausgerüstet. Messungen am Schalldämpferprüfstand des IBP zeigen zunächst, dass eine ausreichende Kopplung an das Schallfeld des Abgasstranges bestehen bleibt. Bei Messungen im Abgasstrang eines großen Dieselmotors konnte die akustische Wirksamkeit, wie sie am IBP Schalldämpferprüfstand gemessen wurde, nicht mehr nachgewiesen werden. Weitere Anpassungen der aktiven Komponenten an die sehr hohen Abgasgeräuschpegel sind daher noch zu leisten. Die thermische Trennung der aktiven Komponenten am Versuchsschalldämpfer war teilweise erfolgreich. Alle aktiven Komponenten waren auch nach dem Ende der Messungen voll funktionsfähig. Nach den Messungen hat sich jedoch gezeigt, dass die nahe am Abgasrohr liegende Sekundärmembran aus Edelstahl gerissen ist. Als Ursache kommen die hohen Druckpulsationen bei hohen Drehzahlen und bei Last in Betracht.

Auf der Suche nach Aktuatoren, die bei den hohen Temperaturen im Abgassystem dauerhaft als Lautsprecher fungieren können, wurde ein neuartiges Hubkolbensystem entwickelt und getestet, dessen akustische Wirkungsweise vereinfacht mit dem eines elektrodynamischen Lautsprechers vergleichbar ist, aber höchste Temperaturstabilität mit sich bringt. Es konnte ein Demonstrationsaufbau aus einem Zylinder, Kolben und Tauchspulenaktor hergestellt und die akustische Eignung als aktive Komponente anschaulich demonstriert werden. Ein geregelter aktiver Aufbau des Hubkolbenaktors innerhalb eines Feed-forward-Systems zeigte hohe Dämpfungswerte bei tiefen Frequenzen.

## 9 Ausblick

Die Übertragung von üblichen aktiven Komponenten, wie sie bei vergleichsweise niedrigen Umgebungstemperaturen verwendet werden, in den Abgasstrang eines großvolumigen Dieselmotors ist auch weiterhin ungelöst. Bisher konnten keine Komponenten gefunden werden die auch nur annähernd an die herrschenden Temperaturen im Abgasstrang heranreichen.

Die maximalen Betriebstemperaturen am Motorprüfstand wurden zwar bei den Messungen unterschritten, was aber nicht bedeutet, dass dies dauerhaft der

Fall sein wird. Der Versuchszeitraum am Abgassystem sollte auf längere Zeit angelegt sein, um an die Grenzen der thermischen Trennung zu gelangen und so weitere Verbesserungen vornehmen zu können. Eine solche Prüfung kann aber nur in einem Motorprüfstand erfolgen, da nur hier ausreichend hohe Schalldrücke und Temperaturen erzeugt werden können. Die weiteren Tests und die Anwendung des Systems sollte daher in Zukunft zunächst an kleineren Motoren weiter getestet werden, da diese mit geringerem Aufwand für Testmessungen zugänglich sind.

Die akustischen Anforderungen an die Schallquelle bestehen darin, gleich hohe oder höhere Schalldrücke als der Schalldruck im Abgasstrang zu erzeugen. Da bei Motoren meist nur Ordnungen der Motordrehzahl pegeldominierend sind, ist es ausreichend eine Schallquelle nur in einem schmalbandigen Frequenzspektrum zu betreiben. Dies führt zu höheren Schalldrücken zur Minderung der störenden Motorordnung. Für eine solche Umsetzung ist es daher notwendig gesteuerte aktive Systeme einzusetzen. Wie teilweise schon in anderen Systemen umgesetzt, kann durch Drehzahlinformation der Bordelektronik ein solches aktives System zusätzlich gesteuert werden.

Der Hubkolbenaktuator bietet das Potenzial für eine Schallquelle zur Erzeugung dieser hohen Schalldruckpegel. Durch weitere Verbesserung des Hubkolbensystems kann die bewegte Masse nochmals verringert und so die Pegelabstrahlung weiter erhöht werden. Die Vorzüge der geringen Temperaturempfindlichkeit dieses neuartigen Schallwandlers macht dieses System auch über den Anwendungsbereich dieses Projektes hinaus sehr interessant. Der Antrieb (Schwingerer) liegt außerhalb des kritischen Temperaturbereichs und kann unabhängig davon geschützt werden.

Darüber hinaus wäre es möglich, den Antrieb durch einen Motor mit z. B. einem Exzenter, der die Drehbewegung in eine Hubbewegung transferiert, zu ersetzen. Es kann dann zwar nur eine gezielte Frequenz angeregt werden, diese aber mit umso höherem Schalldruck. Die Frage der Auslenkung (Kolbenhub) muss dann getrennt gelöst werden. Möglich sind veränderbare Pleuellängen oder sonstige variable Exzenter, die während der Motorbewegung veränderbar sind.

Angesichts dieser Eigenschaften und geringer Kosten erstrecken sich die Anwendungsmöglichkeiten des Systems nicht nur auf die hohe Temperaturbeanspruchung sondern auch auf Abgassysteme, die chemisch oder durch Partikel belastet sind. Die Kosten für dieses neue Aktuatorssystem liegen über denen für konventionelle Lautsprecher (ohne Gehäuse u. dgl.), können allerdings die 100 €-Marke deutlich unterschreiten. Selbst bei mittleren Stückzahlen sind daher Produkte auch wirtschaftlich darstellbar.

Abschließend sei noch einmal darauf verwiesen, dass für die meist notwendigen Schallfeldsensoren (z. B. Mikrofone, Druckaufnehmer) ebenfalls temperaturstabile Lösungen benötigt werden. Das hier entwickelte Hubkolbensystem

lässt sich auch in diesem Sinne verwenden. Dazu könnte die Auslenkung eines (zweiten) Kolbens infolge des anliegenden Schalldruckes im Kanal mittels elektrodynamischer Transformation in ein elektrisches Signal umgewandelt, verstärkt und an den Schall erzeugenden Hubkolben rückgekoppelt werden.

## 10 Literatur

- [1] 16.BImSchV: Verkehrslärmschutzverordnung, Sechzehnte Verordnung zur Durchführung des Bundes-Immissionsschutzgesetzes (Juni 1990).
- [2] Akustik 04: Richtlinie für schalltechnische Untersuchungen bei der Planung von Rangier- und Umschlagbahnhöfen (März 1990).
- [3] TA Lärm: Technische Anleitung zum Schutz gegen Lärm Sechste Allgemeine Verwaltungsvorschrift zum Bundes-Immissionsschutzgesetz (August 1998).
- [4] 06/66/EGEntsch: Entscheidung der Kommission vom 23. Dezember 2005 über die Technische Spezifikation für die Interoperabilität (TSI) zum Teilsystem "Fahrzeuge - Lärm" des konventionellen transeuropäischen Bahnsystems.
- [5] 08/232/EGEntsch: Entscheidung der Kommission vom 21. Februar 2008 über die technische Spezifikation für die Interoperabilität des Teilsystems "Fahrzeuge" des transeuropäischen Hochgeschwindigkeitsbahnsystems. (Verwaltungsvorschrift).
- [6] DIN EN ISO 3095: Bahnanwendungen – Akustik – Messung der Geräuschemission von spurgebundenen Fahrzeugen (November 2005).
- [7] DIN EN ISO 3095, Entwurf: Bahnanwendungen – Akustik – Messung der Geräuschemission von spurgebundenen Fahrzeugen (April 2001).
- [8] DIN EN 50215: Bahnanwendungen - Bahnfahrzeuge - Prüfung an Bahnfahrzeugen nach Fertigstellung und vor Indienststellung (Juli 1999).
- [9] Minderung der Lüftungsgeräusche angetriebener Schienenfahrzeuge, AP 4220, Forschungsverbund Leiser Verkehr, Verbundprojekt 4000 Leise Züge und Trassen, Teilprojekt 4200 Antriebsgeräusche, 2004.
- [10] VDV-Schriften 154: Geräusche von Nahverkehrs-Schienenfahrzeugen nach BOSTrab (August 2002).
- [11] Richtlinie 97/68/EG zur Angleichung der Rechtsvorschriften der Mitgliedsstaaten über Maßnahmen zur Bekämpfung der Emissionen von gasförmigen Schadstoffen und luftverunreinigenden Partikeln aus Verbrennungsmotoren für mobile Maschinen und Geräte. (ABl. L 59 vom 27.2.1998,S1).
- [12] Richtlinie 2004/26/EG zur Änderung der Richtlinie 97/68/EG. (ABl. L 146 vom 30.4.2004,S1).

- [13] Straßenverkehrs-Zulassungs-Ordnung in der Fassung der Änderung durch Artikel 3 der "Verordnung zur Neuordnung des Rechts der Erteilung von EG-Genehmigungen für Kraftfahrzeuge und ihre Anhänger sowie für Systeme, Bauteile und selbständige technische Einheiten für diese Fahrzeuge" vom 21. April 2009, BGBl. Teil I Nr. 21 Seite 872, ausgegeben zu Bonn am 27. April 2009, in Kraft am 29. April 2009. Wegen des Wegfalls der gesonderten AU-Plakette nach § 47a ist Stand der Vorschriften nunmehr der 1.1.2010.
- [14] Richtlinie 70/157/EWG des Rates vom 6. Februar 1970 zur Angleichung der Rechtsvorschriften der Mitgliedstaaten über den zulässigen Geräuschpegel und die Auspuffvorrichtung von Kraftfahrzeugen, (ABl. EG L 42, S. 16), zuletzt geändert am 14. Juni 2007 (ABl. EU L 155, S. 49).
- [15] CEN/TC 256: N 165 E: Railway application – Noise emission – Measurement of external noise emitted by railbound vehicles [Committee Draft], 14.06.1993.
- [16] ECE-Regelung Nr.51 (Messverfahren A). Regelung Nr.51 der Wirtschaftskommission der Vereinten Nationen für Europa (UN/ECE) - Einheitliche Bedingungen für die Genehmigung der Kraftfahrzeuge mit mindestens vier Rädern hinsichtlich ihrer Geräuschemissionen. Addendum 50: Regelung Nr. 51 (ABl EG L 137, S. 68).
- [17] Europäisches Parlament: Richtlinie 70/220/EWG des Rates vom 20. März 1970 zur Angleichung der Rechtsvorschriften der Mitgliedstaaten über Maßnahmen gegen die Verunreinigung der Luft durch Abgase von Kraftfahrzeugmotoren mit Fremdzündung. Amtsblatt der Europäischen Union. 11. 4 1970, L81, S. 15. Berichtigung in ABl. L81 vom 11.4.1970, S. 15.
- [18] Europäisches Parlament: Richtlinie 91/441/EWG des Rates vom 26. Juni 1991 zur Änderung der Richtlinie 70/220/EWG zur Angleichung der Rechtsvorschriften der Mitgliedstaaten über Maßnahmen gegen die Verunreinigung der Luft durch Emissionen von Kraftfahrzeugen. Amtsblatt der Europäischen Union. 30. 8 1991, L242, S. 1-106.
- [19] Europäisches Parlament: Richtlinie 93/59/EWG des Rates vom 28. Juni 1993 zur Änderung der Richtlinie 70/220/EWG zur Angleichung der Rechtsvorschriften der Mitgliedstaaten über Maßnahmen gegen die Verunreinigung der Luft durch Emissionen von Kraftfahrzeugen. Amtsblatt der Europäischen Union. 28. 7 1993, L186, S. 21-27.
- [20] Europäisches Parlament: Verordnung (EG) Nr. 715/2007 des Europäischen Parlaments und des Rates vom 20. Juni 2007 über die Typgenehmigung von Kraftfahrzeugen hinsichtlich der Emissionen von leichten Personenkraftwagen und Nutzfahrzeugen (Euro 5 und Euro 6) und ... Amtsblatt der Europäischen Union. 29. 6 2007, L171, S. 1-16.

- [21] Europäisches Parlament: Richtlinie 88/77/EWG des Rates vom 3. Dezember 1987 zur Angleichung der Rechtsvorschriften der Mitgliedstaaten über Maßnahmen gegen die Emission gasförmiger Schadstoffe aus Dieselmotoren zum Antrieb von Fahrzeugen. Amtsblatt der Europäischen Union. 9. 2 1988, L36, S. 33-61.
- [22] Europäische Kommission: Verordnung (EG) Nr. 692/2008 der Kommission vom 18. Juli 2008 zur Durchführung und Änderung der Verordnung (EG) Nr. 715/2007 des Europäischen Parlaments und des Rates über die Typgenehmigung von Kraftfahrzeugen hinsichtlich der Emissionen. Amtsblatt der Europäischen Union. 28. 07 2008, L199, S. 1-136.
- [23] Europäisches Parlament: Richtlinie 94/12/EG des Europäischen Parlaments und des Rates vom 23. März 1994 über Maßnahmen gegen die Verunreinigungen der Luft durch Emissionen von Kraftfahrzeugen und zur Änderung der Richtlinie 70/220/EWG. Amtsblatt der Europäischen Union. 19. 4 1994, L100, S. 42-52.
- [24] Europäisches Parlament: Richtlinie 96/69/EG des Europäischen Parlaments und des Rates vom 8. Oktober 1996 zur Änderung der Richtlinie 70/220/EWG zur Angleichung der Rechtsvorschriften der Mitgliedstaaten über Maßnahmen gegen die Verunreinigung der Luft durch Emissionen von KFZ. Amtsblatt der Europäischen Union. 1. 11 1996, L282, S. 64-67. Berichtigung in ABl. L83 vom 25.3.1997, S. 23.
- [25] Europäisches Parlament: Richtlinie 98/69/EG des Europäischen Parlaments und des Rates vom 13. Oktober 1998 über Maßnahmen gegen die Verunreinigung der Luft durch Emissionen von Kraftfahrzeugen und zu Änderung der Richtlinie 70/220/EWG des Rates. Amtsblatt der Europäischen Union. 28. 12 1998, L350, S. 1-57. Berichtigung in ABl. L104 vom 21.4.1999, S. 31.
- [26] Europäisches Parlament: Richtlinie 2002/80/EG der Kommission vom 3. Oktober 2002 zur Anpassung der Richtlinie 70/220/EWG des Rates über Maßnahmen gegen die Verunreinigung der Luft durch Emissionen von Kraftfahrzeugen an den technischen Fortschritt. Amtsblatt der Europäischen Union. 28. 10 2002, L291, S. 20-56.
- [27] Europäisches Parlament: Richtlinie 1999/96/EG des Europäischen Parlaments und des Rates vom 13. Dezember 1999 zur Angleichung der Rechtsvorschriften der Mitgliedstaaten über Maßnahmen gegen die Emission gasförmiger Schadstoffe und luftverunreinigender Partikel aus... Amtsblatt der Europäischen Union. 16. 2 2000, L44, S. 1-155.
- [28] Europäisches Parlament: Verordnung (EG) Nr. 595/2009 des Europäischen Parlaments und des Rates vom 18. Juni 2009 über die Typgenehmigung von Kraftfahrzeugen und Motoren hinsichtlich der Emissionen von schwe-



ren Nutzfahrzeugen (Euro VI) und über den Zugang zu Fahrzeugreparatur... Amtsblatt der Europäischen Union. 18. 7 2009, L188, S. 1-13.

- [29] Europäisches Parlament: Richtlinie 91/542/EWG des Rates vom 1. Oktober 1991 zur Änderung der Richtlinie 88/77/EWG zur Angleichung der Rechtsvorschriften der Mitgliedstaaten über Maßnahmen gegen die Emission gasförmiger Schadstoffe aus Dieselmotoren zum Antrieb von Fahrzeugen. Amtsblatt der Europäischen Union. 25. 10 1991, L295, S. 1-19.
- [30] Europäisches Parlament: Richtlinie 96/1/EG des Europäischen Parlaments und des Rates vom 22. Januar 1996 zur Änderung der Richtlinie 88/77/EWG zur Angleichung der Rechtsvorschriften der Mitgliedstaaten über Maßnahmen gegen die Emission gasförmiger Schadstoffe und... Amtsblatt der Europäischen Union. 17. 2 1996, L40, S. 1-9. Berichtigung in ABl. L155 vom 28.6.1996, S.63-64.
- [31] Europäisches Parlament: Richtlinie 2001/27/EG der Kommission vom 10. April 2001 zur Anpassung der Richtlinie 88/77/EWG des Rates zur Angleichung der Rechtsvorschriften der Mitgliedstaaten über Maßnahmen gegen die Emission gasförmiger Schadstoffe und... Amtsblatt der Europäischen Union. 18. 4 2001, L107, S. 10-23. Berichtigung in ABl. L266 vom 6.10.2001, S. 15.
- [32] Europäisches Parlament: Richtlinie 2005/55/EG des Europäischen Parlaments und des Rates vom 28. September 2005 zur Angleichung der Rechtsvorschriften der Mitgliedstaaten über Maßnahmen gegen die Emission gasförmiger Schadstoffe und luftverunreinigender Partikel aus... Amtsblatt der Europäischen Union. 20. 10 2005, L275, S. 1-163.
- [33] Richtlinie 74/151 EWG des Rates vom 4. März. 1974 zur Angleichung der Rechtsvorschriften der Mitgliedsstaaten über bestimmte Bestandteile und Merkmale von land- oder forstwirtschaftlichen Zugmaschinen auf Rädern, (ABl EG L 84, S. 25), zuletzt geändert am 3. Juni 1998 (ABl. EU L 170, S. 13).
- [34] Appel, W., Brähler, H., Dahlhaus, U., Esch, T., Kopp, S., Rhein, B., Hoepke, E., Breuer, S.: Nutzfahrzeugtechnik Grundlagen, Systeme, Komponenten, Seiten 307-420, Vieweg + Teubner Verlag, 2010.
- [35] Van Basshuysen, R., Schäfer, F.: Handbuch Verbrennungsmotor Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven. 3. Auflage, Friedrich Vieweg & Sohn Verlag, 2005.
- [36] [http://de.wikipedia.org/wiki/Selektive\\_katalytische\\_Reduktion](http://de.wikipedia.org/wiki/Selektive_katalytische_Reduktion).
- [37] Tehag Engineering AG, Informationsmaterial zum CWF-Rußpartikelfilter, [www.tehag.com](http://www.tehag.com).

- [38] Peter Zeller. Handbuch Fahrzeugakustik: Grundlagen, Auslegung, Berechnung, Versuch. PRAXIS | ATZ/MTZ Fachbuch. Vieweg + Teubner, 2009.
- [39] Lueg, P.: Verfahren zur Dämpfung von Schallschwingungen, Reichspatent Nr.: 655508 (1933).
- [40] Trinder, M. C. J. and Nelson, P. A.: ANC in finite length ducts. Journal of Sound and Vibration (1983) 89(I), 95-105.
- [41] Neslon, P. A. ; Elliott, S. J.: Active control of sound. Academic Press Limited, London (1992).
- [42] Lippold, R.: Untersuchung hybrider Absorberkassetten zum Einsatz in Schalldämpferkanälen. Dissertation, TU Dresden (1995).
- [43] Schüssler, H.W.: Netzwerke, Signale und Systeme, Band 2. Springer Verlag (1990).
- [44] Krüger, J.; Leistner, P.; Fuchs, H.; Lippold, R.: „Reaktiver Schalldämpfer“. Patentschrift EP 08 98 77 4 B1.
- [45] Lippold, R.: Zur Auslegung von Absorptionsschalldämpfern mit aktiv erzeugten Wandadmittanzen. Acoustica, Vol. 81 (1995), 421-324.
- [46] Krüger, J.: Berechnung der Wandimpedanz und Transferfunktion von aktiven Schalldämpfern aus den Modellparametern. ITA/IBP 12/1995, Stuttgart.
- [47] Krüger, J. und Leistner, P.: Aktive Kulissenschalldämpfer in Strömungskanälen. Fortschritte der Akustik, DAGA 1997.
- [48] Castor, F.: Aktiver Schalldämpfer mit steuerbarem Dämpfungsspektrum. Diplomarbeit, Fachhochschule Bingen (1999).
- [49] Hansen, Colin H.: Understanding active noise cancellation, Spon Press (2001).
- [50] Peube, J-L., Tartarin J., De Coligny M., Laumonier J.: A New device for active Attenuation of low-frequency fluctuations in flows. Proceedings Internoise 88, vol.2, pp. 1073-1076.
- [51] Tatarin, J.: An electro-mechanical transducer for an active anti-pulsatory system. Proceedings of the Conference on Recent Advances in Active Control of Sound and Vibration, April 1991.
- [52] Carme, Ch., Huertas, T., Zani, Z.: Practical Approach of Active Noise Control of Power Train Exhaust Pipe Noise. Internoise 2008.

- [53] Weihe, U., Klötzer, P.: Active Exhaust Noise Reduction for Large Diesel Engines. Adaptronic Congress, Berlin 2009.
- [54] Boonen, R., Sas, P.: Design of an active exhaust attenuating valve for internal combustion engines. Proceedings of ISMA2002, Volume 1, S. 33. Leuven.
- [55] Eberspächer Pressemitteilung: IAA 2009 - Halle 8 / Stand A 33 - Sound or Silence: Neue Technologie für Schalldämpfung und Sound-Design, August 2009.
- [56] Von Heese, W., Hansen, J., Wild, M., Dalis, N., Spannemaker P.: Eine anwendungsreife Lösung für die aktive Minderung von Abgasgeräuschen industrieller Dieselmotoren und Drehkolbenpumpen, VDI Berichte Nr. 1491, 1999.
- [57] DIN 45635-11. Geräuschmessung an Maschinen; Luftschallemission, Hüllflächen-Verfahren; Verbrennungsmotoren (Januar 1987).
- [58] VDI 2081-1: Geräuscherzeugung und Lärminderung in Raumluftechnischen Anlagen. 2001.
- [59] Eckoldt, D.; Rambašek, N.; Schneider, W. Brandstetter, K.-D.: Neuer Rohr-Schalldämpfer-Prüfstand. IBP-Mitteilung 20 (1993), Nr. 228.
- [60] DIN EN ISO 7235: Labormessungen an Schalldämpfern in Kanälen – Einfügungsdämpfung, Strömungsgeräusch und Gesamtdruckverlust, Februar (2004).

## 11 Tabellen

Tabelle 1:

Genzwerte  $L_{pAeq,T}$  für das Standgeräusch von D-Lokomotiven und DTZ gemessen in 7,5 m Abstand zur Gleismittellinie in 1,2 m Höhe über Schienenoberkante.

	TSI (2006/66/EG)	TSI-HGV (2008/232/EG)
Fahrzeuge	$L_{pAeq,T}$	$L_{pAeq,T}$ Klasse 2
Diesellokomotiven	75	75
DTZ (Dieseltriebzüge)	73	73

Tabelle 2:

Genzwerte  $L_{pAFmax}$  für das Anfahrgeräusch von D-Lokomotiven, DTZ gemessen in 7,5 m Abstand zur Gleismittellinie in 1,2 m Höhe über Schienenoberkante.

	TSI (2006/66/EG)	TSI-HGV (2008/232/EG)
Fahrzeuge	$L_{pAFmax}$	$L_{pAFmax}$
Diesellokomotiven P < 2000 kW an der Welle	86	89
Diesellokomotiven P $\geq$ 2000 kW an der Welle	89	89
DTZ (Dieseltriebzüge) P < 500 kW/Motor	83	85
DTZ (Dieseltriebzüge) P $\geq$ 500 kW/Motor	85	85

Tabelle 3:

Lastenheft und Prüfvorschriften zum Standgeräusch [9]. Mikroposition 7,5 m seitlich, 2,5m über Schienenoberkante bzw. 1,2 m und 3,5 m über Schienenoberkante.

Fahrzeug	Lastenheft vom	Prüfvorschrift	Anforderung LA,eq,max	Bemerkung
VT 605 / ICE T	20.04.1998	[CENT TC 256, 15]	71 (+2) dB	(unruhiger) Leerlauf, Bereich Motoransaugung
VT 610, 611	20.04.1989 10/94		70 (+2) dB	
VT 612	31.05.2001		70 dB ( $\leq 75$ dB)	Auf kleineren Wert geändert
VT 642	19.05.1994		70 (+2) dB	
Lirex	12.05.1997	[CENT TC 256, 15]	65 dB 68 dB	Leerlauf und Hilfsbetrieb Auspuff und Luftansaugung

Tabelle 4:

Pegelhöchstwerte für Arbeitsfahrzeuge und Lokomotiven (mit Dieselantrieb) [10].

Immissionsort	Pegelhöchstwerte dB(A)	Pegelart
Im Stand mit Motorleerlauf (die Pegelhöchstwerte dürfen bei den Rundummessungen an keinem Messpunkt überschritten werden)	78	L <sub>Am</sub>
Anfahrt	87	L <sub>AFmax,m</sub>
Vorbeifahrt mit v = 40 km/h	80	L <sub>Am</sub>

Tabelle 5:  
Emissionsgrenzwerte der Stufe IIIA für Triebwagen und Lokomotiven nach [11].

Kategorie: Nutzleistung (P) (kW)	Grenzwert einzuhalten nach dem	Kohlenmonoxid (CO) (g/kWh)	Summe der Kohlenwasserstoffe und Stickstoffoxide (HC+NOx) (g/kWh)		Partikel (PT) (g/kWh)
Lokomotiven RL A: 130kW ≤ P ≤ 560kW	31.Dez.2005	3,5	4,0		0,20
Triebwagen RC A: 130 kW < P	30.Jun.2005	3,5	4,0		0,20
Lokomotiven RH A: P > 560 kW	31.Dez.2007	3,5	(HC) 0,5	(NOx) 6,0	0,20
Lokomotiven RH A: P > 2000 kW und SV > 5 l/Zylinder	31.Dez.2007	3,5	(HC) 0,4	(NOx) 7,4	0,20

Tabelle 6:  
Emissionsgrenzwerte der Stufe IIIB für Triebwagen und Lokomotiven nach [11].

Kategorie: Nutzleistung (P) (kW)	Grenzwert einzuhalten nach dem	Kohlenmonoxid (CO) (g/kWh)	Summe der Kohlenwasserstoffe und Stickstoffoxide (HC+NOx) (g/kWh)		Partikel (PT) (g/kWh)
Lokomotiven R B: 130 kW < P	31.Dez.2010	3,5	4,0		0,025
Triebwagen RC B: 130 kW < P	31.Dez.2010	3,5	(HC) 0,19	(NOx) 2,0	0,025

Tabelle 7:  
Grenzwerte nach EG-Richtlinie 70/157 EWG [14] für Kraftfahrzeuge.

Fahrzeugkategorie	Fahrgeräuschgrenzwerte in dB(A) Richtlinie 92/97/EWG gültig ab 10.95
Pkw	74
Transporter, Kleinbusse < = 2 t > 2-3,5 t	76 77
Omnibus > 3,5 t; < 150 kW > 3,5 t; >= 150 kW	78 80
Lkw > 3,5 t; < 75 kW > 3,5 t; 75 - < 150 kW > 3,5 t; >= 150 kW	77 78 80

Tabelle 8:  
EU Emissionsstandards für Diesel-Personenkraftwagen der Kategorie M1, [18, 19, 20, 22, 23, 24, 25, 26].

Gesetzgebungsstufe	Einführungsjahr	CO (g/km)	HC (g/km)	NMHC (g/km)	HC+NO <sub>x</sub> (g/km)	NO <sub>x</sub> (g/km)	PM (g/km)	PM (#/km)
EURO 1	1992	2,72	-	-	0,97	-	0,14	-
EURO 2	1996	1	-	-	0,7	-	0,08	-
EURO 3	2000	0,64	-	-	0,56	0,5	0,05	-
EURO 4	2005	0,5	-	-	0,3	0,25	0,025	-
EURO 5	2009	0,5	-	-	0,23	0,18	0,005	6E11
EURO 6	2014	0,5	-	-	0,17	0,08	0,005	6E11

Tabelle 9:  
EU Emissionsstandards für Diesel-Leichte Nutzfahrzeuge der Kategorie N1, Klasse 1: RM ≤ 1305 kg höchstzulässiges Gesamtgewicht [19, 20, 22, 24, 25, 26].

Gesetzgebungsstufe	Einführungsjahr	CO (g/km)	HC (g/km)	NMHC (g/km)	HC+NO <sub>x</sub> (g/km)	NO <sub>x</sub> (g/km)	PM (g/km)	PM (#/km)
EURO 1	1994	2,72	-	-	0,97	-	0,14	-
EURO 2	1998	1,00	-	-	0,70	-	0,08	-
EURO 3	2000	0,64	-	-	0,56	0,50	0,05	-
EURO 4	2005	0,50	-	-	0,30	0,25	0,025	-
EURO 5	2009	0,50	-	-	0,23	0,18	0,005	6E11
EURO 6	2014	0,50	-	-	0,17	0,08	0,005	6E11

Tabelle 10:

EU Emissionsstandards für Diesel - Leichte Nutzfahrzeuge der Kategorie N1, Klasse II:  $1305 < RM \leq 1760$  kg höchstzulässiges Gesamtgewicht [19, 20, 22, 24, 25, 26].

Gesetzgebungsstufe	Einführungsjahr	CO (g/km)	HC (g/km)	NMHC (g/km)	HC+NO <sub>x</sub> (g/km)	NO <sub>x</sub> (g/km)	PM (g/km)	PM (#/km)
EURO 1	1994	5,17	-	-	1,4	-	0,19	-
EURO 2	1998	1,25	-	-	1,000	-	0,120	-
EURO 3	2001	0,80	-	-	0,720	0,650	0,070	-
EURO 4	2006	0,63	-	-	0,390	0,330	0,040	-
EURO 5	2010	0,63	-	-	0,295	0,235	0,005	6E11
EURO 6	2015	0,63	-	-	0,195	0,105	0,005	6E11

Tabelle 11:

EU Emissionsstandards für Diesel - Leichte Nutzfahrzeuge der Kategorie N1, Klasse III:  $RM > 1760$  kg höchstzulässiges Gesamtgewicht, sowie Kategorie N<sub>2</sub> [19, 20, 22, 24, 25, 26].

Gesetzgebungsstufe	Einführungsjahr	CO (g/km)	HC (g/km)	NMHC (g/km)	HC+NO <sub>x</sub> (g/km)	NO <sub>x</sub> (g/km)	PM (g/km)	PM (#/km)
EURO 1	1994	6,90	-	-	1,700	-	0,250	-
EURO 2	1998	1,50	-	-	1,200	-	0,170	-
EURO 3	2001	0,95	-	-	0,860	0,780	0,100	-
EURO 4	2006	0,74	-	-	0,460	0,390	0,060	-
EURO 5	2010	0,74	-	-	0,350	0,280	0,005	6E11
EURO 6	2015	0,74	-	-	0,215	0,125	0,005	6E11



Tabelle 12:  
EU Emissionsstandards für schwere Nutzfahrzeuge [27, 28, 29, 30, 31, 32].








Gesetzgebungsstufe	Einführungsjahr	Bezeichnung	Prüfung	CO g/kWh	HC g/kWh	NMHC g/kWh	NO <sub>x</sub> g/kWh	PM g/kWh	Rauchtrübung m <sup>-1</sup>	NH <sub>3</sub> ppm
EURO 1	1992	<85kW	ECE R-49	4,5	1,10	-	8,0	0,612	-	-
		>85kW	ECE R-49	4,5	1,10	-	8,0	0,360	-	-
EURO 2	1996		ECE R-49	4,0	1,10	-	7,0	0,250	-	-
	1998		ECE R-49	4,0	1,10	-	7,0	0,150	-	-
EURO 3	1999	EEV	ESC&ELR	1,5	0,25	-	2,0	0,200	0,15	-
			ETC	3,0	-	0,40	2,0	0,200	-	-
			ESC&ELR	2,1	0,66	-	5,0	0,100	0,80	-
			ETC	5,45	-	0,78	5,0	0,160	-	-
EURO 4	2005		ESC&ELR	1,5	0,46	-	3,5	0,020	0,50	-
			ETC	4,0	-	0,55	3,5	0,030	-	-
EURO 5	2008		ESC&ELR	1,5	0,46	-	2,0	0,020	0,50	-
			ETC	4,0	-	0,55	2,0	0,030	-	-
EURO 6	2013		ESC	1,5	0,13	-	0,4	0,010		10
			ETC	4,0	0,16	-	0,4	0,010		10

Bedeutung: ETC (Europäischer instationärer Fahrzyklus), ESC (Europäischer stationärer Fahrzyklus), WHSC (Weltweit harmonisierter stationärer Fahrzyklus), WHTC (Weltweit harmonisierter instationärer Fahrzyklus).

Tabelle 13:  
Emissionsgrenzwerte der Stufe IIIA bis IV für mobile Maschinen und Geräte [11]  
(Baumaschinen und Traktoren).

Kategorie: Nutzleistung (P) (kW)	Grenzwert ein- zuhalten nach dem	Kohlenmonoxid (CO) (g/kWh)	Kohlenwasserstoffe + Stickstoffoxide (HC+NO <sub>x</sub> ) (g/kWh)	Partikel (PT) (g/kWh)
Emissionsgrenzwerte Stufe IIIA				
H: 130 kW ≤ P ≤ 560 kW	Jun. 2005	3,5	4,0	0,2
I: 75 kW ≤ P ≤ 130 kW	Dez. 2005	5,0	4,0	0,3
J: 37 kW ≤ P ≤ 75 kW	Dez. 2006	5,0	4,7	0,4
K: 19 kW ≤ P ≤ 37 kW	Dez. 2005	5,5	7,5	0,6
Emissionsgrenzwerte Stufe IIIB				
L: 130 kW ≤ P ≤ 560 kW	Dez. 2009	3,5	2,0	0,025
M: 75 kW ≤ P ≤ 130 kW	Dez. 2010	5,0	3,3	0,025
N: 37 kW ≤ P ≤ 75 kW	Dez. 2006	5,0	3,3	0,025
P: 19 kW ≤ P ≤ 37 kW	Dez. 2011	5,0	4,7	0,025
Emissionsgrenzwerte Stufe IV				
Q: 130 kW ≤ P ≤ 560 kW	Dez. 2012	3,5	HC: 0,19; NO <sub>x</sub> : 0,4	0,025
R: 56 kW ≤ P ≤ 130 kW	Sep. 2013	5,0	HC: 0,19; NO <sub>x</sub> : 0,4	0,025

Tabelle 14:  
Untersuchte Mikrofone und Druckaufnehmer.

Nr	Hersteller	Typ	Preis in €	Temperatur- bereich	Mess- bereich	Empfind- lichkeit
1	B&K ½" Type 4190 (Free-field) 	Kondensator- mikrofon	1000	-30 °C – +150 °C	146 dB	50 mV/Pa
2	G.R.A.S Sonden- mikrofon Type 40SA 	Kondensator- mikrofon	2000	-25 °C – +70 °C Bis 800 °C mit 160 mm Sonde	166 dB	3 mV/Pa
3	Monacor MCE4000 	Elektret- mikrofon	1	0 °C – +40 °C	135 dB	5 mV/Pa
4	Kistler Type 7261 	Quarzkristall Niederdruck- aufnehmer	1600	-40 °C – +240 °C	194 dB	2200 pC/bar
5	Measurement Speci- alities 033A-002 D 	Piezoresestiv	33	-40 °C – +125 °C	175 dB	0,004 mV/Pa
6	Measurement Speci- alities SM5652-003- D-3-F 	Piezoresestiv	25	-40 °C – +125 °C	160 dB	0,0001 mV/Pa
7	Bosch 0261230026 	Piezoresestiv	130	-40 °C – +80 °C	184 dB	0,07 mV/Pa

## 12 Bilder



Bild 1:  
Foto, Schnittdarstellung und Funktionsprinzip des Aktiv+ Schalldämpfers.

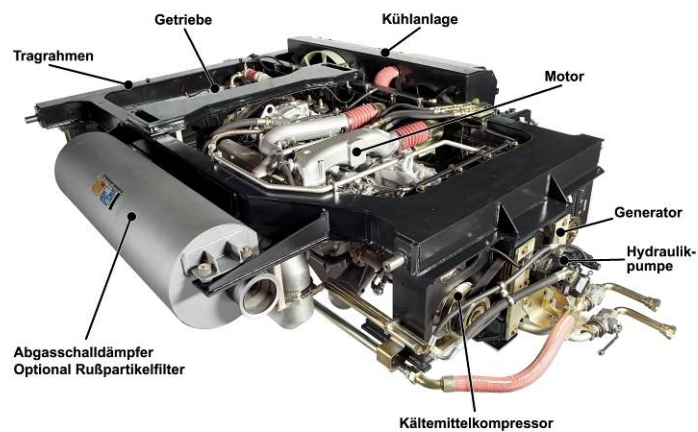


Bild 2:  
Beispielhaftes Bild eines großvolumigen Dieselmotor für Bahnanwendungen, z. B. für Triebwagen, (Pressebild der Tognum AG ).

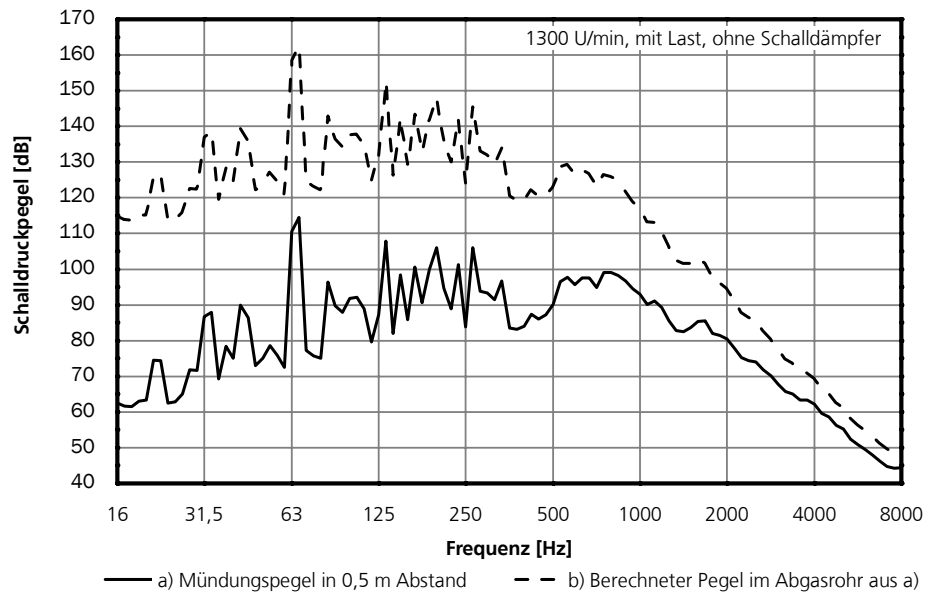


Bild 3:

Schalldruckspektrum a) gemessen in 0,5 m Abstand zur Abgasmündung eines 6-Zylinder-Motors mit zusammen 12,8 Liter Hubraum und einer Leistung von etwa 390 kW. Mit einer Rückrechnung aus dem Mündungspegel a) kann auf das Schalldruckspektrum b) im Abgasrohr geschlossen werden.

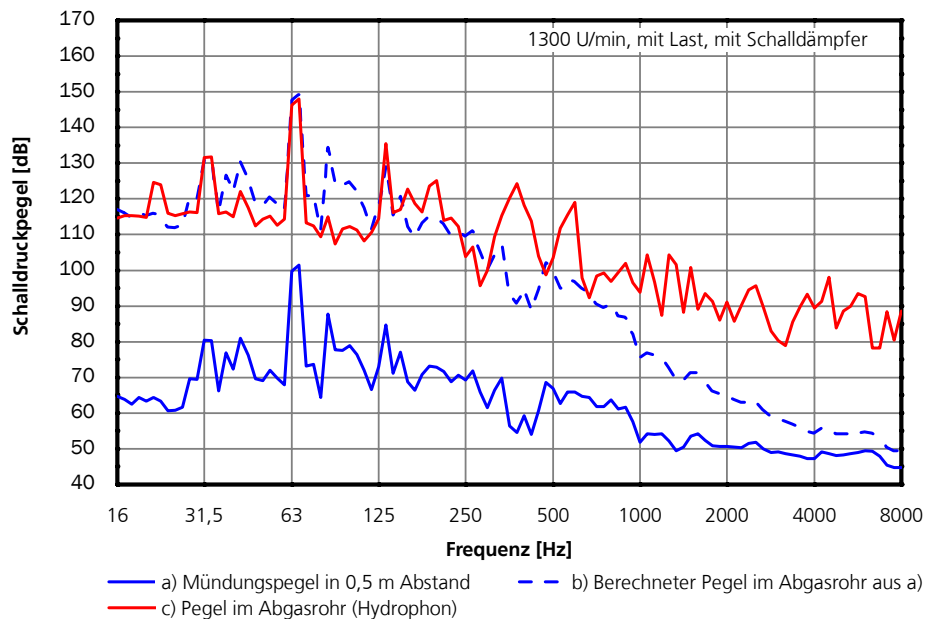


Bild 4:

Schalldruckspektrum a) gemessen in 0,5 m Abstand zur Abgasmündung eines 6-Zylinder-Motors mit zusammen 12,8 Liter Hubraum mit Schalldämpfer und einer Leistung von etwa 390 kW. Mit einer Rückrechnung aus dem Mündungspegel a) kann auf das Schalldruckspektrum b) im Abgasrohr geschlossen werden. Der Pegel c) wurde mit einem Hydrophon im Abgasrohr bestimmt.



Bild 5:  
 Rußpartikelfilter der Fa. Tehag von Typ CWF-600 (Catalysator-Wallflow-Filter).  
 Der Partikelfilter hat einen Außendurchmesser von 244 mm und eine Länge von 320 mm.

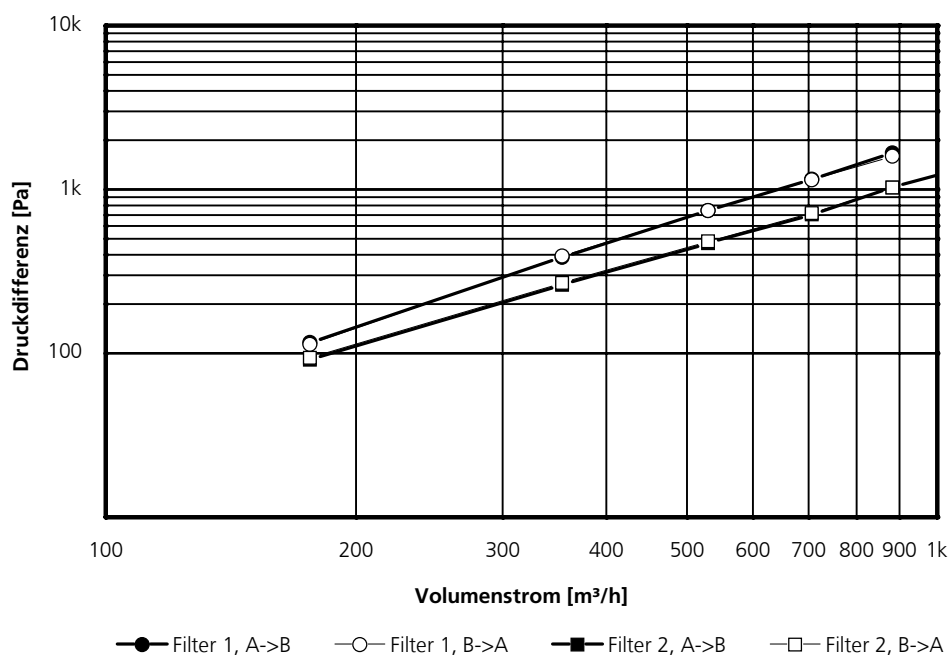


Bild 6:  
 Druckverlust von zwei Rußpartikelfiltern gleichen Typs (CWF 600). Messung in  
 Strömungsrichtung (A -> B) und gegen die Strömungsrichtung (B -> A).

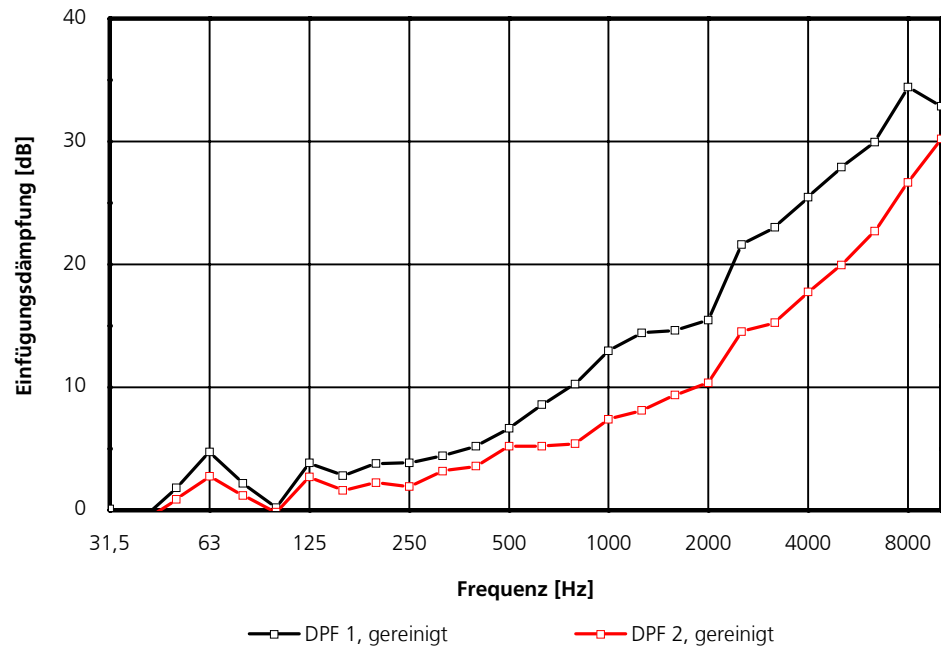


Bild 7:  
Vergleich von zwei Rußpartikelfiltern gleichen Typs (CWF 600) nach der Reinigung.

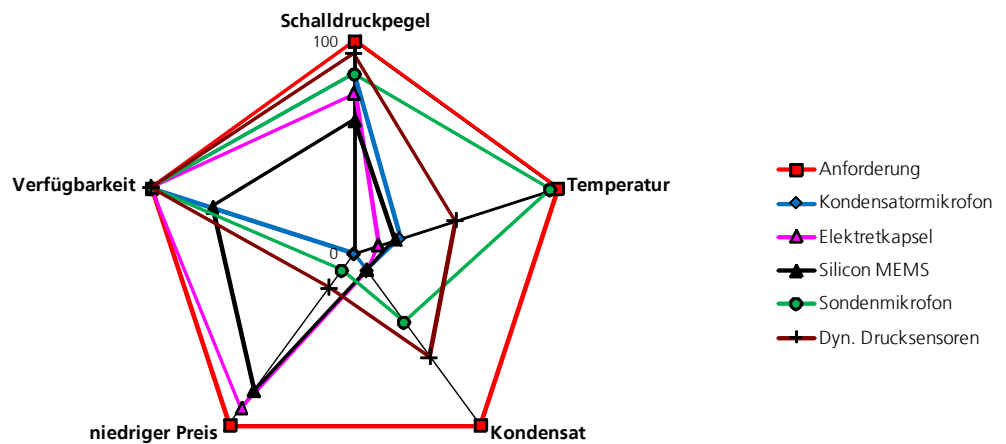
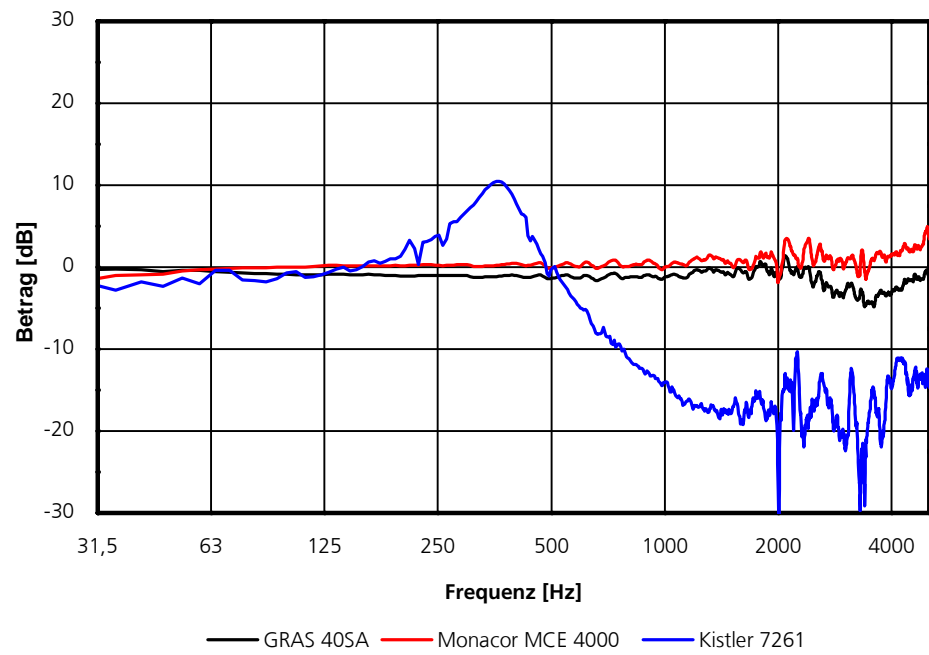


Bild 8:  
Eigenschaften verschiedener Schallaufnehmer im Netzdiagramm.

a)



b)

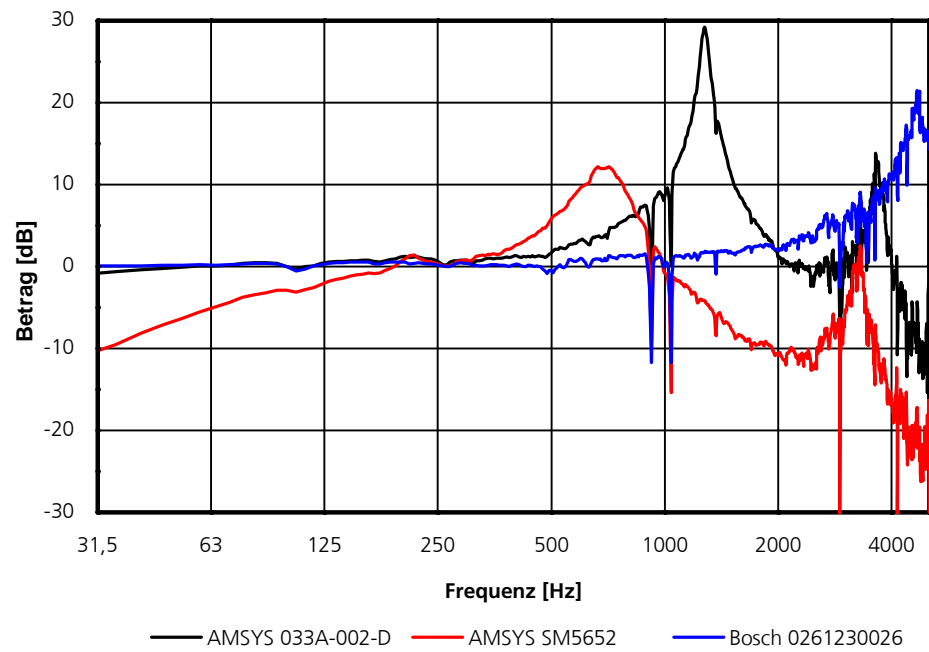
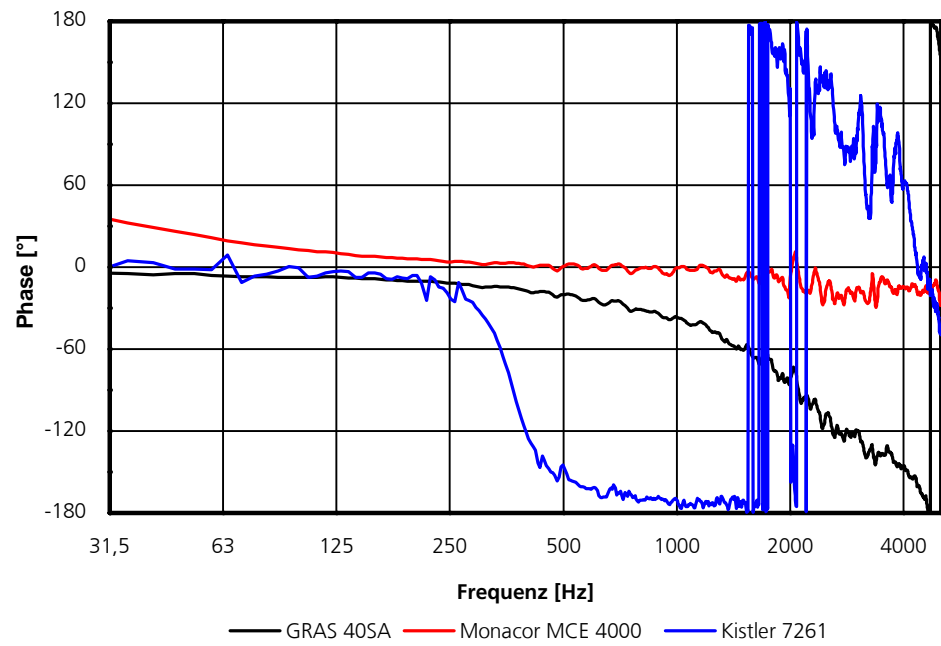


Bild 9:

Betrag der Transferfunktion in dB zwischen den getesteten Schallaufnehmern und dem Messmikrofon B&K 4190.

a)



b)

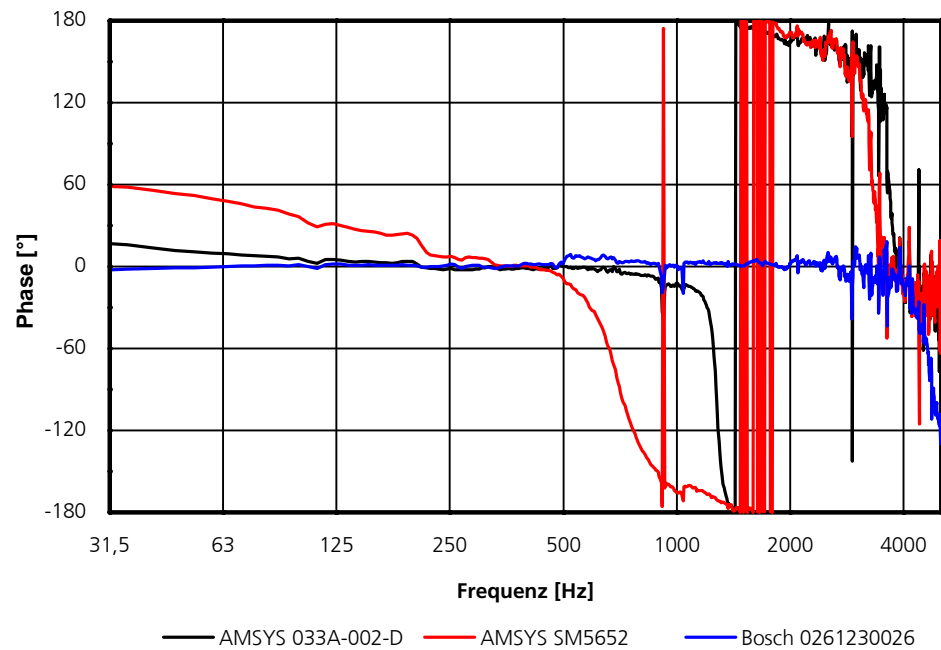
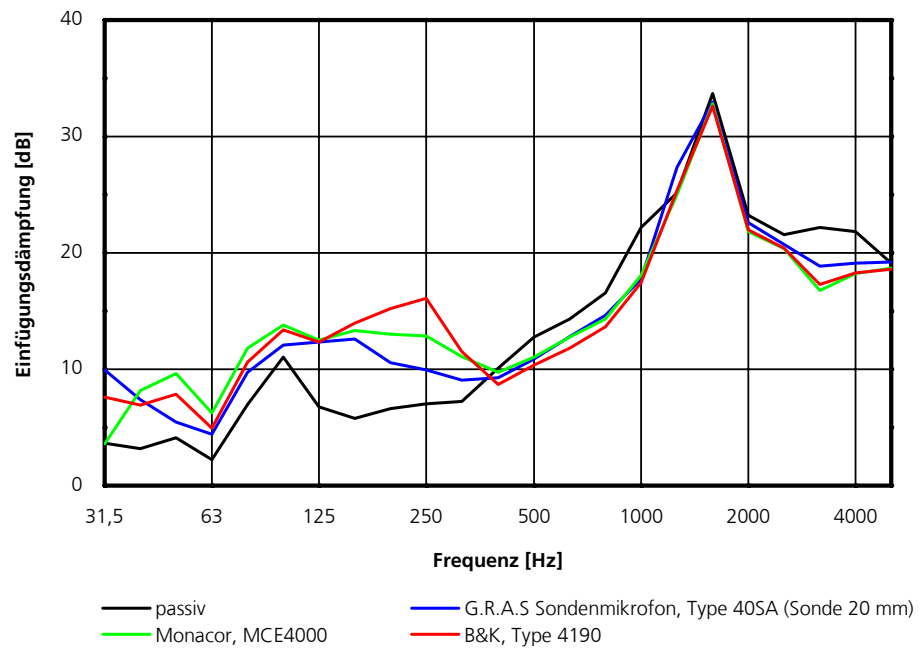


Bild 10:  
Phase der Transferfunktion in Grad zwischen den getesteten Schallaufnehmern  
und dem Messmikrofon B&K 4190.



a)



b)

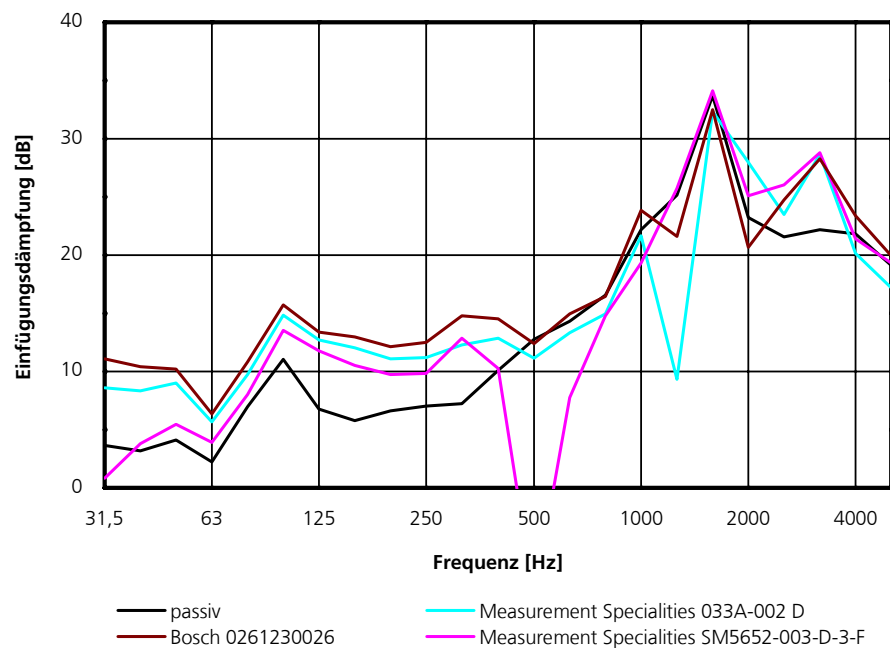


Bild 11:

Einfügungsdämpfung im Aktivschalldämpfer mit den jeweiligen Mikrofonen und Drucksensoren im Vergleich zum ausgeschalteten (passiven) Zustand.

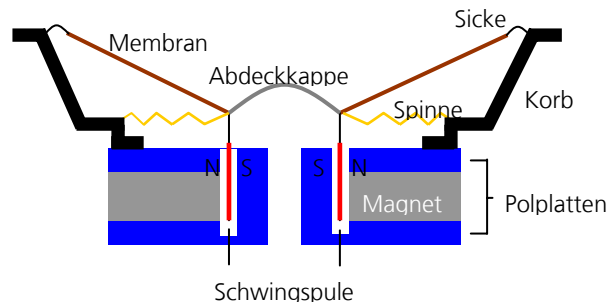


Bild 12:  
Aufbau eines dynamischen Lautsprechers in Konus-Bauform.

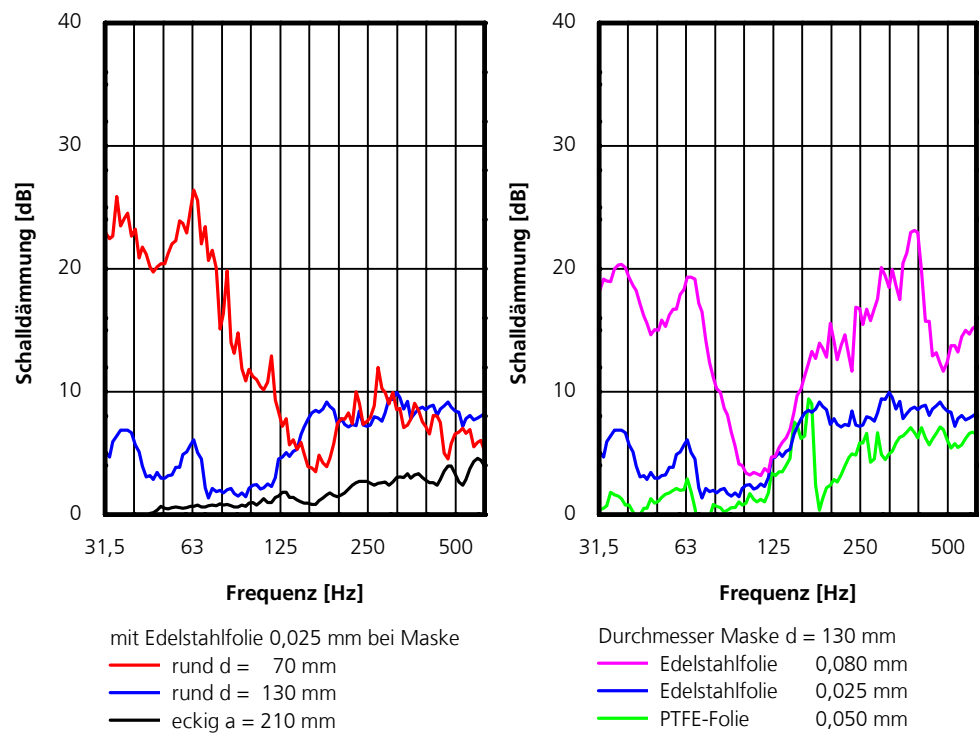


Bild 13:  
Messung der Schalldämmung im Kundt'schen Rohr bei reflexionsarmen Abschluss. Links: Edelstahlfolie (0,025 mm) mit unterschiedlichen Abmessungen. Rechts: Maske mit 130 mm Durchmesser und Bespannung mit 3 verschiedenen Folien.

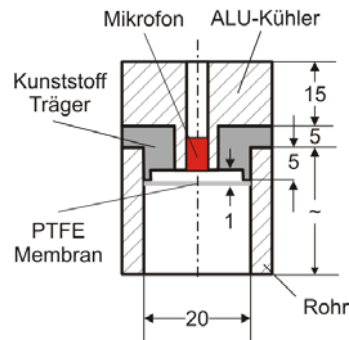


Bild 14:  
Skizze der Membranhalterung mit Mikrofonkühlung und Foto der Membranhalterung ohne Alu-Kühler.

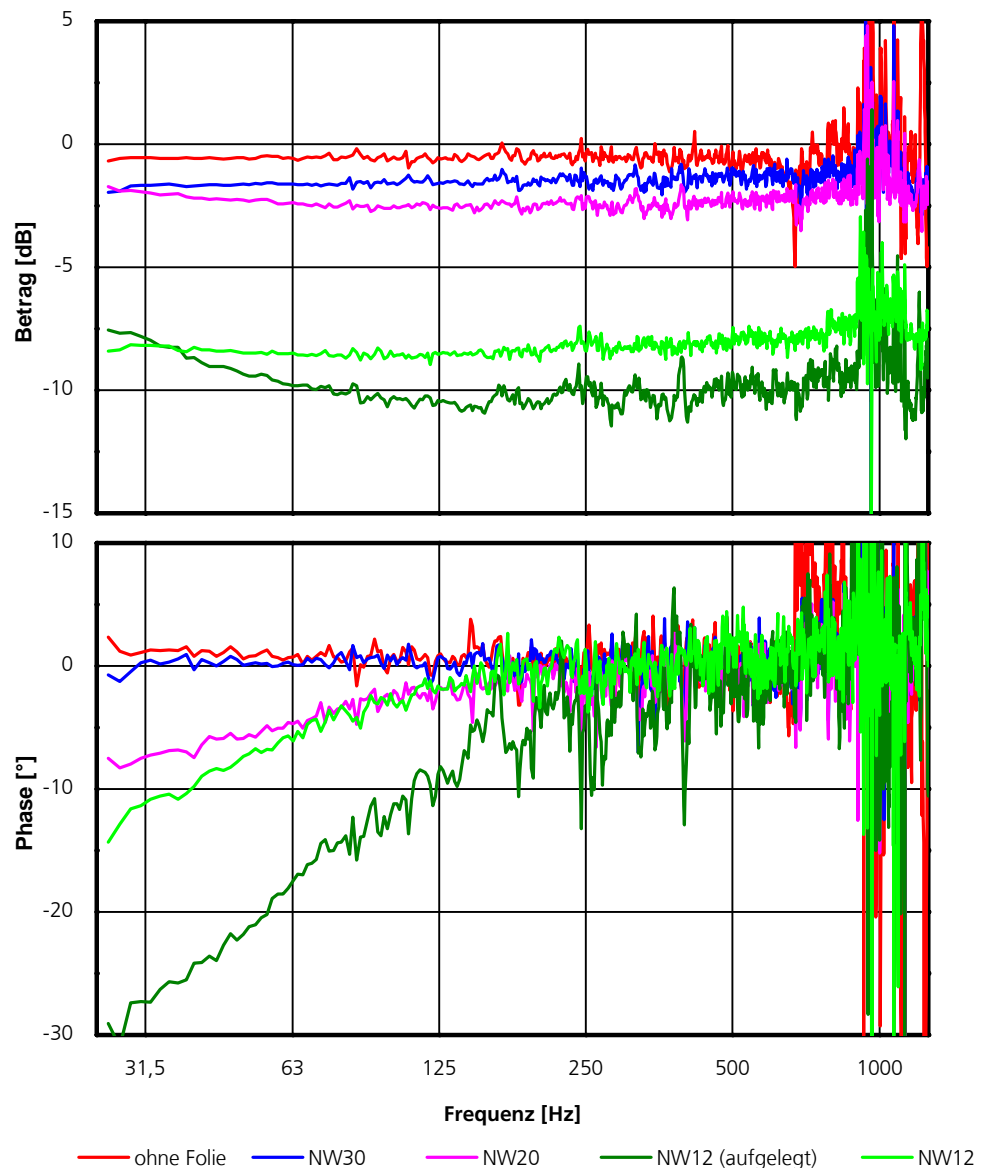


Bild 15:  
Messergebnis der Übertragungsfunktion zu einem Mikrofon mit und ohne Membranabdeckung.

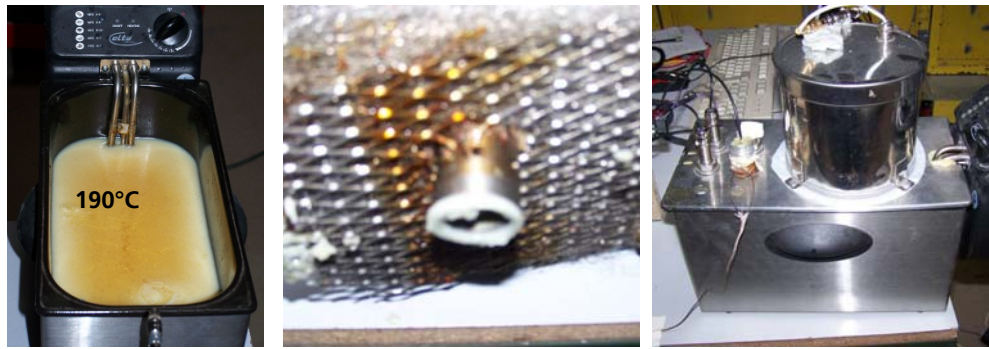


Bild 16:  
 Testaufbau zur Messung der Mikrofonfunktion und der thermischen Entkopplung der Mikrofonhalterung. Links: Behälter mit heißem Fett, Mitte: Detail der Mikrofonhalterung mit Alukühler, Rechts: Aktivmodul auf dem Fettbehälter.

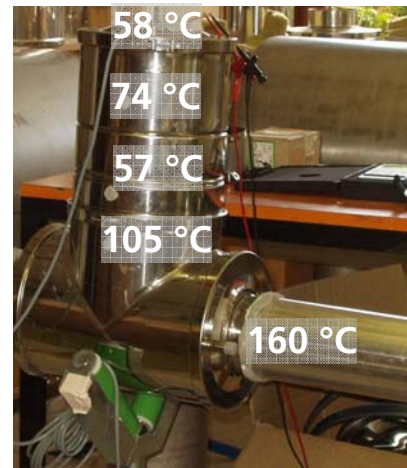
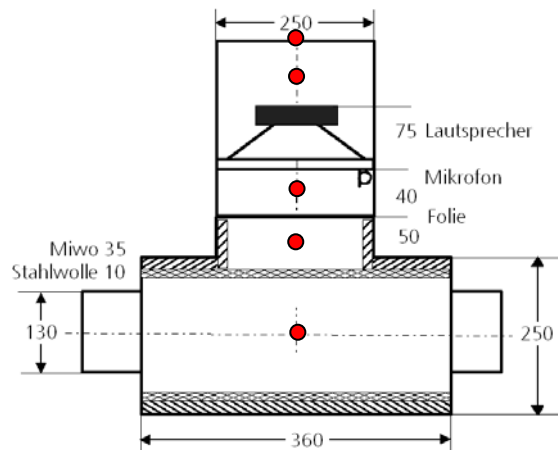


Bild 17:  
 Messung der Temperaturverteilung in einem aktiven Abzweigresonator mit Hitzeschutzfolie und einem Stahlwolleemantel als Strömungsführung.

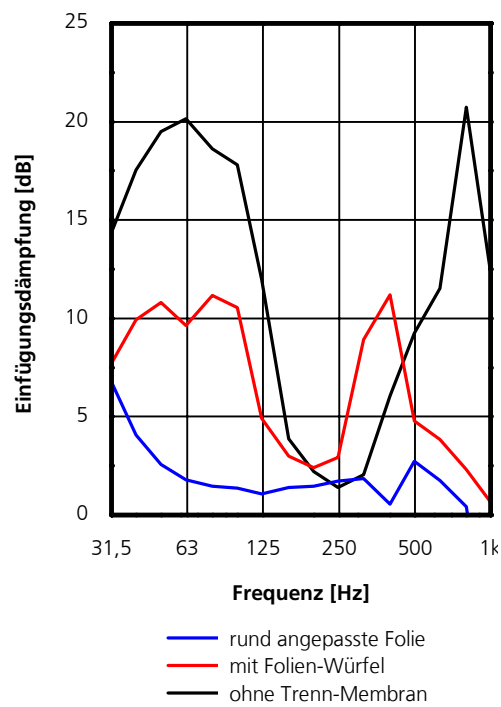
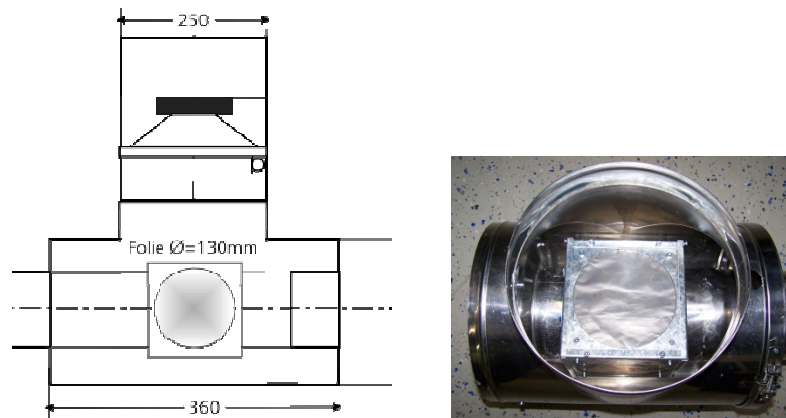


Bild 18:  
 Aufbau mit »Folienwürfel« im Abzweig und Einfügungsdämpfung des Versuchsaufbaus bei aktiviertem Abzweigresonator.

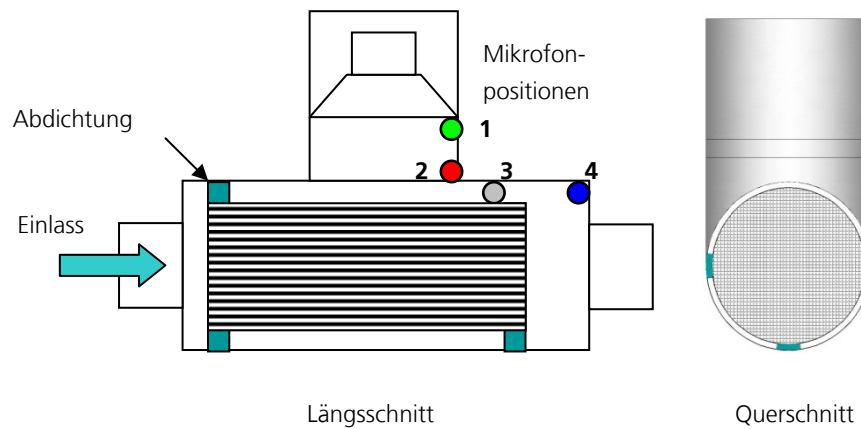


Bild 19:  
Versuchsaufbau zur Messung der Einfügungsdämpfung des Aktiv-Schalldämpfersystems mit Partikelfilter bei konstantem Rückvolumen und punktueller Abdichtung zwischen Resonator-kammer und Partikelfilter am Auslass.

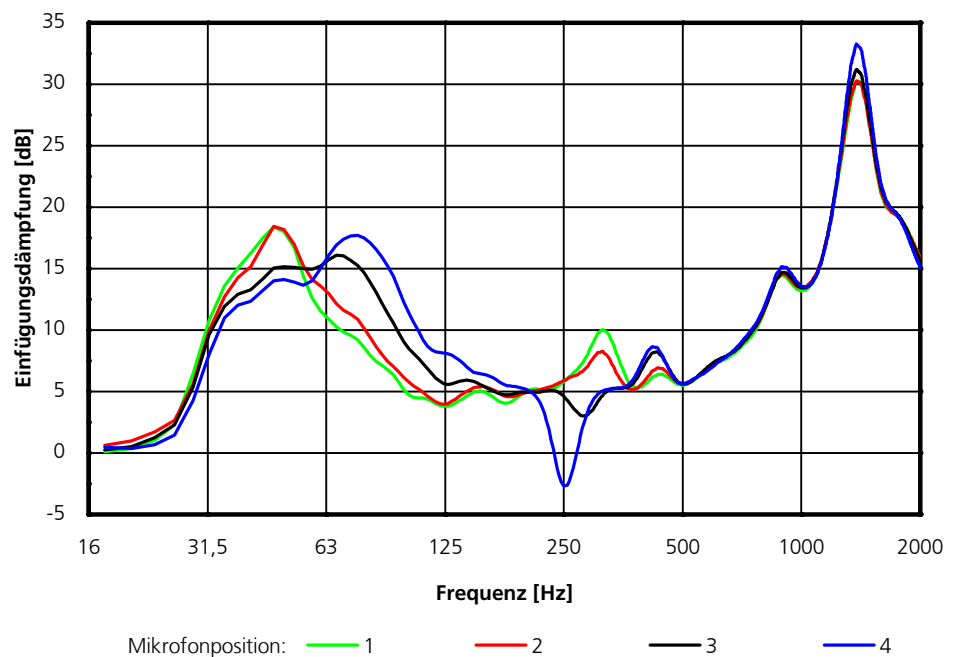


Bild 20:  
Messung der Einfügungsdämpfung und Einfluss der Mikrofonpositionen für den Aufbau nach Bild 19.

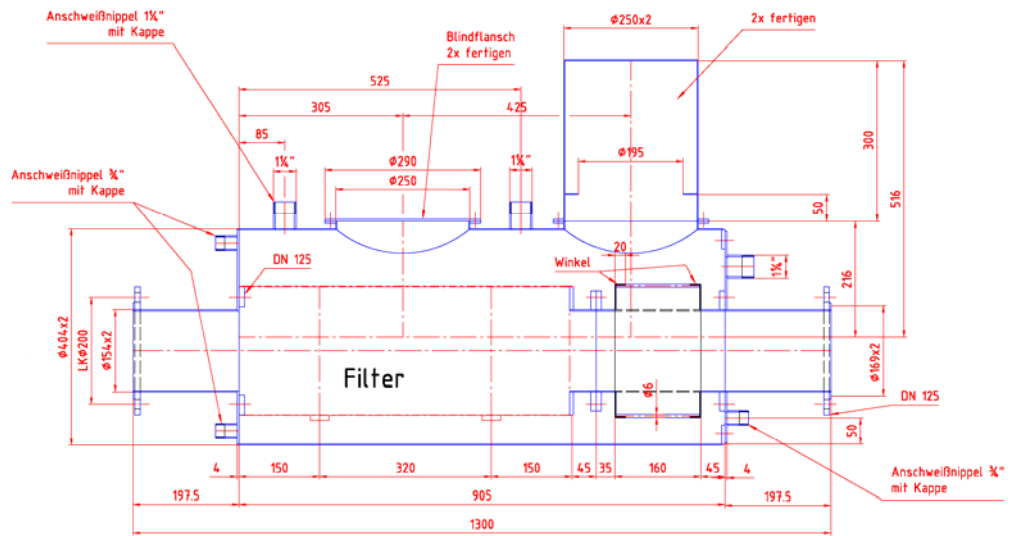


Bild 21:  
Technische Zeichnung des Gehäuses des aktiven Versuchsschalldämpfers: Seitenansicht des aktiven Versuchsschalldämpfers mit Rußpartikelfilter, Sekundärmembranwürfel, Resonatorkammer und einem Gehäuse für den aktiven Abzweigresonator.

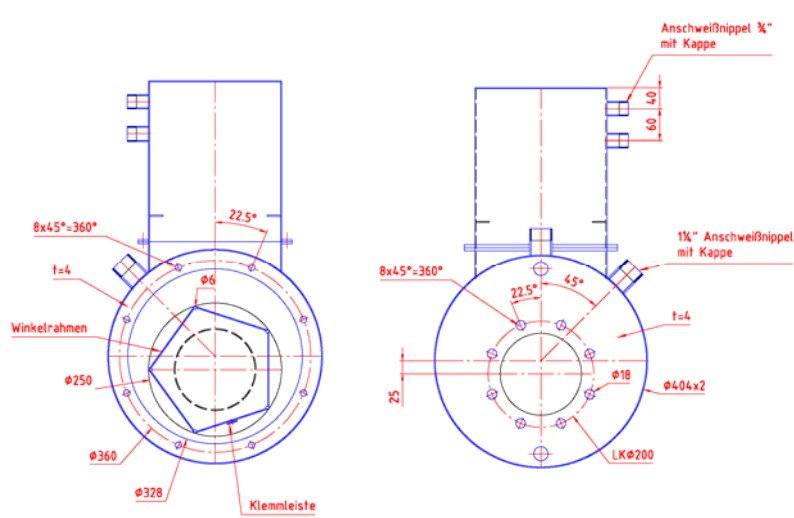


Bild 22:  
Technische Zeichnung des Gehäuses des aktiven Versuchsschalldämpfers: Vorder- und Rückansicht des aktiven Versuchsschalldämpfers

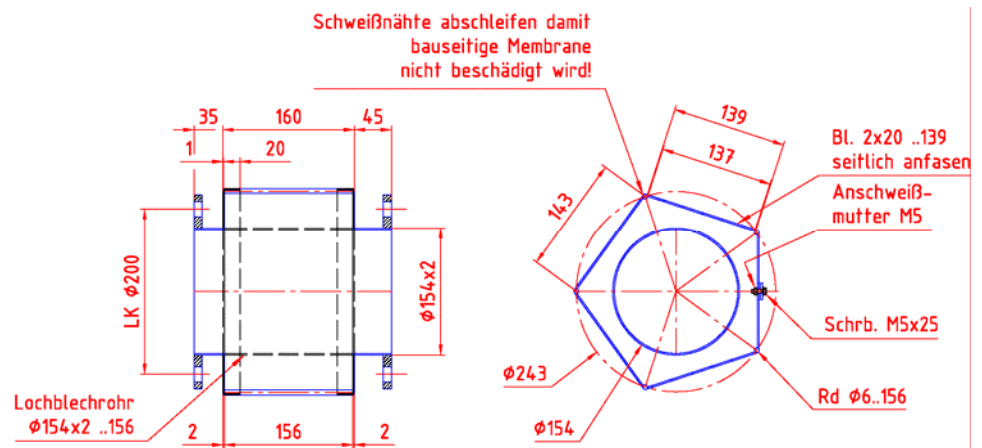


Bild 23:  
Technische Zeichnung des Gehäuses des aktiven Versuchsschalldämpfers: Detailansicht der Sekundärmembran-Halterung

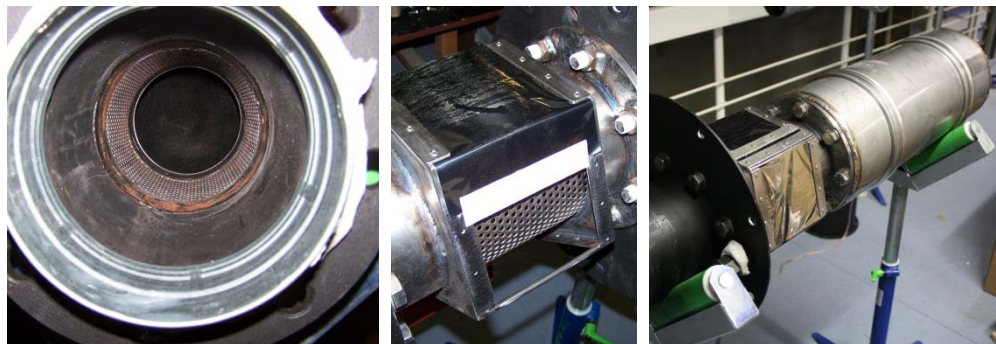


Bild 24:  
Links: Blick in die Abgasleitung mit Lochblechring und DPF. Mitte: Aufbau der Sekundärmembran-Halterung. Rechts: Abgasleitung mit Sekundärmembran und DPF.



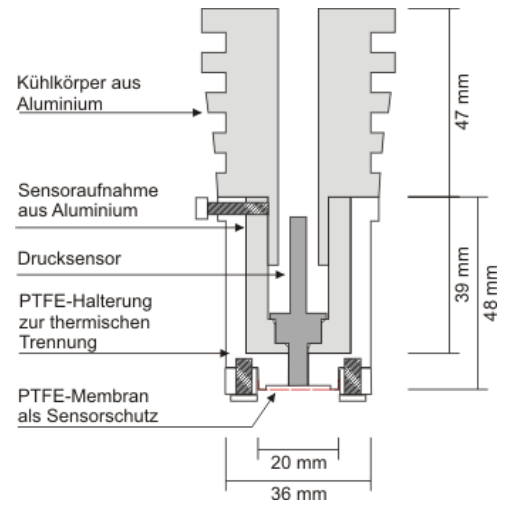


Bild 25:  
 Links: Foto der Sensorhalterung bestehend aus einer thermischen Trennung mit PTFE-Membran und mit PTFE-Hülse und einem passiven Kühlkörper aus Aluminium. Rechts: Skizze der Sensorhalterung.



Bild 26:  
 Links: Drucksensor Speisung mit Konstantstromquelle. Rechts: Signalvorverstärker mit einer 9V Block Batterie als Speisespannung.

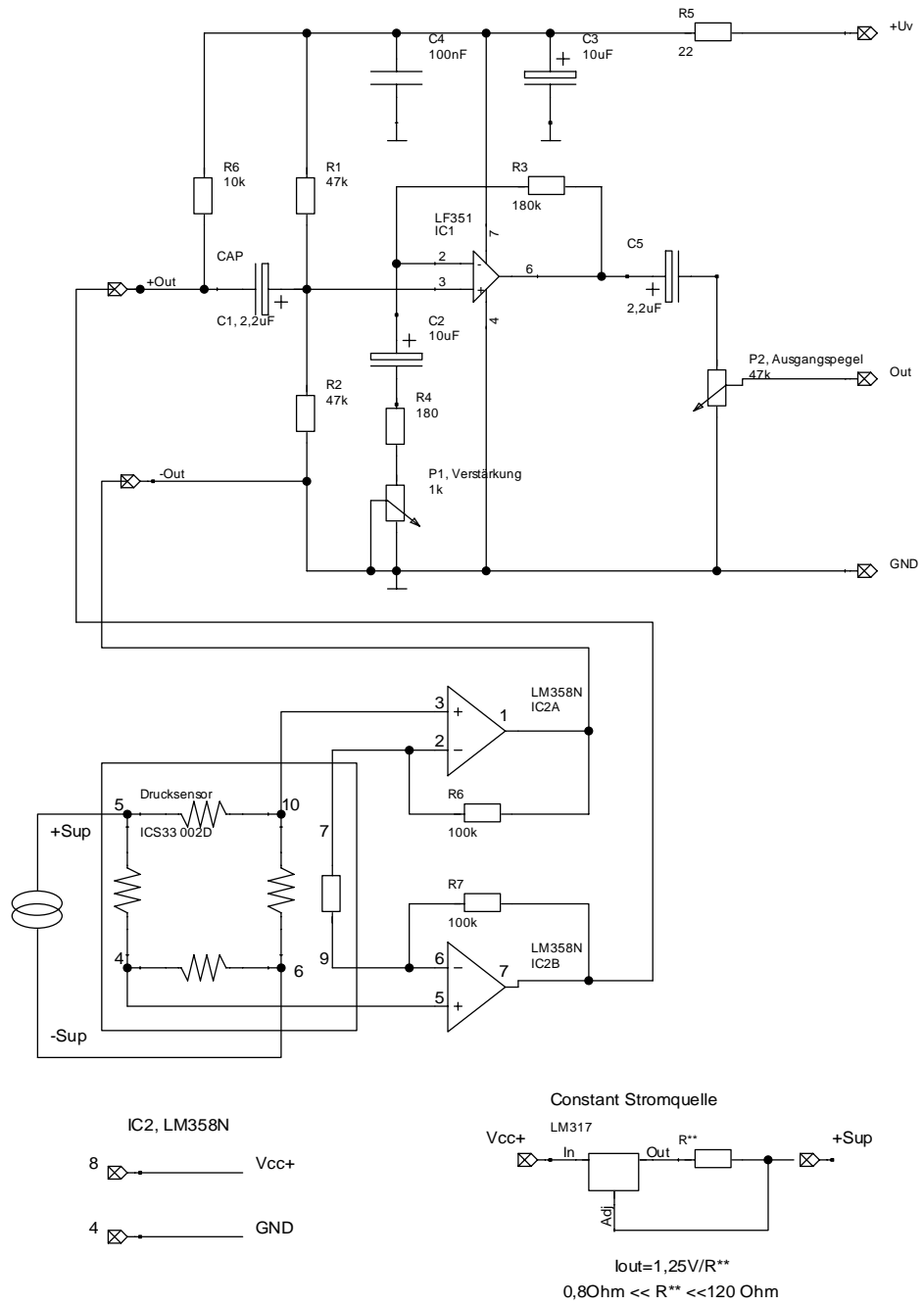


Bild 27:  
Schaltbild von Drucksensor und Vorverstärker.

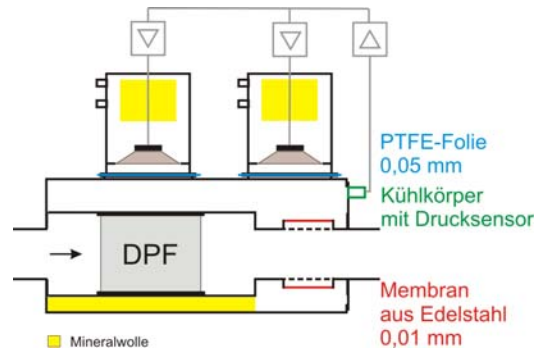
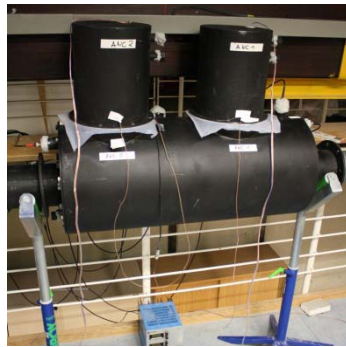


Bild 28:  
Links: Foto des Versuchsschalldämpfers am kleinen Schalldämpfer-Prüfstand des IBP. Rechts: Schematischer Aufbau des aktiven Versuchsschalldämpfers.

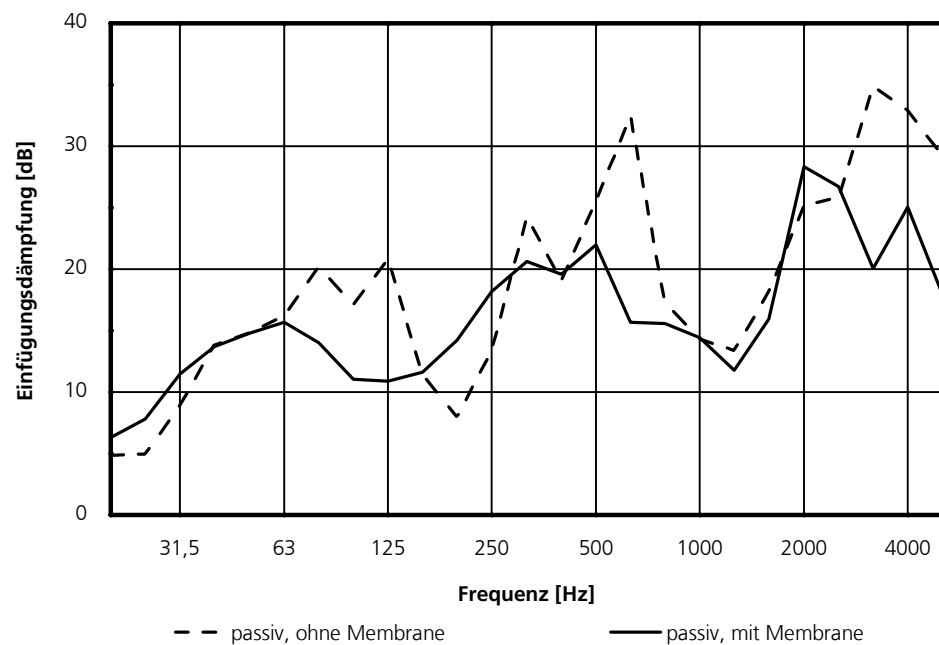


Bild 29:  
Gemessene Einfügungsdämpfung des passiven Versuchsschalldämpfers nach Bild 28 mit und ohne Trenn-Membranen aus Edelstahl.

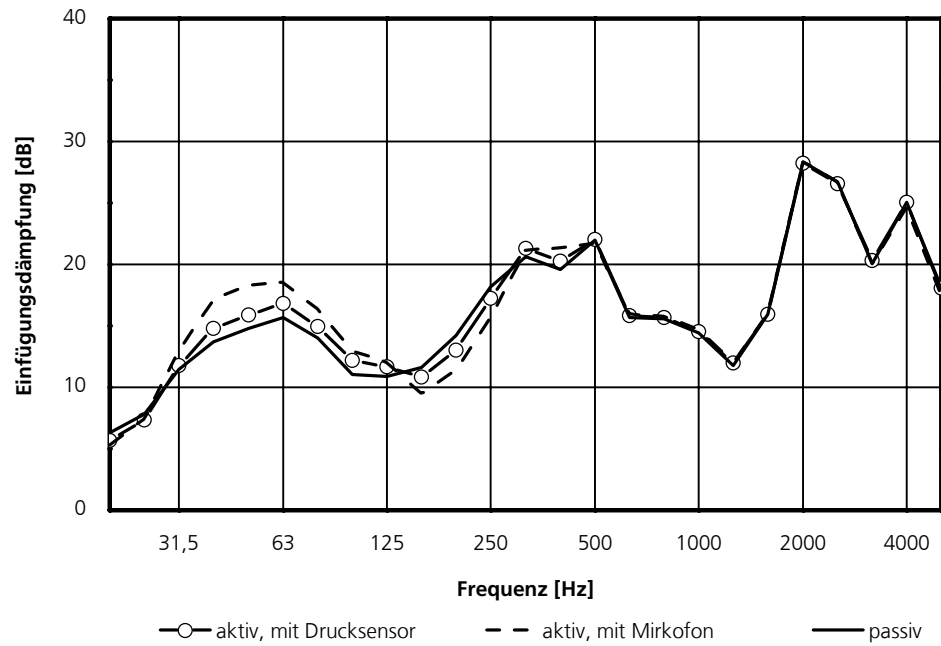


Bild 30:  
Am kleinen Schalldämpferprüfstand des IBP gemessene Einfügungsdämpfung des aktiven Versuchsschalldämpfers im passiven und aktiven Betrieb.

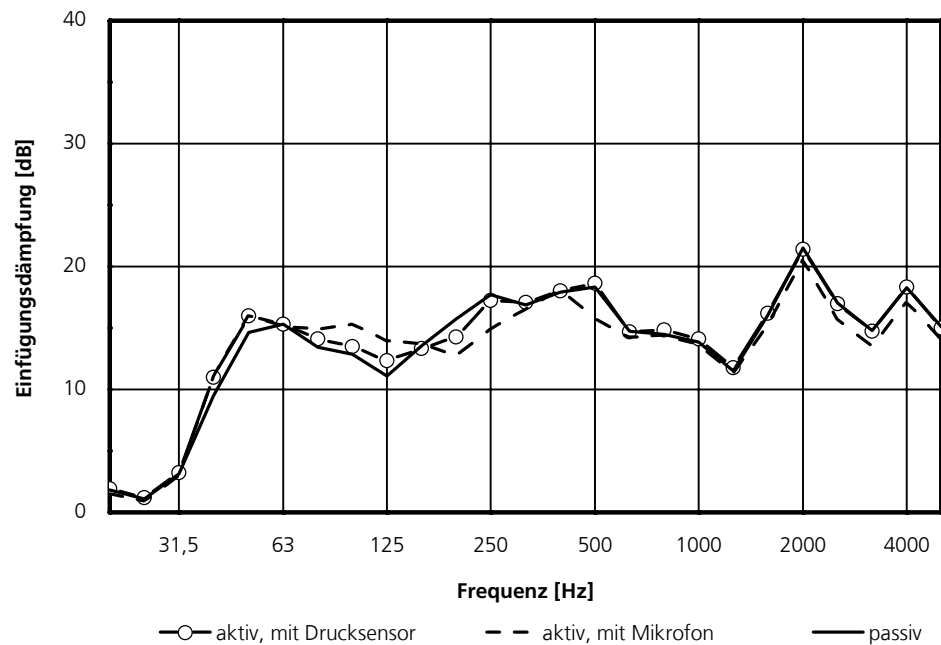


Bild 31:  
Am großen Schalldämpferprüfstand des IBP gemessene Einfügungsdämpfung des aktiven Versuchsschalldämpfers im passiven und aktiven Betrieb.



Bild 32:  
 Links: Aktiver Versuchsschalldämpfer im Abgasstrang des Dieselmotors. Mitte: Drucksensor und Lautsprechergehäuse. Rechts: Mikrofone an der Abgasmündung.

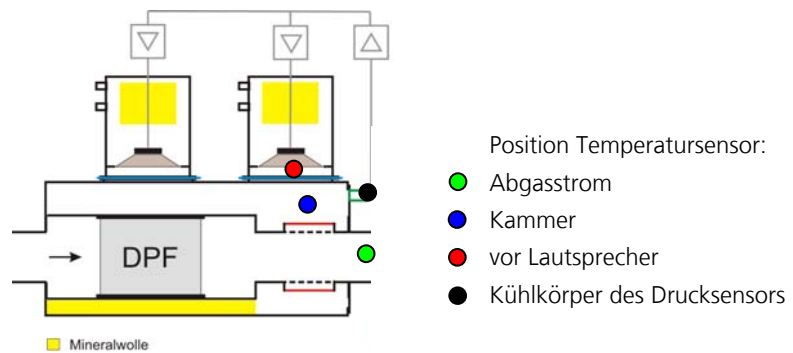


Bild 33:  
 Lage der Temperatursensoren am aktiven Versuchsschalldämpfer.

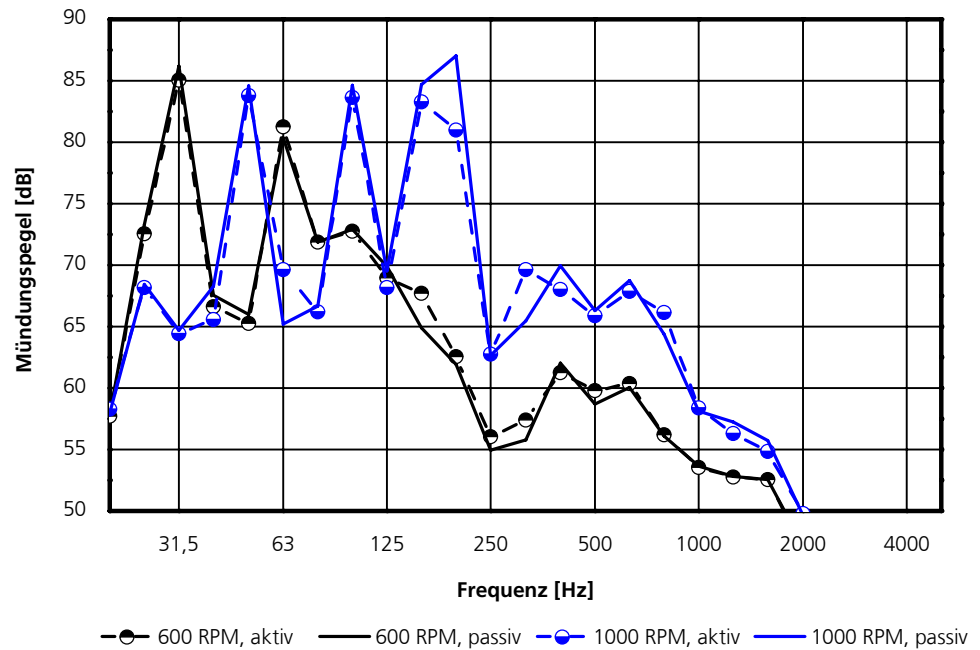


Bild 34:

Am Motorprüfstand gemessener Mündungspegel eines Dieselmotors bei aktivierten (aktiv) und ausgeschaltetem (passiv) aktiven Versuchsschalldämpfer bei Umdrehungen (RPM) von jeweils 600/min und 1000/min.



Bild 35:

Auswirkung der Motorbelastung. Links: Verformter Zierring des Lautsprechers, Mitte: Abgelöster Zierring auf PTFE-Membran, Rechts: Gerissene Sekundärmembran.

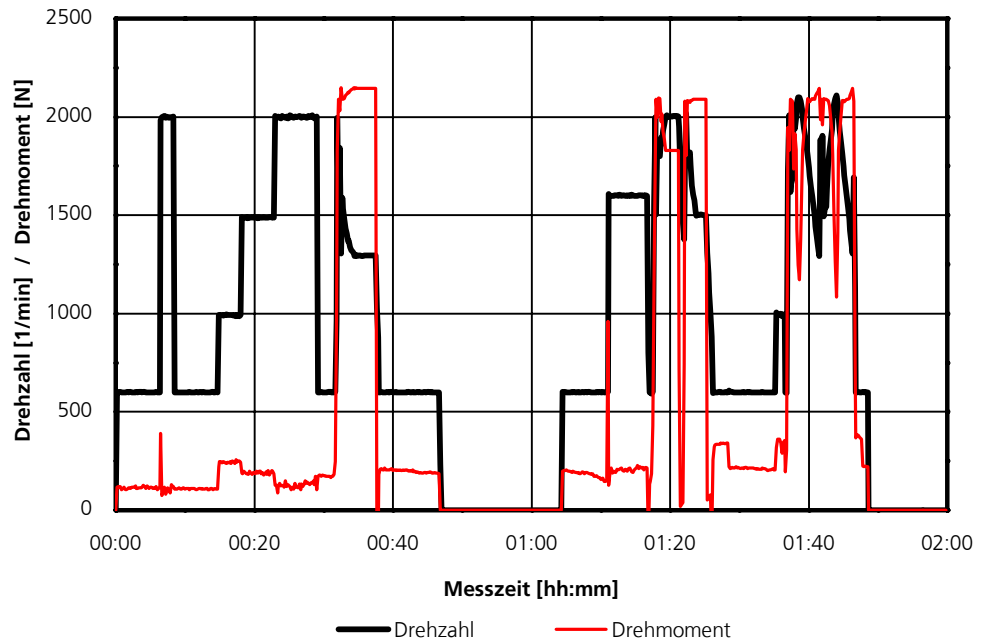


Bild 36:  
Drehzahl und Drehmoment während des Messzeitraums am Motorprüfstand.

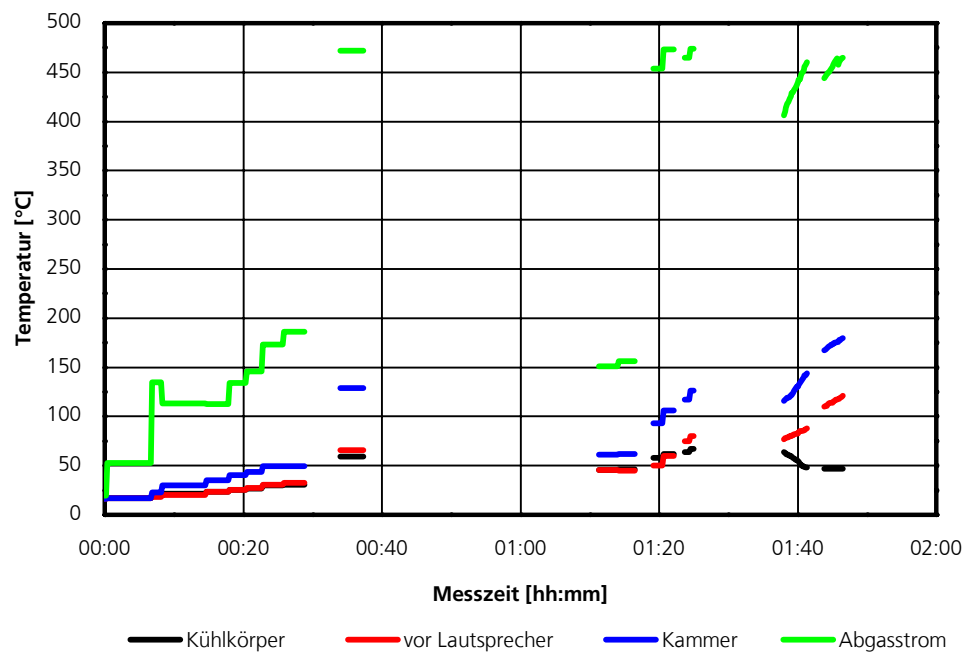


Bild 37:  
Temperaturverlauf während des Messzeitraums am Motorprüfstand.



Bild 38:  
Zylinder und Kolben (links) eines Benzinmotors für z. B. Mopeds und Kettensägen; elektrodynamischer Shaker als möglicher Antrieb des Kolbens (rechts).

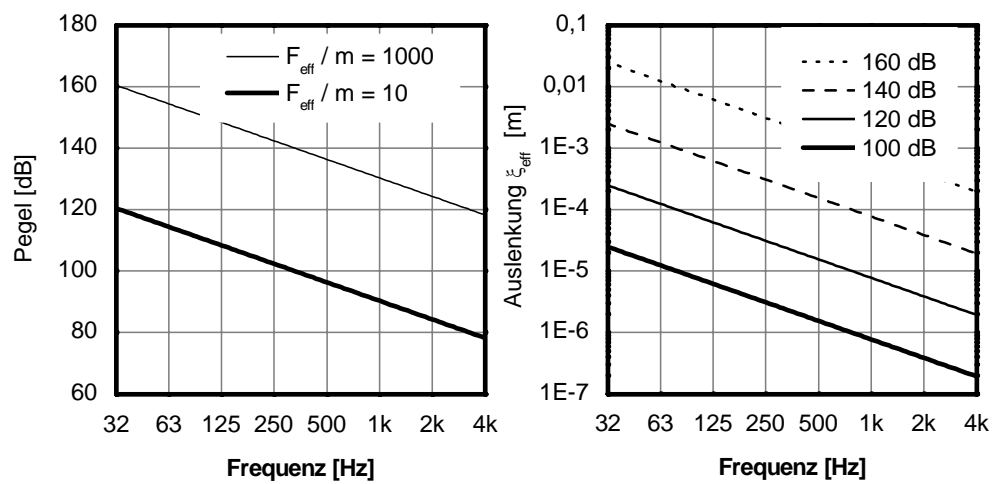


Bild 39:  
Links: Schalldruckpegel über der Frequenz bei konstantem Verhältnis von effektiv anregender Kraft zur bewegten Masse ( $F_{\text{eff}} / m$ ). Rechts: Auslenkung des Pleuellagers über der Frequenz bei konstanten Schalldruckpegeln.



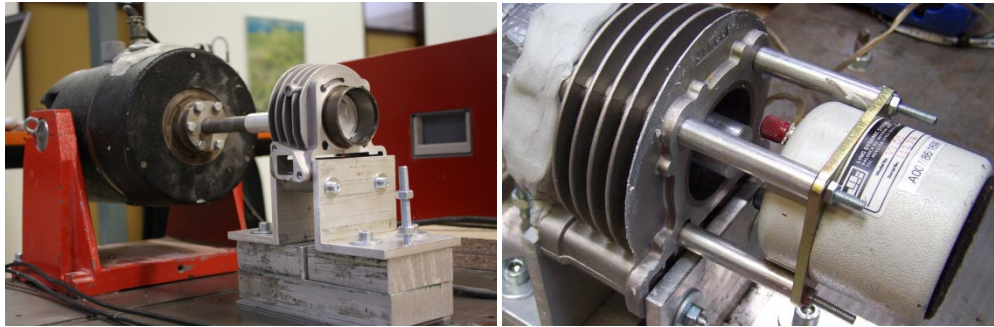


Bild 40:  
Laboraufbau Hubkolbenaktuator mit großem Shaker (links) und mit kleinem Shaker (rechts).

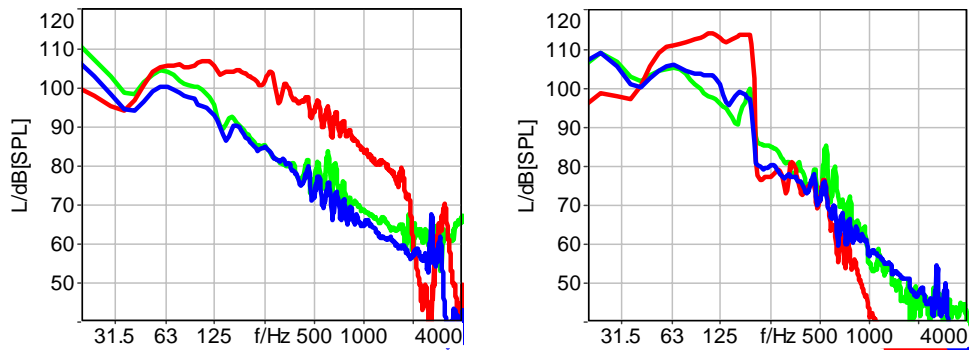


Bild 41:  
Messung des Schalldruckpegels im Messrohr mit reflexionsarmen Abschluss. Blau = Hubkolbenaktuator (Shaker klein), Grün = Hubkolbenaktuator (Shaker groß), Rot = Lautsprecher (W100S). Links: Anregung rosa Rauschen, Rechts: Anregung linearer Chirp (20 Hz – 200 Hz).

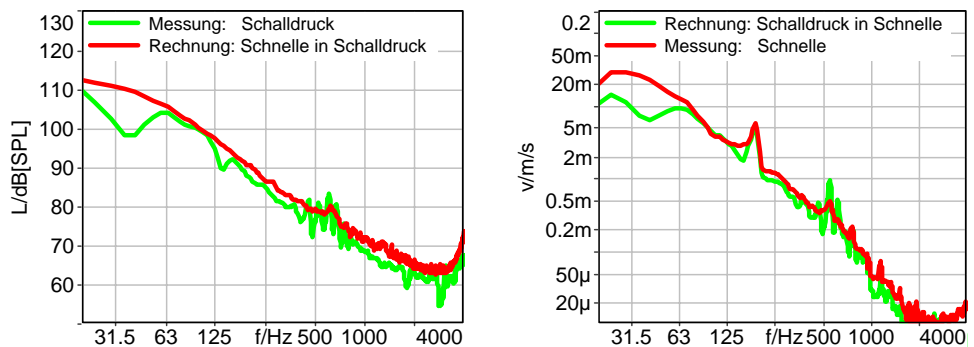


Bild 42:  
Vergleich von gemessenem Schalldruck mit großem Shaker (rosa Rauschen) im Messrohr zum berechneten Schalldruck aus der Kolbenschnelle ( $p_{eff} = v_{eff} \rho c$ ).

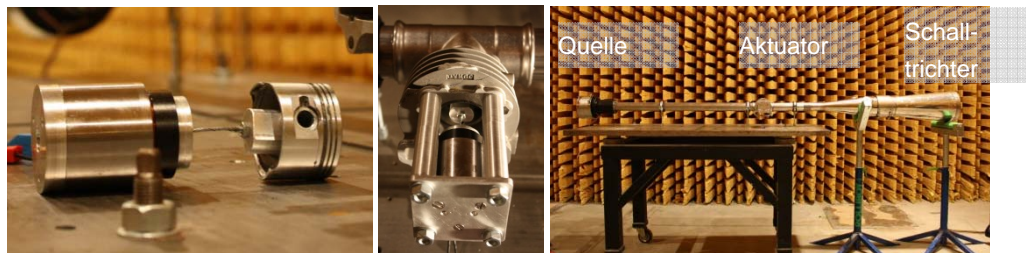


Bild 43:  
 Links und Mitte: Aufbau des Hubkolbenaktuators aus Tauchspule, Kolben, Stinger und Zylinder. Rechts: Demonstrationsaufbau zur Hörbarmachung.

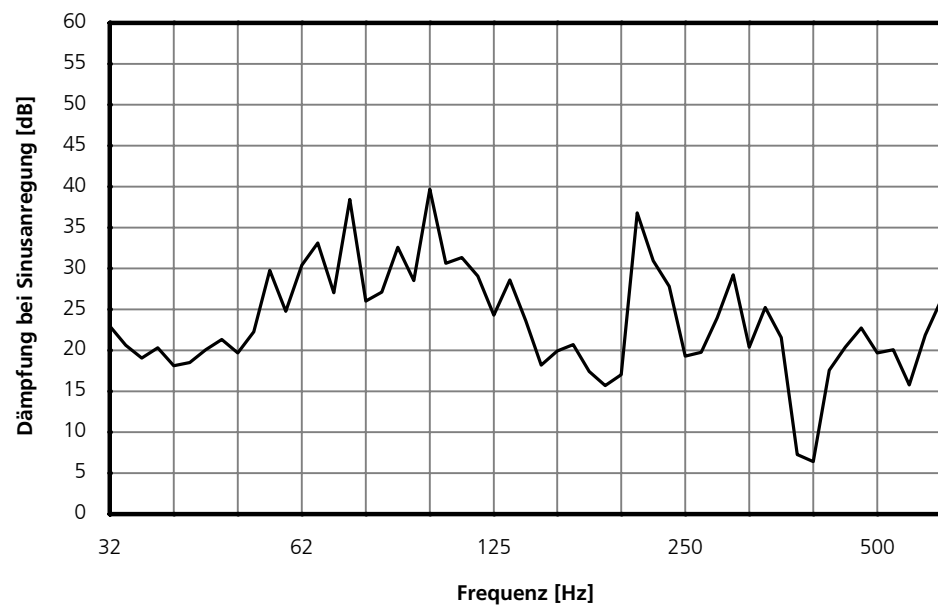


Bild 44:  
 Gemessene Dämpfung mit Hubkolbenaktuator bei Sinusanregung.