

# Energetische und akustische Effizienz prozesslufttechnischer Anlagen

Karlheinz Bay, Peter Brandstät

Fraunhofer-Institut für Bauphysik, Nobelstraße 12, 70569 Stuttgart, E-Mail: karlheinz.bay@ibp.fraunhofer.de

## Einleitung

Schallemissionsarme Prozesslufttechnik ist nicht allein mit leiseren Schallquellen erreichbar. Die in diesen Anlagen meist leistungsstarken Ventilatoren, Gebläse usw. sind zwar leiser und auch (Energie-) effizienter geworden. Nach wie vor erzeugen sie jedoch erhebliche Lärmpegel, die saug- und druckseitig mit Schalldämpfern reduziert werden müssen. Über die Herstellungs- und Anschaffungskosten hinaus verursachen diese schalldämpfenden Einbauten aber auch laufende Kosten, da der mit ihnen verbundene Druckverlust mittels erhöhter Ventilatorleistung überwunden werden muss. Damit besteht eine Wechselwirkung zwischen akustischer und energetischer Effizienz, deren Bedeutung im Rahmen der Energieeinsparung stetig zunimmt [1, 2]. In dem vom BMWI geförderten Projekt „Energetische Effizienz akustischer Systeme“ wurde ein Konzept zur möglichst energieeffizienten akustischen Gestaltung prozesslufttechnischer Anlagen entwickelt, das im Folgenden vorgestellt wird.

## Ausgangssituation

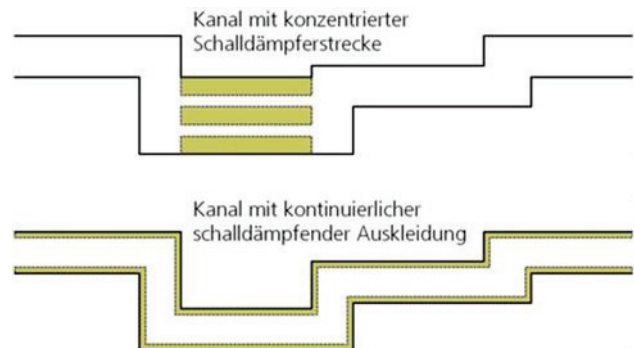
Bei prozesslufttechnischen Anlagen werden meist große Luftmengen abgesaugt und gefiltert, um lufthygienische und Emissionsregelungen einzuhalten. Entsprechend große Ventilatoren sind dafür erforderlich, die hohe Schallpegel erzeugen. Die gebräuchlichste Maßnahme der Lärmreduzierung zur Einhaltung der akustischen Emissionen sind Kulissen-Schalldämpfer, die in den Abluftkanal eingebaut werden. Ein wesentlicher Parameter stellt dabei die Querschnittsverengung des Abgaskanals durch die Schalldämpfer dar, während die Länge der Schalldämpferspalte von geringerer Bedeutung ist. Durch die Querschnittsverengung ist deutlich mehr Ventilatorleistung erforderlich, als wenn der Abluftkanal leer wäre.

Der durch die schalldämpfenden Einbauten verursachte Druckverlust sollte daher konstruktiv minimiert werden. Einerseits helfen so genannte Anströmprofile, den Druckverlust beachtlich zu verringern. Einfache Bauformen wie Halbkreis-Profile u. dgl. verursachen nur geringe Zusatzkosten und beeinträchtigen die akustische Wirkung nicht. Eine Möglichkeit, den Gesamtquerschnitt aller Schalldämpferspalte wieder zu erhöhen, ist das Aufweiten des Kanals entlang der Schalldämpfer-Kulissen. Dies beansprucht jedoch erheblichen Einbauraum.

## Verteilung der Dämpfung statt Konzentration

Ein Alternative zu den kompakten Kulissen ist in Abbildung 1 dargestellt. Statt die Dämpfung auf Abschnitte zu konzentrieren, ist sie auf die meist erhebliche Kanallänge (gleichmäßig) verteilt [3]. Dadurch lassen sich dünne Dämpfungsbauteile und größere Spaltweiten einsetzen, da diese „schwache Dämpfung pro Meter“ letztlich wieder

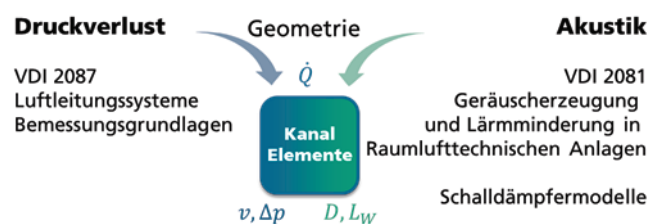
durch deutlich erweiterte Schalldämpferlänge kompensiert wird.



**Abbildung 1:** Übergang von konzentrierten Schalldämpferabschnitten mit voluminösen Kulissen zu kontinuierlich verteilten, sehr schlanken Kanalauskleidungen.

Durch diesen Übergang zur verteilten Dämpfung, entfallen die dominanten Stoßverluste der Kanaleinbauten (Kulissen-schalldämpfer) und die sekundären Reibungsverluste werden durch die geringeren Strömungsgeschwindigkeiten im freien Kanalquerschnitt erheblich reduziert. In Ergänzung dazu sei noch auf absorbierend ausgekleidete Umlenkbögen verwiesen, die vor allem im hochfrequenten Bereich höhere Dämpfungswerte als die geraden Ausführungen aufweisen. In nahezu jeder prozesslufttechnischen Anlage treten mehrere solcher Umlenkungen auf und lassen sich nutzen.

Um dieses Einsparpotential der verteilten Dämpfung zu erschließen, ist es notwendig, das Layout der lufttechnischen Anlage in einem Netzwerkmodell abzubilden, das sowohl die Akustik als auch den Druckverlust umfasst. Die Verknüpfung beider Aspekte ist in Abbildung 2 skizziert.



**Abbildung 2:** Beispiel für die Verknüpfung von Druckverlust und akustischer Berechnung in einem Kanalelement.

Durch das Netzwerkmodell kann für jedes Element bei vorgegebenen Werten für Volumenstrom und Geometrie der Druckverlust z.B. nach VDI 2087 [3] und die Schalldämpfung nach VDI 2081 [4] berechnet werden. Für jedes Element stehen alle notwendigen Informationen wie Geometrie, Strömungsgeschwindigkeit sowie die zu bedämpfende Schallleistung des Ventilators an der Kanalmündung zur Verfügung. Änderungen durch schalldämpfende Maßnahmen können auf die Änderung im Energieverbrauch des Ventilators zurückgeführt und somit energieeffiziente akustische Maßnahmen identifiziert werden.

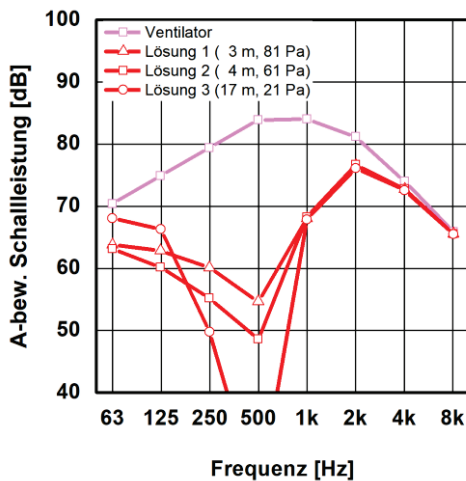
### Absorbierende Kanalauskleidung

Den Ausgangspunkt der Betrachtungen bildet die seitliche schalldämpfende Auskleidung eines geraden, unbegrenzt langen Kanals. In der folgenden beispielhaften Betrachtung wird ein Kanal mit der Kanalbreite  $kB$  von 1 m und eine Strömungsgeschwindigkeit von 7 m/s angenommen. In den Kanal strahlt ein Ventilator die Schalleistung  $L_{w,ist}$  von 87 dB(A) ein. Durch eine zweiseitig schalldämpfende Randauskleidung ist die Schalleistung an der Mündung auf einen Summenpegel  $L_{w,soll}$  von 79 dB(A) zu reduzieren. Weiterhin wird angenommen, dass die Schalleistung des Ventilators der Schalleistung an der Mündung entspricht, d.h. keine Dämpfung durch den schallharten Kanal vorliegt. Die Berechnungen werden in Oktavbandbreite durchgeführt. Das A-bewertete Schalleistungsspektrum des Ventilators ist in Abbildung 3 dargestellt.

Die Ermittlung der notwendigen Dämpfung erfolgt nach Gleichung (1). Für unterschiedlich dicke Kanalauskleidungen  $d$  wird die Ausbreitungsdämpfung  $D_a$  in Abhängigkeit der Absorberlänge  $L$  so ermittelt, dass die Schalleistung  $L_{w,ist}$  an der Mündung auf  $L_{w,soll}$  reduziert wird. Für jede dieser Lösungen wird dann der Druckverlust ermittelt.

$$\left\{ L_{w,soll} - 10 \log \sum_{Okt} 10^{\frac{L_{w,ist} - D_a(d,L)_n}{10}} \stackrel{!}{=} 0 \right\} \rightarrow \mathcal{L}(L, \Delta p)_n \quad (1)$$

Beispielhaft sind in Abbildung 3 die an der Mündung resultierenden A-bewerteten Schalleistungspegel für drei dieser Lösungen aufgetragen sowie Auskleidungslänge und Druckverlust angegeben.



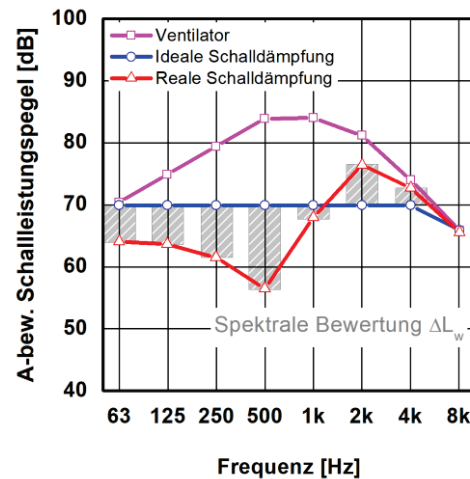
**Abbildung 3:** Schalleistung des Ventilators von 89 dB(A) sowie Lösungen von Kanalauskleidungen, die an der Kanal­mündung die Anforderung von 79 dB(A) erfüllen.

Wie zu erwarten, nimmt der Druckverlust mit abnehmender Dicke der Randauskleidung ab, wobei die notwendige Auskleidungslänge erheblich ansteigt. Betrachtet man die ermittelten Schalleistungspegel, so nimmt die akustische Effizienz jedoch erheblich ab. Die absorbierende Kanalauskleidung wirkt vor allem in Bereichen, die nicht relevant für den Summenpegel sind (z.B. Lösung 3, 500 Hz). Jede weitere Minderung des Summenpegels im für den Summenpegel relevanten Bereich um 2000 Hz kann nur durch eine erhebliche Steigerung der Auskleidungslänge erzielt

werden. Dies wird durch die von der Spaltbreite abhängende Durchstrahlung der nicht optimal angepassten absorbierenden Kanalauskleidung verursacht.

### Bewertung der Schalldämpfung

Geht man von einem idealen Schalldämpfer aus, so ist dieser optimal an die spektrale Anforderung angepasst. Die Schalldämpfung bildet dann genau das Geräuschspektrum ab, um die Anforderung an den Summenpegel bestmöglich zu erfüllen. Daraus resultiert ein optimal ausgeglichenes, bedämpftes Geräuschspektrum (Abbildung 4). Jede Abweichung von dieser idealen Dämpfung bewirkt, unabhängig vom Frequenzband, die gleiche Änderung im Summenpegel. Somit ist dieser Schalldämpfer effizient - über alle Frequenzbänder - an das zu bedämpfende Geräuschspektrum angepasst. Daher ist es naheliegend, die Effizienz eines realen Schalldämpfers bezüglich der Abweichungen vom resultierenden zum optimal bedämpften Spektrum zu bewerten.



**Abbildung 4:** Bewertung der real erzielten Schalldämpfung bezüglich einer optimalen, idealen Schalldämpfung.

Für eine Bewertung dieser Effizienz wird die Fläche der Unter- und Überschreitungen des optimal bedämpften Spektrums im Vergleich zum realen Schalldämpfer herangezogen. Dazu werden die Oktavwerte der Über- und Unterschreitungen gemäß

$$\Delta L_w = \sum_{Okt} |L_{w,opt} - L_{w,ist}| \quad [dB] \quad (2)$$

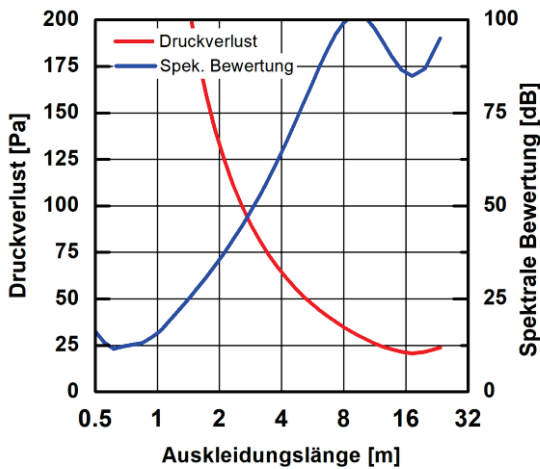
aufsummiert. Daraus resultiert eine Bewertungsfläche  $\Delta L_w$ , welche die Abweichung der Schalldämpfereffizienz abbildet. Geringe Abweichungen vom idealen Schalldämpfer zeichnen sich hierbei durch kleine Werte von  $\Delta L_w$  aus.

### Effiziente Dämpfung und Druckverlust

Verbindet man die effiziente Dämpfung, beschrieben durch die akustische Bewertung nach Gleichung 2, und den Druckverlust nach Gleichung 1, so folgen daraus Lösungen

$$\left\{ L_{w,soll} - 10 \log \sum_{Okt} 10^{\frac{L_{w,ist} - D_a(d,L)_n}{10}} \stackrel{!}{=} 0 \right\} \rightarrow \mathcal{L}(\Delta L_w, \Delta p)_n \quad (3)$$

die in Abhängigkeit der spektralen Bewertung  $\Delta L_w$  den Lösungsraum von Gleichung 1 erweitern. Trägt man gemäß dem Beispiel aus Abbildung 3 den Druckverlust und die bewertete akustische Effizienz der Dämpfung über der absorbierend ausgekleideten Kanallänge auf, so folgt Abbildung 5.



**Abbildung 5:** Beispiel für Druckverlust und Effizienz der Dämpfung in Abhängigkeit der Länge einer absorbierenden Kanalauskleidung gemäß dem Beispiel aus Abbildung 3.

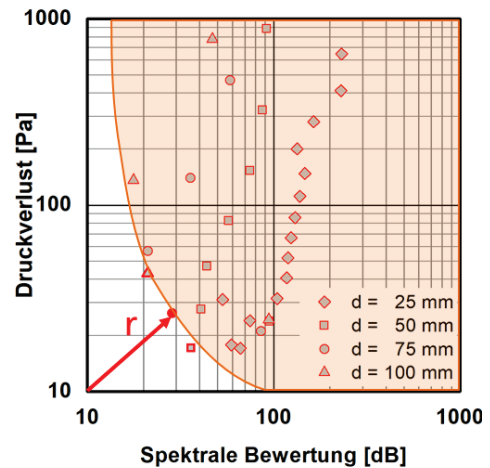
Abnehmende Dicke der absorbierenden Auskleidung führt zu einer längeren Randauskleidung und reduziert den Druckverlust. Die Effizienz der Dämpfung nimmt ab, d.h. die Bewertung mit zunehmender Auskleidungslänge nimmt zu. Der Schnittpunkt von Druckverlust und Dämpfungsbewertung stellt ein sogenanntes Pareto-Optimum dar. Jede Abweichung von diesem Schnittpunkt bedingt eine Verschlechterung der zweiten Variablen. So geht zum Beispiel ein geringerer Druckverlust mit einer Minderung der Schalldämpfereffizienz einher und umgekehrt führt eine Erhöhung der Schalldämpfereffizienz zur Erhöhung des Druckverlustes.

Wie ebenfalls aus Abbildung 5 ersichtlich ist, stellt das betrachtete Beispiel nicht die beste Möglichkeit für eine energieeffiziente Schalldämpfung dar. Es stellt sich die Frage, wie unter den getroffenen Annahmen die Effizienz der Dämpfung bei reduziertem Druckverlust erhöht werden kann. Wie zuvor angeführt, liegt die Problematik in der Abnahme der Dämpfung bei hohen Frequenzen infolge Durchstrahlung. Um diese zu reduzieren, wird in der folgenden Betrachtung die Dämpfung durch Mittelkulissen mit einbezogen und Gleichung 3 gemäß

$$\left\{ L_{w,soll} - 10 \log \sum_{okt} 10^{\frac{L_{w,ist} - D_a(d, L, \frac{kB}{m})}{10}} \stackrel{!}{=} 0 \right\}_{n,m} \rightarrow \mathcal{L}(\Delta L_w, \Delta p)_{n,m} \quad (4)$$

erweitert. Zusätzlich zu den Randkulissen werden durch den Faktor m symmetrische Anordnung von Mittelkulissen in einem Kanal der Breite kB berücksichtigt und die Lösungen nach Gleichung (4) bestimmt. Beispielhaft sind, für einen reduzierten Satz von Kulissendicken 2d die ermittelten Lösungen in Abhängigkeit von Druckverlust und spektraler Dämpfungsbewertung in Abbildung 6 aufgetragen. Wie ersichtlich, bilden die Lösungen dabei eine Front mit

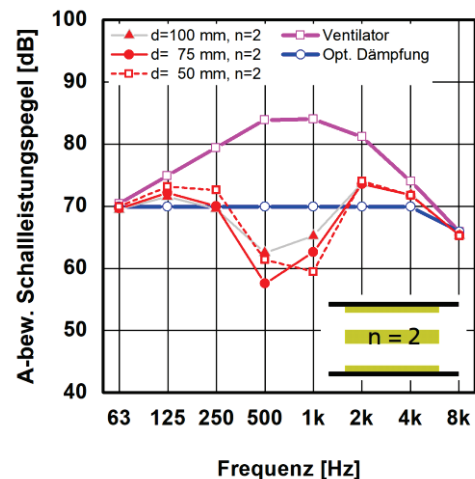
geringem Druckverlust und/oder geringer spektraler Abweichung (d.h. hoher Dämpfungseffizienz) aus.



**Abbildung 6:** Lösungen in Abhängigkeit von Druckverlust und spektraler Abweichung, die die Anforderungen gemäß Beispiel aus Abbildung 3 erfüllen.

Drei dieser Lösungen, die sowohl einen geringen Druckverlust als auch eine geringe spektrale Abweichung aufweisen, sind in Abbildung 6 gekennzeichnet. Die Lösung mit dem kürzesten Abstand zum Koordinatenursprung, stellt bei gleicher Wichtung von Druckverlust und spektraler Abweichung das Optimum dar und ist mit einem Pfeil gekennzeichnet.

In Abbildung 7 sind beispielhaft für die drei gekennzeichneten Lösungen die durch Kulissen-Schalldämpfer bedämpften A-bewerteten Schalleistungsspektren aufgetragen.



**Abbildung 7:** Resultierende A-bewertete Schalleistungsspektren in Umgebung der optimalen Lösung mit  $d=75$  mm.

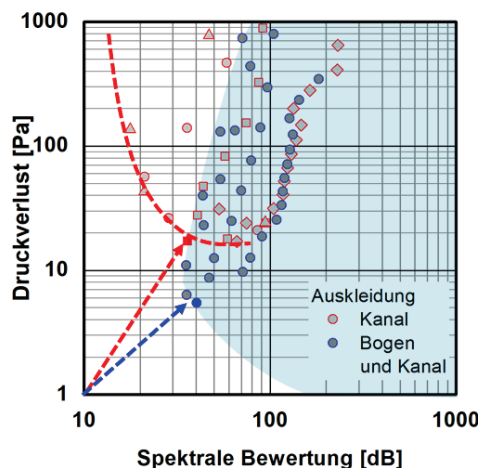
Dabei weisen alle drei Lösungen mehr oder weniger geringe Abweichung vom optimalen Spektrum auf, d.h. sie sind gut an das Geräuschspektrum angepasst. Darüber hinaus weisen alle Lösungen eine Mittelkulisse zur Reduzierung der Durchstrahlung auf, die durch Stoßverluste den Druckverlust erhöht.

## Wechselwirkung Kanal und Bogen

Um den Druckverlust weiter zu reduzieren, bieten sich absorbierend ausgekleidete Kanalbögen an, die sich zur Bedämpfung hoher Frequenzen eignen und somit den Effekt der Durchstrahlung erheblich reduzieren.

Allerdings besteht bei absorbierend ausgekleideten 90°-Kanalbögen im Allgemeinen nicht die Möglichkeit die Durchstrahlung zu steuern. Die zu hohen Frequenzen ansteigende Schalldämpfung kann zwar über die Auskleidungsdicke angepasst werden, der Anstieg der Dämpfung zu hohen Frequenzen bleibt dabei erhalten. Dies führt im hochfrequenten Bereich jedoch stets zu einer Überdämpfung. Maßnahmen, wie die teilweise Auskleidung von Kanalbögen stellen eventuell eine Möglichkeit dar, haben jedoch mehr einen theoretischen Charakter zur Findung einer optimalen Dämpfung.

Aus praktischer Sicht wird daher beim Einsatz absorbierend ausgekleideter Kanalbögen zunächst vom Prinzip der optimalen Anpassung an das Geräuschspektrum abgewichen. Das bedeutet, dass zunächst das Geräuschspektrum durch den absorbierenden Kanalbogen bedämpft wird und anschließend der Optimierungsformalismus nach Gleichung (4) zur Auskleidung der geraden Kanalelemente angewandt wird. In Abbildung 8 sind zusätzlich zu den Lösungen bei Auskleidung des geraden Kanals aus Abbildung 6 nun auch Lösungen unter Berücksichtigung eines mit 50 mm Absorber ausgekleideten Kanalbogens aufgetragen. Für die Dämpfungswerte des Kanalbogens wurden hier Messwerte nach [5] herangezogen.



**Abbildung 8:** Erweiterung der Lösungsmenge in Abhängigkeit von Druckverlust und spektraler Abweichung durch Einsatz eines absorbierenden 90°-Kanalbogens.

Die Lösungen in Abbildung 8 zeigen, dass durch den Einsatz des absorbierenden Kanalbogens die Mittelkulisse zur Unterdrückung der Durchstrahlung entfällt und damit Lösungen vorliegen, die sich durch einen geringeren Druckverlust bei geringerer spektraler Abweichung auszeichnen.

## Zusammenfassung

Die Auswirkungen akustischer Funktionen auf die Energiebilanz lufttechnischer Anlagen sind vielfältig. Insbesondere erhöhen lärmindernde Bauteile den laufenden Energieverbrauch, indem Schalldämpfer zwar

Lärm reduzieren, aber auch Druckverluste verursachen. Die Zusammenführung von Lufttechnik und Akustik zu einem Netzwerkmodell gestattet eine direkte Bewertung der akustisch-energetischen Effizienz. Der Übergang von konzentrierter zu verteilter Dämpfung erlaubt es, unterschiedlich spektral angepasste Schalldämpfungsprinzipien anzuwenden. Durch das vorgestellte Auswahlverfahren können schalldämpfende Maßnahmen mit geringem Druckverlust ermittelt werden. Dieser Ansatz zur Optimierung kann auf die Wechselwirkung mehrerer schalldämpfender Komponenten ausgedehnt werden, um eine bestmögliche Geräuschminderung bei geringem Druckverlust zu erreichen.

## Danksagung

Dieses Projekt wurde in Zusammenarbeit mit der Firma Bücheler Lufttechnik GmbH & Co. KG durchgeführt.

Gefördert durch:



aufgrund eines Beschlusses  
des Deutschen Bundestages

## Literatur

- [1] Hannuschka, I.: Best Case: Energieeffizienz und Lärmschutz in der Praxis. Symposium SCHALL+ENERGIE DÄMPFER, Fraunhofer-Institut für Bauphysik, Stuttgart, 27.10.2010.
- [2] Brandstätt, P.; Leistner, P.: Akustische Behaglichkeit und energetische Effizienz von lufttechnischen Systemen. In: Krimmling, Jörn (Hrsg.); Landgraf, Bernd (Hrsg.); Steinbeis-Hochschule Berlin GmbH - SBH, Steinbeis-Transfer-Institut Bau und Immobilienwirtschaft, Berlin (Veranst., Hrsg.): 4. Energietechnisches Symposium: Nachhaltige Gebäude - Herausforderungen in der Gebäudeenergie-technik: Tagungsband; 23. November 2011, Stuttgart. Stuttgart: Steinbeis-Edition, 2011, S. 57-69.
- [3] VDI 2087: Luftleitungssysteme Bemessungsgrundlagen. Ausgabe Dezember 2006.
- [4] VDI 2081 Blatt 1: Geräuscherzeugung und Lärminderung in Raumluftechnischen Anlagen. Ausgabe Juli 2001.
- [5] W. Herget, M. Klingler, K. Bay, P. Brandstätt: Messtechnische Untersuchung ausgekleideter Kanalelemente, DAGA 2018.