

SCIENTIFIC REPORTS

WISSENSCHAFTLICHE BERICHTE



Journal of the University of Applied Sciences Mittweida
Wissenschaftliche Zeitschrift der Hochschule Mittweida

Maßnahmen zur Lärminderung



Nr. 5, 2015
ISSN 1437-7624

24th International Scientific Conference
Mittweida
November 19-20, 2015



Maßnahmen zur Lärminderung

Impressum:

Herausgeber:

Hochschule Mittweida
University of Applied Sciences
Der Rektor
Prof. Dr. phil. Ludwig Hilmer
Der Prorektor für Forschung und
Entwicklung
Prof. Dr.-Ing. habil. Gerhard Thiem

Postanschrift:

Hochschule Mittweida
University of Applied Sciences
Referat für Forschung
Postfach 1457
D-09644 Mittweida

Redaktion dieser Ausgabe:

Hochschule Mittweida
University of Applied Sciences

Erscheinungsweise: unregelmäßig

Druck: WIRmachenDruck GmbH

Schutzgebühr: 15 €

Tagungsgruppenleiter:

Prof. Dr.-Ing. Jörn Hübelt
Dr.rer.nat. Detlef Schulz

Die Scientific Reports / Wissenschaftliche Berichte als Wissenschaftliche Zeitschrift der Hochschule Mittweida (FH) University of Applied Sciences lösen die bisherigen Scientific Reports mit allen Volume I-III ab und erscheinen mit Nr. 1, 1998 ab November 1998 in neuem Layout und in neuer Zählung

Bisher 2015 erschienen:

E-Mobility and Reliability in Communication Networks Nr. 1, 2015

Die IWKM 2015 erscheint in den Bänden:

Prozessentwicklung 4.0	Nr. 2, 2015
Werkstoff- und Oberflächentechnik	Nr. 3, 2015
Lasertechnik	Nr. 4, 2015
Maßnahmen zur Lärminderung	Nr. 5, 2015
Moderne Bildungsangebote für die digitale Arbeitswelt	Nr. 6, 2015

Für den Inhalt der Beiträge sind die Autoren verantwortlich.

Inhaltsverzeichnis

Raumakustik in offenen Bürolandschaften	3
Thomas Plötzner Odenwald Faserplattenwerk GmbH	
Strukturelastisches, transluzentes und hochabsorbierendes Gewebe für flexible Akustikapplikationen	7
Ines Brabandt, Tino Hartmann, Norbert Rümmler AMITRONICS Angewandte Mikromechatronik GmbH	
Psychophysiologische Geräuschoptimierung (am Beispiel eines Haushaltsgerätes)	10
Martin Fischer ¹ , Edeltraut Emmerich ² , Bernhard Kühn ¹ , Bruno Spessert ¹ ¹ Ernst-Abbe-Hochschule Jena, ² Universitätsklinikum Jena,	
Psychoakustische Untersuchung zur Beurteilung der Geräuschqualität an Dampfbügelstationen	14
Sebastian Schille, Erik Schädlich SLG Prüf- und Zertifizierungs GmbH	
Messtechnische Bestimmung der Durchgangsdämpfung von Schalldämpfern im Laborprüfstand bei hohen Temperaturen	17
Christian Schulze ¹ , Mirko Ruhnau ¹ , Jörn Hübelt ² ¹ Gesellschaft für Akustikforschung Dresden mbH, ² Hochschule Mittweida	
Reibung in KFZ-Antrieben	22
Jörg Neugärtner ¹ , Peter Holstein ^{2,1} , Christian Probst ² , Andreas Tharandt ² ¹ Steinbeis Transferzentrum Technische Akustik und angewandte Numerik ² SONOTEC Ultraschallsensorik Halle GmbH	
Zerstörungsfreie Bestimmung des Verkehrsfreigabezeitpunktes von Asphaltfahrbahnbelägen	26
Jutta Lindemann Hochschule Mittweida	

RAUMAKUSTIK IN OFFENEN BÜROLANDSCHAFTEN

Thomas Plötzner

Odenwald Faserplattenwerk GmbH, Dr.-F.-A.-Freundt-Str. 3, 63916 Amorbach

Die Gruppierung von Mitarbeitern in Mehrpersonenbüros / Großraumbüros stellt je nach Nutzungsart (z. B. konzentriertes Arbeiten vs. Kommunikation untereinander) unterschiedliche Anforderungen an die akustische Gestaltung selbiger. Dabei benötigt es einiges an akustischer Optimierung, um bei den Mitarbeitern eine Akzeptanz für die neue Bürolandschaft zu schaffen, speziell wenn diese früher in Einzelbüros untergebracht waren. Im Vortrag werden die (raum)akustischen Herausforderungen skizziert und mit den aktuellen (teilweise in die Jahre gekommenen) und neuen (noch in der Entwurfsphase befindlichen) normativen Vorgaben verglichen.

1. Einleitung

Das raumakustische Ziel von Mehrpersonenbüros ist, ein störungsfreies Arbeiten an allen Arbeitsplätzen zu ermöglichen. In diesen Räumen ist aber das Arbeitsmittel menschliche Stimme gleichzeitig die größte Störquelle. Sie reduziert nicht nur das Wohlbefinden, sondern ist auch für verminderte Leistungsfähigkeit verantwortlich. Dies ist in einer Vielzahl von wissenschaftlichen Untersuchungen belegt. Bis zu 54 % der Angestellten in Büros berichten über Lärm als mitunter heftigstem Störfaktor bei ihrer Arbeit [1], welcher sich auch negativ auf die Arbeitszufriedenheit auswirkt. In einer Untersuchung [2] geben 99 % der Befragten an, durch Lärm in ihrer Konzentration beeinträchtigt zu werden. Vor allem Gespräche von Mitarbeitern und Telefonklingeln werden als störend empfunden [1, 2]. Diese Befunde zu subjektiv berichteten Störwirkungen werden durch Untersuchungen gestützt, die negative Auswirkungen von Büroschall auf verschiedene kognitive Leistungen wie Konzentrations- oder Merkfähigkeit nachweisen [3, 4, 5, 6].

Damit steht fest, dass Hintergrundgeräusche und insbesondere Hintergrundsprechen nicht nur als lästig oder störend empfunden werden, sondern auch tatsächlich die Leistungsfähigkeit beeinträchtigen. *Die landläufige Annahme, Lärmwirkungen hängen allein vom Pegel der Hintergrundgeräusche ab, ist insbesondere mit dem Fokus auf Bürotätigkeiten nicht zu halten.*

Untersuchungen belegen, dass Hintergrundsprechen selbst mit einem Pegel von nur 40 dB(A) Leistungsbeeinträchtigungen hervorrufen kann. Entscheidend ist in diesem Zusammenhang nicht der Pegel, sondern die Verständlichkeit des Hintergrundsprechens [6].

Hinzu kommt, dass Lärmwirkungen auf die kognitive Leistungsfähigkeit das subjektive Empfinden oder physiologische Zustände nicht zwangsläufig übereinstimmen und daher getrennt zu betrachten sind [7, 8].

Dieser Komplexität von Lärmwirkungen in Bürolandschaften auf Menschen wird bislang durch die Regeln der Technik nur unzureichend Rechnung getragen. Dementsprechend stellen sich häufig Probleme ein, selbst wenn Mehrpersonenbüros nach allgemein anerkannten Regeln der Technik und somit vermeintlich richtig geplant und ausgeführt wurden.

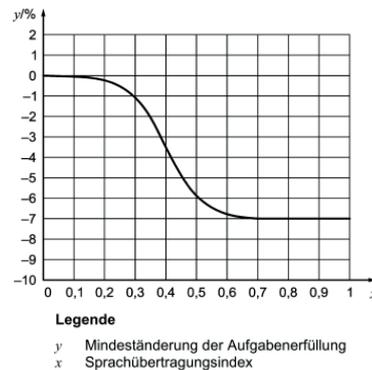


Bild 1: Wirkung des STI auf die Erfüllung von kognitiv anspruchsvollen Aufgaben gemäß [11]

Dieser Komplexität von Lärmwirkungen in Bürolandschaften auf Menschen wird bislang durch die Regeln der Technik nur unzureichend Rechnung getragen. Dementsprechend stellen sich häufig Probleme ein, selbst wenn Mehrpersonenbüros nach allgemein anerkannten Regeln der Technik und somit vermeintlich richtig geplant und ausgeführt wurden.

Mehrpersonenbüros sind durch den Antagonismus zwischen guter Sprachverständlichkeit und Störungsfreiheit gekennzeichnet. Diese beiden Qualitäten sind gegensätzlich, hohe Sprachverständlichkeit bedingt ein hohes Störungspotenzial und umgekehrt. Man muss akzeptieren, dass es in Mehrpersonenbüros keine Vertraulichkeit geben kann. Für Vertraulichkeit sind Einzelbüros zwingend erforderlich. Es gilt, einen Kompromiss zwischen guter Verständlichkeit und geringem Störungspotenzial zu finden. Dafür stehen einem Akustikplaner drei Mittel zur Verfügung:

- den Raum mit schallabsorbierenden Maßnahmen zu dämpfen,
- einzelne Zonen oder sogar Arbeitsplätze akustisch mittels Schallschirmen „entkoppeln“
- und den Raum zusätzlich zu beschallen (so genannte Maskierung).

Der Einsatz nur eines der o. g. Mittel ist in der Regel für jede Mehrpersonennutzung unzureichend. Dadurch kann die raumakustische Situation sogar verschlechtert werden. Zumindest die ersten beiden Maßnahmen müssen berücksichtigt werden.

2. Empfehlungen nach allgemein anerkannten Regeln der Technik

Die Empfehlungen an die Raumakustik von Mehrpersonenbüros nach den allgemein anerkannten Regeln der Technik wenden sich nicht direkt an die Sprachverständlichkeit, sondern an die Maße, die sie bestimmen wie z. B. Nachhallzeit, Schallabsorptionsgrad oder äquivalente Schallabsorptionsfläche von Raumboflächen und Schallschirmen, Dimensionen letzterer und (technischer) Störgeräuschpegel.

Die Raumdämpfung kann z. B. durch die Nachhallzeit (T_{60}) beschrieben werden. Sie ist definiert als die Zeit, innerhalb derer der Schalldruckpegel im Raum nach Abschalten einer Schallquelle um 60 dB abklingt. Der Schallabsorptionsgrad (α) gibt an, wie viel Schallenergie von einer Fläche absorbiert und somit nicht mehr in den Raum zurück reflektiert wird. Die äquivalente Schallabsorptionsfläche (A) ist das Produkt zwischen Schallabsorptionsgrad und Fläche des Bauteils (z. B. Unterdecke). Üblicherweise werden nur technische Störpegel (L_p) berücksichtigt.

Das heißt es werden die Geräusche von Infrastruktur (TGA, IT, Kopierer etc.) im Büro und das von außen eindringende Geräusch (z. B. Straßenverkehr) bestimmt. Die von den Menschen während ihrer Arbeit selbst erzeugten Geräusche werden nicht berücksichtigt! Alle genannten Größen sind frequenzabhängig.

In [9] wird ein Schallpegel von max. 55 dB(A) für überwiegend geistige Tätigkeiten im Büro empfohlen. Sie bezieht sich dabei auf die überholte Arbeitsstättenverordnung. Im Hinblick auf die neuen Erkenntnisse, siehe oben, dass auch geringe, aber inhaltsreiche Störpegel von Menschen verursacht die Leistung und das Wohlbefinden reduzieren, hat diese Empfehlung an Bedeutung verloren. Sinnvoll hingegen ist die Empfehlung in [9], dass die von Anlagen der technischen Gebäudeausrüstung verursachten Schallpegel in Mehrpersonenbüros 40 dB(A) nicht überschreiten sollen. Sehr zutreffend beschreibt [9], dass die Nachhallzeit in großen Mehrpersonenbüros kein geeignetes Kriterium für die Beurteilung und Auslegung der Raumakustik ist. Sie empfiehlt, zur Reduzierung der Halligkeit und um Schallpegel entfernter Sprecher zu mindern, ein Absorptionsflächen zu Volumen-Verhältnis (A/V) von 0.3 bis 0.35 m^{-1} . [9] gibt sogar an, dass Mehrpersonenbüros gar nicht überdämpft werden können. Im Hinblick auf die neuen Erkenntnisse unter 1. ist diese Aussage fraglich. Ein ähnliches Dämpfungsniveau wie in [9] wird auch in [10] für Mehrpersonenbüros (Räume der Klasse B) empfohlen. Die Empfehlung erfolgt über den Schallabsorptionsgrad der Decke, und zwar: Bei 2,5 m Raumhöhe sollte eine vollflächige Unterdecke einen bewerteten Schallabsorptionsgrad von $\alpha_w = 0,7$ aufweisen.

Werden o. g. Empfehlungen an die Raumdämpfung und technische Störpegel eingehalten, kann davon ausgegangen werden, dass

- die Halligkeit gering, aber die Sprachverständlichkeit hoch ist;
- nahe Sprecher deutlich wahrnehmbar;
- und die entfernten Sprecher leiser, aber verständlich wahrgenommen werden.

Um den störenden Einfluss der Büroarbeiter untereinander zu reduzieren, müssen Schallschirme eingesetzt werden. In [9] wird eine Mindestschirmhöhe von 1,5 m empfohlen, um eine Schallpegelreduktion zwischen benachbarten Arbeitsplätzen in der Größenordnung von 5 bis 10 dB zu erreichen. In der Praxis werden große Zonen erfolgreich mit mindestens 1,8 m hohen Schirmen und einzelne Arbeitsplätze mit 1,6 m hohen Schirmen akustisch isoliert. Natürlich können auch Schrankwände die akustische Funktion von Schallschirmen übernehmen. Damit Schallschirme gut funktionieren, muss die Decke schallabsorbierend ausgeführt sein.

3. Optimierung der akustischen Situation

Im Folgenden werden die drei Mittel zur akustischen Raumkonditionierung von Großraumbüros quantifiziert:

3.1. Schalldämpfung / -absorption

Schallabsorber in Form von Unterdecken, Deckensegeln oder Lamellensystemen zur Nachhallzeitregulierung.

3.2. Schallschirmung

Das Ziel der Schallschirmung sind angemessene Pegelminderungen und ausreichender Schutz vor dem ungewollten Mithören der Gespräche an benachbarten Arbeitsplätzen. Allgemein gilt für die Schirmwirkung: Sie ist umso besser,

- je höher der Schirm im Vergleich zur Raumhöhe
- je höher der Absorptionsgrad der Decke,
- je breiter und höher der Schallschirm,
- je dichter der Schirm an begrenzende Bauteile anschließt,
- je näher er an Sprecher und Hörer positioniert wird,
- je höher die Schallabsorption des Schirms.

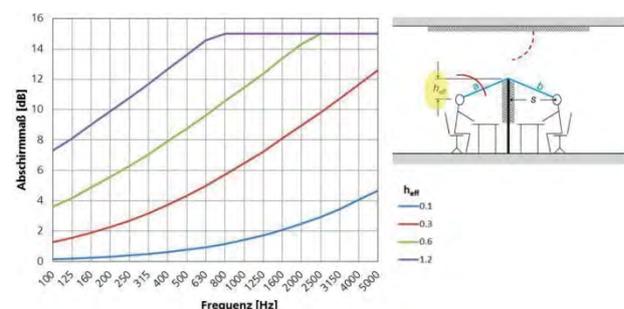


Bild 2: Zusammenhang zw. Schirmhöhe und Abschirmung bei schallabsorbierender Decke oberhalb der Tischgruppe [13; Abbildung: IBP]

Die Schirme müssen mindestens so breit sein wie die Tischgruppe (2 Tische mit Beistellmöbel). Zwischen einzelnen Arbeitsplatzgruppen sollten Schirme möglichst nahe an den Sprechern angeordnet werden. Es bietet sich an, Stauraummöbel zwischen den einzelnen Tischgruppen zu nutzen. Vergleichbar gut geeignet sind Schirme entlang der Längsseiten aneinander gestellter Tische. Ein Schirm sollte beidseitig absorbierend sein.

Variante	Einfügungs-dämm-Maß [dB]		Variante	Einfügungs-dämm-Maß [dB]	
	$\frac{h_T}{h} = 0,8$	$\frac{h_T}{h} = 0,6$		$\frac{h_T}{h} = 0,8$	$\frac{h_T}{h} = 0,6$
	3	2		9	7
	19	16		11	8
	16	14		11	9
	13	11		-	11

Bild 3: Zusammenhang Abschirmmaß - effektiver Schirmhöhe und Deckenbekleidung in Anlehnung an [14]

3.3. Markierung

Für Räume mit hoher Kommunikationslast ist es bei starker Verdichtung der Arbeitsplätze möglich, dass o. g. Maßnahmen zur Schallabsorption und Schirmung nicht mehr ausreichen, um die Verständlichkeit von Gesprächen an Nachbar-Arbeitsplätzen in ausreichendem Maß zu vermindern. Dann muss ein Maskiergeräusch eingespielt werden. Dieser Vorgang ist adaptiv, d. h. der Störpegel stellt sich abhängig von der Last im Raum selbst ein. Der maximale Maskierpegel sollte 42 dB(A) nicht überschreiten. Ein geeignetes Maskierspektrum ist in nachfolgendem Diagramm gezeigt. Vor der Akzeptanz von Maskieranlagen soll eine Phase der Eingewöhnung und Justierung vorgesehen werden.

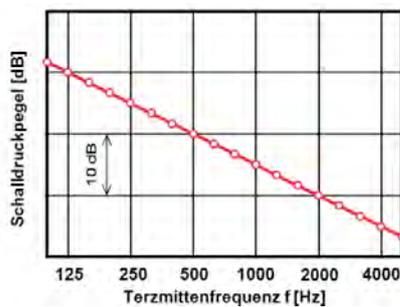


Bild 4: Maskiergeräuschspektrum

4. DIN EN ISO 3382-3 [11]

Definition neuer akustischer Kenngrößen zur Quantifizierung von Mehrpersonenbüros:

- × Ablenkungsabstand, r_D

→ Abstand vom Sprecher, bei dem der Sprach-

übertragungsindex unter 0,50 absinkt.

- × Vertraulichkeitsabstand, r_P (optional)
→ Abstand vom Sprecher, bei dem der Sprachübertragungsindex unter 0,20 absinkt.

- × räumliche Abklingrate des A-bewerteten Schalldruckpegels der Sprache, $D_{2,S}$

- × A-bewerteter Schalldruckpegel der Sprache in einem Abstand von 4 m, $L_{p,A,S,4 m}$

- × mittlerer A-bewerteter Fremdgeräuschpegel, $L_{p,A,B}$

→ am Arbeitsplatz während der Arbeitszeit, je doch bei Abwesenheit von Personen

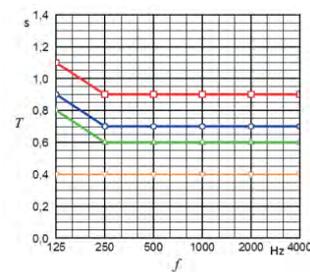
Die meisten Großraumbüros haben schlechte oder unzureichende akustische Bedingungen. Typische Einzahl-Werte in Büros mit schlechten akustischen Bedingungen sind z. B. $D_{2,S} < 5$ dB, $L_{p,A,S,4 m} > 50$ dB und $r_D > 10$ m.

Großraumbüros mit guten akustischen Bedingungen sind selten, aber ein Beispiel von Zielwerten könnte $D_{2,S} \geq 7$ dB, $L_{p,A,S,4 m} \leq 48$ dB und $r_D \leq 5$ m sein.

5. E VDI 2569 [15]

Raumakustik-Klasse	Planerischer und baulicher Aufwand	Beschreibung	Empfehlungen in Abhängigkeit von der Nutzung
A	hoch	Die Raumakustik-Klasse A erfordert sehr umfangreiche und hoch wirksame raumakustische Maßnahmen zur Raumbedämpfung und Minderung der Schallausbreitung. Eine über die Raumakustik-Klasse A hinausgehende Verbesserung der raumakustischen Bedingungen ist unter Beibehaltung einer offenen Bürostruktur nicht möglich.	gut geeignet für Call Center und Räume mit kommunikationsintensiven Nutzungen
B	mittel	Die Raumakustik-Klasse B erfordert umfangreiche und wirksame raumakustische Maßnahmen zur Raumbedämpfung und zur Minderung der Schallausbreitung.	gut geeignet für Räume für Vertrieb, Konstruktion, Verwaltung geeignet für Call-Center
C	gering	Die Raumakustik-Klasse C erfordert wirksame raumakustische Maßnahmen zur Raumbedämpfung und zur Minderung der Schallausbreitung.	geeignet für Räume für Vertrieb, Konstruktion, Verwaltung

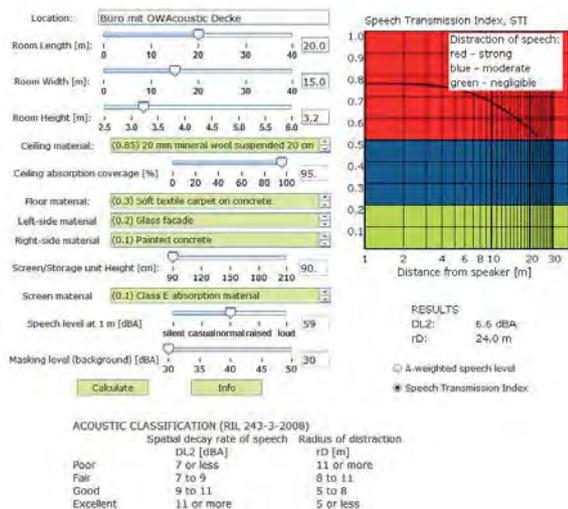
Bild 5: Beschreibung des planerischen und baulichen Aufwandes in Mehrpersonenbüros



- Legende
- Maximale Nachhallzeit T_7 : Raumakustik-Klasse C
 - Maximale Nachhallzeit T_7 : Raumakustik-Klasse B
 - Maximale Nachhallzeit T_7 : Raumakustik-Klasse A
 - Minimale Nachhallzeit T_7

Bild 6: Empfehlung für die maximalen und die minimalen Nachhallzeiten in Mehrpersonenbüros

6. Empfehlung / Berechnungstool von Hongisto



http://www.ttl.fi/en/work_environment/physical_factors/acoustictool/Sivut/default.aspx

Literaturverzeichnis

- [1] Sundstrom, E., Town, J. P., Rice, R. W. & Osborn, D. P. (1994). Office noise, satisfaction and performance. *Environment and Behavior*, 26(2), 195-222.
- [2] Banbury, S. P. & Berry, D. C. (2005). Office noise and employee concentration: Identifying causes of disruption and potential improvements. *Ergonomics*, 48(1), 25-37.
- [3] Banbury, S. & Berry, D. C. (1997). Habituation and dishabituation to speech and office noise. *Journal of Experimental Psychology: Applied*, 3(3), 181-195.

- [4] Banbury, S. & Berry, D. C. (1998). Disruption of office-related tasks by speech and office noise. *British Journal of Psychology*, 89, 499-517.
- [5] Loewen, L. J. & Suedfeld, P. (1992). Cognitive and arousal effects of masking office noise. *Environment and Behavior*, 24, 381-395.
- [6] Schlittmeier, S. J., Hellbrück, J., Thaden, R. and Vorländer, M. (2008). The impact of background speech varying in intelligibility: Effects on cognitive performance and perceived disturbance, *Ergonomics*, 51:5, 719 – 736
- [7] Jones, D. M. & Broadbent, D. E. (1991). Human performance and noise. In C. M. Harris (Ed.), *Handbook of acoustical measurements and noise control* (pp. 21-24). New York: McGraw-Hill.
- [8] Matthews, G., Davies, D. R., Westerman, S. J. & Stammers, R. B. (2000). *Human performance: Cognition, stress and individual differences*. Hove: Psychology Press.
- [9] VDI 2569: Schallschutz und akustische Gestaltung im Büro. Januar 1990
- [10] DIN 18041: Hörsamkeit in kleinen bis mittelgroßen Räumen. Mai 2004.
- [11] DIN EN ISO 3382-3: Akustik – Messung von Parametern der Raumakustik – Teil 3: Großraumbüros. Mai 2012
- [12] E VDI 2569: Schallschutz und akustische Gestaltung im Büro. Dezember 2014
- [13] VDI 2720 Blatt 2: Schallschutz durch Abschirmung in Räumen. April 1983
- [14] DIN EN ISO 17624: Leitfaden für den Schallschutz in Büros und Arbeitsräumen durch Schallschirme. März 2005
- [15] E VDI 2569: Schallschutz und akustische Gestaltung im Büro. Dezember 2014

STRUKTURELASTISCHES, TRANSLUZENTES UND HOCHABSORBIERENDES GEWEBE FÜR FLEXIBLE AKUSTIKAPPLIKATIONEN

Ines Brabandt, Tino Hartmann, Norbert Rümmler

AMITRONICS Angewandte Mikromechatronik GmbH, Am Technologiepark 10, 82229 Seefeld

In einer heutigen Bürolandschaft mangelt es häufig an einem ausgewogenen akustischen Raumklima. Angesichts dieser Situation erfolgte im Rahmen des geförderten Vorhabens „Akustiktextilien“, die Entwicklung eines hochabsorbierenden, transluzenten und strukturelastischen Flächengewebes. Durch die angestrebte multifunktionelle Akustiksystemlösung werden auch andere Raumeigenschaften effizienter und nachhaltiger beeinflusst. Neben verbesserten Schallabsorptionsgraden tragen auch visuelle, taktile, haptische sowie bauphysikalische Funktionsmerkmale des Flächengewebes, wie Temperaturstabilisierung und Luftströmung dazu bei, die Erwartungsprofile von Benutzergruppen umfassend zu bedienen [1]. Durch die Anpassung und Weiterentwicklung der vorhandenen Messverfahren, die Anwendung von Methoden der statistischen Versuchsplanung sowie die Einbeziehung mathematischer Korrelationsverfahren und numerischer Simulationen konnten bei der Auswertung experimenteller Untersuchungen die bestehenden funktionalen Wechselwirkungen zwischen den funktionsrelevanten Schallfeldparametern und den textilen Konstruktionsparametern schrittweise entkoppelt werden.

1. Einleitung und Aufbau

Bürolandschaften sind gekennzeichnet durch ungenügend akustisches Raumklima, Unterbrechung von Direktschall, fehlendem Tageslicht und einhergehender Transparenz. Die Nachfrage von biegeweichen Materialien, die Eigenschaften wie:

- ❖ Transparenz,
- ❖ raumsparende Falt- und Aufrollbarkeit,
- ❖ Bedruckbarkeit und
- ❖ Drapierbarkeit

aufweisen und sich an die heutigen akustischen Herausforderungen in modernen Gebäuden und schallharten Büroräumen anpassen, ist ungebrochen hoch. Die Integration akustisch hochwirksamer transparenter Systeme ohne aufwändige bauliche Maßnahmen steht dabei im Vordergrund.

Die im FuE-Kooperationsprojekt entwickelten hochabsorbierenden, transluzenten und strukturelastischen Flächengewebe beruhen auf dem Resonatorprinzip, daher waren Wirkprinzipien klassischer poröser Schallabsorber, wie der längenbezogene Strömungswiderstand, die Volumenporosität, der Strukturfaktor und die Dichte, nicht Gegenstand der Untersuchungen. Dieses Absorptionsprinzip ist sehr ähnlich dem des Helmholtz'schen Resonanzabsorbers. Die Flächengewebe besitzen tausende Mikroschlitzte, die aufgrund ihrer relativ dicken, aneinander liegenden Längskomponenten und den relativ dünnen in Querrichtung verlaufenden Komponenten kleine Feder-Masse-Systeme bilden, die infolge von viskoser Reibung (bestimmt durch die dynamische Viskosität der Luft) sehr hohe Dämpfungen aufweisen und in der Lage sind, einen Teil der einfallenden Schallenergie durch Reibung an den Schlitzwänden in Wärmeenergie umzuwandeln [2] [3]. Dieses Wirkprinzip ist allerdings nur funktionsfähig sofern das Flächengewebe mit einem Abstand zu reflektierenden Flächen angebracht wird. Im Laufe des Projektes lag das Hauptaugenmerk auf der Auslegung und Optimierung der Schlitzbreiten, der Schlitzlängen und den Schlitzabständen.

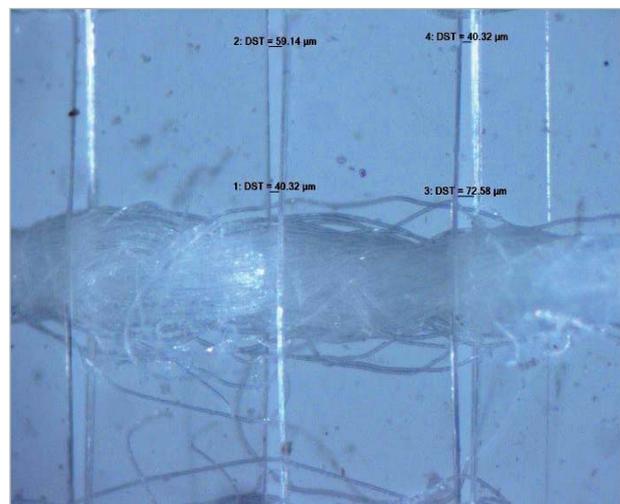


Bild 1: Flächengewebe - Stereomikroskopisches Bild zeigt die räumliche Struktur des Gewebes mit Hoch-Tief-Effekt

2. Wirkprinzipien und Simulation

In Vorbereitung zur Bestimmung der physikalischen Wirkprinzipien wurden wiederholt Prüfzyklen mit angepassten Flächengebilden zur Gewinnung von Datensätzen durchgeführt. Hierfür wurde zunächst ein Strukturmodell erstellt, das unter Variation der einzelnen Eingangsgrößen (mittlere Teilung und projizierte Breite der Schussfäden; mittlere Teilung und projizierte Breite der Kettfäden) die akustisch relevanten Teilflächen, die flächenmäßigen Prozentanteile und die Mikroschlitzte je m² errechnete, siehe Bild 2. Zur zielgerechten Auslegung und Optimierung der Funktionsparameter der Flächengewebe bediente man sich der mathematischen Beschreibung der Wechselwirkungen zwischen den psychoakustischen funktionsrelevanten Schallfeldparametern und den beeinflussbaren Konstruktionsparametern der textilen Strukturen. Im Simulationsmodell (Bild 3) zeigten die ersten Vorversuche durch Variationen der Schlitzgeometrien und der Aufbau eines 2-Lagen-Systems veränderte Druckverteilungen im Bereich der Schlitzöffnungen sowie verbesserte Schallabsorptionsgrade. Aus den simulierten Schlitzvarianten und 2-Lagen-Kombinationen

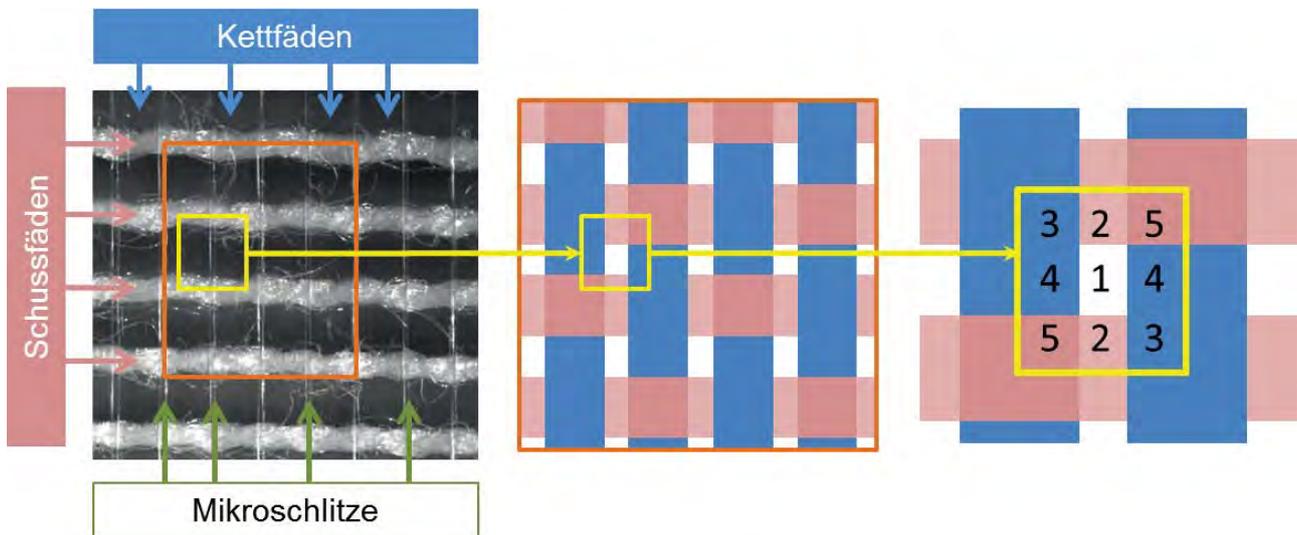


Bild 2: Strukturmodell Foliengewebe – dient als Grundlage für die Einflussanalyse (umfasst die unabhängig veränderlichen Einflussgrößen sowie die akustisch relevanten Teilflächen (1) – offene Mikroschlitz, (2) – verlaufende reine Schussfäden, (3) – Kreuzung von Kettfäden mit Schussfäden, (4) – reine Kettfäden, (5) – Kreuzung von Schussfäden mit Kettfäden)

wurden zwei Vorzugsvarianten ausgewählt, die anschließend hergestellt und experimentell vermessen wurden. Die Vergleiche zwischen den experimentellen Ergebnissen und den Ergebnissen aus der Simulation zeigten hohe Übereinstimmungen. Im Allgemeinen waren Trends der Absorptionsverläufe, -einbrüche oder -erhöhungen eindeutig erkennbar.

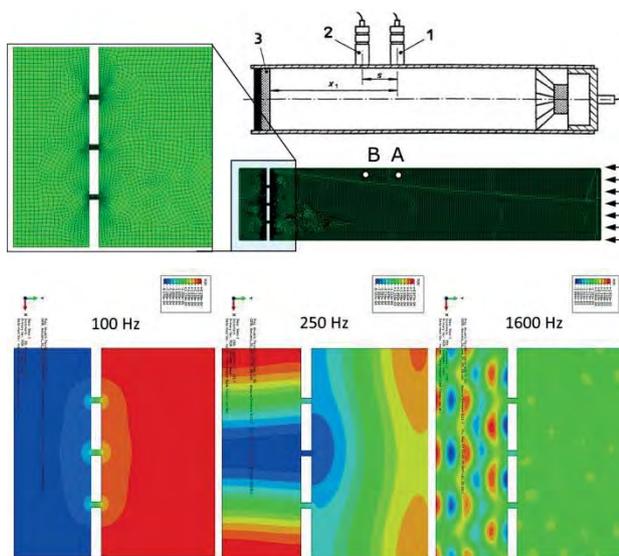


Bild 3: Prinzipmodell Foliengewebe – schematische frequenzabhängige Druckverteilung im Bereich der Mikroschlitz (A und B - Mikrofonpositionen im Kundt'schen Rohr) [1,4] [Simulation FHG ENAS, Dr. J. Auersperg]

3. Variantenuntersuchungen

Untersucht wurden realisierbare Verstell-, Verspann- und Skalierungsmöglichkeiten der transparenten Flächengewebe und deren akustische Wirksamkeit. Hierfür wurde zunächst das Verhalten der Flächengebilde unter Zugbelastung getestet, um den Bereich zwischen elastischer und plastischer Verfor-

mung sowie die Materialfestigkeit in Kett- und in Schussrichtung zu ermitteln. Aufbauend auf den gewonnenen Ergebnissen wurden die Spaltöffnungen in Schussrichtung in Abhängigkeit der Kraft, deren Verhalten vor und nach einem Zugversuch sowie deren Schallabsorptionsvermögen im gedehnten Zustand untersucht.

Um Aussagen über das Dehnverhalten der Struktur zu erlangen, wurden Mikro-Zugversuche bei konstanter Temperatur und einachsiger Belastung durchgeführt. Hierfür wurden die Versuchsproben in zwei Probenhalter eingespannt und in +x-Richtung mit konstanter Zuggeschwindigkeit gedehnt. Der Zugvorgang konnte über ein Mikroskop mit einer CCD-Kamera beobachtet werden. Die Kamera zeichnete ferngesteuert während der Prüfung Bildsequenzen (2 Bilder/s) auf, die anschließend über die Software uniDAC (Vertrieb über die Chemnitzer Werkstoffmechanik GmbH) mittels Grauwertkorrelation ausgewertet wurden und Angaben zu den Öffnungsgraden der Probenschlitze entsprechend der jeweils anliegenden Kräfte lieferten. Je nach gewählter Vergrößerung waren Aussagen über das globale Dehnungsverhalten sowie Aussagen über Spaltöffnungen durch das punktuelle Verhalten möglich.

Des Weiteren wurden Untersuchungen an Versuchsproben mit Materialdopplungen und -faltungen durchgeführt. Diese Untersuchungen erfolgten zum einen bei Direktschall im Kundt'schen Rohr und zum anderen bei Diffusschall im Hallraum. Im Ergebnis wurde festgestellt, dass sowohl eine Materialalfaltung, als auch eine Lagendopplung eine signifikante Erhöhung sowie eine Linearisierung des Schallabsorptionsgrades zur Folge haben. Bild 4 fasst diese Erkenntnisse exemplarisch für eine Vorzugsvariante mit Schlitzbreiten von 0,045 µm grafisch zusammen.

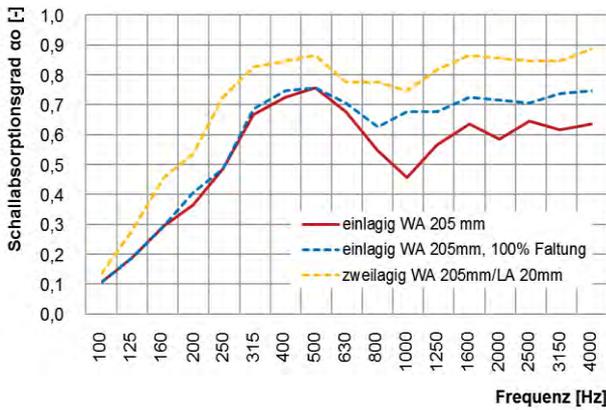


Bild 4: Schallabsorptionsgrad nach DIN EN ISO 354:2003-12: Einfluss der Lagenanzahl und Lagenfaltung (WA - Wand- bzw. Bodenabstand; LA-Lagenabstand)

4. Zusammenfassung

Die optimierten Flächengewebe haben einen Einfluss auf die Nachhallzeit im mittleren und hohen Frequenzbereich. Hierfür müssen die Gewebe mit einem Abstand (empfohlen 20 mm bis 100 mm) zu schallharten Flächen positioniert werden. Optimale Ergebnisse werden erzielt ($\alpha_w \geq 0.75$), wenn die Flächengebilde doppelagig oder gefaltet positioniert werden. Sowohl eine Materialfaltung als auch eine Lagendopplung bewirken eine Erhöhung und Linearisierung des Schallabsorptionsgrades, siehe Bild 4. Die Materialien können auch freischwingend im Raum angebracht werden, beispielsweise zur flexiblen Abschirmung von Funktionsbereichen, allerdings verlieren sie dann ca. 30 % ihrer schallabsorbierenden Eigenschaft.

Durch die Anpassung und Weiterentwicklung der vorhandenen Messverfahren, die Anwendung von Methoden der statistischen Versuchsplanung sowie die Einbeziehung mathematischer Korrelationsverfahren und numerischer Simulationen bei der Auswertung der notwendigen experimentellen Untersuchungen, konnten die bestehenden funktionellen Wechselwirkungen zwischen den funktionsrelevanten Schallfeldparametern und den textilen Konstruktionsparametern schrittweise entkoppelt werden. Die im Laufe des FuE-Kooperationsprojektes entwickelten strukturelastischen, transluzenten



Bild 5: Entwickeltes Akustikgewebe im Einsatz, aufgrund der Transparenz leicht und diskret [5]

und hochabsorbierenden Akustikgewebe sind als transparente Systemlösungen für Wand-, Decken- und Fensterelemente in Form von Flächenvorhängen, Deckensegel und Akustikleuchten bereits erfolgreich in der Anwendung und können kommerziell erworben werden (Bild 5).

Danksagung

Wir danken zum einen dem Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (BMWi) für die Förderung des Kooperationsprojektes „Akustiktextilien“ im Rahmen des Zentralen Innovationsprogrammes Mittelstand – ZIM (Förderkennzeichen KF2095402HG0) und zum anderen den Projektpartnern für die erfolgreiche Projektrealisierung.

Gefördert durch:



aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages



Literaturverzeichnis

- [1] I. Brabandt, T. Hartmann, N. Rümmler, FuE-Kooperationsprojekt KF2095402HG0 – Abschlussbericht: „Entwicklung von Methoden zur vergleichenden Bewertung, Auslegung und Optimierung multifunktionaler Akustiktextilien für anwendungsspezifisch adaptierbare Raumakustiksysteme“, 09.08.2013
- [2] Baunetz Wissen: „Das Online-Fachlexikon/ Akustik,“
URL: http://www.baunetzwissen.de/standardartikel/Akustik_Absorberarten_147703.html
- [3] M. Mäder, Europäische Patentanmeldung EP 2 256 722 A1: „Schalldämpfendes bzw. -absorbierendes Material“, 01.12.2010
- [4] DIN EN ISO 10534-2: „Akustik – Bestimmung des Schallabsorptionsgrades und der Impedanz in Impedanzrohren“, Beuth Verlag, Berlin, 2001
- [5] Akustik & Innovation GmbH, URL: <http://www.akustik-innovation.com>

PSYCHOPHYSIOLOGISCHE GERÄUSCHOPTIMIERUNG (AM BEISPIEL EINES HAUSHALTSGERÄTES)

Martin Fischer¹, Edeltraut Emmerich², Bernhard Kühn¹, Bruno Spessert¹

¹Ernst-Abbe-Hochschule Jena, Carl-Zeiss-Promenade 2, D-07745 Jena

²Universitätsklinikum Jena, Bachstraße 18, D-07743 Jena

Maschinenakustische Optimierungen eines besonders lauten Haushaltsgerätes wurden exemplarisch umgesetzt und anhand eines Verfahrens zur Bestimmung der psychophysiologischen Geräuschbeanspruchung bewertet. In diese Bewertung waren zwanzig hörgesunde Probanden eingebunden. Während der Beschallung der Probanden wurde das Spontan-EEG erfasst. Als Bewertungsgrundlage diente das Aktivationsniveau. In Folge einer Geräuschoptimierung konnte eine Annäherung des Aktivationsniveaus an einen entspannten Wachzustand festgestellt werden. Abschließend erfolgte eine Korrelation zwischen psychophysiologischen Geräuschbeanspruchung und subjektiver Geräuschbewertung.

Machine-acoustic optimizations were implemented by way of example on a particularly noisy household appliance. Optimizations were assessed using a method which determines the level of psychophysiological stress. Spontaneous EEG was recorded in healthy-hearing volunteers (n = 20) while listening to optimized and original sounds. Optimized sounds compare to the original sounds produce an activation level that's closer to a relaxed awake condition. This measure of psychophysiological noise stress corresponds to a subjective questionnaire-based noise rating.

1. Einleitung

Die in den letzten Jahren erreichten Fortschritte bei der Entwicklung leiserer Fahrzeuge und Maschinen wurden durch die steigende Anzahl von Lärmquellen (über)kompensiert. Die Lärmbelastung vieler Menschen nahm dadurch nicht ab, sondern sogar weiter zu; gleichzeitig wird diese Lärmbelastung mit steigenden Ansprüchen an die Lebensqualität immer weniger akzeptiert.

Lärm führt beim Menschen zu emotionalen Verstimmungen (u.a. Unzufriedenheit) und zur Beeinflussung des physiologischen Gleichgewichts und der geistigen Leistungsfähigkeit [1]. Dadurch werden die Lebensqualität und die Leistungsfähigkeit nachhaltig reduziert.

Zur Verbesserung der Lebensqualität wurde für diesen Beitrag eine maschinenakustische Optimierung an einem exemplarisch besonders lauten Haushaltsgerät umgesetzt und anschließend durch ein Verfahren zur Bestimmung der psychophysiologischen Geräuschbeanspruchung bewertet. Ziel der Untersuchungen war es, sowohl eine maschinenakustische Optimierung als auch eine psychophysiologische Geräuschoptimierung zu generieren. Erst damit kann die Lebensqualität nachhaltig verbessert werden.

2. Methodik

Die Untersuchungen begannen mit der Auswahl eines beispielhaften und insbesondere lauten Haushaltsgerätes. Nach der Auswahl wurden neuwertige Exemplare des ausgewählten Gerätes erworben und hinsichtlich Geräuschenstehung, -übertragung und -abstrahlung untersucht. Im Anschluss wurden Maßnahmen zur Geräuschreduktion abgeleitet und exemplarisch umgesetzt. Die erzielten Geräuschoptimierungen wurden dem „Ausgangszustand“ gegenübergestellt. Nachfolgend wurden Varianten der

Geräuschoptimierung ausgewählt und in eine Geräuschmatrix eingebunden. Diese Matrix wurde vergleichbaren Versuchspersonen vorgespielt. Während der Beschallung der Versuchspersonen wurde das zerebrale Aktivationsniveau mittels Spontan-EEG-Messungen erfasst. Anhand unterschiedlicher Leistungsniveaus wurden Handlungsempfehlungen für die akustische Optimierung der untersuchten Geräte abgeleitet. Abschließend werden die Geräuschvarianten durch die Probanden subjektiv bewertet.

3. Geräuschquellen

3.1 Auswahl

Die Auswahl eines besonders lauten Haushaltsgerätes konzentrierte sich auf die private Küche, da diese den lautesten Raum einer Wohnung darstellt. In Küchen wurden Geräuschpegel von über 90 dB(A) gemessen [2, 3]. 40% der Europäer wünschen sich eine leisere Küche [4]. Eine Gegenüberstellung von potentiellen Lärmquellen in einer Küche zeigte, dass insbesondere Standmixer besonders laut sind [3].

Besonders hohe Geräuschemissionen konnten tendenziell bei preisgünstigen Standmixertypen festgestellt werden (fast unabhängig von der elektrischen Aufnahmeleistung). Akustische Unterschiede zwischen den Standmixertypen sind auf die minderwertigere Verarbeitung (u.a. Lagerspiel), die verwendeten Materialien (u.a. Dämpfungseigenschaften), die konstruktive Gestaltung (u.a. Steifigkeiten) und durch die Betriebsparameter (u.a. Anregungsfrequenzen) bedingt. Auf Basis der Geräuschemissionen wurden drei neuwertige Exemplare eines lauten Standmixers erworben und akustisch untersucht.

3.2 Aufbau

Beim untersuchten Standmixer handelte es sich um

ein konventionelles Gerät in einer besonders einfachen Ausführung. Der Antriebsmotor ist ein Reihenschlussmotor, welcher über eine formschlüssige elastische Kupplung die Kraftübertragung zur Messereinheit ermöglicht. Die Lagerung der Rotorwelle erfolgt über zwei Gleitlager, die Lagerung der Messerwelle wird über lediglich ein Gleitlager realisiert. Die formschlüssige Kupplung ermöglicht sechs verschiedene Kombinationen. Der Antriebsmotor wird durch einen Luftstrom gekühlt, welcher durch ein Lüfterrad auf der Motorwelle erzeugt wird.

3.3 Messbedingungen

Die akustischen Messungen wurden in Anlehnung an DIN 60704-1 durchgeführt. Hierzu wurde in einem reflexionsarmen Schallmessraum der Schalldruck mit Kondensatormikrofonen an fünf Mikrofonpositionen zeitgleich während einer Messzeit von 10 s erfasst. Der Mikrofonabstand zur Schallquelle betrug jeweils 1 m. Die Messungen wurden dreimal wiederholt; die Ergebnisse wurden energetisch gemittelt.

3.4 Geräuschemission

Die Geräuschemission des ausgewählten Standmixertyps hängt von den Betriebsparametern (Drehzahl, Füllmenge und -medium) ab. Allgemein stieg die Geräuschemission mit größerer Drehzahl. Bei einer größeren Füllmenge sank die Geräuschemission tendenziell ab, da ebenfalls die Drehzahl abnahm. Der akustisch ungünstigste Betriebspunkt konnte bei maximaler Drehzahl und halbvollem Füllstand ermittelt werden. Als Füllmedium wurde Wasser verwendet, um einerseits die Motordrehzahl gegenüber der Maximaldrehzahl des Antriebsmotors zu begrenzen und andererseits eine Annäherung an reale Betriebsbedingungen zu gewährleisten. Die festgestellten Pegeldifferenzen zwischen den drei untersuchten Exemplaren lagen innerhalb der vorgegebenen Toleranzen [5].

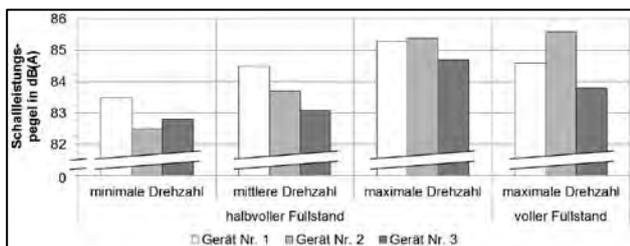


Bild 1: Schalleistungspegel der drei untersuchten Geräte in Abhängigkeit zweier Betriebsparameter

Anhand einer Analyse des FFT-Spektrums konnte insbesondere die Drehfrequenz und deren Harmonische festgestellt werden. Dies kann auf Unwuchtkräfte, hervorgerufen durch ungleiche Masseverteilungen und Durchbiegungen rotierender Bauteile, zurückgeführt werden. Neben den tonalen Geräuschanteilen waren auch breitbandige Geräuschanteile festzustellen. Der dominante Frequenzbereich lag zwischen der Drehfrequenz von ca. 250 Hz und etwa 3 kHz (bei maximaler Drehzahl

und halbvollem Füllstand) (siehe Bild 2).

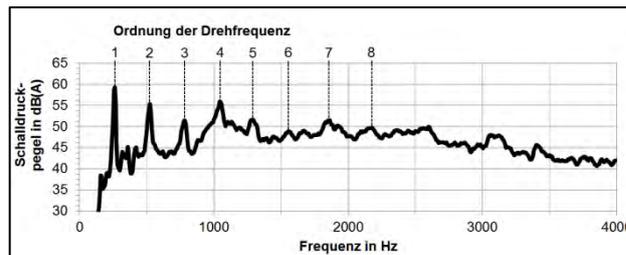


Bild 2: Charakteristisches Schmalbandspektrum bei maximaler Drehzahl und halbvollem Füllstandpunkt

3.5 Geräuschreduktion

Die emittierten Geräusche der untersuchten Geräten werden hauptsächlich durch mechanische Anregungen verursacht. Zur Verringerung der Geräusche wurden die Geräte entkoppelt, bedämpft und gekapselt. Damit konnte Einfluss auf die Geräuschübertragung und -abstrahlung genommen werden. Diese Maßnahmen wurden wegen der einfachen Umsetzbarkeit und geringen Kosten ausgewählt. Durch die Maßnahmen konnten Pegelreduktionen von bis zu 12 dB generiert werden (siehe Tabelle 1).

Tabelle 1: Einfluss und Wirkung von Maßnahmen zur Geräuschreduktion

Geräuschvariante	Beschreibung						Gesamtp Pegeldifferenz in dB
	Ausgangszustand	Bedämpfung	Entkopplung	Kapselung	günstigste Kupplungskombination	ungünstigste Kupplungskombination	
A	X					X	-
B	X				X		-2
C		X			X		-5
D		X	X		X		-9
E		X	X	X	X		-12

Beispielhaft wird im Folgenden die Untersuchung des Einflusses der Kupplungskombination auf die Geräuschemission dargestellt. Die je sechs Klauen der beiden Kupplungshälften zwischen Motor- und Messerwelle können in sechs verschiedenen Kombinationen ineinander greifen. Im Normalfall ergibt sich bei jedem Aufsetzen des Mischbehälters zufällig eine Kombination. Besitzen nun die beiden Kupplungshälften eine ähnliche Exzentrizität in derselben Richtung, dann führt die Kombination zu einer relativ geringen Verspannung und Verbiegung der Wellen und damit zu einer relativ geringen Geräuschemission (siehe Bild 3). Besitzen dagegen die beiden Kupplungshälften eine Exzentrizität in entgegengesetzter Richtung, dann führt die Kombination zu einer relativ hohen Verspannung und Verbiegung der Wellen und damit zu einer relativ hohen Geräuschemission. Im Versuch konnte nur durch Auswahl einer besonders günstigen Kupplungskombination eine Geräuschreduktion von etwa 2 dB erzielt werden (siehe Bild 4). Dieselbe Geräuschreduktion ließe sich natürlich auch durch Reduktion der Tole-

ranzen, also durch drastische Verringerung der Exzentrizität erreichen.

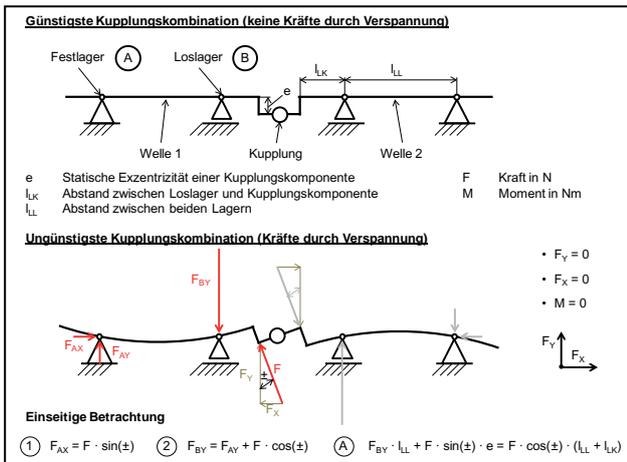


Bild 3: Einfluss der Kupplungskombination auf die Ver- und Biegung

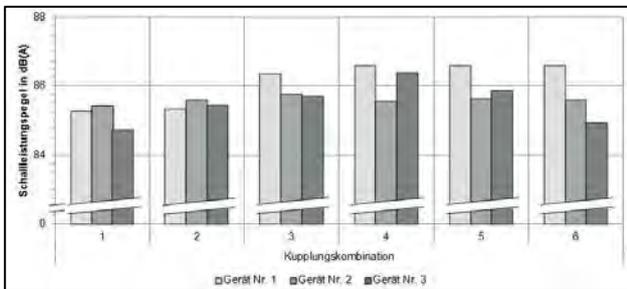


Bild 4: Einfluss der sechs Kupplungskombinationen auf die Geräuschemission

4. Geräuschmatrix

Für die anschließenden psychophysiologischen Untersuchungen wurde eine Geräuschmatrix erstellt. In diese Matrix wurden drei Geräuschvarianten eingebunden. Vor und nach den Geräuschvarianten wurde eine Ruhephase eingeführt (siehe Tabelle 2).

Tabelle 2: Zusammensetzung der Geräuschmatrix

	Bezeichnung	Dauer	Zeitfenster
1. Messreihe	Ruhephase 1	1 min.	0. – 1. Minute
	Geräuschvariante A	2 min.	1. – 3. Minute
	Geräuschvariante C	2 min.	3. – 5. Minute
	Geräuschvariante D	2 min.	5. – 7. Minute
	Ruhephase 2	1 min.	7. – 8. Minute
2. Messreihe	Geräuschvariante A	2 min.	8. – 10. Minute
	Geräuschvariante C	2 min.	10. – 12. Minute
	Geräuschvariante D	2 min.	12. – 14. Minute
	Ruhephase 3	1 min.	14. – 15. Minute

Die Geräuschmatrix wurde im Anschluss 20 vergleichbaren Versuchspersonen (hörgesund, maskulin, rechtshändig, 21 bis 27 Jahre alt) vorgespielt. Parallel dazu fand eine Spontan-EEG-Messung zur Bestimmung der psychophysiologischen Geräuschbeanspruchung statt.

5. Psychophysiolog. Geräuschbeanspruchung

Anhand von Spontan-EEG-Messungen werden die Potentialschwankungen am Kortex abgeleitet und bzgl. deren Frequenzzusammensetzung analysiert. Anhand der Ergebnisse sind Rückschlüsse auf das zerebrale Aktivationsniveau (siehe Tabelle 3) möglich.

Tabelle 3: Zusammenhang zwischen Spontan-EEG-Messungen und zerebralem Aktivationsniveau (Auszug) [6]

Frequenzbereich und Bezeichnung der Spontan-EEG-Frequenzen	
Frequenzbereich (Hz)	Bezeichnung
7 – 10	Alpha1-Rhythmus
10 – 13	Alpha2-Rhythmus
13 – 30	Beta-Rhythmus
4 – 7	Theta-Rhythmus
0.5 – 4	Delta-Rhythmus
Spontan-EEG-Frequenzrhythmus und zerebrales Aktivationsniveau	
Alpha1-Rhythmus	Aufrechterh. Aufmerksamkeit
Alpha2-Rhythmus	Entspannung
Beta-Rhythmus	Reizwahrnehmung
Alpha- und Theta-Rhythmus	Dösen
Alpha- und Delta-Rhythmus	Schlafen

In einem entspannten Wachzustand und bei geschlossenen Augen kann bei circa 85 % der erwachsenen Menschen ein dominanter Alpha2-Rhythmus am occipitalen und parietalen Cortex festgestellt werden [7]. Dieser Aspekt wird in der Interpretation der folgenden Ergebnisse genutzt.

5.1 Messbedingungen

Die Spontan-EEG-Messungen wurden mittels 31 Elektroden, Positionierung in Anlehnung an 10-20-System [8] und in einem von Störgeräuschen weitestgehend unbeeinflussten EEG-Messlabor durchgeführt. Die Elektroden waren nach dem Referenzprinzip verknüpft.

5.2 Leistungsdichteverteilung am Cortex

Mittels der Spontan-EEG-Messungen wurde die durchschnittliche Verteilung der Leistungsdichte am Cortex bei allen Versuchspersonen bestimmt. Dies erfolgte sowohl während der Beschallung als auch während der Ruhephasen.

Insbesondere während der 2. und 3. Ruhephase konnten die zu erwartenden dominanten Leistungsdichten am occipitalen und parietalen Cortex erfasst werden. Während der 1. Ruhephase waren hingegen dominante Leistungsdichten am parietalen bis frontalen Cortex erkennbar. Diesbezüglich wurde im Verlauf der Untersuchungen die Spontan-EEG-Messungen zwischen der 2. und 3. Ruhephase (siehe Bild 5) detaillierter betrachtet, da ein entspannter Wachzustand sichergestellt war. Die Unterschiede während der 1. Ruhephase konnten u.a. mit einer Anspannung und/oder Erwartungshaltung in Verbindung gebracht werden.

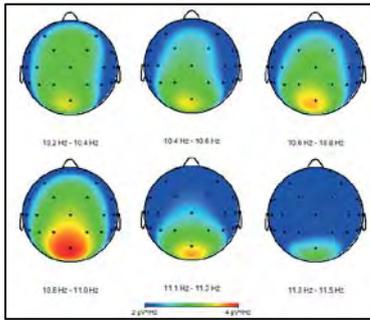


Bild 5: Leistungsdichteverteilung der mittleren Spontan-EEG-Messungen (n = 20) während 3. Ruhephase; Beschränkung auf Alpha2-Rhythmus

Während der Beschallung der Versuchspersonen mit den Geräuschvarianten konnten signifikante Unterschiede (t-Test) anhand der Leistungsdichteverteilung festgestellt werden. Diese Unterschiede waren sowohl im Vergleich zur Ruhephase als auch während unterschiedlicher Geräuschvarianten feststellbar. Insbesondere Geräuschvariante A, also das Ausgangsgeräusch; konnten die Unterschiede deutlich anhand der Leistungsdichteverteilung dargestellt werden. Die dominante Leistungsdichte war hierbei am occipitalen bis frontalen Cortex ermittelbar (siehe Bild 6).

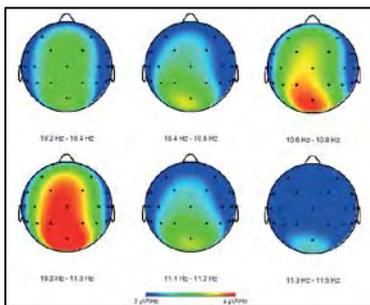


Bild 6: Leistungsdichteverteilung der mittleren Spontan-EEG-Messungen (n = 20) während „Geräuschvariante A“; Beschränkung auf Alpha2-Rhythmus

Bei einer Beschallung der Versuchspersonen mit Geräuschvariante C und D war eine Annäherung der Leistungsdichteverteilung an einen entspannten Wachzustand erkennbar (siehe Bild 7). Weiterhin konnten signifikante Unterschiede zwischen Geräuschvariante A und Geräuschvariante D ermittelt werden.

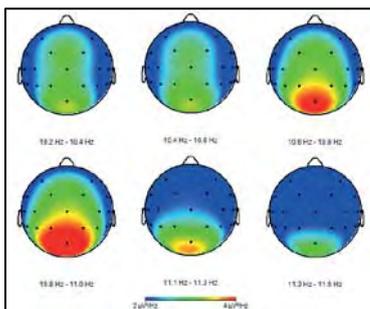


Bild 7: Leistungsdichteverteilung der mittleren Spontan-EEG-Messungen (n = 20) während „Geräuschvariante D“; Beschränkung auf Alpha2-Rhythmus

6. Subjektive Bewertung

Neben der psychophysiologischen Geräuschwahrnehmung wurde ebenso eine subjektive Geräuschbewertung vorgenommen. Hierbei folgte u.a. eine Einschätzung hinsichtlich der akustisch angenehmen und unangenehmen Geräusche. Die Ergebnisse zeigten, dass die subjektive Bewertung mit den Ergebnissen der psychophysiologischen Geräuschwahrnehmung qualitativ überein stimmten. Die optimierten Geräuschvarianten wurden als akustisch angenehmer eingestuft.

7. Zusammenfassung

Die Geräuschemission von Standmixern wird vor allem von der Drehzahl, von den durch Unwucht und Verspannung hervorgerufenen Lagerkräften sowie vom Geräuschaustritt an den Lüftungsschlitzen bestimmt. Durch Optimierungsmaßnahmen wurde im untersuchten Beispiel der Schalleistungspegel um bis zu 12 dB gesenkt.

Anhand von Spontan-EEG-Messungen wurden die Optimierungsmaßnahmen hinsichtlich der psychophysiologischen Geräuschbeanspruchung untersucht. Eine Veränderung der Geräuschbeanspruchung war in Folge unterschiedlicher Optimierungsmaßnahmen feststellbar. Bei einer deutlichen Reduktion der Geräuschpegel konnte eine Annäherung an einen entspannten Wachzustand erreicht und damit die Wirksamkeit der maschinenakustischen Optimierung nachgewiesen werden.

Literaturverzeichnis

- [1] F. J. van Dijk, J. H. Verbeek, F. F. de Fries, Non-auditory effects of noise in industry, *International Archives of Occupational and Environmental Health*, 59 (1987), 55-62.
- [2] G. M. Jackson, H. G. Leventhall. Household appliance noise, *Applied Acoustics* 8 (1975), 101-118.
- [3] B. Spessert, M. Fischer, B. Kühn, Küchenmaschinenlärm, 20. Internationale wissenschaftliche Konferenz Mittweida, 28.-29.10.2009 (2009).
- [4] AEG-Electrolux Lärmreport, Die Küche ist der lauteste Raum im Haus (2007).
- [5] DIN EN 60704-1, Elektrische Geräte für den Hausgebrauch und ähnliche Zwecke - Prüfverfahren für die Bestimmung der Luftschallemission - Teil 3: Verfahren zur Bestimmung und Nachprüfung angegebener Geräuschemission, Beuth Verlag GmbH, 2010.
- [6] S. Zschocke, *Klinische Elektroenzephalographie*, 2002.
- [7] A. Rupp, *Physiologische Messungen am Gehirn bei bewussten und unbewussten Wahrnehmungen*, 2009.
- [8] H. H. Jasper, The ten-twenty electrode system of the International Federation, *Electroencephalography and Clinical Neurophysiology*, 10 (1958), 371-375.

PSYCHOAKUSTISCHE UNTERSUCHUNG ZUR BEURTEILUNG DER GERÄUSCHQUALITÄT AN DAMPFBÜGELSTATIONEN

Sebastian Schille, Erik Schädlich

SLG Prüf- und Zertifizierungs GmbH, Burgstädter Straße 20, D-09232 Hartmannsdorf

Für eine Vielzahl von Haushaltsgeräten ist eine normative Bestimmung der Luftschallemission mit der Prüfvorschrift EN 60704 möglich. Die Produktgruppe der Dampfbügelstationen ist in dieser Normenreihe nicht enthalten. Im vorliegenden Beitrag wird ein geeigneter Messaufbau vorgestellt, der reproduzierbare und realitätsnahe Messergebnisse liefert. Mit Hilfe der subjektiven Beurteilung der Betriebsgeräusche in Form eines Hörtests, können die kausalen Zusammenhänge zwischen objektiven und subjektiven Parameter überprüft werden, die für die Geräuschqualität der Dampfbügelstationen signifikant sind. Abschließend wird der mathematische Zusammenhang aus den maßgebenden objektiven Kenngrößen ermittelt.

For a variety of household appliances a normative determination of airborne acoustical noise with the test method EN 60704 is possible. The product group of steam irons is not included in this series of standards. In this paper, a suitable measurement setup is presented which provides reproducible and realistic test results. With the help of the subjective assessment of operational noise in the form of a hearing test, the causal relationships between objective and subjective parameters can be checked, which are significant for the sound quality of steam ironing systems. Finally, the mathematical relationship of the relevant objective characteristics is determined.

1. Einleitung

Elektrische Haushaltsgeräte sind ein ständiger Begleiter und erleichtern unsere Aufgaben im alltäglichen Leben. Neben den typischen Leistungsmerkmalen ist es wichtig, dass das Produkt ergonomisch wie auch qualitativ in Erscheinung tritt. Ein stetig wachsender Qualitätsfaktor ist dabei der Wohlklang des Produktes. Die Empfindung des Geräusches rückt zunehmend in das Bewusstsein und beeinflusst die Kaufentscheidung des Kunden.

Dampfbügelstationen generieren einen unterbrechungsfreien Dampf mit hoher Luftfeuchte und sind dementsprechend an die Zielgruppe „Vielbügler“ gerichtet. Durch den dauerhaften Einsatz im Haushalt ist die Geräuschemission ein wichtiges Akzeptanzkriterium. Die konventionellen Messverfahren und Analysemethoden ermöglichen jedoch nur bedingt Aussagen zur subjektiven Geräuschwahrnehmung. Es stellt sich somit die Frage, ob die normativen Geräuschmessungen die akustischen Erwartungen der Anwender an ein Haushaltgerät widerspiegeln?

2. Vorgehensweise

Bei den heutigen Dampfbügelstationen handelt es sich um eine neue Produktgruppe, deren Markteinführung erst vor wenigen Jahren erfolgte. Dementsprechend sind nur wenige akustische Erfahrungen und Messwerte zugänglich.

Im vorliegenden Projekt wurden neben der Entwicklung eines geeigneten Messaufbaus für reproduzierbare Geräuschmessungen auch zusätzliche Untersuchungen an den Dampfbügelstationen zur Erweiterung der Ergebnisse um die psychoakustische Geräuschbeurteilung mit direktem Bezug zur gefühlten Qualität durchgeführt.

Dabei orientiert sich die Vorgehensweise an der Darstellung in Abbildung 1.

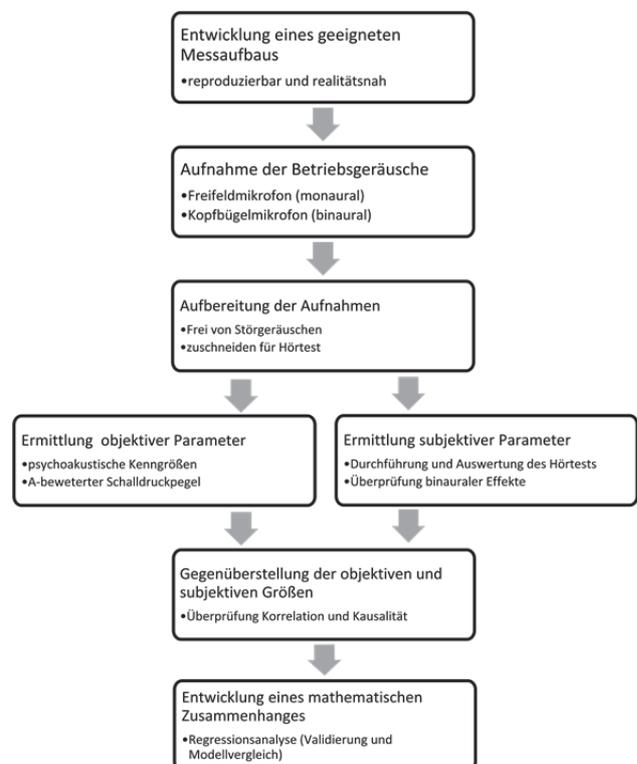


Abbildung 1: Überblick Vorgehensweise

Die Messungen der Betriebsgeräusche der Dampfbügelstationen wurden in einem reflexionsarmen Halbraum nach EN ISO 3745 durchgeführt. Zusätzlich zu den monauralen Aufnahmen wurden simultan, mittels Kopfbügelmikrofon, gehörrichtige Aufnahmen generiert. Um binaurale Effekte zu überprüfen, wurden in einem Hörtest die entzerrten Kopfbügelmikrofonaufnahmen mit den Einmikrofonaufnahmen verglichen. Anschließend wurden die subjektiven und objektiven Parameter verknüpft und können mit einem geeigneten mathematischen Zusammenhang in eine ikonische Darstellung überführt werden.

3. Entwicklung eines geeigneten Messaufbaus

Die Geräusche einer Dampfbügelstation werden bestimmt durch den Kompressor in der Basis-/Ladestation und den Dampfausstoß im handgehaltenen Bügeleisen.

Nach Voruntersuchungen war festzustellen, dass die Art des Bügelns und damit die Bedienperson sowie die gewählte Unterlage einen erheblichen Einfluss auf die Geräuschemission der Dampfbügelstationen haben. Im „freien“ Bügeln wurden Unterschiede für den A-bewerteten Schalleistungspegel von bis zu 12 dB ermittelt. Weiterhin erzeugt das Bügeleisen beim erstmaligen Zuschalten bzw. nach längerer Stillstandszeit kurzzeitige Geräuschspitzen, die um bis zu 3 dB über dem Betriebsgeräusch während des kontinuierlichen Bügelns liegen können.

Mit dem letztlich gewählten Versuchsaufbau werden die Einflüsse des Bedieners weitgehend ausgeschlossen und die Reproduzierbarkeit der Ergebnisse erhöht. Mit der praxisbezogenen Annahme, dass der Bediener das Bügeleisen während der Dampf-abgabe auf den zu bügelnden Stoff aufsetzt, kann auch die wechselnde Geräuschemission zwischen „Bügeleisen in der Luft“ und „Bügeleisen aufgesetzt“ sowie eine Überbewertung der Geräusche ausgeschlossen werden.

Zur Abbildung einer typischen Andruckkraft wurde das Bügeleisen mit einer geeigneten Zusatzmasse von 3 kg beaufschlagt (s. Abbildung 2).



Abbildung 2: links Variante „Bügeleisen in der Luft“, rechts Variante „aufgesetztes Bügeleisen mit Zusatzgewicht“

4. Ergebnisse

Für die Beurteilung werden die beiden Geräuschquellen (Dampfausstoß des Bügeleisens und Verdichtung des Wasserdampfes im Dampferzeuger) getrennt betrachtet.

4.1 Bügeleisen

Das Zischgeräusch beim Dampfausstoß ist ein heller Klang, der in den mittleren und höheren Frequenzen des Hörbereiches gewichtet ist. Das Regressionsmodell liefert nur einen signifikanten Faktor (Lautheit in sone), der den Regressand mit einer erklärten Varianz von $R^2=0,91$ beschreibt (Abbildung 3).

Die Probanden haben keinen Schärfeeindruck vermittelt bekommen. Dafür ist das Verhältnis der tiefen zu den höheren Frequenzanteilen nur sehr schwach ausgeprägt.

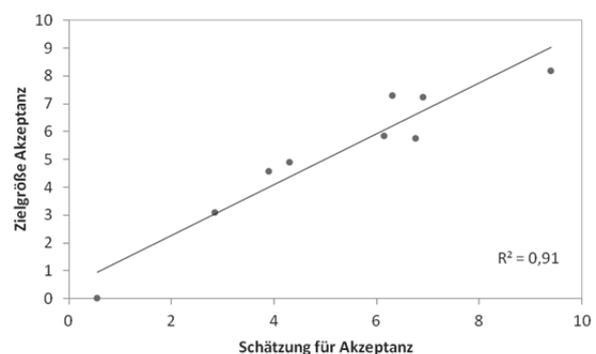


Abbildung 3: Zusammenhang zwischen Zielgröße und Schätzung der Akzeptanz (Bügeleisen)

4.2 Dampferzeuger (Kompressor)

Die Geräuschentwicklung entsteht bei der Komprimierung des Wasserdampfes. Dabei entstehen bei allen Dampferzeugern ein tieffrequenter Ton und ein typisches „Rasseln“ des Kompressors. Dieses Rasseln lässt sich durch eine Amplitudenmodulation zwischen 5-16 kHz sehr gut beschreiben (Abbildung 4).

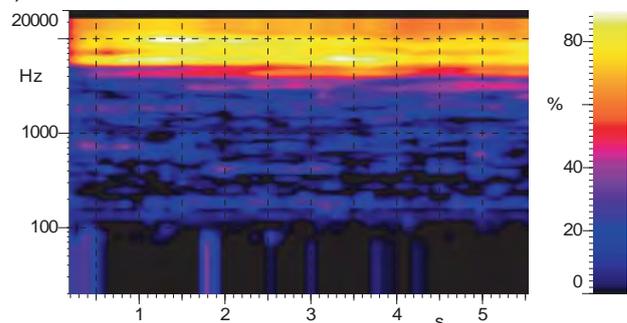


Abbildung 4: Beispiel für die Modulation eines Dampferzeugers (Skalenangabe in Prozent)

Im Hörtest wurde das Kompressor-Rasseln von den Probanden als Störgeräusch wahrgenommen. Der lineare Zusammenhang wird durch das Bestimmtheitsmaß von $R^2 = 0,90$ bestätigt.

Das Regressionsmodell des Dampferzeugers wird

insgesamt durch die Lautheit und die Modulation ausreichend genau beschrieben. Beide Kovariablen führen zusammen zu einer erklärenden Varianz von $R^2=0,99$ für die abhängige Variable (Abbildung 5).

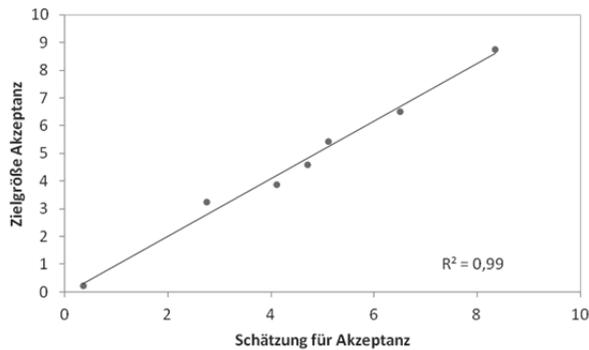


Abbildung 5: Zusammenhang zwischen Zielgröße und Schätzung der Akzeptanz (Dampferzeuger)

5. Ausblick

Mit der Festlegung von Geräuschklassen anhand der objektiv bestimmaren Einflussgrößen ist eine neue Form ikonischer Kommunikation möglich, die ergänzend zur Geräuschemissionsangabe die quantitativen Eigenschaften des Produktsounds kommuniziert (Abbildung 6).

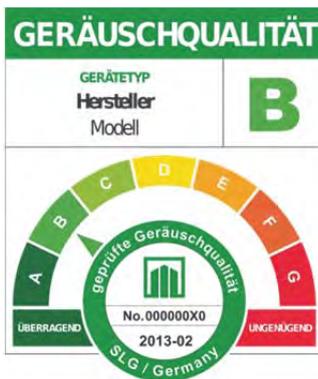


Abbildung 6: Beispiel SLG Sound Label für ein Gerät mit einem Bewertungszustand

Die Klassifizierung von Geräuschen vereinfacht dem Konsumenten ohne akustisches Vorwissen eine Kaufentscheidung, da ein Ranking ohne Verständnis einer dB-Angabe möglich ist. Das Verfahren ist reproduzierbar und damit auch für entwicklungsbegleitende Untersuchungen geeignet

Literaturverzeichnis

- [1] Psychoakustische Untersuchungen an Dampfbügelstationen im Rahmen einer Bachelorarbeit durch Sebastian Schille, Mittweida 2015

MESSTECHNISCHE BESTIMMUNG DER DURCHGANGSDÄMPFUNG VON SCHALLDÄMPFERN IM LABORPRÜFSTAND BEI HOHEN TEMPERATUREN

Christian Schulze¹, Mirko Ruhnau¹, Jörn Hübelt²

¹ Gesellschaft für Akustikforschung Dresden mbH, Blumenstraße 80, 01307 Dresden

² HS Mittweida, LS für Technische Mechanik und Akustik, 09648 Mittweida, joern.huebelt@hs-mittweida.de

Die messtechnische Bestimmung der schalltechnischen Wirksamkeit von Schalldämpfern erfordert in der Regel Prüfstände mit großer räumlicher Ausdehnung, die oft an akustische Spezialräume angekoppelt sind. Für die messtechnische Untersuchung von Schalldämpfern im Labor wurde daher ein neuartiger Schalldämpfer-Prüfstand entwickelt. Dieser besitzt neben einem deutlich verringerten Platzaufwand zwei weitere entscheidende Vorteile. Zum einen ermöglicht die Ankopplung einer Heizquelle die direkte messtechnische Bestimmung der Durchgangsdämpfung von Schalldämpfern bei hohen Temperaturen. Zum anderen erlaubt es das speziell eingesetzte Messverfahren, neben der spektralen Durchgangsdämpfung, die komplexe Übertragungsmatrix des Schalldämpfers zu bestimmen. Durch Import dieser Übertragungsmatrix in eine Berechnungssoftware kann daraus die schalltechnische Wirkung des messtechnisch untersuchten Schalldämpfers in Kombination mit einer beliebigen Peripherie ermittelt werden.

The measurement of the acoustic efficiency of silencers and muffler generally requires test setups with large dimensions that are often coupled to special acoustic rooms. Therefore, to be able to carry out acoustic measurements at silencers and mufflers in the laboratory, a novel muffler test setup was developed. Besides a clear reduction of the required space with respect to alternative test setups, the test setup possesses two further essential advantages. On the one hand, a coupling of a heating source allows the direct measurement of the transmission loss of silencers and mufflers at high temperatures. On the other hand, the applied special measurement procedure allows to determine not only the spectral transmission loss but also the complex transfer matrix of the muffler. By importing the transfer matrix into a calculation software, the acoustic efficiency of the measured muffler in combination with an arbitrary periphery can be investigated.

1. Einleitung

Die messtechnische Bestimmung der schalltechnischen Wirksamkeit von Schalldämpfern erfordert in der Regel Prüfstände mit großer räumlicher Ausdehnung, die oft an akustische Spezialräume angekoppelt sind. Für die messtechnische Untersuchung von Schalldämpfern im Labor wurde daher ein neuer Schalldämpfer-Prüfstand entwickelt. Dieser besitzt neben einem deutlich verringerten Platzaufwand zwei weitere entscheidende Vorteile. Zum einen ermöglicht die Ankopplung einer Heizquelle die direkte messtechnische Bestimmung der Durchgangsdämpfung von Schalldämpfern bei hohen Temperaturen. Zum anderen erlaubt es das speziell eingesetzte Messverfahren, neben der spektralen Durchgangsdämpfung, die komplexe Übertragungsmatrix des Schalldämpfers zu bestimmen. Durch Import dieser Übertragungsmatrix in eine Berechnungssoftware kann daraus die schalltechnische Wirkung des messtechnisch untersuchten Schalldämpfers in Kombination mit einer beliebigen Peripherie ermittelt werden.



Bild 1: Transmissionsmessrohre verschiedenen Durchmessers zur messtechnischen Bestimmung der charakteristischen Absorberparameter von porösen Materialien

Die poröse Materialprobe wird dabei mathematisch als komplexer Vierpol \underline{T} modelliert (s. Bild 2), der gemäß

$$\begin{pmatrix} p_1 \\ v_1 \end{pmatrix} = \underline{T} \begin{pmatrix} p_2 \\ v_2 \end{pmatrix} \quad \begin{matrix} [\text{Pa}] \\ [\text{ms}^{-1}] \end{matrix} \quad (1)$$

2. Entwicklung

Ausgangspunkt für die Entwicklung des neuen Schalldämpfer-Prüfstands stellte ein Transmissionsmessrohr dar (s. Bild 1). Ein solches Messsystem ermöglicht die messtechnische Bestimmung der charakteristischen Absorberparameter – die komplexe Wellenzahl und die komplexe charakteristische Impedanz eines porösen Materials – in Abhängigkeit von der Frequenz.

den Zusammenhang zwischen den komplexen Größen Schalldruck und Schallschnelle vor und hinter der Materialprobe beschreibt.

Durch Anwendung des Übertragungsmatrix-Verfahrens können die einfallenden und reflektierten ebenen Wellenanteile im Transmissionsrohr vor und hinter der Materialprobe voneinander getrennt werden (s. Bild 3).

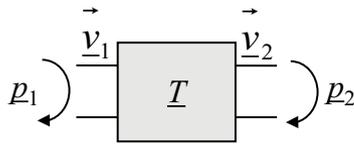


Bild 2: Betrachtung der porösen Materialprobe als komplexen Vierpol; mathematische Beschreibung des Zusammenhangs der komplexen Größen Schalldruck und Schallschnelle vor und hinter der Materialprobe

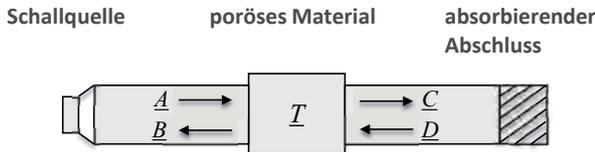


Bild 3: Prinzipdarstellung zur Trennung der einfallenden und reflektierten ebenen Wellenanteile vor und hinter der Materialprobe durch Anwendung des Übertragungsmatrix-Verfahrens nach Song und Bolton

Auch Kanal- oder Schalldämpferelemente lassen sich gemäß der linearen Netzwerktheorie als komplexer Vierpol beschreiben. Beispielhaft kann ein schallhartes Kanalelement der Länge l anhand der komplexen Übertragungsmatrix

$$\underline{T} = \begin{pmatrix} \cos k_c l & jZ \sin k_c l \\ j\frac{1}{Z} \sin k_c l & \cos k_c l \end{pmatrix} \cdot e^{-jMk_c l} \quad (2)$$

mit

$$k_c = \frac{k}{1 - M^2} \quad [\text{m}^{-1}] \quad (3)$$

modelliert werden. M und k entsprechen dabei der Machzahl und der Wellenzahl. Z beschreibt die komplexe Impedanz des Vierpols.

Ein wesentlicher Vorteil dieser Beschreibungsart ist die mögliche Kombination verschiedener Vierpole. Somit ergibt sich beispielhaft die schalltechnische Wirkung eines kompletten Abgassystems

$$\underline{T} = \prod_i \underline{T}_i \quad [-] \quad (4)$$

durch einfache Multiplikation der einzelnen komplexen Übertragungsmatrizen \underline{T}_i der verschiedenen aneinandergereihten Kanal- und Schalldämpferelemente. Dadurch werden auch die Stehwellen zwischen den einzelnen Elementen berücksichtigt, die insbesondere im niederfrequenten Bereich einen wesentlichen Einfluss auf die Schalldämpfung des Gesamtsystems besitzen können.

Bild 4 zeigt beispielhaft die messtechnische Bestimmung der Durchgangsdämpfung sowie der komplexen Übertragungsmatrix eines Rohrschalldämpfers bei Raumtemperatur und ohne Fluidströmung.



Bild 4: Messtechnische Bestimmung der Durchgangsdämpfung sowie der komplexen Übertragungsmatrix eines Rohrschalldämpfers bei Raumtemperatur und ohne Fluidströmung im Transmissionsmessrohr

3. Prüfstand

Da die schalltechnische Wirksamkeit von Abgasschalldämpfern neben der Fluidströmung insbesondere von der Fluidtemperatur abhängt, wurde der grundlegende Aufbau des Messsystems modifiziert (s. Bild 5).

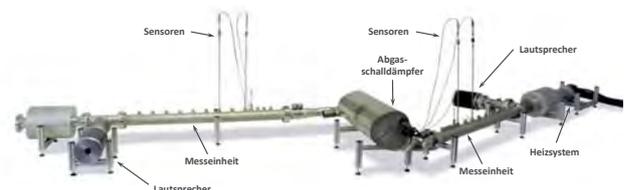


Bild 5: Neu entwickelter Schalldämpfer-Prüfstand zur messtechnischen Bestimmung der Durchgangsdämpfung sowie der komplexen Übertragungsmatrix von Schalldämpfern bei hohen Temperaturen und mit Fluidströmung; auch für Einsatz im Labor geeignet

Auf der rechten Seite des Messsystems ist ein Heizsystem mit Gebläse angekoppelt, das, in Abhängigkeit von der Leistung der Heizquelle, die Erhitzung des Fluids auf eine Temperatur bis ca. 600 °C sowie die Durchströmung des Messsystems ermöglicht. Die Ankopplung der Prüfschallquelle an das Messsystem erfolgt senkrecht zur axialen Richtung des Rohrsystems. Für die akustische Messung bei hohen Temperaturen kommen spezielle Mikrofonsonden zum Einsatz.

Infolge der Durchströmung des Messsystems wird zur Bestimmung der Durchgangsdämpfung und der komplexen Übertragungsmatrix der untersuchten Schalldämpfer auf zwei spezielle Messverfahren zurückgegriffen – die sogenannte Two-Source-Methode und die Two-Load-Methode (vgl. Bild 6).

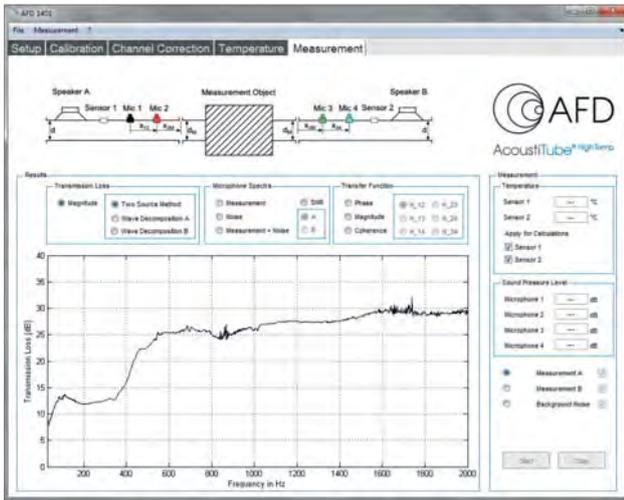


Bild 6: Bestimmung der Durchgangsdämpfung und der komplexen Übertragungsmatrix von Schalldämpfern durch Einsatz der Two-Source-Methode und der Two-Load-Methode

Bei beiden Messverfahren sind jeweils zwei Teilmessungen durchzuführen. Im Fall der Two-Source-Methode wird das Messsystem zum einen von links nach rechts, zum anderen von rechts nach links durchgeschallt, bei jeweils gleichem akustischem Abschluss (Bild 7).

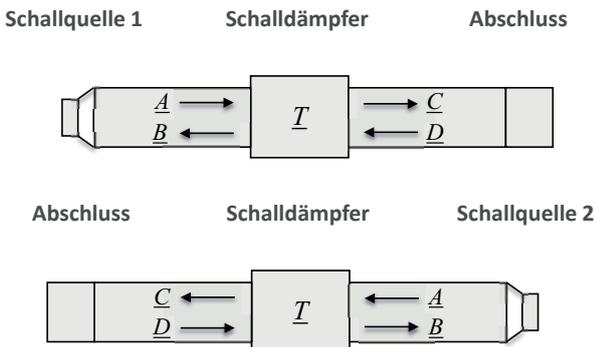


Bild 7: Prinzipdarstellung zur Trennung der einfallenden und reflektierten ebenen Wellenanteile vor und hinter dem Schalldämpfer durch Anwendung der Two-Source-Methode

Im Fall der Two-Load-Methode wird die Trennung der einfallenden und reflektierten ebenen Wellenanteile vor und hinter dem Schalldämpfer dadurch gewährleistet, dass die Messungen bei gleicher Durchschallungsrichtung, jedoch bei zwei verschiedenen akustischen Abschlüssen erfolgen (Bild 8). Im Labor sind die Messergebnisse von Two-Source-Methode und Two-Load-Methode als gleichwertig anzusehen.

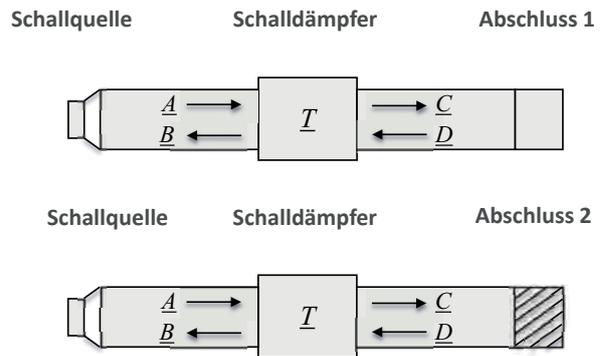


Bild 8: Prinzipdarstellung zur Trennung der einfallenden und reflektierten ebenen Wellenanteile vor und hinter dem Schalldämpfer durch Anwendung der Two-Load-Methode

Wie einleitend beschrieben, erlaubt der Import der messtechnisch bestimmten Übertragungsmatrix des untersuchten Schalldämpfers in eine Schalldämpfer-Software die Berechnung der akustischen Wirksamkeit des Schalldämpfers im Zusammenspiel mit einer gewählten Peripherie auf Basis von Gleichung (4) (s. Bild 9).

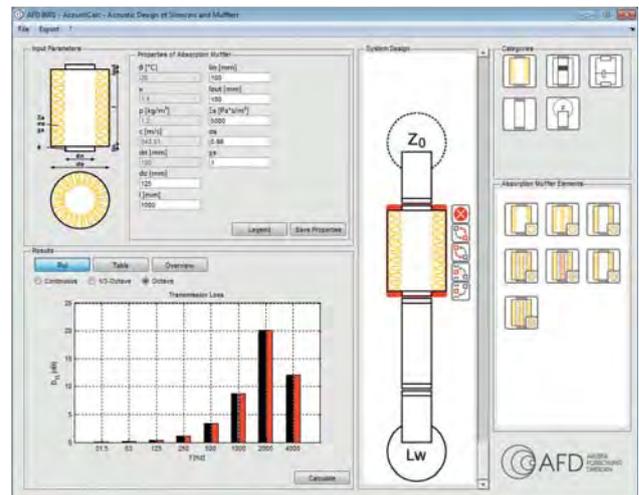


Bild 9: Schalldämpfer-Software zur Berechnung der akustischen Wirksamkeit von Gesamtsystemen auf Basis der komplexen Übertragungsmatrix von Einzelbauteilen; z. B. Integration des gemessenen Schalldämpfers in komplettes Abgassystem

4. Validierung

Im Folgenden soll die Leistungsfähigkeit des neuen Schalldämpfer-Prüfstands an zwei exemplarischen Schalldämpfern demonstriert werden.

Im ersten Beispiel wurde ein Absorptionsschalldämpfer für einen Schiffsdiesel im Schalldämpfer-Prüfstand bei Raumtemperatur vermessen (s. Bild 10) und parallel durch eine FEM-basierte Software akustisch modelliert.

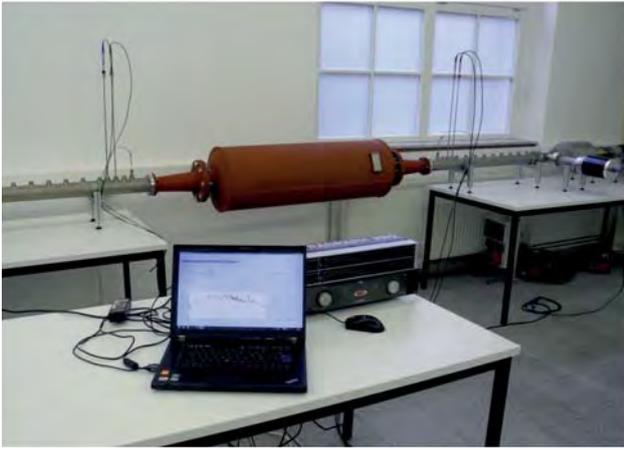


Bild 10: Akustische Bewertung eines Absorptionsschalldämpfers im Schalldämpfer-Prüfstand

Bild 11 zeigt die Ergebnisse beider Untersuchungen einander gegenübergestellt. Es ist erkennbar, dass die Verläufe der Durchgangsdämpfung des Schalldämpfers im Nutzfrequenzbereich des Schalldämpfer-Prüfstands von ca. 30 Hz bis 3 kHz sehr gut übereinstimmen. Des Weiteren bescheinigen die Ergebnisse dem Schalldämpfer-Prüfstand eine spektrale Grenzschalldämpfung von mehr als 70 dB.

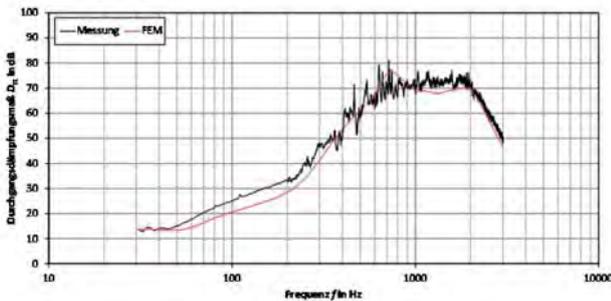


Bild 11: Kontinuierliche spektrale Durchgangsdämpfung des untersuchten Absorptionsschalldämpfers bestimmt durch Messung im Schalldämpfer-Prüfstand (schwarz) und durch numerische Berechnung (rot)

Im zweiten Beispiel wurde ein Resonanzschalldämpfer (s. Bild 12) im Schalldämpfer-Prüfstand bei verschiedenen Fluidtemperaturen vermessen und parallel durch eine Schalldämpfer-Software analytisch akustisch modelliert. Der Rohrschalldämpfer entspricht einem Lambda-Viertel-Schalldämpfer, der auf eine Grundfrequenz bei Raumtemperatur von ca. 180 Hz ausgelegt wurde.

In Bild 13 sind die Ergebnisse der messtechnischen Untersuchungen für die verschiedenen Fluidtemperaturen einander gegenübergestellt. Es ist erkennbar, dass die spektrale kontinuierliche Durchgangsdämpfung des Resonanzschalldämpfers erwartungsgemäß an Stellen ungeradzahlicher Vielfache einer viertel Luftschallwellenlänge schmalbandige Maxima aufweist.

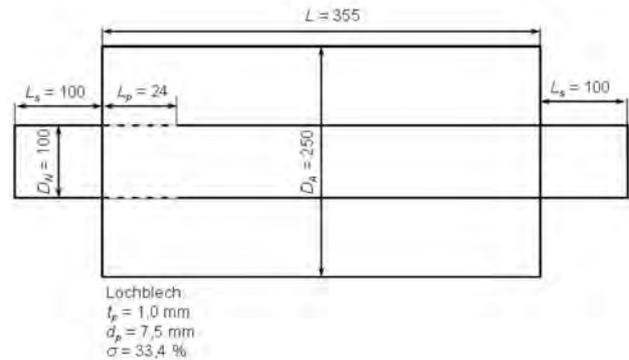


Bild 12: Prinzipskizze des untersuchten Resonanzschalldämpfers

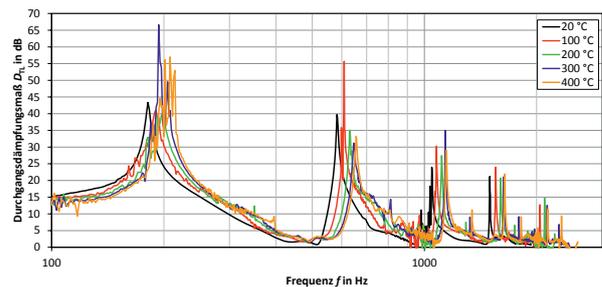


Bild 13: Durchgangsdämpfung des untersuchten Resonanzschalldämpfers bestimmt durch Messung im Schalldämpfer-Prüfstand für verschiedene Fluidtemperaturen

Mit zunehmender Fluidtemperatur nehmen die einzelnen Resonanzfrequenzen aufgrund der höheren Schallgeschwindigkeit höhere Werte an. Gleichzeitig treten ebenso Amplitudenunterschiede der Resonanzmaxima der Durchgangsdämpfung auf.

Bild 14 zeigt exemplarisch die Ergebnisse von Messung und analytischer Simulation für eine Fluidtemperatur von 20 °C. Auch wenn die Verläufe der spektralen Durchgangsdämpfung bereits eine sehr gute Übereinstimmung aufweisen, ermöglicht der direkte Vergleich von Mess- und Simulationsergebnissen die Anpassung und Optimierung bestehender analytischer Modelle zur Vorhersage der schalltechnischen Wirksamkeit gefertigter firmenspezifischer Schalldämpferelemente. Diese können zum Beispiel in Form einer Datenbank realisiert werden, um problemabhängig sehr genaue Vorhersagen zur schalltechnischen Wirksamkeit firmenspezifischer Schalldämpferprodukte treffen zu können. Im vorliegenden Fall ist beispielsweise erkennbar, dass die Amplitude von Resonanzmaxima ab der vierten Ordnung im kontinuierlichen Spektrum der Durchgangsdämpfung höher vorhergesagt wird als in der praktischen Messung nachgewiesen wurde. Gleichzeitig ist die gemessene schalltechnische Wirkung des Resonanzschalldämpfers im Bereich von Grundfrequenz und zweiter Ordnung deutlich höher als durch das analytische Modell berechnet wurde.

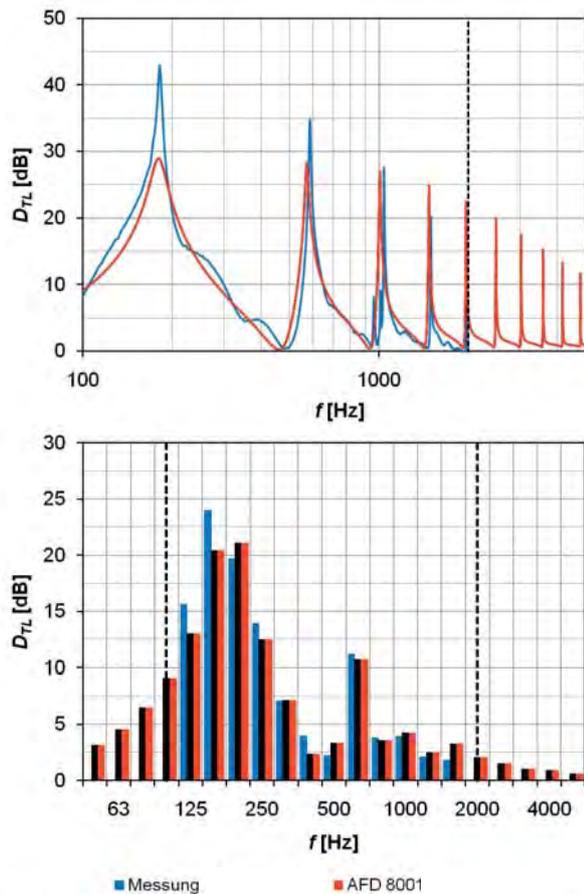


Bild 14: Spektrale Durchgangsdämpfung des untersuchten Resonanzschalldämpfers bestimmt durch Messung im Schalldämpfer-Prüfstand (blau) und durch analytische Berechnung (rot); oben: kontinuierliches Spektrum; unten: Terzbandspektrum bei weißem Quellspektrum

5. Zusammenfassung

Der neu entwickelte Schalldämpfer-Prüfstand zur messtechnischen Untersuchung von Schalldämpfern im Labor besitzt neben einem deutlich verringerten Platzaufwand zwei weitere entscheidende Vorteile. Zum einen ermöglicht die Ankopplung einer Heizquelle die direkte messtechnische Bestimmung der Durchgangsdämpfung bei annähernd realen Betriebsbedingungen, insbesondere hohen Temperaturen. Zum anderen erlaubt es das speziell eingesetzte Messverfahren, neben der spektralen Durchgangsdämpfung, die komplexe Übertragungsmatrix des Schalldämpfers zu bestimmen. Durch Import dieser Messergebnisse in eine Schalldämpfer-Software kann daraus die schalltechnische Wirkung eines kompletten Kanal- und Schalldämpfersystems bei Integration des vermessenen Schalldämpfers vorhergesagt werden.

Literaturverzeichnis

- [1] Gesellschaft für Akustikforschung Dresden
 mbH: Homepage,
 URL: <http://www.akustikforschung.de/produkte/schalldampfer-prufstand-afd-1400-acoustitube-hightemp/>

REIBUNG IN KFZ-ANTRIEBEN

Jörg Neugärtner¹, Peter Holstein^{2,1}, Christian Probst², Andreas Tharandt²

¹ Steinbeis Transferzentrum Technische Akustik und angewandte Numerik,
Margarethenweg 9a, 04425 Taucha

² SONOTEC Ultraschallsensorik Halle GmbH, Nauendorfer Str. 2, 06112 Halle (Saale),
peter.holstein@sonotec.de

Kurzfassung

Die Reduzierung der Reibungsverluste ist bei Kraftfahrzeugantrieben entscheidend für die Weiterentwicklung und die notwendige Erfüllung der gesetzlichen Vorgaben zu den CO₂-Emissionen. Dabei steht neben der Reduktion des Kraftstoffverbrauchs im Normzyklus auch der Realverbrauch (Kundenhand) im Fokus der Bemühungen. Die genaue Bestimmung der Reibung und Reibleistungsbeiträge als Summe mehrerer voneinander abhängiger Tribo-Kontakte sowie unterschiedlicher Reibpaarungen im komplexen Reibungssystem „Antrieb“ wird immer aufwendiger bzw. mit den üblichen Strip-Versuchen ungenau und ist damit nicht bestimmbar. Die Schallemissionsanalyse – erweitert bis in den Bereich von Ultraschall, kann hier Informationen zum Betrag und zukünftig auch zur zeitlich und örtlichen Auflösung der Reibleistungsbeiträge liefern. In diesem Beitrag wird auf die Potentiale und Möglichkeiten, die durch den Einsatz neuer piezoelektrischer Komposit-Ultraschallsensoren entsteht, eingegangen. Abschließend wird ein Ausblick auf zukünftige Entwicklungen und deren Anwendungen gegeben.

Abstract

The reduction of friction losses within the power-train of passenger cars is the major goal of further development and fulfillment of the legislation requirements regarding CO₂ limits. Beside the reduction of fuel consumption within the given driving cycles by legislation the real world consumption is in the target of future development activities. For the measurement of friction losses as a cumulated sum of different friction pairs, which are partly very complex and depend on each other, the industry is faced by major challenges. Apparently, the usually applied strip measurements cannot deliver the required information or are inaccurate for further development steps. Acoustic analysis extended to the ultrasonic range can provide additional relevant data and information. Friction energy and losses or in future also information regarding simultaneous localization and timing can be generated by acoustic analysis methods. Within the article, the newly developed sensors based on piezoelectric-composite materials offer new features are presented. The methods will give an overview about the great potential of this kind of sensor technology. A future outlook will be given.

1. Einleitung

Der tatsächliche Verbrauch von Verbrennungsmotoren und Antrieben ist hauptsächlich durch den thermodynamischen Wirkungsgrad, sowie die Reibung im Motor und im Antriebsstrang gekennzeichnet. Das gesamte Niveau der Reibungsverluste konnte in den letzten Jahrzehnten deutlich reduziert werden. Die weitere Optimierung der Reibkontakte ist erklärtes Ziel in der Automobilindustrie und wird ca. 10% der angestrebten Verbrauchsreduktionen der nächsten Fahrzeug-generationen ausmachen.

Maßgeblich dabei ist die exakte Bestimmung der Reibungsbeiträge von allen relevanten tribologischen Kontaktpaaren. Diese erfolgt in aller Regel durch die Bestimmung von Drehmomenten und Drehmomentdifferenzen, die durch drehende Teile, z.B. Nocken- und Kurbelwellen oder durch die Bewegung, von oszillierenden Bauteilen im Betrieb verursacht werden.

Dabei wird es immer schwieriger und aufwendiger die Beiträge einzelner Kontaktpaare (z.B. Lagerstellen) zu bestimmen. Mit sogenannten Strip-Versuchen werden einzelne Bauteile und Baugruppen entfernt und deren Beitrag schrittweise ermittelt. Oder es werden spezielle Größen, wie Auflagerkräf-

te oder Lagerdrücke bestimmt, um dann Rückschlüsse auf das Reibkraftniveau zu ziehen.

Der generelle Nachteil dieser Methoden ist, dass durch das Entfernen der Bauteile oder die eingesetzte Messtechnik das System selbst modifiziert wird. Außerdem können die meisten Verfahren nicht im gefeuerten Betrieb oder in realen Motorversuchen verwendet werden. Die Versorgung der Lagerstellen mit konditioniertem Öl behindert außerdem die Reibungsbestimmung mit thermischen Methoden oder macht diese gar unmöglich (vgl. dazu auch Kelemen [1]).

2. Anwendung von Ultraschallmessverfahren

Die Verwendung von Ultraschall in der industriellen Messtechnik ist bereits weit verbreitet. So wird zur Überwachung der Produktion und in der Instandhaltung Ultraschall zum Aufspüren von Rissen, sowie zur Rissfortschrittsüberwachung benutzt. Ultraschall wird auch zur Überwachung von Lagern und deren Verschleißzustandes verwendet. Diese Verfahren machen sich den Umstand zu Nutze, dass das emittierte akustische Spektrum sich bei einsetzendem Verschleiß oder vor dem Versagen einer Lagerstelle bereits frühzeitig verändert ([2]).

Auch werden Ultraschallverfahren bei der Entwick-

lung und Realisierung von Fahrzeugsystemen verwendet. Zum Beispiel sind Systeme zur Innenraumüberwachung oder zur Umfeldüberwachung mit sogenannten Park-assistenten-Funktionen längst in die Serie eingeführt. Weiterhin sind Systeme und Sensoren zur Durchflussmessung und zur Füllstandsüberwachung z. B. des Kraftstofftank, oder Ölfüllstandes mit Hilfe von Ultraschall in der Entwicklung.

Bei Anwendungen zur Reibung wird ein Frequenzbereich von bis etwa 300kHz betrachtet. Nachteilig sind die vielen Resonanzfrequenzen, die durch die Funktionsprinzipien der Körperschall-sensoren mit Piezokeramiken meist in diesem Frequenzbereich vorhanden sind. Muster-erkennungsverfahren können teilweise trotzdem angewandt werden.

3. Komplexe Reibkontakte im Antriebstrang

Als komplexe Reibkontakte werden die Reibverhältnisse in Bauteilen oder Baugruppen verstanden, die eine hohe zeitliche Varianz der Reibkraft und der Reibkrafteintragungsorte besitzen. Auch Reibungssysteme aus der Überlagerung mehrerer verschiedener Reibkontaktpaare, die nicht weiter voneinander separiert werden können, sind als komplexe Reibkontakte zu verstehen.

Beispiele hierfür sind u.a. der Kontakt zwischen den Kolbenringen und der Zylinderlaufbüchse, oder der Steuerkette und den Führungsschienen eines Kettentriebes. Hier wirken z. B. Beiträge der inneren Reibung der Kettenglieder untereinander sowie Reibbeiträge des Kontaktes der Kette mit zumeist drei oder gar vier Kettenrädern. Abb. 1 zeigt die typische Aufteilung der Reibungskräfte am PKW Steuerkettentrieb.

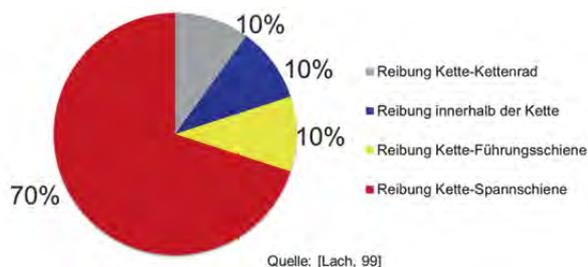


Bild 1: Aufteilung der Reibungsbeiträge typ. PKW-Steuerkettentriebe nach Reibpartnern [3]

In einem modernen Antriebstrang können verschiedene dieser komplexen Reibsysteme identifiziert werden. In Abb. sind komplexe Reibkontakte im Antriebstrang exemplarisch dargestellt. In Abb. 2 sind Beispiele für komplexe Reibkontaktpaarungen in der Domäne Powertrain dargestellt. Die Bestimmung der Reibungsverhältnisse in diesen Kontakten ist zumeist in der Praxis schwierig bzw. von den Teilbeiträgen her betrachtet unvollständig.

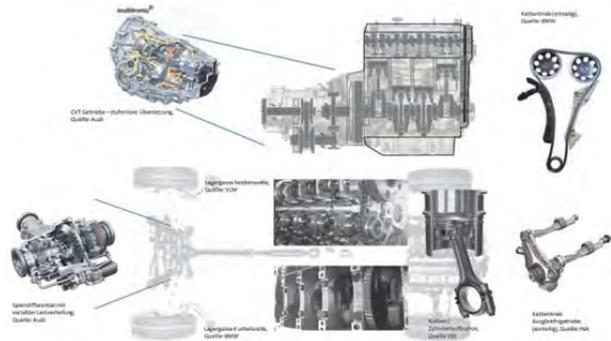


Bild 2: Komplexe Reibsysteme in modernen Antriebsträngen

4. Schall-Emissionsanalyse (SEA)

Neben dem Materialabtrag, d.h. dem Verschleiß sowie der Erwärmung der Kontaktflächen, werden bei Betrachtung der Reibkontakte Schwingungen beobachtet. Diese können sowohl im Bereich, der Schwingungstechnik bis ca. 20 kHz erfassbar ist oder rein als Körperschall hier bis zu einigen hundert kHz gemessen werden. Die Schallemissionsanalyse (SEA) benutzt die Gesetzmäßigkeiten der Akustik und Materialphysik zur Bestimmung der stochastischen Schwingungen, die von einem System durch die Kontaktpartner auf unterschiedlichen Skalen emittiert werden.

Durch den Einsatz neuartiger Sensoren lassen sich hierzu auch die Signale in einem definierten Frequenzband zur Korrelation mit den Reibleistungen heranziehen. Die Filterung der Zeitsignale oder der Spektren erlaubt die Bildung von Mittelwerten und die Integration zur Messwertbildung.

Voraussetzung ist, dass die Sensoren in der rauen Prüfstands- oder Fahrzeugumgebung im Betrieb appliziert und eingesetzt werden können. Die Geometrie und die Temperaturfestigkeit sind dabei entscheidend für den Einsatzfall. Andererseits kann durch die Anwendung und Berücksichtigung der Reflexions- und Transmissionsgesetze der Akustik, die Untersuchung von Schallamplituden auch in heterogenen Strukturen an komplexen Reibkontakten erfolgen.

5. Sensorik und Messtechnik

Ultraschallsensorik ist grundsätzlich dafür geeignet Schwingungen bei Frequenzen bis in den MHz-Bereich zu erfassen. Die in diesen Beitrag verwendeten AE-Sensoren (SONOTEC Ultraschallsensorik Halle GmbH) besitzen ihre Dickenresonanz bei ca. 1 MHz und 5. Dabei handelt es sich piezoelektrische Kompositensensoren. Diese Technologie erlaubt die teilweise Unterdrückung unerwünschter Nebenresonanzen, wie sie in der Regel bei Piezosensoren auftreten. Abb. 3 zeigt den typischen Verlauf der Impedanz einer piezoelektrischen Keramikscheibe im Vergleich zu einer Scheibe aus Material auf Kompositbasis. Zu erkennen ist die Unterdrückung der Resonanzen unterhalb der ausgeprägten Dickenresonanz bei 500 kHz. Vgl. dazu Veröffentlichungen von Holstein und Probst [4].

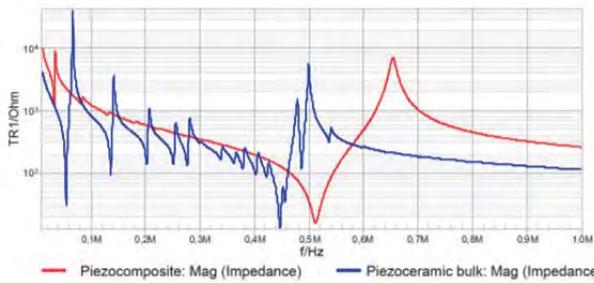


Bild 3: Verlaufsdiagramm der zwei Kreisscheiben D35 mm mit einer Dickenresonanz bei ca. 500 kHz [11]

Die nachfolgende Abb. 4 zeigt die Arbeitsschritte zur Herstellung des Kompositmaterials. Beginnend von links mit dem Basismaterial einer Keramikplatte nach rechts mit dem vollständig gefüllten und geschliffenen Substrat.

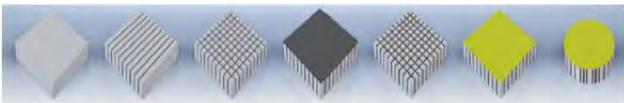


Bild 4: Herstellungsschritte Piezokomposit [4]

Abb. 5 zeigt eine Ausführungsvariante der Sensoren.



Bild 5: AE Ultraschallsensoren Fa. SONOTEC

Die Auswertung der Sensorsignale, die in einem MATLAB-Format¹ gespeichert werden, erfolgt mit Hilfe einer speziellen MATLAB-Toolbox, die Messung und Signalauswertung effektiv kombiniert. Die Toolbox ist für die Bearbeitung großer Datenmengen optimiert und beinhaltet alle gängigen Zeit-Frequenz-Bearbeitungen sowie spezielle integrierte Skripte.

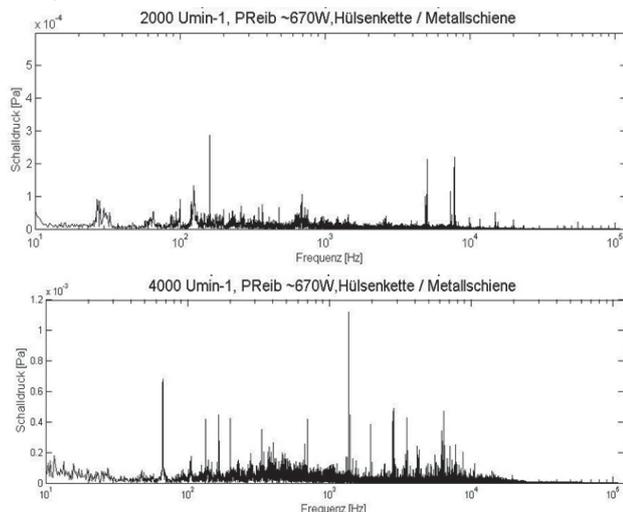


Bild 6: Spektrum eines Kette- Führungsschienenkontaktes (Mikrophon) bei großer Reibleistung (ca. 670 W) und unterschiedlicher Drehzahl

¹ MATLAB® von The Mathworks Inc.

Die durchgeführten Messungen an einem Kettenprüfstand mit Führungsschienen aus Stahl oder Aluminium zeigen eine gute Korrelation der Mittelwerte der Spektren oberhalb von 15 kHz mit der konventionell, d.h. mittels Drehmomentdifferenz, gemessenen Reibleistung.

Wie in Abb. 6 zu erkennen ist, verändert sich auch das Spektrum auch im Bereich kleiner Frequenzen. Hier wird der Einfluss von Anregungen aus dem Versuchsaufbau z.B. dem Antrieb des Kettentriebs, Ölversorgungsaggregat und Lüfter deutlich. Dieser Zusammenhang kann auch aus dem Hochlaufdiagramm in Abb. 7 entnommen werden.

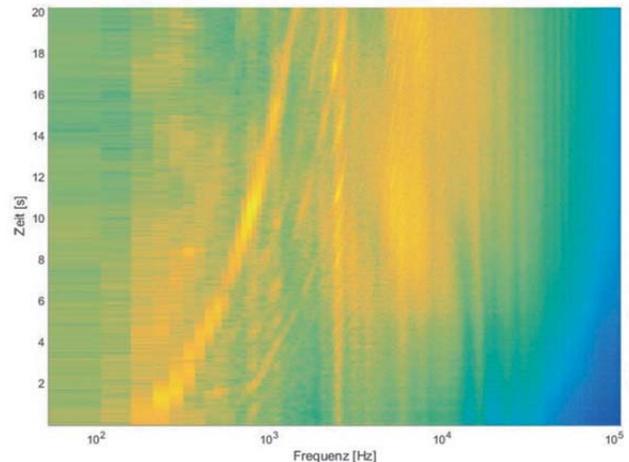


Bild 7: Spektrum eines Kette-Führungsschienenkontaktes (Körperschallsensor), Hochlauf mit $n=1000$ bis 4000 U/min,

Der energetische Bezug der Messungen wurde mittels Kugel-Prallversuch durchgeführt. Dabei kann die charakteristische Dämpfung des Materials bewertet und damit eine Abschätzung der zu erwartenden Amplituden vorgenommen werden. Eine ausreichende Signalverstärkung und die 24bit-Auflösung der Messkarte sichern die Dynamik für alle Anwendungsfälle.

Zusammenfassung und Ausblick

Zusammenfassend kann auf das große Potential der Verwendung von Ultraschall zur Bestimmung der Reibungsbeiträge einzelner Reibkontakte in komplexen Tribosystemen verwiesen werden. So machen die robusten Sensoren, die auf die auf spezielle Bedingungen angepasst werden können, die messtechnische Bewertung der Reibleistungsbeiträge quantifizierbar. Auch lassen sich auf Basis der bereits vorliegenden Daten die im Kontakt befindlichen Werkstoffe identifizieren und mit Hilfe der Verlaufsanalyse das Einlaufverhalten, d.h. die Aktivierung des Tribosystems, überwachen.

Die Verwendung von Ultraschall zur Erfassung von Reibleistung in komplexen Reibkontakten ermöglicht die Bestimmung weiterer zur Beurteilung der Verhältnisse wichtiger Größen. So kann durch den Einsatz eines Pulses die Schmierfilmdicke bestimmt werden. Dazu sind in Betracht der Tatsache, dass die typischen Schmierfilmdicken zirka $3-8\mu\text{m}$ betragen hohe Frequenzen bis in den Bereich von ca.

10MHz notwendig. Hier fallen große Datenmengen an. Doch sind auch Informationen die bei geringeren Systemanforderungen und Frequenzen bis 300kHz von großer Bedeutung für das Verständnis komplexer Reibsysteme und deren Optimierung. Z.B. sind der zeitliche Verlauf der Reibleistung oder der Ort des maximalen Reibkrafteintrages sowie die Bestimmung des Einlaufverhaltens der Reibpartner bzw. des Tribokontaktes Ziel der weiteren Entwicklung der Schallemissionsanalyse mit Ultraschallsensoren.

Danksagung

Dank gilt der Firma SONOTEC Ultraschallsensorik Halle GmbH, für die Unterstützung der durchgeführten Untersuchungen und die Bereitstellung der Ultraschallsensorik. Herrn Münch danken wir für fachliche Unterstützung und Motivation.

Literaturverzeichnis

- [1] Kelemen, S. - G. 2012. Potentiale der Schallemission zur Charakterisierung von trockenlaufenden Friktionssystemen. IEPK, Karlsruher Institut für Technologie (KIT). Leimen: Stolzenberg Druck und Werbung GmbH, 2012. p. 146, Forschungsberichte. Band 56.
- [2] Fritz, M., Burger, W. und Albers, A. 2001. Schadensfrüherkennung an geschmierten Gleitkontakten mittels Schallemissionsanalyse. Webseite des IPEK der Techn. Universität-Karlsruhe. [Online] 07/2001.
www.iepk.unikarlsruhe.de/medien/veroeffentlichungen/010926_GFT/010820_MOF_GFT_Schallemissionsanalyse_V3.pdf.
- [3] Lach, R., Dynamisches Betriebsverhalten von Steuerkettentrieben in Verbrennungsmotoren. Dissertation RWTH Aachen. Aachen : RWTH Aachen, 1999.
- [4] Holstein, P.; Probst, C.; Savitski, D.; Augsburg, K.; Tharandt, A.. 2014, Hochfrequente Vibrationen als Indikator für die Untersuchung von Bremsprozessen. Oldenburg 2014, DAGA - DGA / Jahrestagung für Akustik ; Berlin : Deutsche Ges. für Akustik, (DEGA), ISBN 978-3-939296-06-5, (2014), S. 307-308
- [5] Holstein, P., et al. 2013. AE-Sensoren basierend auf Piezokompositen in der Maschinendiagnose und Prozessüberwachung. Augsburg : s.n., 2013. Beitrag auf dem Kolloquium Schallemission DGZfP e.V..
- [6] Ziegler, B., Schwalbe, H.-J. and Miszsak, A. 2007. Nachweis des Reibungszustandes in Gleitlagern mit Hilfe der Schallemission. s.l. : DGZFP, 2007. Vol. 16.

ZERSTÖRUNGSFREIE BESTIMMUNG DES VERKEHRSFREIGABEZEIT-PUNKTES VON ASPHALTFAHRBAHNBELÄGEN

Jutta Röder, Jörn Hübelt, Georg Hilmer, Tom Georgi
Hochschule Mittweida
Fakultät Medien, Fachgruppe Technik – Fachbereich Akustik
Technikumplatz 17, D- 09648 Mittweida

Die langfristige Haltbarkeit von Fahrbahnbelägen wird durch Umweltbedingungen beim Einbauprozess und dem Fortschreiten des Abkühlprozesses bei der ersten Belastung durch den Verkehr beeinflusst. Derzeit ist eine Zeitdauer bis zur Verkehrsfreigabe unabhängig von dem verwendeten Material festgelegt. Zur Bewertung des Zustandes des Fahrbahnbelages sind derzeit Labormessverfahren Stand der Technik. Diese rufen jedoch an der Stelle der Bohrkernentnahme eine Schädigung hervor. Zudem liegen deren Ergebnisse erst nach Wochen vor. Aus diesem Grund besteht die Notwendigkeit ein zerstörungsfreies in-situ Messverfahren zu entwickeln. Erste Untersuchungen mit diesem Verfahren sind an realen Bauvorhaben vorgenommen worden.

SCIENTIFIC REPORTS

WISSENSCHAFTLICHE BERICHTE

The main aspect of the Scientific Reports is to promote the discussion of modern developments in research and production and to stimulate the interdisciplinary cooperation by information about conferences, workshops, promotion of partnerships and statistical information on annual work of the Hochschule Mittweida (FH) University of Applied Sciences. This issue will be published sporadically. Contributors are requested to present results of current research, transfer activities in the field of technology and applied modern techniques to support the discussion among engineers, mathematicians, experts in material science and technology, business and economy and social work.

Journal of the University of Applied Sciences Mittweida
Wissenschaftliche Zeitschrift der Hochschule Mittweida

Hochschule Mittweida
University of Applied Sciences
Referat Forschung
PF 1457
D-09644 Mittweida

Tel: +49 (0) 3727 / 58 1264
Fax +49 (0) 3727 / 58 21264

© Hochschule Mittweida
University of Applied Sciences
Technikumplatz 17
D-09648 Mittweida