Bachelor-Thesis an der Hochschule Luzern - Technik & Architektur

Titel	**Messung und Bewertung des Schallpegels von Ventilatoren in Monoblocs**
Diplomandin/Diplomand	**Öztürk, Yagiz**
Bachelor-Studiengang	**Bachelor Gebäudetechnik| Energie**
Diplomandin/Diplomand	**Ming, Niklaus**
Bachelor-Studiengang	**Bachelor Gebäudetechnik| Energie**
Semester	**FS21**
Dozentin/Dozent	**Prof. Heinrich Huber, Andreas Odermatt**
Expertin/Experte	**Glauser, Andreas**

Abstract Deutsch

Diese Bachelor-Thesis befasst sich mit akustischen Analysen von Ventilatoren in Monoblocs. Das Ziel der Arbeit ist, akustische Messungen zu einem eingebauten Ventilator durchzuführen und auszuwerten. Dabei sollen allfällige Differenzen zwischen dem bestehenden Berechnungsverfahren und den Messungen untersucht werden. Zum Schluss soll eine Berechnungsmethodik zur praktischen Anwendung erarbeitet werden.

Die Monobloc Lieferanten verwenden die akustischen Daten von Ventilatorenherstellern, als Grundlage für ihre Berechnung der Monoblocdaten. Den akustischen Daten der Ventilatorenhersteller wird lediglich das Einfügungsdämmmass abgezogen und eine Flächenkorrektur dazu gerechnet. Da die Daten der unter Laborbedingungen getesteten Ventilatoren meist nicht der Realität entsprechen, sollen diese durch eine praktisch orientierte Berechnungsmethode korrigiert werden.

Die Messungen werden im reflexionsarmen Raum mit einem schallharten Boden an der Hochschule Luzern (HSLU) durchgeführt. Dabei wird das Hüllflächenmessverfahren angewendet. Zusätzlich werden im Inneren des Monoblocs Messungen durchgeführt und nach dem Prinzip „Schallausbreitung in geschlossenen Räumen“ ausgewertet.

Die Auswertung der Messungen haben ergeben, dass der Industriepartner mit seinem Berechnungsverfahren grosse Reserven im mittleren Frequenzbereich erreicht. Zusätzlich zeigen die Messungen, dass das Einfügungsdämmmass gemäss Messungen höher ausfällt, als die Angaben aus dem Datenblatt gezeigt haben. Die Messungen im Innern des Monoblocs haben ergeben, dass die Schallleistungspegel durch den

Alle Rechte vorbehalten. Die Arbeit oder Teile davon dürfen ohne schriftliche Genehmigung der Rechteinhaber weder in irgendeiner Form reproduziert noch elektronisch gespeichert, verarbeitet, vervielfältigt oder verbreitet werden.

Sofern die Arbeit auf der Website der Hochschule Luzern online veröffentlicht wird, können abweichende Nutzungsbedingungen unter Creative-Commons-Lizenzen gelten. Massgebend ist in diesem Fall die auf der Website angezeigte Creative-Commons-Lizenz.

geschlossenen Kubus leicht höher ausfallen als der Ventilatorenhersteller angibt. Die Erhöhung ist durch die Reflexion über die umschliessenden Flächen erfolgt.
Die Berechnungsmethode des Industriepartners funktioniert und die angegebenen Werte werden nicht überschritten. Jedoch können durch kleine Korrekturfaktoren die Angaben optimiert werden, damit diese den Messwerten näher sind. Die Korrekturwerte gelten ausschliesslich für das Prüfobjekt. Für eine Allgemeingültigkeit müssen weitere Messungen bei unterschiedlichen Gerätetypen und Grössen durchgeführt werden. Zusätzlich wurde mittels unterschiedlichen Berechnungsmethoden die Notwendigkeit der Flächenkorrektur untersucht, falls nur die gemessenen Schallleistungspegel betrachtet werden. Dabei hat sich herausgestellt, dass mit dieser Betrachtung die Flächenkorrektur überflüssig ist. Wenn davon ausgegangen werden kann, dass mit den gemessenen Schallleistungspegeln gerechnet wird, muss für die Deklaration im Datenblatt ausschliesslich das Einfügungsdämmmass berücksichtig werden.

Abstract Englisch

This bachelor thesis deals with acoustic analyses of fans in monoblocs. The aim of the work is to perform and evaluate acoustic measurements on a built-in fan. Possible differences between the existing calculation method and the measurements are to be investigated. Finally, a calculation methodology for practical applications is to be developed.
The monobloc suppliers use the acoustic data of fan manufacturers as a basis for their calculation of the data sheet specifications. The acoustic data of the fan manufacturer is simply subtracted from the insertion loss dimension and an area correction is added. Since the data of the fans tested under laboratory conditions usually do not correspond to reality, these measurements are to be corrected by a practically oriented calculation method.
The measurements are performed in the anechoic chamber with a sound-reflecting floor at the Lucerne University of Applied Sciences and Arts (HSLU). The measurements are performed according to the enveloping surface measurement method. In addition, measurements are carried out inside the monobloc and evaluated according to the principle of "sound propagation in enclosed spaces".
The evaluation of the measurements showed that the industrial partner achieved large reserves in the medium frequency range with its calculation method. Furthermore, the measurements show that the insertion loss according to the measurement is higher than the information from the data sheet. The measurements inside the monobloc showed that the sound power level due to the closed cube was slightly higher than the fan manufacturer stated. The increase takes place via the reflection by the surrounding surfaces.
The calculation method of the industry partner works, and the specified values are not exceeded. However, small correction factors can be used to optimise the data so that they are closer to the measured values. The correction values apply exclusively to the test object. For general validity, further measurements must be

carried out on different types and sizes of units. In addition, the necessity of the area correction was investigated by means of different calculation methods, as long as only the measured sound power levels are considered. It turns out that with this consideration the area correction is unnecessary. If it can be assumed that the measured sound power levels are used for the calculation, only the insertion attenuation must be considered for the declaration in the data sheet.

Ort, Datum Horw, 11.06.2021

© Yagiz Öztürk, Niklaus Ming, Hochschule Luzern – Technik & Architektur

Danksagung

Wir möchten uns herzlich bei unseren betreuenden Dozenten Prof. Heinrich Huber und Andreas Odermatt für die Unterstützung während unseres Projekts bedanken. Ihre Anregungen und konstruktive Kritik waren sehr hilfreich bei der Erarbeitung unserer Bachelor-Thesis. Sie gaben uns die Möglichkeit, selbständig an diesem Projekt zu arbeiten und hatten immer ein offenes Ohr für neue Ideen.

Ebenfalls möchten wir uns bei Michael Peter, wissenschaftlicher Assistent an der Hochschule Luzern, für die Einführung in die Labormessungen und die Unterstützung bei Fragen bedanken.

Ein besonderer Dank geht an Herr Thomas Loher von der Firma Seven-Air für die Bereitstellung des sehr interessanten Projekts und dem Monobloc. Seine Denkanstösse an den Besprechungen und die Bereitstellung umfassender interner Dokumente waren sehr hilfreich für die Erarbeitung der Bachelor-Thesis. Sein Interesse an unserem Arbeitsfortschritt motivierte uns zusätzlich. Durch dieses Projekt konnten wir unser theoretisches und praktisches Wissen im Bereich der Akustik ausbauen.

An dieser Stelle möchten wir Daniel Spurgeon von der Firma ebm-papst für die Einrichtung und die Einführung in das Programm ebm-papst FanScout und EC-Control bedanken. Nebst der Programm Einführung unterstützte er uns bei offenen Fragen bezüglich der akustischen Messungen in Ihrem Werk.

Zu guter Letzt möchten wir uns bei der Hochschule Luzern für die Bereitstellung von Labormessräumen und Messeinrichtungen bedanken. Dazu ein Dank an das Werkstattpersonal für die Bereitstellung der Werkzeuge und für die Einbringung und Montage des Monoblocs.

Inhalt

1 Einleitung 4
2 Methode und Vorgehen 5
3 Grundlagen Schall 6
3.1 Schalldruck und Schalldruckpegel 6
3.2 Schallleistung 6
3.3 Dämmung 6
3.4 Dämpfung 6
3.5 Einfügungsdämmmass 7
3.6 Schallausbreitung 7
3.7 Schallausbreitung in der Lüftungstechnik 8
4 Aufbau des Lüftungsgerätes und deren Gehäuse 9
5 Berechnungsverfahren nach Seven-Air 10
6 Messverfahren 13
6.1 Hüllflächenmessverfahren Grundlagen 13
6.2 Kriterien des Messaufbaus 14
6.3 Durchführung der Messung 14
6.4 Schallausbreitung in geschlossenen Räumen 15
6.5 Messkomponenten 17
6.6 Messunsicherheiten und Messsystem 20
7 Prüfkonzept 21
7.1 Nachhallzeit 21
7.2 Einfügungsdämmmass 22
7.3 Nachhallzeit und Schallleistungspegel im Innern des Monoblocs 22
7.4 Hüllflächenmessverfahren 23
8 Messaufbau 24
8.1 Messaufbau Hüllflächenmessung 24
8.2 Messaufbau Monobloc innen 28
9 Diskussion der Messresultate 31
9.1 Einfügungsdämmmass Paneel mit PIR-Schaum 31
9.2 Hüllflächenmessung Paneel mit PIR-Schaum 34
9.3 Vergleich Hüllflächenmessung mit Berechnungsmethode Seven-Air 35
9.4 Vergleich Hüllflächenmethode ohne Paneele mit Daten von ebm-papst 37
9.5 Messung im Innern des Monoblocs 39
9.6 Einfügungsdämmmass Paneel mit Glaswolle und Antidröhnmatte 41
9.7 Hüllflächenmessungen Paneel mit Glaswolle und Antidröhnmatte 43
9.8 Vergleich Hüllflächenmessung zwischen den Paneelen mit Glaswolle und PIR 44
9.9 Vergleich Messungen innen mit den verschiedenen Paneelen 45

10 Optimierung des Berechnungsverfahrens von Seven-Air 46
10.1 Empirischer Ansatz 46
10.2 Analytische Betrachtung 48
11 Fazit und Ausblick 51
12 Verzeichnisse 52
12.1 Abkürzungsverzeichnis 52
12.2 Abbildungsverzeichnis 53
12.3 Tabellenverzeichnis 54
12.4 Formelverzeichnis 54
12.5 Normen und Richtlinien 55
12.6 Literaturverzeichnis 56
13 Anhang 57

1 Einleitung

Monoblochersteller verwenden akustische Daten von Ventilatorenherstellern, die ihre Produkte unter Laborbedingungen getestet haben. Mit den Werten des Ventilatorenherstellers und der Einfügungsdämmung der Gehäusepaneele, werden die Schallleistungspegel für die Monoblocs berechnet. Gemäss Angaben des Industriepartners weichen diese Werte von der Realität ab.

Das Ziel dieser Bachelor-Thesis ist, die Differenzen zwischen den berechneten Werten und der Realität zu eruieren. Zusätzlich soll eine Methode für genauere Schallleistungsangaben erarbeitet werden. Dies kann in Form eines Messverfahrens oder einer erweiterten Berechnungsmethode erfolgen. Dazu werden Messungen und Berechnungen zu den Schallemissionen eines Monoblocteils durchgeführt und analysiert. Hierbei stehen die Schallräume der Hochschule Luzern mit eingebauten Anlagenteilen von Seven-Air zur Verfügung.

Die Messungen werden nach dem Hüllflächenmessverfahren durchgeführt und nach Genauigkeitsklasse 2 bewertet. Der Prüfraum besteht aus schallabsorbierenden Wänden und einem schallharten Boden. Nebst der Hüllflächenmessungen werden Messungen im Innern des Monoblocs durchgeführt. Der Schwerpunkt der Arbeit liegt darauf, allfällige Differenzen zwischen der Messung und bestehenden Berechnungsmethoden aufzuzeigen. Daraus soll eine Berechnungsmethode für die praktische Anwendung abgeleitet werden. Als Grundlage für die Erarbeitung der Bachelor-Thesis dienen die EN ISO 3743 bis 3747, sowie die SUVA Broschüre «Schallemissionsmessungen an Maschinen». Zusätzlich sind die wichtigsten Vergleichswerte die Angaben von Monobloc- und Ventilatorenherstellern.

Die vorliegende Bachelor-Thesis befasst sich als erstes mit den akustischen Grundlagen und Begriffsdefinitionen. Anschliessend wird das Messverfahren, sowie das Berechnungsverfahren des Industriepartners thematisiert. Im Hauptteil werden die durchgeführten Messungen erklärt und deren Resultate diskutiert. Zum Schluss wird ein Vorschlag zur Verbesserung der Berechnungsmethode aufgezeigt und das Ganze mit einem Fazit abgerundet.

2 Methode und Vorgehen

In einem ersten Schritt wurde der Aufgabenbeschrieb genau studiert und analysiert. Danach konnte in einem nächsten Schritt eine grobe Disposition erstellt werden. Anschliessend ging es in die Literaturrecherche über, um die Grundlagen der Akustik zu erarbeiten. Die relevanten Normen und Merkblätter über die Messungen und das Thema «Schall» mussten gelesen und deren Relevanz und Wichtigkeit eingeschätzt werden. Dieser Schritt musste im Verlauf der Arbeit-mehrmals wiederholt werden, da immer neue Erkenntnisse und Fragestellungen hervortraten.

Auf Basis der Literaturrecherche konnte danach die Messmethode aufgestellt werden. Es wurde deklariert, welche Messungen benötigt werden und wie der Messaufbau für diese aussehen soll. Alle Messkomponenten wurden aufgelistet, um deren Position aufgrund der benötigten Daten zu definieren. Als Mess- und Berechnungsmethode resultierte für die Geräusche Abstrahlungen die Hüllflächenmessmethode und für die Messungen im Innern des Monoblocs die Methode «Schallausbreitung in geschlossenen Räumen».

Als die verschiedenen Mess- und Prüfkonzepte erstellt waren, konnte mit dem Einrichten des Messraumes begonnen werden. Die verschiedenen Messmethoden waren zuerst mit der Referenzschallquelle durchzuführen, um die Plausibilität dieser Verfahren zu testen. Als die Auswertungen dieser Messungen das bestätigt haben, konnte mit den weiteren Messungen begonnen werden.

Gemessen wurden jeweils drei Betriebspunkte auf der gleichen Anlagekennlinie. Nach den Messungen mussten die Resultate sogleich ausgewertet werden, um Fehler bei Folgemessungen zu vermeiden. Im Anschluss an die Auswertung wurden die nächsten drei Betriebspunkte gemessen. So erhielt man immer wieder aufschlussreiche Resultate, welche zu neuen Denkanstössen und Korrekturen für Folgemessungen führten. Zudem wurden die Fortschritte regelmässig mit den betreuenden Dozenten abgesprochen, was weiterführenden Überlegungen hervorbringen konnte.

Für die Auswertung der Daten wurde eine Excel-Vorlage erstellt, welche alle normenrelevanten Vorschriften beinhaltete. Somit konnten im Verlauf der Arbeit nur noch die Messdaten in die Excel-Vorlage eingegeben werden, um die Resultate-zu erhalten. Die Dokumentation der Resultate erfolgte zeitgleich mit den Auswertungen. So ergänzten die Erfahrungen und Erkenntnisse aus den Versuchen die Arbeit fortlaufend.

Die Ausarbeitung der Optimierungsmethode benötigte weitere Literaturrecherchen. Diese führten zu zwei verschiedenen Ansätzen, welche weiterverfolgt wurden. Als Richtwerte für die Berechnungsmethoden dienten die Resultate aus den durchgeführten Messungen. Diese sollten durch die neue Berechnungsmethode möglichst genau erreicht werden. Da von der normativen Seite keine bekannten Vorgaben über die Berechnung von Abstrahlgeräuschen in Monoblocs gefunden werden konnten, mussten in Absprache mit den betreuenden Dozenten verschiedene Ansätze erprobt werden. Bei der Optimierung der Berechnungsmethode sind zwei Verfahren insbesondere betrachtet worden.

Das erste Verfahren ist empirisch und setzt an den Ansatz der Flächenkorrektur von Seven-Air an. Dabei wird diese mit Korrekturfaktoren nachjustiert, da diese gemäss der Auswertung nur in gewissen Frequenzbereichen notwendig ist. Das zweite Verfahren ist analytisch und überprüft die Notwendigkeit der Flächenkorrektur, falls nur die Messresultate betrachtet werden. Dazu wurden vier Berechnungsvarianten aufgestellt und mit den Messresultaten verglichen.

3 Grundlagen Schall

Die Entstehung des Schalls erfolgt durch eine äussere Krafteinwirkung auf Moleküle in Medien, beispielsweise Gase, Flüssigkeiten und festen Körpern. Die Krafteinwirkung führt zur Bewegung der Moleküle und somit zur Schallausbreitung. Die Schallausbreitung erfolgt als Wellenbewegung in der Luft und wird als Schallwelle bezeichnet. Diese Druckschwankung in der Luft kann das menschliche Ohr erfassen. Die Schallanregung kann durch Luft-, Körper-, Tritt- und Flüssigkeitsschall erfolgen. In dieser Bachelor-Thesis beschäftigen wir uns vertieft mit dem Luft- und Körperschall (Odermatt, 2020). Die nachfolgenden Unterkapitel befassen sich mit der Beschreibung der wichtigsten Begriffe.

3.1 Schalldruck und Schalldruckpegel

In der Akustik ist der Schalldruck oder der Schallwechseldruck die wichtigste Schallfeldgrösse. Der Schalldruck tritt in Form von Druckschwankungen eines kompressiblen Schallübertragungsmediums auf. Die Stärke eines Schallereignisses wird durch den Schalldruckpegel beschrieben, welcher auf dem effektiven Schalldruck basiert (Lips 2015).

3.2 Schallleistung

Die Schallleistung beschreibt die Quellstärke eines Schallerzeugers. Sie bezeichnet die pro Zeiteinheit von einer Schallquelle abgegebene Schallenergie und ist eine mechanische Leistung. Die Schallleistung ist unabhängig vom Ort der Quelle beziehungsweise des Empfängers (Lips, 2015).

3.3 Dämmung

In der Akustik wird von Schalldämmung gesprochen, wenn der Schall bei einer Übertragung durch ein Bauteil reduziert oder verhindert wird. Je schwerer das Bauteil ist, desto grösser ist die Reduktion des Luftschalls (Odermatt, 2020).

3.4 Dämpfung

Von Schalldämpfung spricht man in der Akustik, wenn der Schall durch ein Bauteil absorbiert wird. Die Absorption kommt zum Beispiel bei Schalldämpfer oder schallschluckenden Platten zum Einsatz (Odermatt, 2020).

3.5 Einfügungsdämmmass

Das Einfügungsdämmmass beschreibt die Pegelminderung eines Bauelements. Dabei wird der Schalldruckpegel mit und ohne Bauelement gemessen. Die Differenz der Schalldruckpegel ist das Einfügungsdämmmass (EN ISO 11546-2, 2010).

$$D_p = L_p(ohne\ Kapsel) - L_p(mit\ Kapsel)\ [dB]$$

L_p: Schalldruckpegel [dB]

Formel 1: Einfügungsdämmmass (EN ISO 11546-2, 2010)

3.6 Schallausbreitung

Es wird zwischen der Schallausbreitung im Freien und der Schallausbreitung in geschlossenen Räumen unterschieden. Bei geschlossenen Räumen haben der direkte und der indirekte Schall einen grossen Einfluss, da der Schall durch die umschliessenden Flächen reflektiert und, zusätzlich verzögert, an den Empfänger geleitet wird. Im Freien gibt es die umschliessenden Wände nicht, daher dominiert der direkte Schall. Dies ändert sich, sobald im Freien eine reflektierende Fläche vorhanden ist und der Schall als Echo zurückgeworfen wird (Odermatt, 2020). Die nachfolgenden Formeln beschreiben die Schallausbreitung von punktförmigen Schallquellen im Freifeld. Die Schallausbreitung in geschlossenen Räumen wird im Kapitel 6.4 thematisiert.

$$L_2 = L_1 - 20\log\left(\frac{r_2}{r_1}\right)\ [dB]$$

L_1: Schalldruckpegel [dB]
L_2: Schalldruckpegel [dB]
r_1: Abstand zur Schallquelle von L_1 [m]
r_2: Abstand zur Schallquelle von L_2 [m]

Formel 2: Punktförmige Schallquelle (Odermatt, 2020)

$$L_p = L_w - 10\log(S)\ [dB]$$

L_p: Schalldruckpegel [dB]
L_W: Schallleistungspegel [dB]
S: Abstrahlfläche [m^2]

Formel 3: Schallausbreitung im Freien (Odermatt, 2020)

3.7 Schallausbreitung in der Lüftungstechnik

Bei Lüftungsanlagen ist die grösste Geräuschquelle der Ventilator, der einen gleichförmigen Schall verursacht. Dabei kann der Schall über mehrere Komponenten austreten. In der untenstehenden Abbildung 1 sind die verschiedenen Schallausbreitungsarten aufgezeigt. Darin ist ersichtlich, dass das Gehäuse auch eine Schallabstrahlung hat und deshalb die Platzierung des Monoblocs in Räumen ohne erhöhte Schallansprüche erfolgen sollte. Die Anforderungen an den Schall in Innenräumen sind in der SIA 181 «Schallschutz im Hochbau» deklariert. Der Schall ist ein Behaglichkeitskriterium. Das heisst, wenn dieses nicht erfüllt ist, kann die Gesundheit beeinträchtigt werden. Aus diesem Grund ist es wichtig bei der Auslegung des Ventilators den maximal möglichen Wirkungsgrad zu erreichen und den passenden Ventilator auszuwählen, um den A-bewerteten Schallleistungspegel so niedrig wie möglich zu halten. Nebst der Auslegung des Ventilators muss für die Reduktion des Schallleistungspegels auch die Regulierung des Ventilators berücksichtigt werden. Dieser soll möglichst bedarfsreguliert betrieben werden. Eine andere Auswirkung auf den Schall hat die Verschmutzung der Anlage beispielsweise durch den Filter. Je grösser die anfallende Verschmutzung ist, desto höher wird der Druckverlust. Diesen Druckverlust muss der Ventilator überwinden und erzeugt dadurch höhere Schallemissionen. Um dies zu verhindern, soll die Lüftungsanlage periodisch gewartet und gereinigt werden.

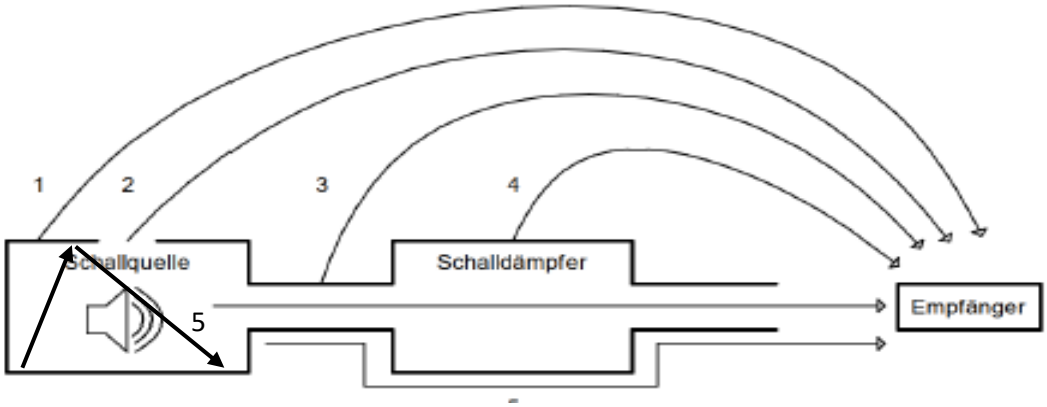


Abbildung 1: Arten der Schallausbreitung (Müller & Möser, 2017)

1. Schallabstrahlung vom Gehäuse des Monoblocs
2. Schallabstrahlung über Öffnungen
3. Schallabstrahlung von Lüftungsleitungen
4. Schallabstrahlung von Armaturen
5. Reflexion im Monobloc

4 Aufbau des Lüftungsgerätes und deren Gehäuse

Das vorliegende Lüftungsgerät mit dem Typ SKG 13 beinhaltet einen Radialventilator mit rückwärtsgekrümmten Schaufeln von der Firma ebm-papst. Der eingebaute Ventilator hat einen EC-Motor für die stufenlose Drehzahleinstellung mit einer Leistung von 4.45 kW. Für die Geräuschreduktion sind Schalldämpfer vor und nach dem Ventilator eingebaut. Alle technischen Angaben zum Monobloc befinden sich im Seven-Air-Datenblatt im Anhang. Alle diese erwähnten Komponenten befinden sich in den einzelnen Kuben. Die Kuben sind allseitig umschlossen mit Gehäusepaneelen. Diese dienen einerseits zum Schutz der Komponenten und anderseits zur Führung des Luftvolumenstroms.

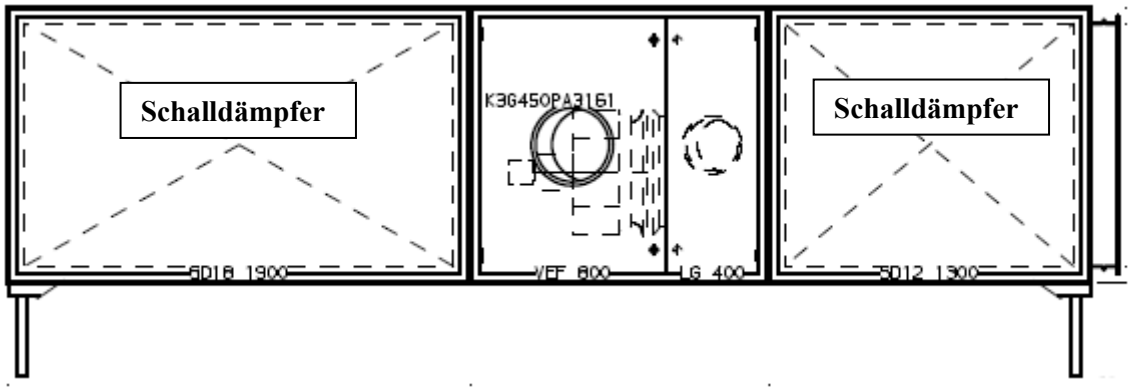


Abbildung 2:Schnitt Aufbau Monobloc (Seven-Air, 2021)

Das Gehäuse des Lüftungsgeräts ist mit verschiedenen Dämmungen ausführbar. Die möglichen Varianten sind PIR-Hartschaum, Glaswollmatten und Steinwollplatten. Das vorliegende Lüftungsgerät beinhaltet zum einen Gehäuse mit PIR-Hartschaum und zum anderen Glaswolle mit Antidröhnmatte. Der Aufbau des Gehäusepaneels besteht bei Seven-Air aus drei Schichten. Das Paneel ist aufgebaut, wie eine Sandwichplatte. Zwischen zwei Blechen ist ein PIR-Hartschaum 33/ 43 mm als thermischer Widerstand vorhanden. Der Hartschaum wird auch als Seven-PIR bezeichnet und hat eine Wärmeleitzahl λ von 0.021 W/(m*K). Das Innenblech ist 0.75 mm dick und besteht aus verzinktem Stahlblech. Das Aussenblech ist ebenfalls 0.75 mm dick und wird farbig pulverbeschichtet. Der Aufbau des Paneels hat eine geringe schalldämmende Wirkung. Das Einfügungsdämmmass der Paneele ist im Kapitel 5 ersichtlich. Alle Ausführungsmöglichkeiten sind in der unterstehenden Abbildung dargestellt. (Seven-Air, 2017).

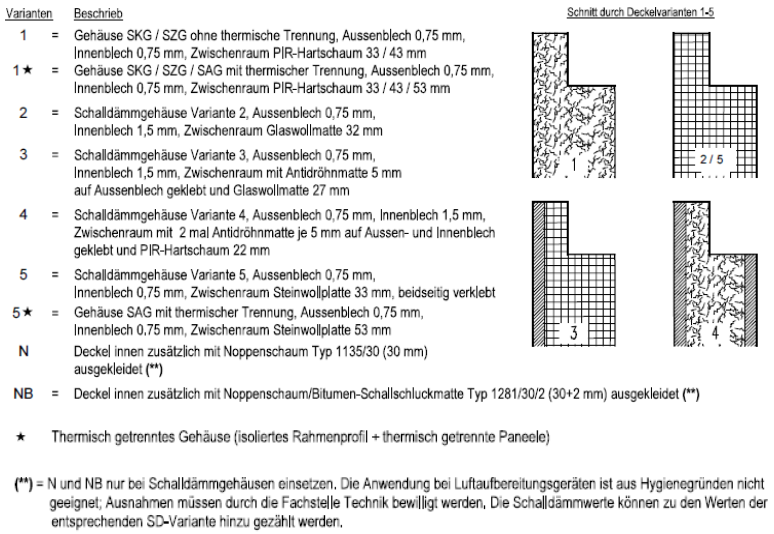


Abbildung 3: Ausführungsmöglichkeiten Paneele (Seven-Air, 2016)

5 Berechnungsverfahren nach Seven-Air

Als Grundlage für die Schallbeurteilung des Monoblocs werden die Angaben des Ventilatorenherstellers beigezogen. Die Firma ebm-papst macht akustische Messungen in einem reflexionsarmen Prüfraum mit schallhartem Boden. Der Prüfraum entspricht der Genauigkeitsklasse 1, jedoch werden die gemessenen Schalldruckpegel nach der Genauigkeitsklasse 2 bewertet. Der Ventilator befindet sich bei der Messung in einer schallharten Wand. Bei grösseren Baureihen wird der Schall saug- und druckseitig gemessen. Dabei werden gewisse Drehzahlen gemessen und die dazwischen liegenden Werte interpoliert. Die Schallangaben des Herstellers werden mit dem Einfügungsdämmmass der Gehäusepaneele korrigiert. In der untenstehenden Abbildung sind die Einfügungsdämmmasse der Typenreihe SKG dargestellt. Diese Werte sind gemäss Seven-Air ausschliesslich Richtwerte und keine Garantiewerte.

Einfügungsdämmmass D_e über Oktavband in dB Richtwerte (keine Garantiewerte)

Schalldämmwerte, gemessen nach EN 1886 / SIA 382.501, gültig für Gehäuse auf 7Air-Sockelrahmen H = 300mm. Bei Gehäuse auf Grundrahmen mit 20mm Moosgummistreifen umlaufend zwischen Boden und Grundrahmen erhöhen sich die Werte um 1 bis max. 2 dB

	SD-Variante	63 Hz★★	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1000 Hz	2000 Hz	4000 Hz	8000 Hz
SKG	1	3 - 5	8	13	15	13	14	35	38
	1★	4 - 6	10	16	16	17	15	37	44
	2	4 - 8	10	16	21	24	18	36	41
	3	5 - 10	14	24	34	39	43	48	49
	4	5 - 12	12	19	22	25	33	36	38
	5	2	7	13	14	15	27	36	44

★ Thermisch getrenntes Gehäuse (isoliertes Rahmenprofil + thermisch getrennte Paneele)

★★ Besonders bei tiefen Frequenzen unter 100 Hz ist der Einfluss dieser Randbedingungen sehr komplex, sodass eine Aussage über die im konkreten Fall zu erreichenden Schalldämmwerte äusserst schwierig ist. Die Verhältnisse können derart ungünstig liegen, dass mit der Kapselung sogar eine Schallpegelerhöhung resultiert.

Abbildung 4: Einfügungsdämmmass von unterschiedlichen Dämmvarianten (Seven-Air, 2016)

Nach Erfahrung des Monoblocherstellers müssen die Schallangaben des Ventilatorenherstellers zusätzlich korrigiert werden, da die Schallangaben der Ventilatoren nicht mit einem Gehäuse ermittelt werden und dadurch die Werte nicht der Praxis entsprechen. Die zusätzliche Korrektur des Schalls erfolgt über die Gehäusefläche S. Die Gehäusefläche S umfasst die Fläche des Ventilatorgehäuses und zusätzlich die Hälfte der Fläche der Schalldämpfergehäuse. Dies ist die schallrelevante Fläche. Dabei wird die Sockelhöhe mitberücksichtigt. In der Beispielberechnung beträgt die Fläche 13.44 m^2. Die Masse für die Flächenberechnung sind in der Abbildung 5 ersichtlich. Die Flächenkorrektur wird anhand der Formel 4 berechnet.

$$L_{Fläche,korr} = 10 * \log_{10}(S_{Gehäuse}) \ [dB]$$

$L_{Fläche,korr}$: Flächenkorrektur [dB]
$S_{Gehäuse}$: Fläche des schallrelevanten Gehäuses [m^2]

Formel 4: Flächenkorrektur (Seven-Air, 2000)

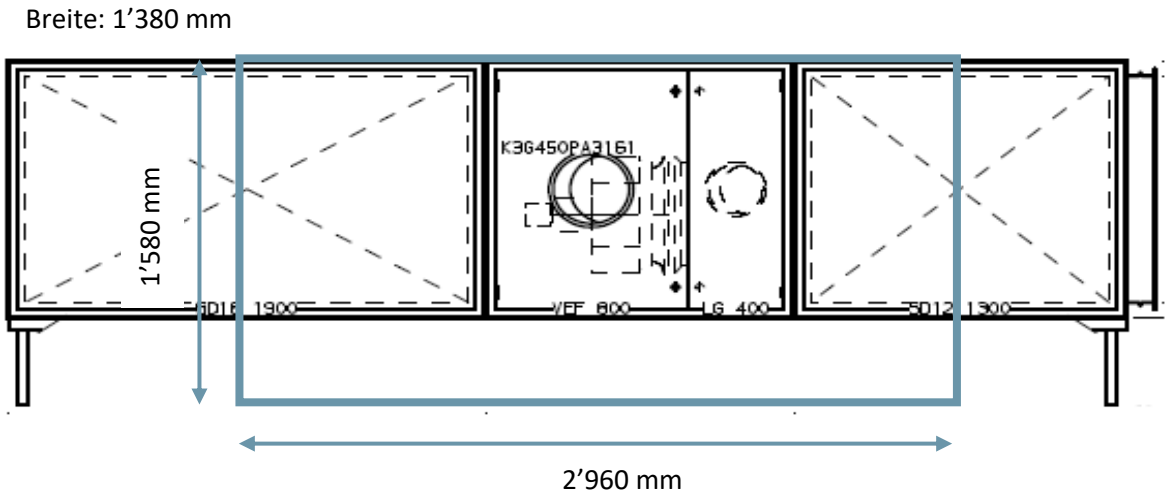


Abbildung 5: Abmessungen für die Flächenkorrektur (Seven-Air, 2021)

Die beschriebene Berechnungsmethode wird anhand eines Beispiels genauer erläutert. Das Beispiel bezieht sich auf einen Ventilator von ebm-papst bei einem Luftvolumenstrom von 8‘000 m^3/h und einem Gesamtdruck von 1‘050 Pa. Bei der Beispielberechnung wird nur die Druckseite betrachtet, da diese eine höhere Schallleistung aufweist. Jedoch werden beide Seiten nach der gleichen Methode berechnet. In der Abbildung 6 sind die Schallangaben des Ventilators Typ K3G450-PA31-61 druckseitig angegeben. Das detaillierte Datenblatt mit den technischen Angaben befindet sich im Anhang.

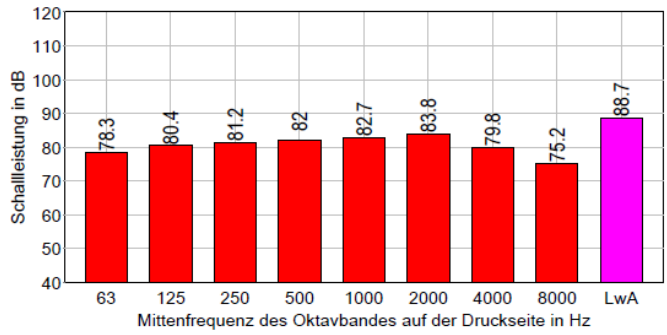


Abbildung 6: Schallleistungspegel Ventilator druckseitig (ebm-papst, 2021)

In der Auflistung werden die einzelnen Schritte erklärt.

- Die Schallleistungspegel werden in der Zeile 1 aufgelistet. Danach müssen diese durch einen A-Filter korrigiert werden. Die Korrekturwerte befinden sich in der Zeile 2. Die resultierenden, A-bewerteten Schallleistungspegel in Zeile 3, sind die Summen zwischen Zeile 1 und Zeile 2.
- In Zeile 4 wird das Einfügungsdämmmass der Paneele SD-Variante 1 aufgezeigt. Das Einfügungsdämmmass ist in der Abbildung 4 ersichtlich. Diese Angaben stammen von der Firma Seven-Air und sind durch Messungen in ihrem Werk ermittelt worden.
- In der Zeile 5 ist der resultierende Schallleistungspegel ohne Flächenkorrektur dargestellt. Der resultierende Schallleitungspegel wird durch die Summe zwischen den Zeilen 3 und 4 ermittelt.

- Die Zeile 6 zeigt die Flächenkorrektur auf. Der Flächenkorrekturfaktor wird gemäss der Formel 4 ermittelt.
- In der Zeile 7 sind die totalen Schallleistungspegel inklusive der Flächenkorrektur dargestellt. Die Zeile 7 ist die Summe zwischen den Zeilen 5 und 6.

Tabelle 1: Beispielberechnung

Zeile	Oktavband	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	Total	Einheit
1	Schallleistungspegel Ventilator	78.3	80.4	81.2	82	82.7	83.8	79.8	75.2	88.7	dB
2	A-Filter	-26.2	-16.1	-8.6	-3.2	0	1.2	1	-1.1	-	dB
3	A-Bewertet	52.1	64.3	72.6	78.8	82.7	85	80.8	74.1	89	dB(A)
4	Einfügedämm-Mass Paneele	-4	-8	-13	-15	-13	-14	-35	-38	-	dB
5	Totale Schallleistungspegel ohne Flächenkorrektur	48	56	59	64	70	71	46	36	**74**	dB(A)
6	Flächenkorrektur	+11	+11	+11	+11	+11	+11	+11	+11	-	dB
7	Totale Schallleistungspegel mit Flächenkorrektur	59.1	67.3	70.6	74.8	80.7	82	56.8	47.1	**85**	dB(A)

Es ist ersichtlich, dass durch die Flächenkorrektur realitätsnahe Schallleitungspegel angegeben werden sollen. Bei der Beispielberechnung beträgt der Gesamtschallleistungspegel mit Flächenkorrektur 85 dB(A). Ohne eine Flächenkorrektur beträgt der Gesamtschallleistungspegel 74 dB(A). Dies ist eine Differenz von 11 dB(A). Ob die berechneten Werte realitätsnah sind, wird im Kapitel 9.3 diskutiert.

6 Messverfahren

In der Akustik gibt es drei häufig verwendete Messmethoden. Die Methoden sind Hüllflächenmessverfahren, Intensitätsmessverfahren und Hallraummessverfahren. In dieser Bachelor-Thesis werden die akustischen Eigenschaften der Schallquelle anhand des Hüllflächenmessverfahren bewertet.

6.1 Hüllflächenmessverfahren Grundlagen

Die Vorgaben zur Messmethode des Hüllflächenmessverfahrens sind in den Normen EN ISO 3743 bis EN ISO 3747 für die verschiedenen Genauigkeitsklassen festgehalten. Der Zweck der Messmethode ist, den Schalldruckpegel auf einer die Geräuschquelle einhüllenden Messfläche zu messen. Zusätzlich dient sie dazu, den Schallleistungspegel der Quelle zu berechnen. Die Messmethode kann in geschlossenen Räumen sowie im Freien durchgeführt werden. Für das Hüllflächenmessverfahren bestehen drei Genauigkeitsklassen, wobei für den Industriellenbereich die Genauigkeitsklassen 2 und 3 von Bedeutung sind. Die Genauigkeitsklasse 1 befasst sich mit Messungen in reflexionsarmen Räumen. In dieser Bachelor-Thesis wird die Messgenauigkeitsklasse 2 angewendet, da die Anforderungen der Genauigkeitsklasse 1 nach der Norm EN ISO 3745 nicht alle erfüllt werden. Die Genauigkeitsklasse 2 gilt für Expertisen von Geräten. In der nachfolgenden Tabelle sind die Randbedingungen zu den verschiedenen Genauigkeitsklassen aufgeführt (Lips, 2015).

Tabelle 2: Übersicht Genauigkeitsklassen (Lips, 2015)

	Genauigkeitsklasse 1	**Genauigkeitsklasse 2**	**Genauigkeitsklasse 3**
Klassierung der Methode	Ausmessen von Maschinen	Expertise	Kontrollmessung
Messumgebung	Reflexionsarmer Prüfraum	Im Freien oder in Räumen	
Kriterium für Eignung der Messumgebung	-	$K_2 \leq 2$ dB	$K_2 \leq 7$ dB
Volumen der Schallquelle	Keine Beschränkung; eingeschränkt nur durch die verfügbare Messumgebung		
Geräusche Art	Alle Arten (breitbandig, schmalbandig, tonal, stationär, nicht stationär, impulshaltig)		
Begrenzung des Fremdgeräusches	$\Delta L \geq 6$ dB	$\Delta L \geq 6$ dB	$\Delta L \geq 3$ dB
Anzahl der Messpunkte	Abhängig von den Messgrössen	≥ 9	≥ 4
Präzision des Verfahrens (Vergleichsstandardabweichung)	$s_R \leq 0.5$ dB	$s_R \leq 1.5$ dB	$s_R \leq 3$ dB bei deutlich hörbaren Einzeltönen: $s_R \leq 4$ dB

6.2 Kriterien des Messaufbaus

Bei Hüllflächenmessverfahren muss die Form und Grösse der Messfläche definiert werden. Es gibt zwei Arten von Messflächen. Zum einen die Halbkugelfläche, zum andern eine quadratische Fläche. Auf dieser Messfläche werden die Mikrofone disponiert. Um die Messfläche zu definieren, muss als erstes der Bezugsquader definiert werden. Dieses ist der kleinste Quader, der die Schallquelle umhüllt. Die Messfläche wird anschliessend mit dem Messabstand d definiert, welcher der Abstand zwischen dem Bezugsquader und der quaderförmigen Messfläche ist (Lips, 2015). In der Abbildung 7 ist dies grafisch dargestellt. Für jede Messung müssen mindestens drei Mikrofonpositionen verwendet werden. Dabei darf kein Mikrofon näher als 0.5 m bei einer umschliessenden Fläche liegen und die Bezugsrichtung der Mikrofone soll senkrecht auf die Messfläche zeigen (EN ISO 3744, 2011).

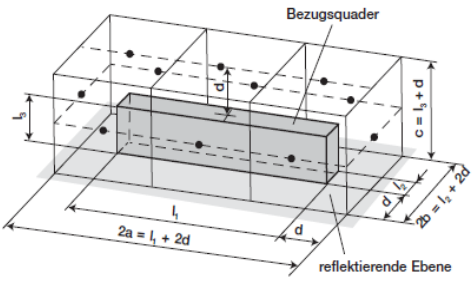


Abbildung 7: Ansicht Hüllflächenmessmethodik (Lips, 2015)

6.3 Durchführung der Messung

Während der Messung muss der Schalldruckpegel mindestens während 30 s gemessen werden. Dabei werden die Schallquelle und die Fremdgeräusche gemessen. Anhand der Messwerte kann anschliessend der gemittelte Schalldruckpegel berechnet werden. Wenn bei einer normgerechten Messung die Differenz des Schalldruckpegels der Schallquelle mindestens 15 dB über dem Hintergrund- oder Fremdgeräusch liegt, beträgt der Korrekturfaktor $K_1 = 0$. Ist die Differenz der Fremdgeräusche und Schallpegel der Schallquelle zwischen 6 und 10 dB muss das Messergebnis mit Hilfe der nachfolgenden Formel korrigiert werden (EN ISO 3744, 2011).

$$K_1 = 10 \log_{10}\left[1 - 10^{-0.1 * \Delta L_{pi}}\right] [dB]$$

ΔL_{pi}: Differenz zwischen dem Schalldruckpegel und der Fremdgeräusche [dB]

Formel 5: Korrekturfaktor Fremdgeräusch (EN ISO 3744, 2011)

Zusätzlich zu den Fremdgeräuschen ist auch die Korrektur der Messumgebung zu berücksichtigen. Dabei spielen die Nachhallzeit und das Raumvolumen eine grosse Rolle. Mit diesen beiden Angaben kann die Absorptionsfläche berechnet werden und mit diesem wiederum der Korrekturfaktor für die Messumgebung (Lips, 2015). Anhand der nachfolgenden Formel wird der Korrekturfaktor K_2 berechnet.

$$K_2 = 10 \log_{10}\left[1 + 4 * \left(\frac{S}{A}\right)\right] [dB]$$

K_2: Korrekturfaktor Messumgebung [dB]
S: Messoberfläche [m^2]
A: Schallschluckvermögen [m^2]

Formel 6: Korrekturfaktor Messumgebung (EN ISO 3744, 2011)

Der Messflächenschalldruckpegel ergibt sich durch die Subtraktion der Korrekturfaktoren vom gemitteltem Schalldruckpegel aus der Messung.

$$\bar{L}_{pkorr} = \bar{L}_{pi} - K_1 - K_2 \ [dB]$$

$\bar{L}_{pi}$: Messflächenschalldruckpegel [dB]
K_1: Korrekturfaktor Fremdgeräusche [dB]
K_2: Korrekturfaktor Messumgebung [dB]

Formel 7: Korrigierter Schalldruckpegel (EN ISO 3744, 2011)

Der korrigierte Schalldruckpegel wird mit der nachfolgenden Formel in den Schallleistungspegel umgerechnet.

$$L_W = \bar{L}_{pkorr} + 10 * \log_{10}\left(\frac{S}{S_0}\right) [dB]$$

$\bar{L}_{pkorr}$: Messflächenschalldruckpegel korrigiert [dB]
S: Inhalt der Messfläche [m^2]
S_0: Bezugsfläche 1 m^2 [m^2]

Formel 8:Schallleistungspegel (EN ISO 3744, 2011)

Der ermittelte Schallleistungspegel muss mit der Norm und den technischen Datenblätter des Herstellers verglichen werden.

6.4 Schallausbreitung in geschlossenen Räumen

Für die Messungen im Inneren des Monoblocs sind für die Beurteilung des Schallleistungspegels keine bestimmten Messmethoden vorhanden, da das Raumvolumen nicht die entsprechenden Kriterien erfüllt. Zum einen ist das Raumvolumen zu klein, zum anderen ist der Raum gegen den Schalldämpfer offen. Als Ansatz wird die Beurteilung des Schallleistungspegels durch das Verfahren «Schallausbreitung in geschlossenen Räumen» verwendet. Um die Plausibilität der Messungen zu prüfen, werden mit der Referenzschallquelle Messungen durchgeführt und die Resultate mit dem Datenblatt verglichen. Bei der Ermittlung des Schallleistungspegels muss die Ausbreitung des Schalls im Monobloc berücksichtigt werden. Der erzeugte Schallleistungspegel verteilt sich in unterschiedliche Komponenten. Ein Teil des Schallleistungspegels geht durch den Schalldämpfer, ein anderer Teil wird von der Wand reflektiert und der Rest nach Aussen abgestrahlt. Deshalb wirkt zum einen der direkte Schall, zum anderen der indirekte Schall. Da der Raum so klein ist, wird der indirekte Schall dominieren. Die nachfolgende Formel berücksichtigt die Absorptionsfläche und die Anordnung der Schallquelle im Raum. Aufgrund dieser Kriterien und den gemessenen Schalldruckpegel, kann der Schallleistungspegel bestimmt werden. (Odermatt, 2020).

Abbildung 8: Schallausbreitung in geschlossenen Räumen (Odermatt, 2020)

$$L_W = L_P - 10 \cdot lg\left(\frac{Q}{4 \cdot \pi \cdot d^2} + \frac{4}{A}\right)$$

direkter Schallanteil | indirekter Schallanteil

L_W	Schallleistungspegel der Schallquelle [dB]
L_P	Schalldruckpegel am Messpunkt [dB]
Q	Richtungsfaktor [-]
d	Abstand zwischen Schallquelle und dem Messpunkt [m]
A	Äquivalente Schallabsorptionsfläche [m^2]

Formel 9: Schallleistung in geschlossenen Räumen (Odermatt, 2020)

Die dazu nötige äquivalente Schallabsorptionsfläche A wird über die Nachhallzeit nach der nachfolgenden Gleichung berechnet.

$$A = \frac{0.163 \cdot V}{T} [m^2]$$

V	Raumvolumen [m^3]
T	Nachhallzeit [s]

Formel 10: Äquivalente Schallabsorptionsfläche (Odermatt, 2020)

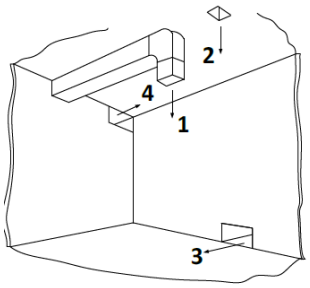


Abbildung 9: Lage der Schallquelle (Odermatt, 2020)

Tabelle 3: Richtfaktor Q nach Lage der Schallquelle (Odermatt, 2020)

Lage des Luftdurchlasses	Abstrahlung	Q
1 Mitten im Raum 1	kugelförmig	1
2 In der Mitte einer Fläche (Decke, Wand, Boden)	halbkugelförmig	2
3 In einer Raumkante 3	viertelkugelförmig	4
4 In einer Raumecke	achtelkugelförmig	8

6.5 Messkomponenten

In diesem Unterkapitel werden die verwendeten Messkomponenten beschrieben und deren Einsatzzweck aufgezeigt. Die akustischen Messungen der Nachhallzeit werden mit einem Mikrofon nor140 von der Firma Norsonic durchgeführt. Das Mikrofon nor140 misst diejenige Zeit, in der ein Schalldruckpegel vom Schallereignis aus um 60 dB sinkt. Die Schalldruckpegel des Hüllflächenmessverfahrens werden mittels ½“ und 1“ Mikrofonen gemessen.

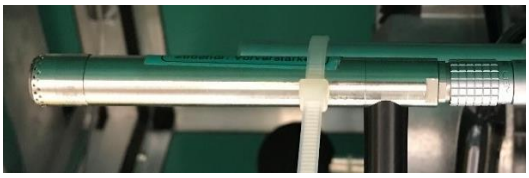
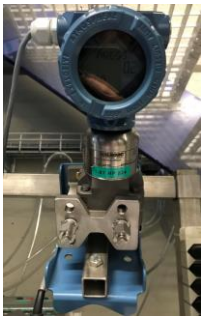
Der Volumenstrom soll mittels eines Staugitters ermittelt werden. Dabei misst man den Staudruck und den statischen Druck. Die Differenz der Drücke ist der dynamische Druck, aus dem man die Strömungsgeschwindigkeit und damit den Volumenstrom berechnen kann. Als Kontrolle für die Ermittlung des Luftvolumenstroms wird der Wirkdruck am Ventilator mit einem Druckmessgerät von der Firma Endress + Hauser ermittelt. Der statische Druck im Ventilatorgehäuse wird auf der Druck- und Saugseite mit einem Druckmessgerät von der Firma Rosemount gemessen.

Zur Kontrolle der verschiedenen Betriebspunkte soll auch die elektrische Leistungsaufnahme des Ventilators eruiert werden. Dafür wird ein Power Analyser 106A von Infratek benutzt.

Um die Eigenschaften der Luft im Messaufbau zu bestimmen, werden die Lufttemperatur und die relative Luftfeuchtigkeit gemessen. Alle erwähnten Messgeräte sind in der nachfolgenden Tabelle aufgelistet.

Tabelle 4: Auflistung Messkomponenten

Bezeichnung	Messkomponente	Zweck der Messung
nor140 von der Firma Norsonic	*Abbildung 10: Handpegelmessgerät (Norsonic, 2008)*	Messung der Nachhallzeit
1“ Mikrofon 26HF von der Firma G.R.A.S.	*Abbildung 11: 1" Mikrofon*	Messung des Schalldruckpegels

Bezeichnung	Messkomponente	Zweck der Messung
½“ Mikrofon 1201/19084 von der Firma Norsonic	 *Abbildung 12:½“ Mikrofon*	Messung des Schall-druckpegels
Messkreuz VME von der Firma Trox Hesco	*Abbildung 13: Messkreuz (Trox Hesco, 2017)*	Messung des Staudrucks
Druckmessgerät 300S1BAD1M5 von der Firma Rosemount	 *Abbildung 14: Druckmessgerät 300S1BAD1M5*	Messung des statischen Drucks im Ventilatorge-häuse und Messung des Luftdrucks
Druckmessgerät PMD230-KB1B1EA1A von der Firma Endress + Hauser	*Abbildung 15: Druckmessgerät PMD230-KB1B1EA1A*	Messung des Wirkdrucks am Ventilator

Bezeichnung	Messkomponente	Zweck der Messung
Klappenantrieb NM24A-MP von der Firma Belimo	*Abbildung 16: Potentiometer und Klappenmotor*	Verstellung der Jalousie-klappe und Messung des Ausgangsspannung der Motorenklappe
Power Analyser 106A von der Firma Infratek	*Abbildung 17: Power Analyser (Neukom, 2007)*	Messung der elektrischen Leistungsaufnahme
Drehzahlmessgerät Mo-viport C 118 von der Firma Braun GmbH	*Abbildung 18: Drehzahlmessgerät*	Messung der Ventilator-endrehzahl

6.6 Messunsicherheiten und Messsystem

Bei jeder Messung treten durch unterschiedliche Faktoren Messunsicherheiten auf, welche bei der Auswertung berücksichtigt werden müssen. Zum Beispiel spielt die Länge der Messtrecke eine bedeutende Rolle. Je kürzer diese ist, desto genauere Messergebnisse sind zu erwarten. Zudem ist es wichtig, geeignete und kalibrierte Messgeräte einzusetzen, um die Messunsicherheiten zu minimieren. Aus diesem Grund werden vor jeder Messung alle Mikrofone neu kalibriert. Schlussendlich ist die grösste Messunsicherheit der Faktor Mensch. Dieser muss die Messungen korrekt durchführen und die Messresultate richtig interpretieren. Hier kann die Erfahrung des Menschen die Messunsicherheit minimieren. Bei allen anderen Gerätschaften sind die Messunsicherheiten vom Hersteller angegeben. Nach jeder Messung sollen die Messwerte ausgewertet werden, um Fehler bei Folgemessungen zu verhindern. Gemäss der Norm EN ISO 3744 (2011, S.36) wird die Standartabweichung als Bewertungskriterium angegeben. Der obere Grenzwert der Standartabweichung beträgt 1.5 dB. In der untenstehenden Abbildung sind die verschiedenen Komponenten und Einflussfaktoren einer Messung grafisch dargestellt.

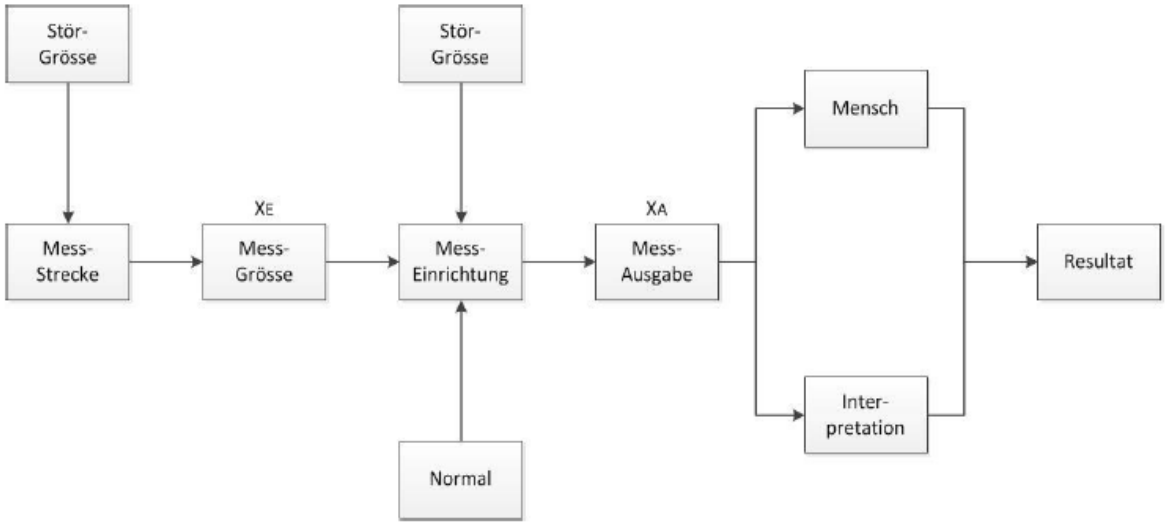


Abbildung 19: Komponenten und Einflussfaktoren einer Messung (Odermatt, 2020)

7 Prüfkonzept

In diesem Kapitel werden die zu untersuchenden Messungen beschrieben und dargestellt. Zudem werden die Ziele jeder Messung genau erklärt.

7.1 Nachhallzeit

Die Nachhallzeit soll an mehreren Positionen im Messraum gemessen werden, um eine Aussage über die Raumakustik zu machen. Diese Messungen fliessen auch in die Hüllflächenmessmethode mit ein. Mit der Nachhallzeit kann die Absorptionsfläche und der Absorptionsgrad bestimmt werden. Dadurch kann eine Aussage über die Eigenschaft der umschliessenden Flächen getroffen werden.

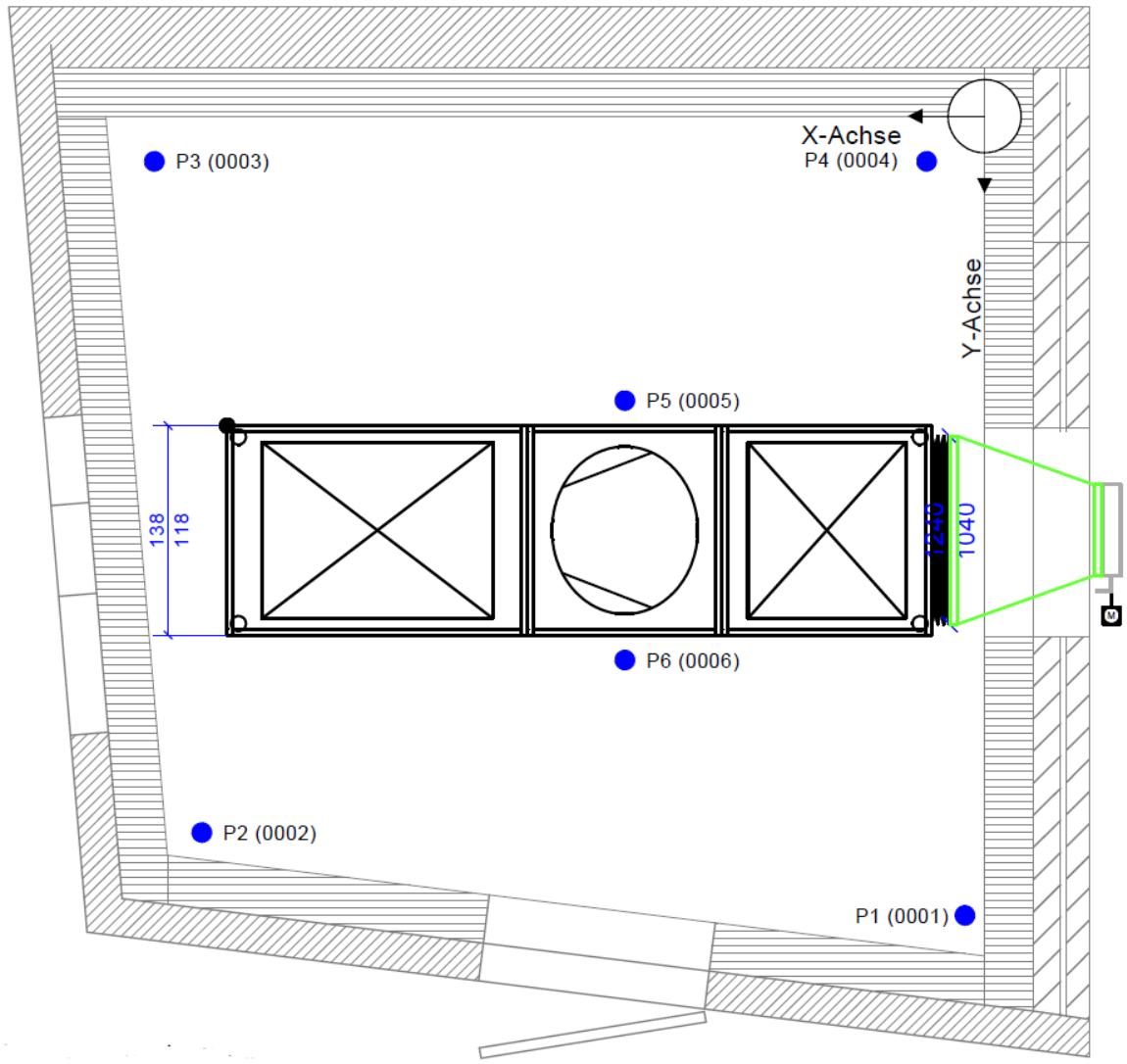


Abbildung 20: Messaufbau Nachhallzeit

7.2 Einfügungsdämmmass

Um das Einfügungsdämmmass der Gehäusepaneele zu bestimmen, soll zuerst mit der Normschallquelle der Schallleistungspegel mit und ohne Paneel bestimmt werden. Die Differenz dieser beiden Messungen ist das Einfügungsdämmmass. Diese Messung soll auch mit dem Ventilator bei den verschiedenen Betriebspunkten durchgeführt werden. Die gemessenen Einfügungsdämmmasse können mit dem Datenblatt von Seven-Air verglichen werden, um diese Werte zu kontrollieren und Abweichung festzustellen. Da das Einfügungsdämmmass auf verschiedene Arten gemessen wird, können die Messungen auf ihre Plausibilität überprüft werden.

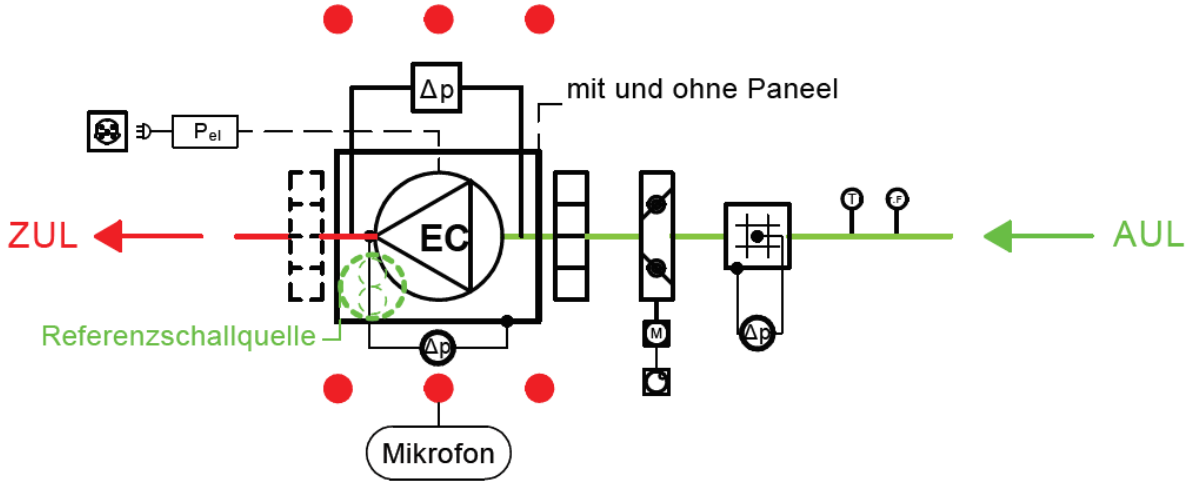


Abbildung 21:Prüfkonzept Einfügungsdämmmass

7.3 Nachhallzeit und Schallleistungspegel im Innern des Monoblocs

Damit der Schallleistungspegel im Innern des Monoblocs bestimmt werden kann, muss als erstes eine Nachhallzeit gemessen werden. Durch die Nachhallzeit soll die Raumakustik im Kubus bestimmt werden und für die Berechnung des Schallleistungspegels nach dem Prinzip «Schallausbreitung in geschlossenen Räumen» verwendet werden. Um eine plausible Nachhallzeit über das ganze Volumen zu messen, müssen verschiedene Positionen betrachtet werden. Die Messungen im Innern sollen aufzeigen, wie viel die Reflexion den Schallleistungspegel verstärkt und ob die Daten vergleichbar sind mit den Daten von ebm-papst. Dazu wird einmal mit und ohne Paneel gemessen.

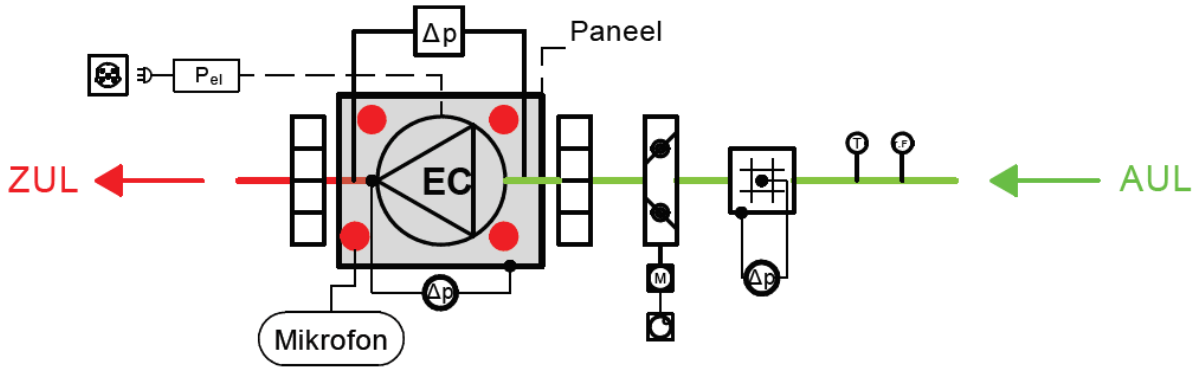


Abbildung 22: Prüfkonzept Nachhallzeit und Schallleistungspegel im Innern des Monoblocs

7.4 Hüllflächenmessverfahren

Mit dem Hüllflächenmessverfahren sollen die abgestrahlten Schallleistungspegel des Monoblocs gemessen werden. Diese Messresultate sollen mit der Berechnungsmethode von Seven-Air verglichen und allfällige Differenzen aufgezeigt werden. Auf der Basis dieser Messungen soll eine Berechnungsmethode für die praktische Anwendung abgeleitet werden.

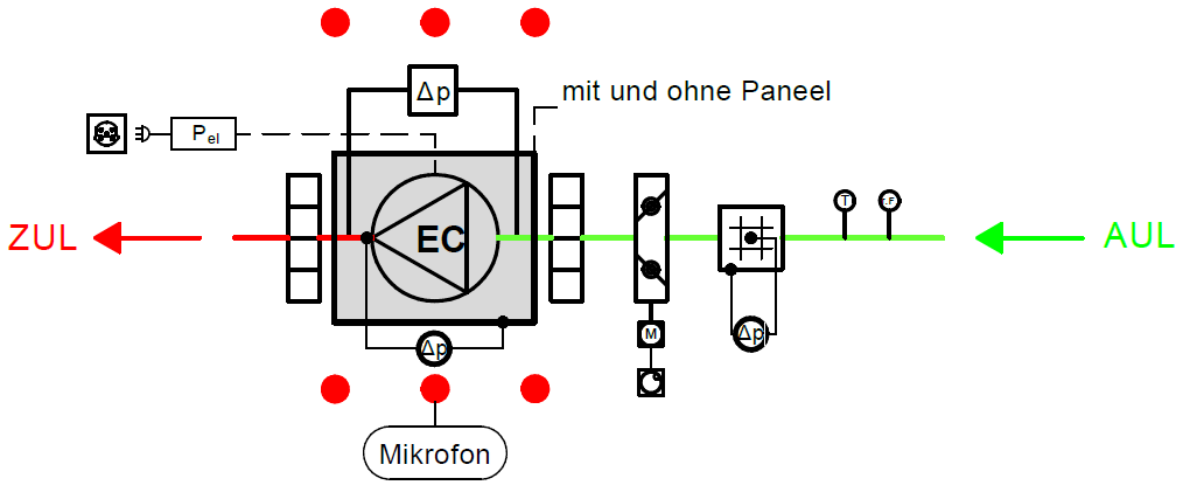


Abbildung 23: Prüfkonzept Hüllflächenmessung

8 Messaufbau

In diesem Kapitel werden der Aufbau und die Positionen der Messkomponenten beschrieben. Ebenfalls sind die Mikrofonpositionen genau deklariert. Die Position des Monoblocs wird dabei über alle Messungen hinweg nicht verändert. Die genauen technischen Unterlagen und Detailskizzen zum Monobloc befinden sich im Anhang.

8.1 Messaufbau Hüllflächenmessung

Der Monobloc mit dem Ventilatorteil und den Schalldämpfern befindet sich im reflexionsarmen Raum der Hochschule Luzern, wo die akustischen Messungen vorgenommen werden. Der Ventilator befördert Luft vom Hallraum in den reflexionsarmen Raum. Dort kann diese an der Decke entweichen. Im Hallraum befindet sich auch das Messkreuz und die verstellbare Klappe. Mit dem Messkreuz kann der Volumenstrom bestimmt werden und die Klappe dient dazu, die verschiedenen Messpunkte durch die Änderung des Druckverlustes mittels eines Potentiometers einzustellen. Ebenfalls werden die Lufttemperatur und die relative Feuchte im Hallraum gemessen. Die Klappe ist direkt an der Abtrennung zum reflexionsarmen Raum befestigt. Darauf folgt ein Konus, welcher den Übergang zum Monobloc gewährleistet. Bei der Kube, welche den Ventilator beinhaltet, sind zwei Messstutzen vorhanden. Mit diesen wird der Wirkdruck des Ventilators bestimmt. In der Kube selbst befinden sich weitere Messstutzen, mit denen man den statischen Druck des Ventilators ermitteln kann. Die unterschiedlichen Drehzahlen des Ventilators werden über ein EC-Control-Programm vom Notebook angesteuert. Die Kommunikation zwischen dem Notebook und dem EC-Ventilator erfolgt über einen Modbus Anschluss. Die Mikrofone befinden sich vor, über und hinter dem Monobloc, wobei diese senkrecht zur Messfläche ausgerichtet sind. Zusätzlich wird für die Überprüfung der Betriebspunkte die elektrische Leistung gemessen. Die genauen Mikrofon- und Komponentenpositionen sind den nachfolgenden Abbildungen zu entnehmen.

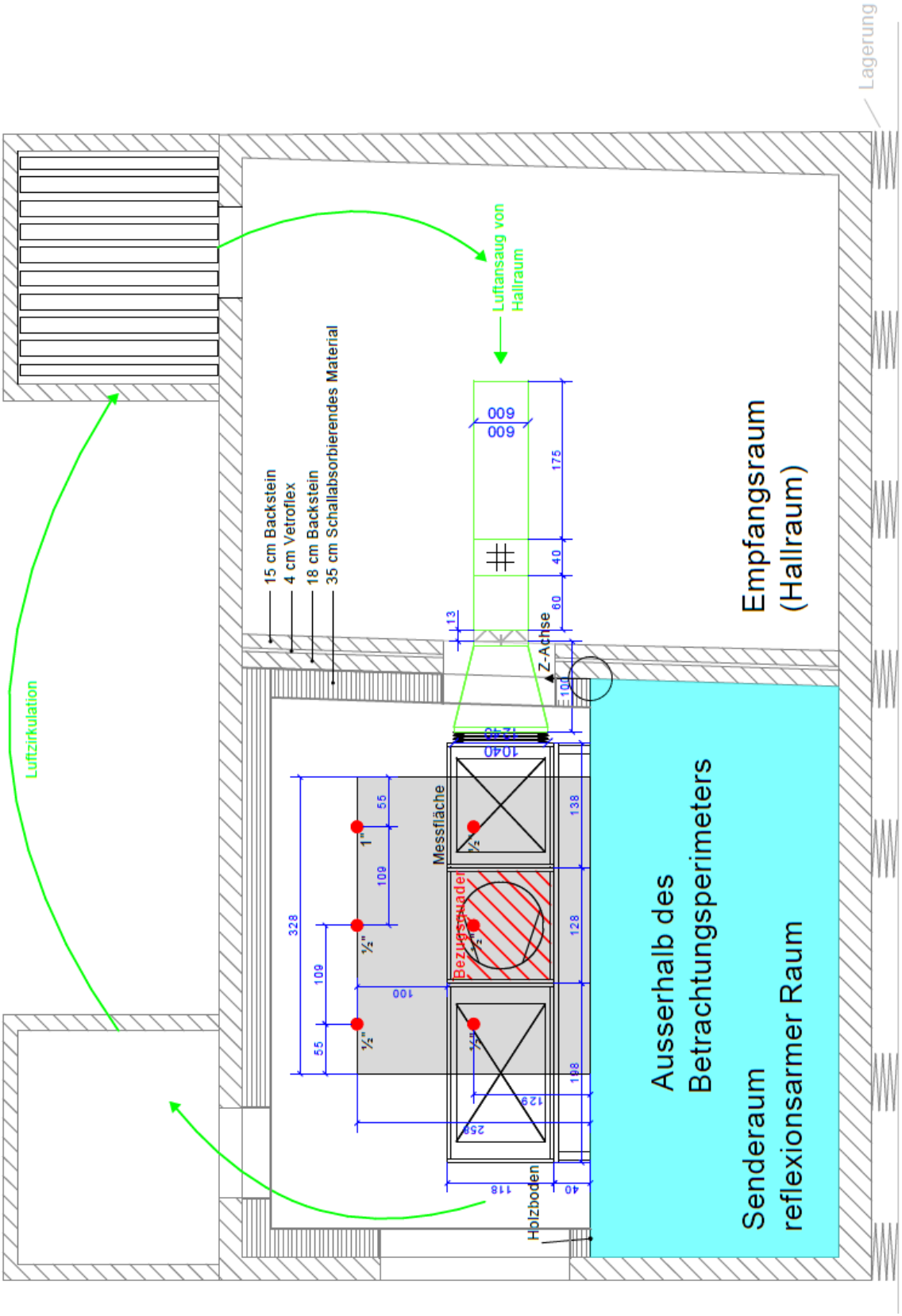


Abbildung 24: Messaufbau Hüllflächenmessung im Schnitt

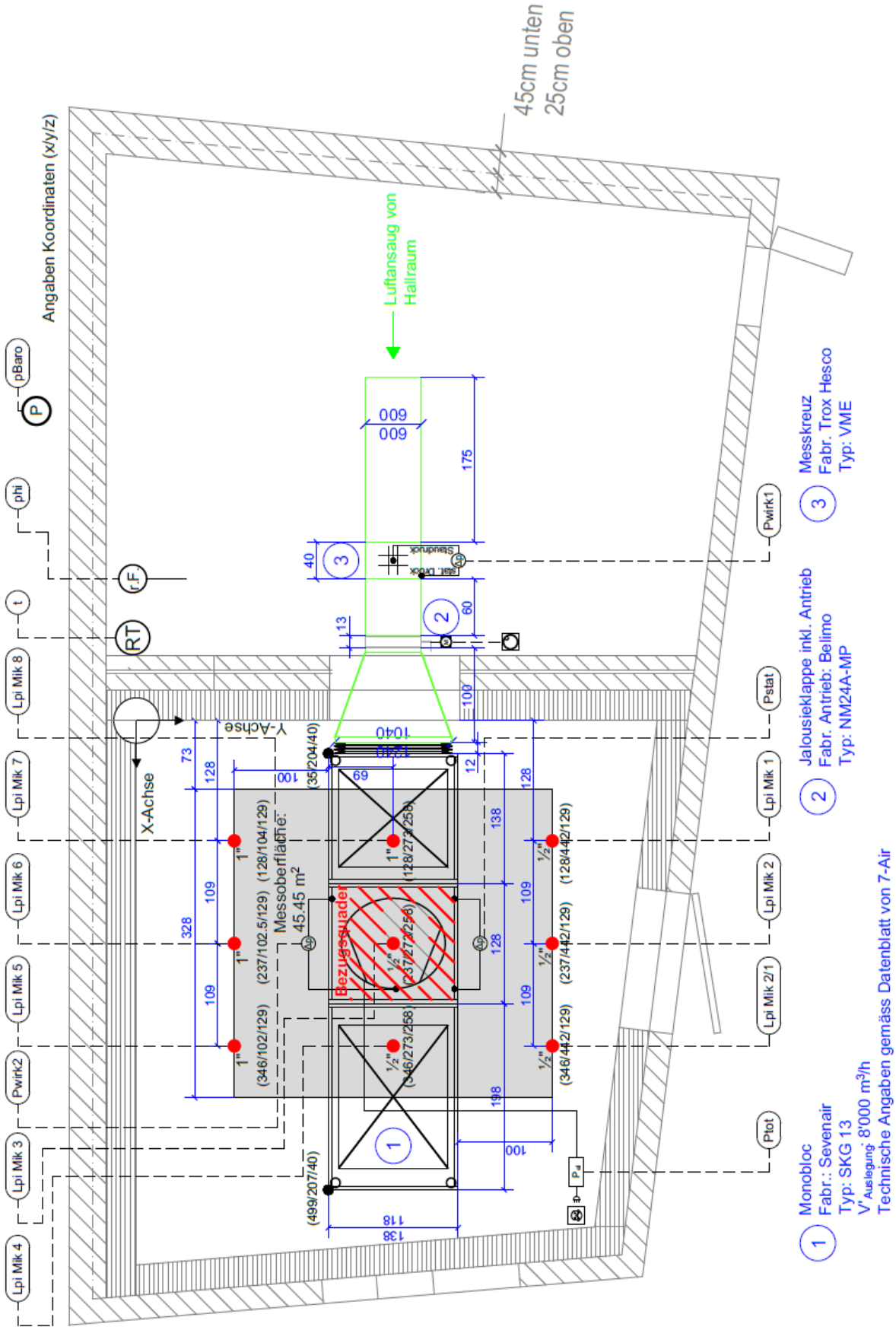


Abbildung 25: Messaufbau Hüllflächenmessung im Grundriss

Die nachfolgenden Bilder zeigen die Aufbausituation im reflexionsarmen Raum. Zudem sind die Mikrofone und die Verkabelung der Messkomponenten ersichtlich. Um die Mikrofone auf der gewünschten Höhe zu platzieren, werden Mikrofonständer eingesetzt. Die Mikrofone über dem Monobloc wurden mittels Kabelbinder an der Decke befestigt. Alle Kabel sind so befestigt, dass diese beim Betrieb des Ventilators keine Schwingungen entwickeln können.

Abbildung 26: Messaufbau im Schnitt

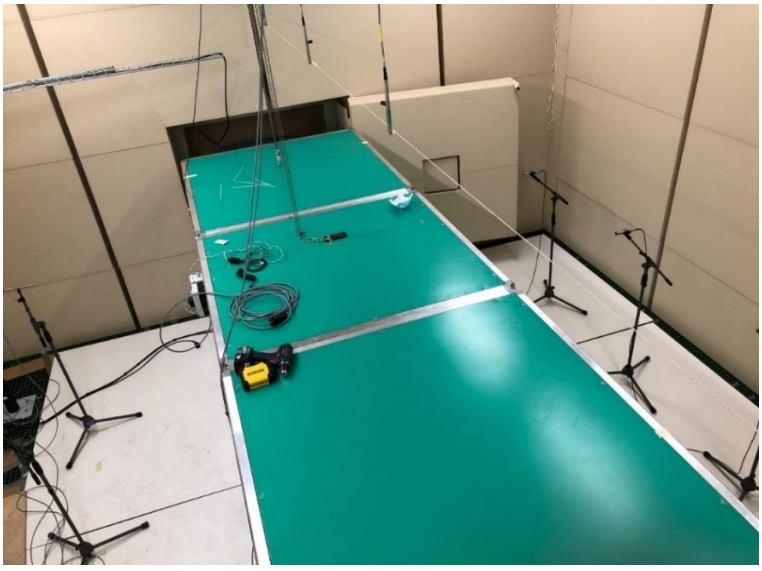


Abbildung 27: Messaufbau im Grundriss

Eingangsdatum: 2021-03-17

Datum der Prüfung: 2021-03-17-26.04.2021

Die Prüfung erfolgt in Anlehnung an die Norm EN ISO 3744

8.2 Messaufbau Monobloc innen

Alle Messkomponenten und Apparate sind gleich wie beim Hüllflächenmessverfahren aufgestellt. Die einzigen Änderungen sind die Positionen der Mikrofone, welche im Inneren des Monoblocs aufgestellt werden. Es sind vier Mikrofonpositionen für die Messung vorgesehen. Es befinden sich jeweils eines links und rechts vom Ventilator und eines in der Mitte beim Übergang zum Schalldämpfer. Das vierte in der Nähe der Trennfläche zur Saugseite des Ventilators kann nicht berücksichtigt werden, da dieses zu hohe Eigenfrequenzen aufweist. In den unterstehenden Abbildungen werden die drei berücksichtigten Mikrofonpositionen abgebildet.

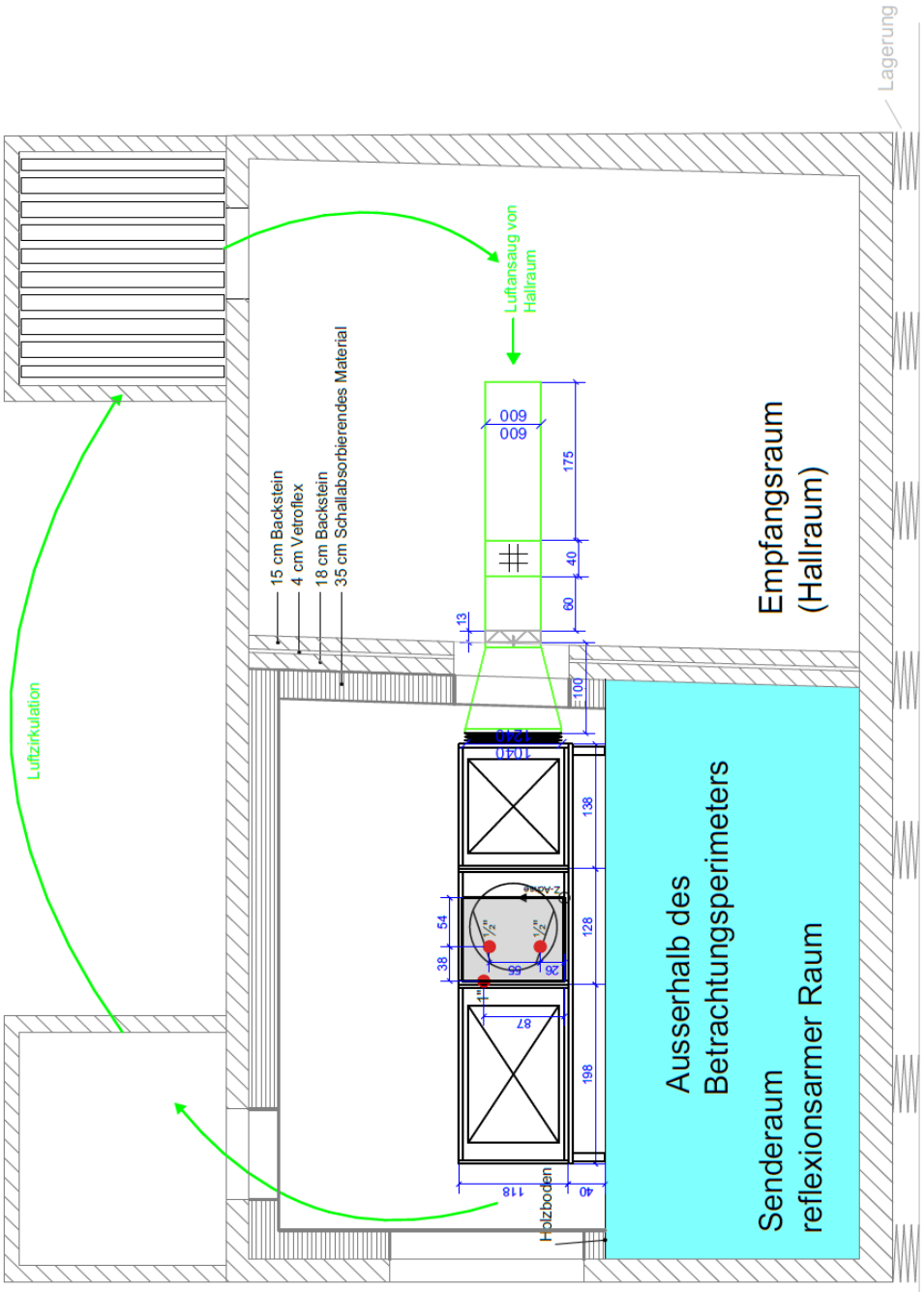


Abbildung 28: Messaufbau Monobloc innen im Schnitt

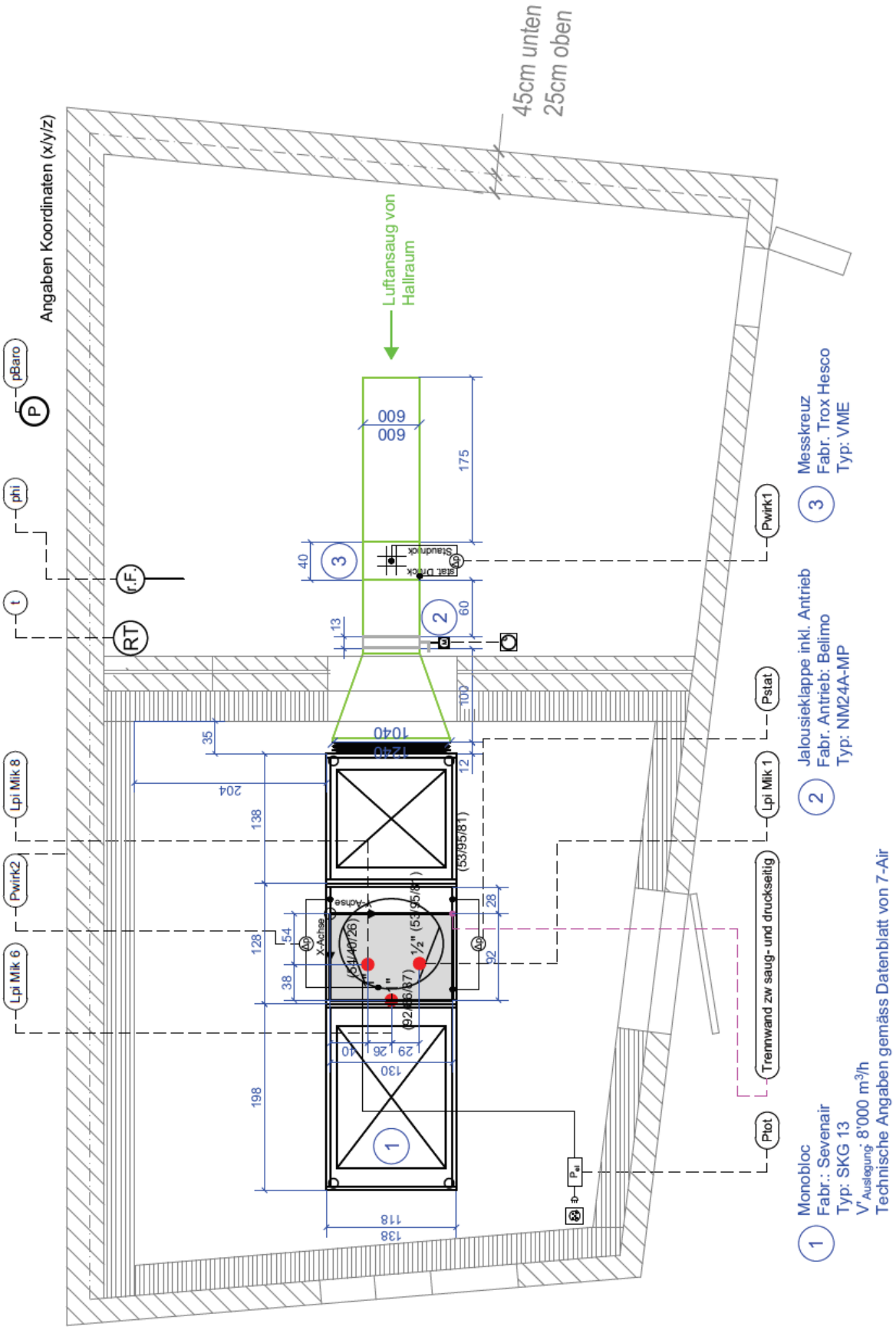


Abbildung 29: Messaufbau Monobloc innen im Grundriss

Die nachfolgenden beiden Abbildungen zeigen die Aufbausituation im Innern des Monoblocs. Auch ersichtlich ist das Mikrofon, welches nicht berücksichtigt wird. In der Abbildung 31 ist zusätzlich die Messung der Nachhallzeit im Innern des Monoblocs zu sehen. Hierbei wird an mehreren Orten im Monoblocs ein Ballon zum Platzen gebracht.

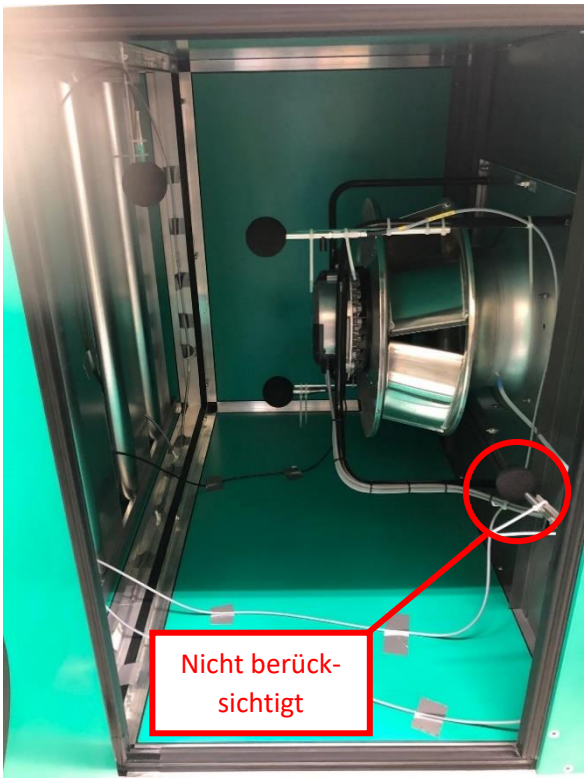


Abbildung 30: Messung im Innern des Monoblocs

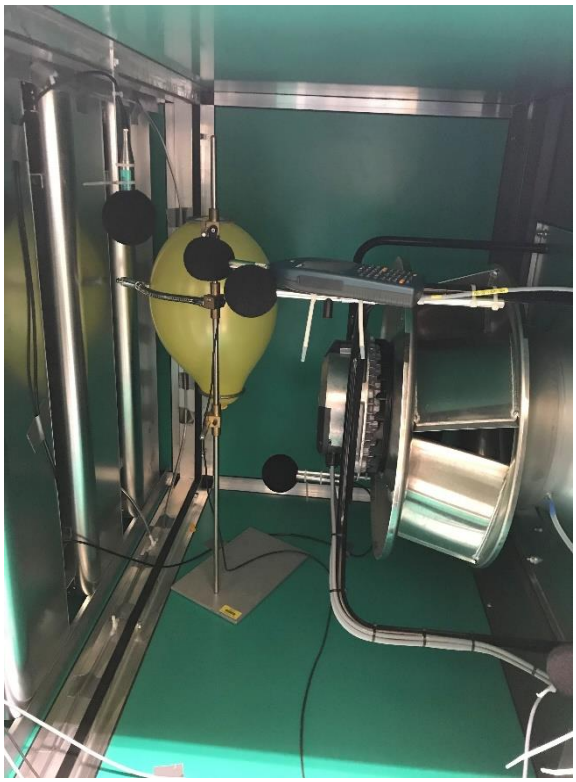


Abbildung 31: Messung Nachhallzeit im Innern des Monoblocs

Eingangsdatum:	2021-03-17
Datum der Prüfung:	2021-03-17-26.04.2021

9 Diskussion der Messresultate

Im Kapitel 9 werden die Messresultate aufgeführt und die wichtigsten Erkenntnisse diskutiert. Es werden die Messresultate zur Hüllflächenmessmethode, zum Einfügungsdämmmass und zu den Messungen im Inneren des Monoblocs dargestellt. Die Messungen wurden jeweils an drei unterschiedlichen Drehzahlen und an drei verschiedenen Anlagekennlinien durchgeführt. Die erste Drehzahl ist die Auslegedrehzahl bei 2‘237 U/min. Die zweite Drehzahl befindet sich bei 1‘605 U/min und entspricht 70 % der Auslegedrehzahl. Zum Schluss beträgt die dritte Drehzahl 1‘102 U/min und entspricht 50 % der Auslegedrehzahl. Die Drehzahlen wurden mit dem Programm EC-Control eingestellt und mit einem Handmessgerät Moviport C 118 von der Firma Braun GmbH überprüft. Nachfolgend sind die Betriebspunkte grafisch dargestellt.

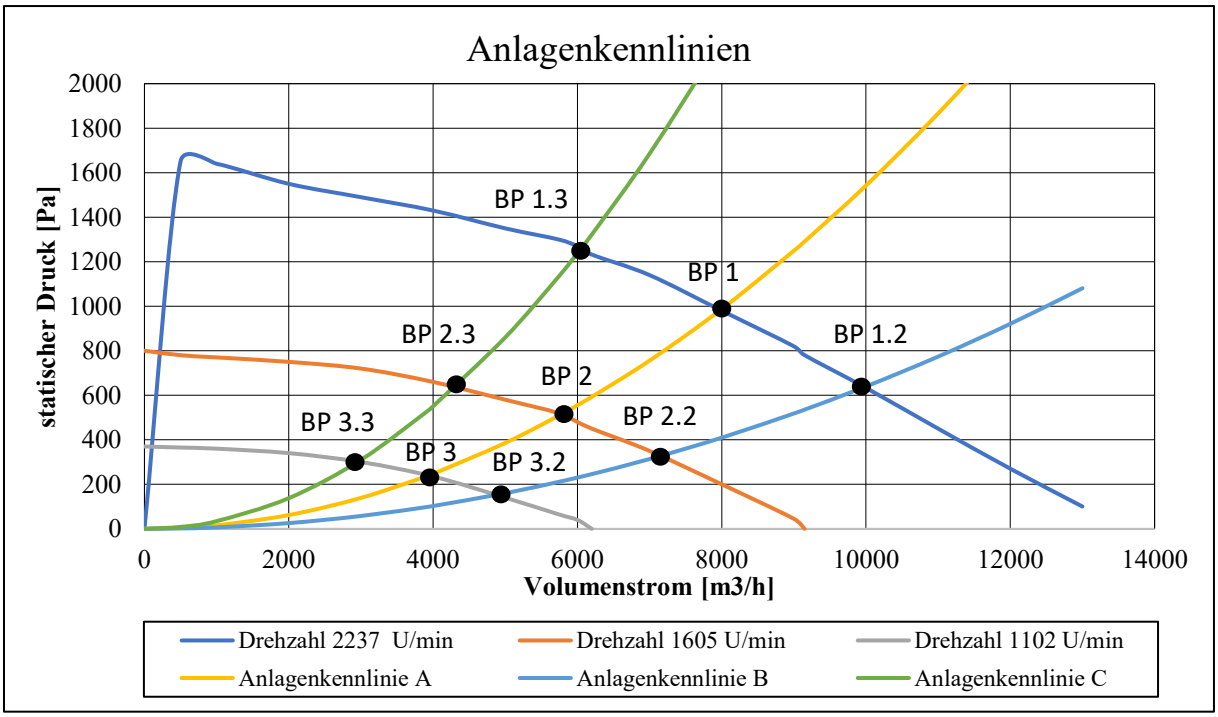


Abbildung 32: Anlagen- und Ventilatorenkennlinien

9.1 Einfügungsdämmmass Paneel mit PIR-Schaum

Das Einfügungsdämmmass wurde mit verschiedenen Varianten gemessen und untereinander verglichen. Als wichtigste Vergleichswerte dienten dabei die Angaben von Seven-Air. Gemessen wurde als erstes mit der Referenzschallquelle, da diese eine gleichbleibende Schallleistung abstrahlt. Die Mikrofone waren dabei wie im Kapitel 8 beschrieben aufgestellt. Wie man in der untenstehenden Abbildung sehen kann, haben sich aus dieser Messung höhere Werte für das Einfügungsdämmmass als angenommen ergeben. Im kleinen Frequenzbereich zwischen 50 und 125 Hz stimmen die Werte noch sehr gut mit den Angaben von Seven-Air überein. Danach steigt die Differenz auf über 10 dB an. Im Hohen Frequenzbereich ab 2‘000 Hz sehen die Verlaufskurven praktisch identisch aus, jedoch um 10 dB verschoben. Anhand dieser Messung ist sehr gut ersichtlich, dass die angegebenen Einfügungsdämmmasse eine

grosse Reserve im mittleren- und hochfrequenten Bereich aufweisen. Damit der Vergleich auch unter Praxisbedingungen gemacht werden konnte, wurde als nächstes mit dem Ventilator gemessen. Dabei war auch der Einfluss des Schalldämpfers zu testen, weshalb einmal mit Schalldämpferkulissen und einmal ohne gemessen wurde. Die untenstehende Grafik zeigt auf, dass der Schalldämpfer bei der Messung wenig Einfluss hat. Die grösste Differenz zeigt sich mit 4 dB bei 200 Hz. Ansonsten sind die Verlaufskurven praktisch identisch.

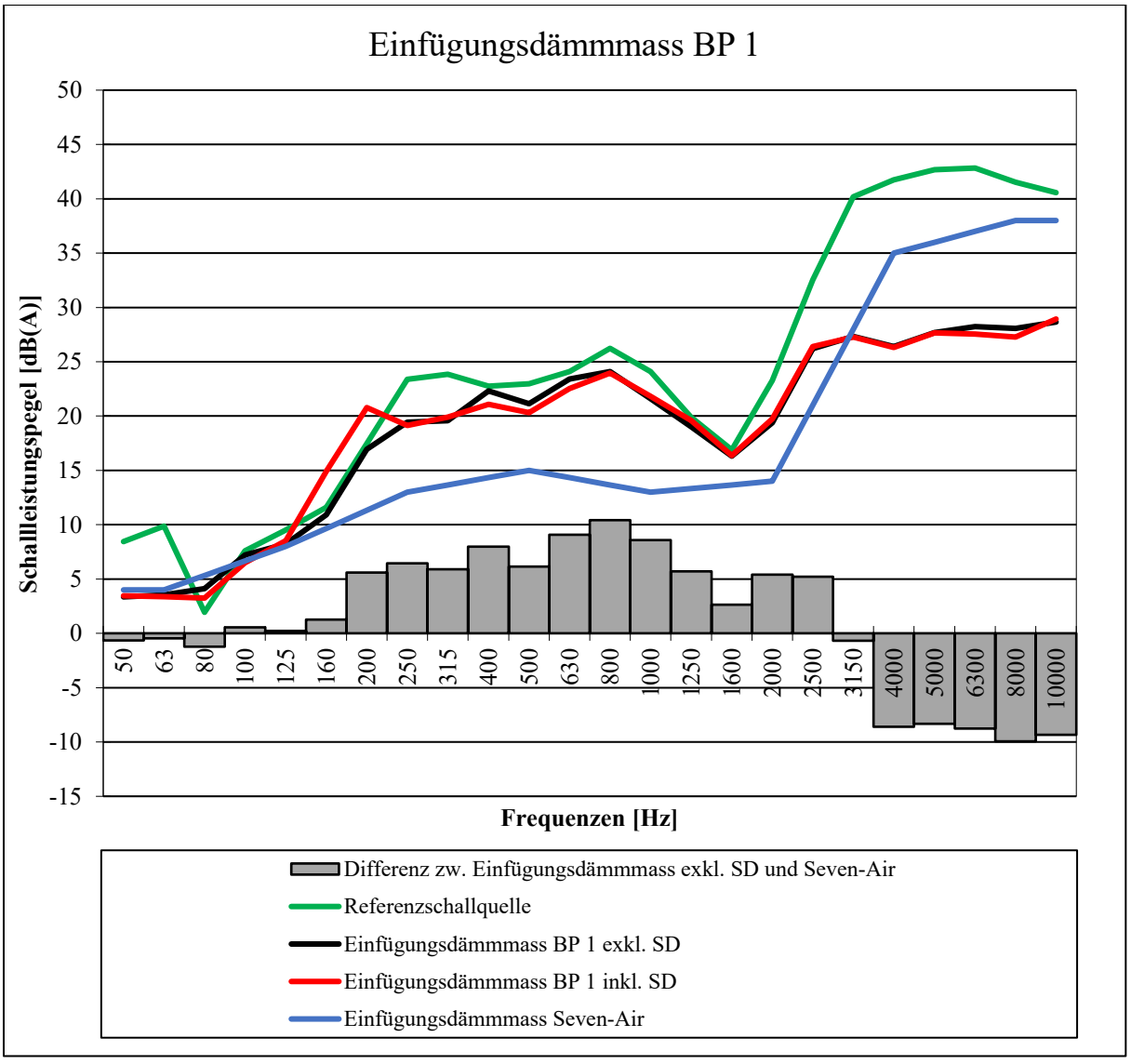


Abbildung 33: Vergleich Einfügungsdämmmass

Mit dem Ventilator wurden drei verschiedene Anlagenkennlinien anhand von drei Drehzahlen abgefahren und bewertet. Die Resultate der Anlagekennlinie A sind in der nachfolgenden Grafik dargestellt, wobei sich über alle Anlagenkennlinien das gleiche Verlaufsbild ergab. Theoretisch sollte das Einfügungsdämmmass über alle Drehzahlen konstant sein. Dies ist auch in der Grafik ersichtlich. Es haben sich nur kleine Abweichungen zwischen den verschiedenen Betriebspunkten ergeben. Im Vergleich mit Seven-Air stimmen die Werte im tieffrequenten Bereich bis 160 Hz sehr gut überein. Ähnlich wie bei der Referenzschallquelle nimmt die Differenz im mittleren Frequenzbereich zwischen 200 bis 2‘500 Hz zu. In diesem Bereich hat Seven-Air eine grosse Reserve von bis zu 10 dB auf ihre Angaben. Ein anderes Bild zeigt sich im hochfrequenten Bereich ab 3‘000 Hz. Hier wurden kleinere Werte als die Vergleichswerte gemessen.

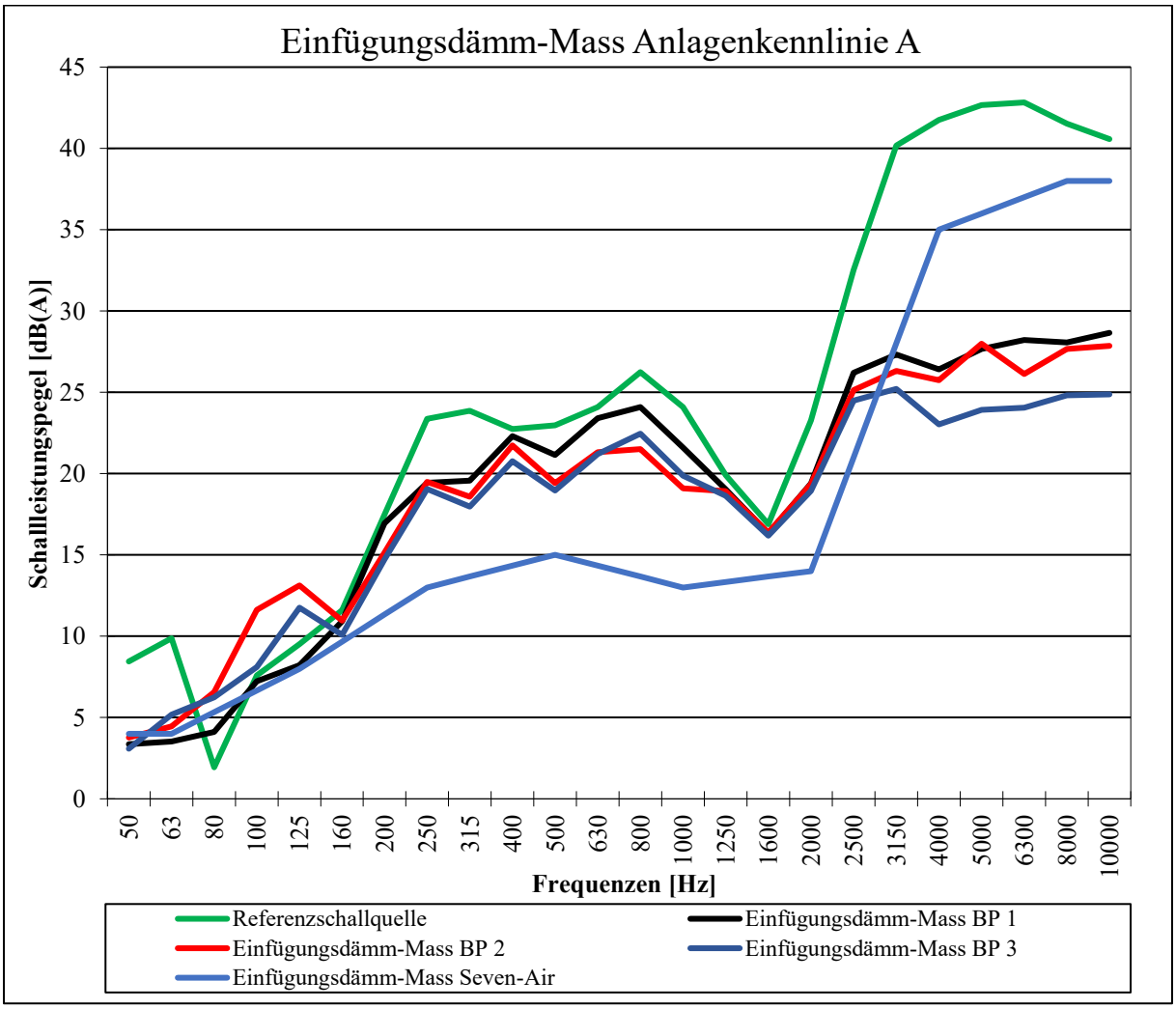


Abbildung 34: Einfügungsdämmmass Anlagenkennlinie A

9.2 Hüllflächenmessung Paneel mit PIR-Schaum

In der unteren Abbildung werden die Hüllflächenmessungen der neun Betriebspunkte dargestellt. Dabei ist zu sehen, dass sich alle Anlagenkennlinien gleich verhalten haben. Das Verlaufsbild von den Betriebspunkten innerhalb der gleichen Drehzahl ist sehr ähnlich. Die Differenzen nehmen ab der Frequenz 2‘500 Hz zu. Je tiefer die Drehzahl ist, desto grösser ist der Abstand zwischen den verschiedenen Peaks. Der erste Peak entsteht aufgrund des Drehklangs. Der Drehklang besteht aus Einzeltönen, welche von der Schaufelanzahl, Art des Ventilators und dessen Betriebsfrequenz abhängen (VDI 2081, 2019). Der zweite Peak entstand höchstwahrscheinlich durch Vibrationen oder Strömungsrauschen am Konus. Der Schallleistungspegel nimmt mit zunehmender Drehzahl zu. Die Fremdgeräusche sind sehr tief und hatten deshalb keinen Einfluss auf die Messung. Dies ist zurückzuführen auf den reflexionsarmen Raum. Allgemein ist zu sagen, umso höher der Volumenstrom, desto höher fällt der Schallleistungspegel aus.

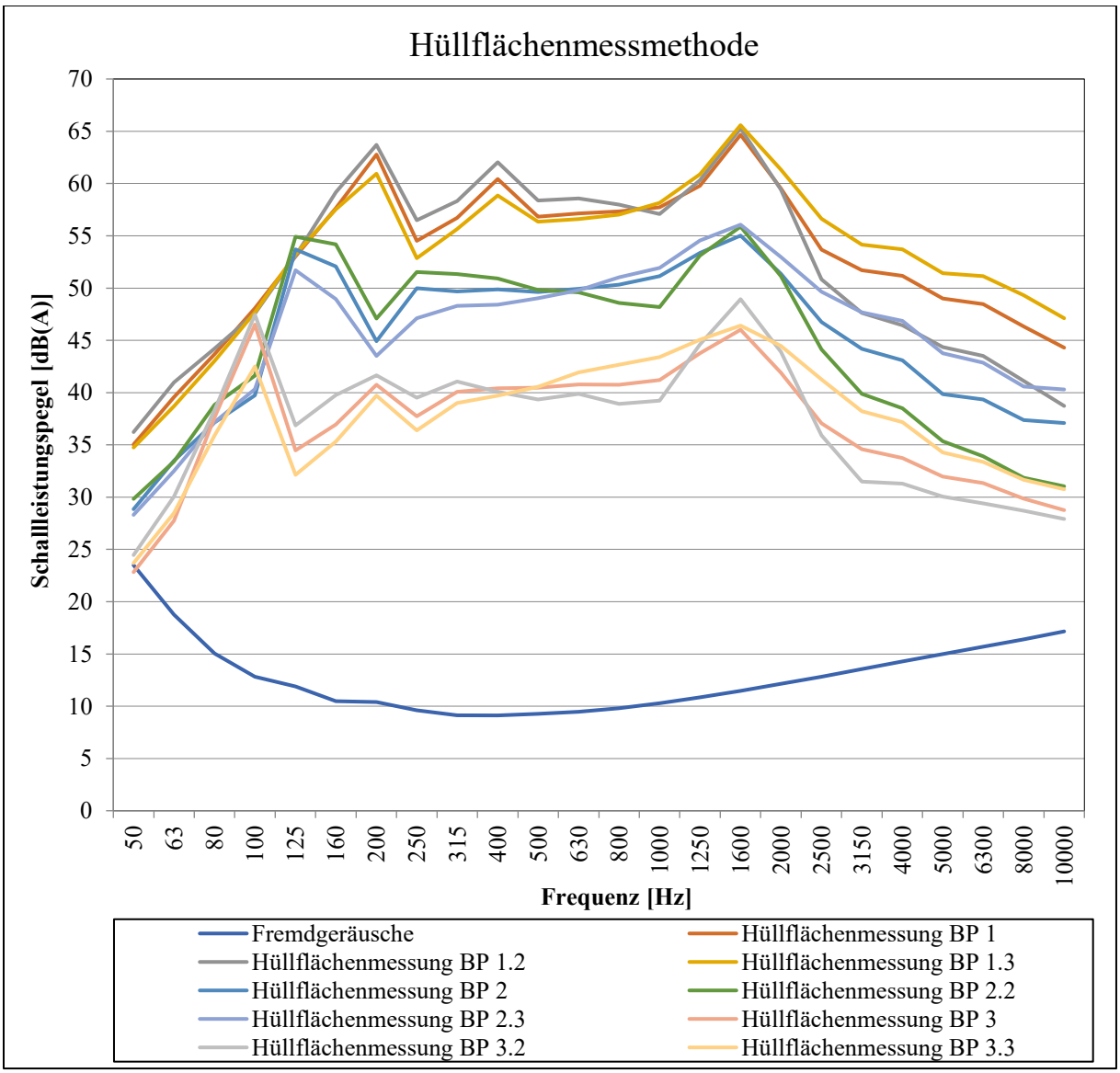


Abbildung 35: Hüllflächenmessung alle 9 Betriebspunkte

9.3 Vergleich Hüllflächenmessung mit Berechnungsmethode Seven-Air

Die Hüllflächenmessung zeigt die akustischen Messwerte vom Betriebspunkt 1 bei 2‘237 U/min. Die schwarze Linie zeigt den Schallleistungspegel der gemessenen Werte. Die schwarze Linie beinhaltet zwei Peaks. Der erste Peak entsteht durch den Drehklang des Ventilators und der zweite Peak entstand wahrscheinlich durch Vibrationen oder Strömungsrauschen am Konus. Die grauen Säulen im Diagramm zeigen den Schalldruckpegel und die orange Linie bildet die Fremdgeräusche ab. Die blaue Kurve zeigt die berechneten Werte, die Seven-Air auf den Datenblättern angibt. Die blaue Kurve setzt sich aus den Angaben von Ventilatorenherstellern, in diesem Beispiel ebm-papst, inklusive Berücksichtigung des Einfügungsdämmmasses und der Flächenkorrektur zusammen. Die rote Linie entspricht der blauen Linie, aber ohne Flächenkorrektur. Die Flächenkorrektur schiebt die Kurve nach oben, ohne dabei den Kurvenverlauf zu ändern. Die grösste Differenz zwischen der schwarzen und der blauen Linie ist bei 1'000 Hz und beträgt ca. 20 dB. Daran zeigt sich, dass Seven-Air im Vergleich zu den Messungen eine grosse Reserve erhält. Einzig in den höheren Frequenzen ab 4‘000 Hz unterschreitet die rote Linie ohne Flächenkorrektur die Messdaten. Daraus folgt, dass die Flächenkorrektur ab 4‘000 Hz zwingend benötigt wird.

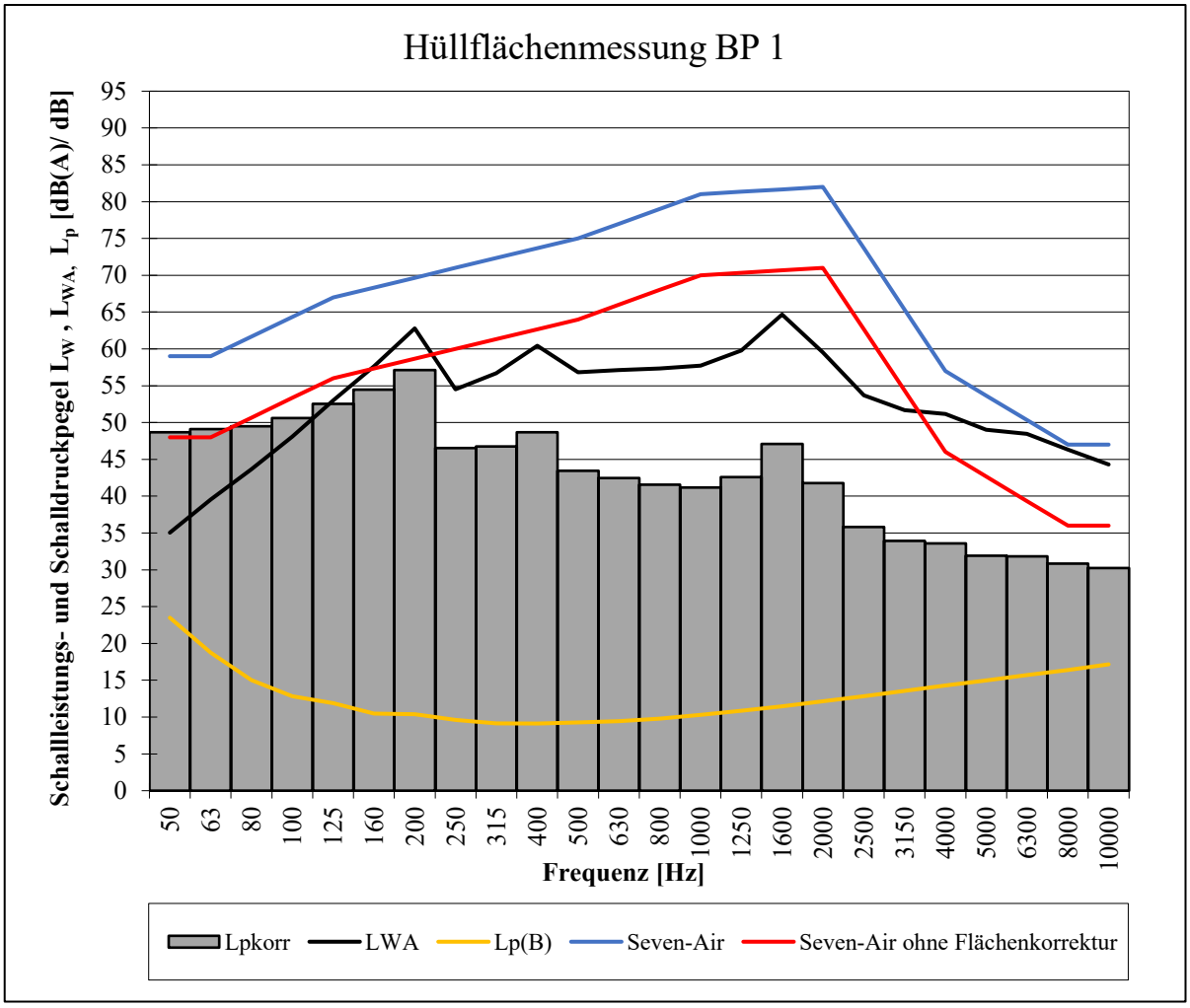


Abbildung 36: Hüllflächenmessung BP 1 vergleich mit Seven-Air

In der nachfolgenden Abbildung sind die Hüllflächenmessungen der Anlagenkennlinie A im Vergleich zur Berechnungsmethode von Seven-Air dargestellt. Es ist ersichtlich, dass sich über die Anlagenkennlinien das Messbild nicht verändert hat. Dies gilt auch für die Anlagenkennlinien B und C. Somit kann die Schlussfolgerung gezogen werden, dass der zusätzliche Widerstand der Klappe, um die Betriebspunkte abzufahren, wenig Einfluss auf die Messungen hatte. Ebenfalls ist ersichtlich, dass die Flächenkorrektur von Seven-Air über alle Betriebspunkte nur in den hohen Frequenzen ab 4‘000 Hz benötigt wird. Der Drehklang verschiebt sich mit der Abnahme der Drehzahl nach links. Über alle Betriebspunkte gesehen befindet sich Seven-Air mit ihren Angaben höher als die Messungen aufweisen.

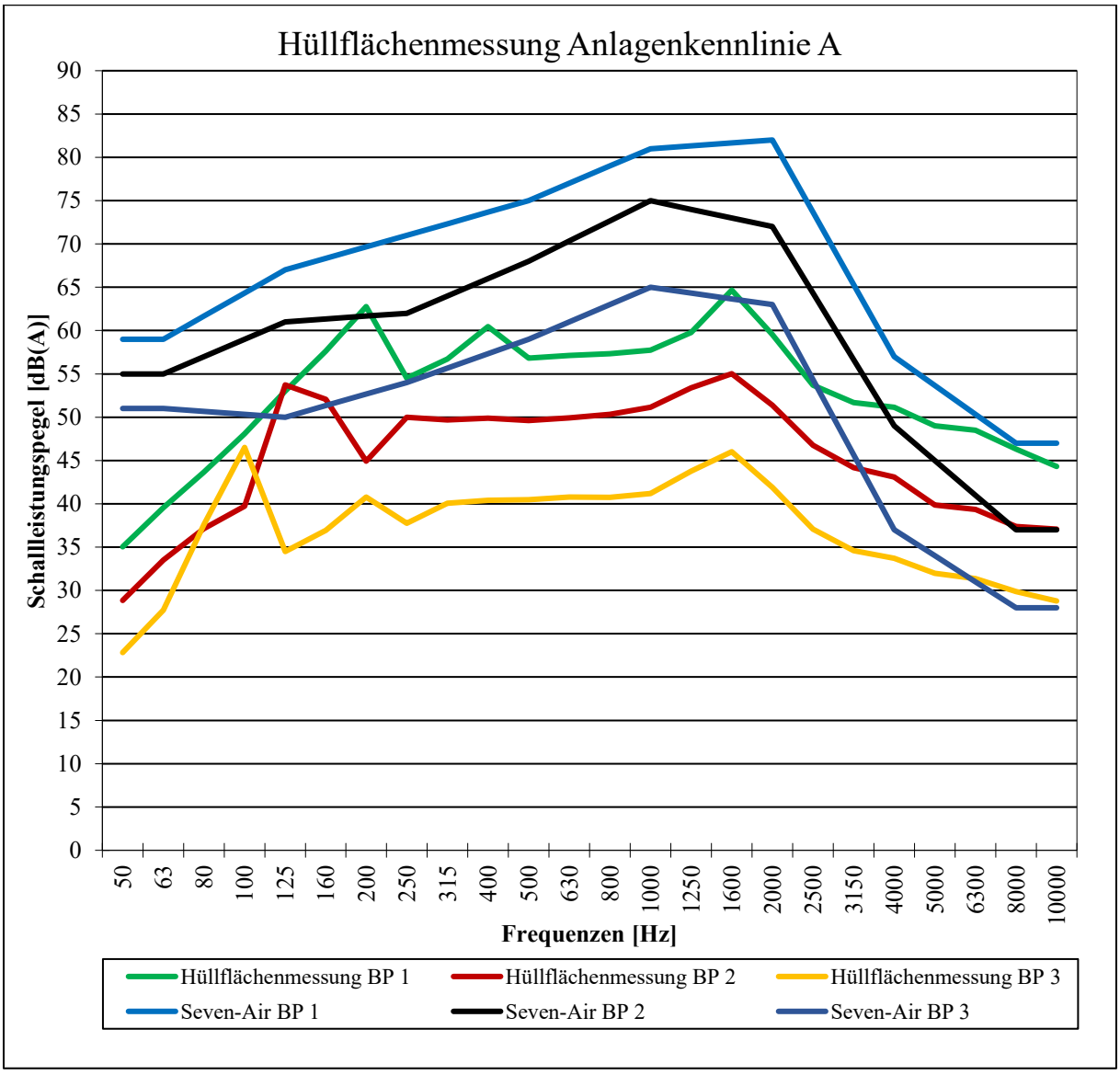


Abbildung 37: Hüllflächenmessung Anlagenkennlinie A

9.4 Vergleich Hüllflächenmethode ohne Paneele mit Daten von ebm-papst

Die nachfolgenden Abbildungen zeigen die akustischen Messwerte der Hüllflächenmessung am BP 1 ohne Paneele. In den Grafiken wird der Schallleistungspegel durch die rote Linie dargestellt und mit den Angaben von ebm-papst verglichen. Die Werte von ebm-papst stammen aus dem Auslegungsprogramm «ebm-papst FanScout». Um den Einfluss des Schalldämpfers zu eruieren, wurde dieser entfernt, so dass eine weitere Messung ohne den Einfluss des Schalldämpfers durchgeführt werden konnte. In der Abbildung 38 ist zudem ersichtlich, dass durch das Entfernen des Schalldämpfers eine weitere Messposition in Luftrichtung ermöglicht wird. Diese Messung entspricht der schwarzen Linie in untenstehender Grafik. Der Schalldämpfer hatte kaum Einfluss auf die Messung. Eine Änderung zeigte sich nur im Bereich des Drehklangs des Ventilators. Die Änderung umfasste ca. 4.6 dB(A). In der Abbildung ist ersichtlich, dass eine leichte Differenz zwischen den Messresultaten und ebm-papst vorhanden ist. Die Differenzen liegen in den hohen sowie in den tiefen Frequenzen. Bei den tiefen Frequenzen bis 125 Hz gibt ebm-papst höhere Werte an als die Messung ergeben hat. Dies ist ebenfalls zwischen 800 bis 5‘000 Hz der Fall. Zwischen 125 und 800 Hz sind die Angaben von ebm-papst tiefer als die der Messungen. Zu erahnen ist auch, dass dem Drehklang bei ebm-papst wenig Beachtung geschenkt wird. Die Abweichung der beiden Verlaufskurven entsteht höchstwahrscheinlich durch die Interpolation zwischen den Messwerten

Abbildung 38: Mikrofonposition in Luftrichtung

von ebm-papst. Die Firma ebm-papst misst nur bei bestimmten Drehzahlen und interpoliert die dazwischen liegende Drehzahlen. Zudem gibt die Firma ebm-papst die akustischen Daten immer im Oktavband an, für das Terzband werden die Werte dazwischen interpoliert. Dies erkennt man, wenn man die beiden Abbildungen miteinander vergleicht. Die Messungen werden in der linken Abbildung im Terzband und in der rechten Abbildung im Oktavband abgebildet.

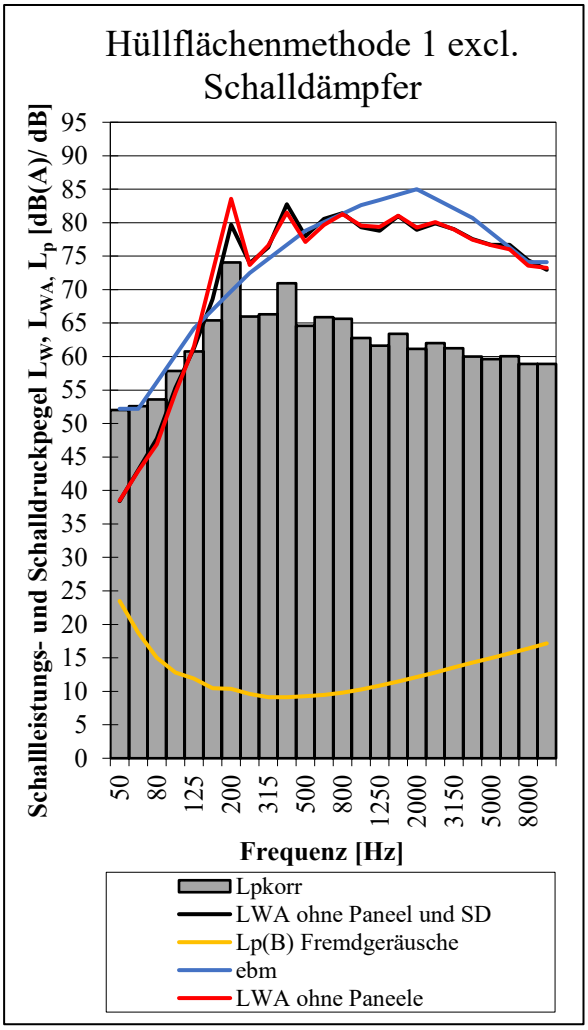


Abbildung 39: Hüllflächenmessung BP 1 ohne Paneel 50 bis 10'000 Hz

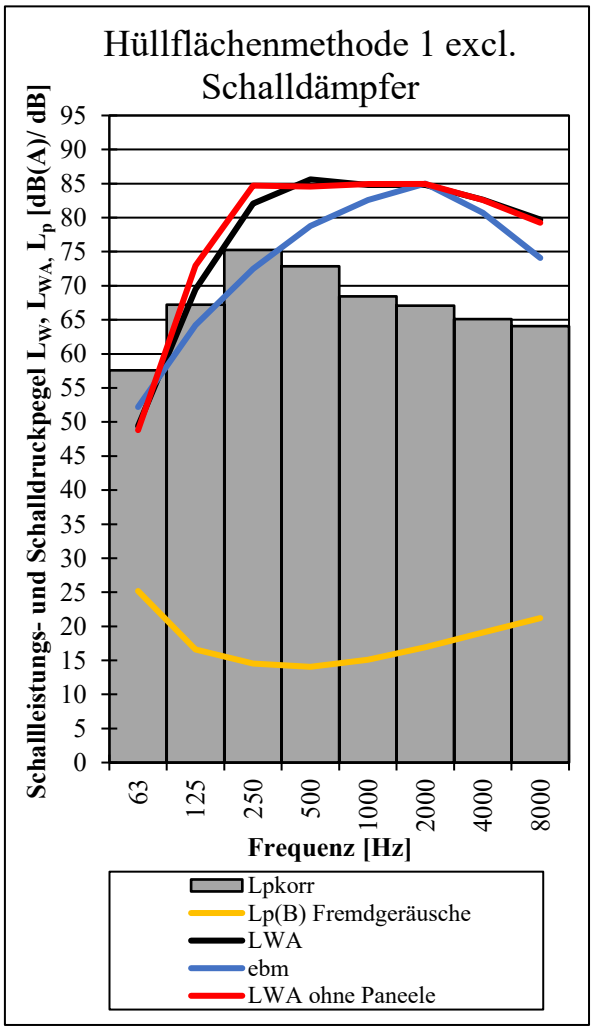


Abbildung 40: Hüllflächenmessung BP 1 ohne Paneel 63 bis 8'000 Hz

9.5 Messung im Innern des Monoblocs

Um im Innern des Monoblocs einen Schallleistungspegel berechnen zu können, musste zuerst die Nachhallzeit im Innern bestimmt werden. Anschliessend konnte anhand dieser Messung der Schallleistungspegel mittels der Methode «Schallausbreitung in geschlossenen Räumen» ermittelt werden. Da der Monobloc nicht die Kriterien eines geschlossenen Raumes erfüllt, wurde mit der Referenzschallquelle die Plausibilität der Messung und der Berechnungsmethode kontrolliert. Wie in der unteren Grafik ersichtlich ist, stimmten die Werte ohne Paneel (rote Linie) sehr gut mit den Leistungsangaben des Herstellers (blaue Linie) überein. Die durchschnittliche Differenz zwischen 300 und 800 Hz betrug ca. 4 dB. Bei der Messung mit Paneel zeigt sich die Ungenauigkeit aufgrund der nicht optimalen Raumgegebenheiten. Besonders in den mittleren Frequenzen zwischen 300 bis 800 Hz waren die Differenzen bis zu 7 dB. In den hohen Frequenzbereichen ab 2‘000 Hz waren alle Kurven deckungsgleich. Die Betrachtungsweise mit der Referenzschallquelle bestätigt, dass die Berechnung der Schallleistungspegel als Annäherungswerte betrachtet werden können.

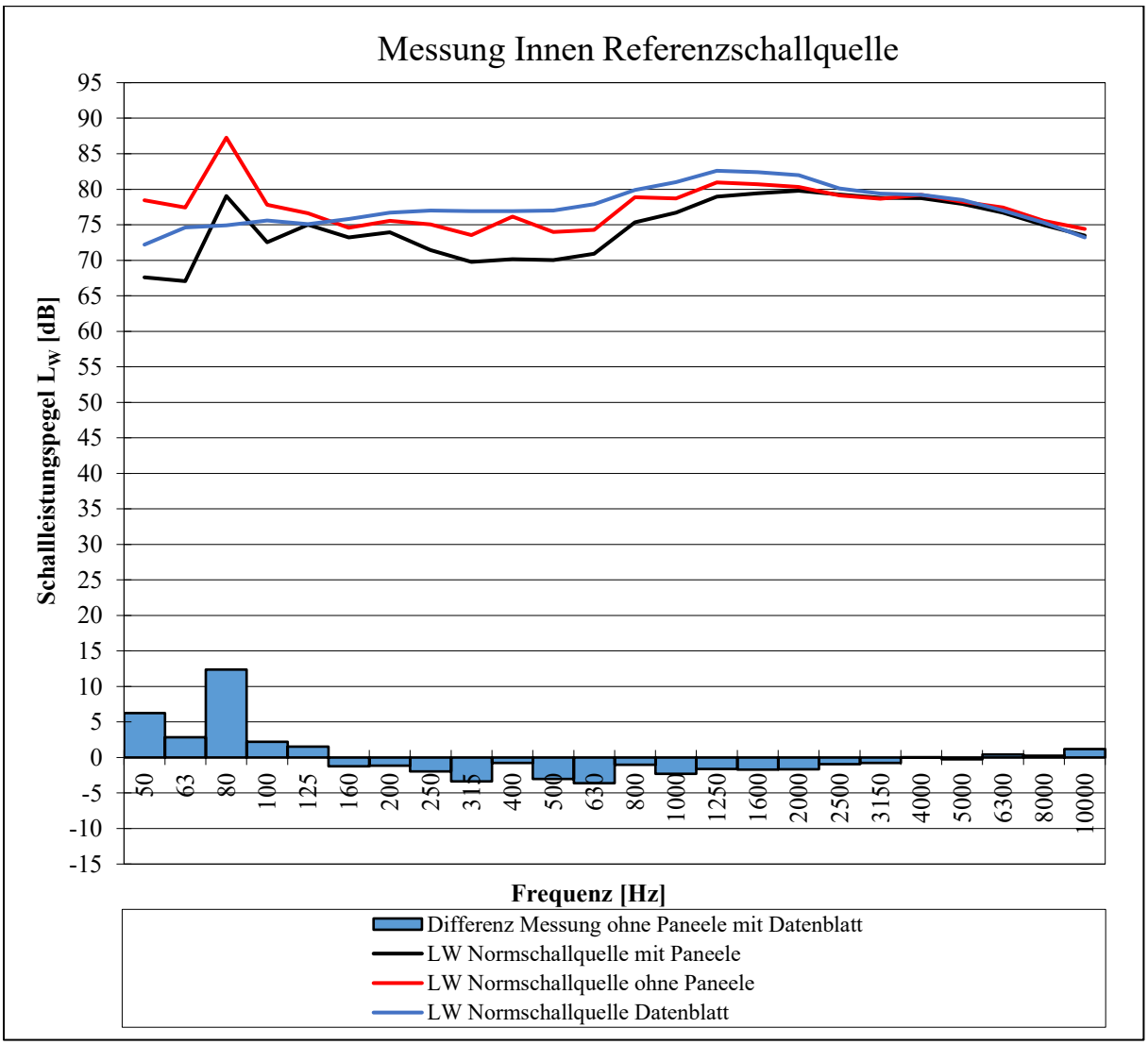


Abbildung 41: Messung innen mit Referenzschallquelle

In der Abbildung 42 wird der Schallleistungspegel im Innern des Monoblocs bei der Auslegedrehzahl abgebildet. Dazu werden die Messdaten mit den Angaben der Firma ebm-papst verglichen. In der Grafik wird der Drehklang bei 186 Hz ersichtlich. Der Schallleistungspegel mit geschlossenem Paneel ist höher als derjenige ohne Paneel. Die Differenz soll die Reflexion im Monoblocgehäuse darstellen. Die grösste Differenz lag bei 160 Hz und betrug ca. 6 dB. Die Reflexionsangaben sind Vorsicht zu betrachten, weil es sich beim Gehäuse nicht um einen geschlossenen Raum handelt. Die Messwerte lagen im Allgemeinen tiefer als die Angaben von ebm-papst. Die grösste Differenz lag bei 1‘000 Hz und betrug ca. 9 dB. Dies kann darauf zurückgeführt werden, dass ein Teil des Schallleistungspegels durch die Öffnung zum nachgeschalteten Schalldämpfer geschluckt wird. Zudem gibt es leichte Abweichungen aufgrund der ungenauen Berechnungsmethode.

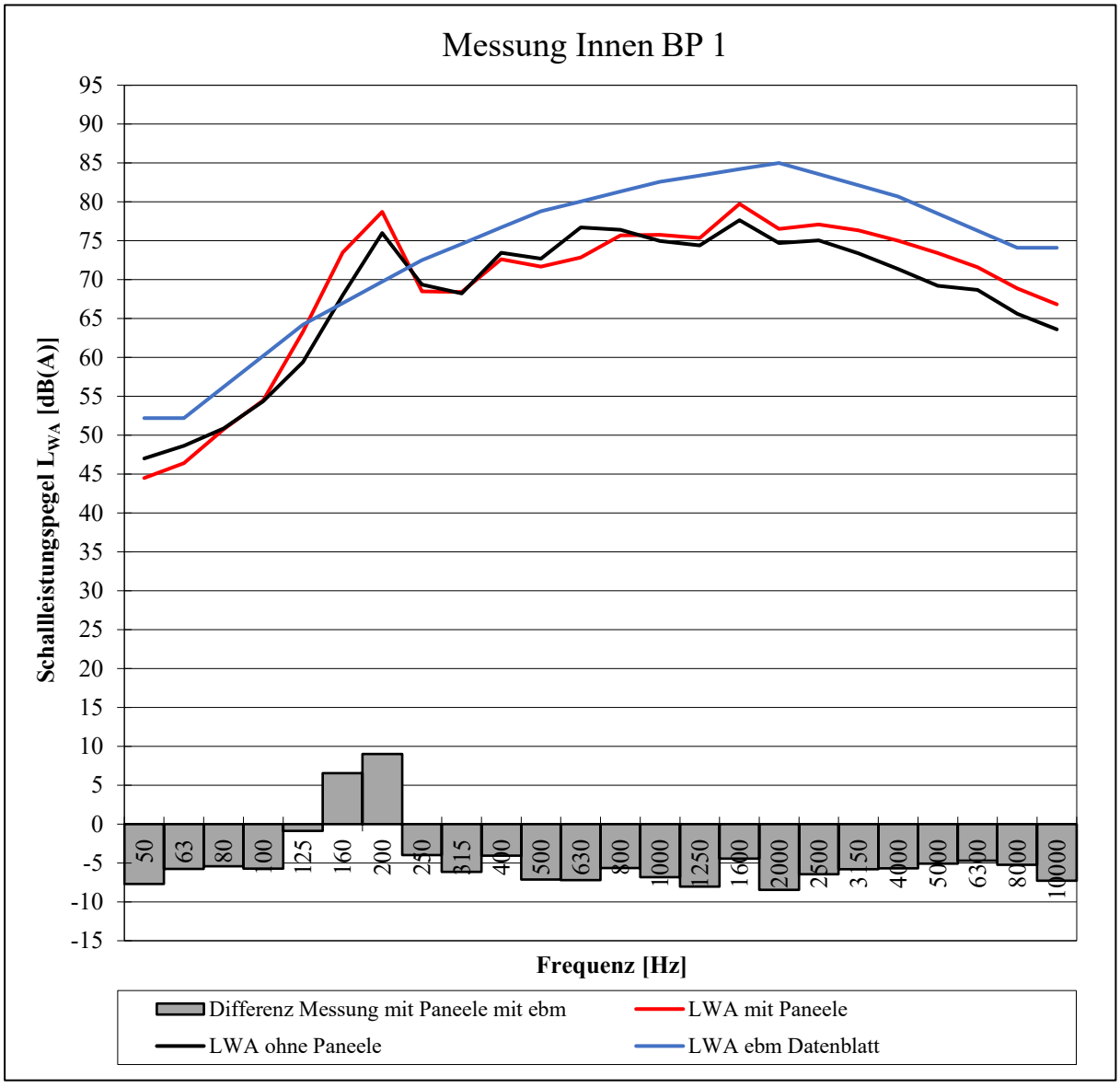


Abbildung 42: Messung innen BP 1

9.6 Einfügungsdämmmass Paneel mit Glaswolle und Antidröhnmatte

Dieses Unterkapitel befasst sich mit dem Einfügungsdämmmass der Paneele mit der Schalldämmvariante 3. Die Schalldämmvariante 3 beinhaltet als Dämmung Glaswolle mit einer Antidröhnmatte. In der unterstehenden Grafik werden die Einfügungsdämmmasse von PIR und Glaswolle miteinander verglichen. Es ist eindeutig ersichtlich, dass Glaswolle den Schall besser dämmt als PIR. Die grösste Dämpfdifferenz wurde bei 1‘800 Hz erreicht und betrug 13 dB. Die Paneele mit Glaswolle kommen in Räumen mit erhöhten Schallschutzanforderungen zum Einsatz. Dies sind zum Beispiel Aufstellungsorte mit Personenaufenthalt. Dabei kann es sich um Decken- oder Zonengeräte handeln. Beim Vergleich der Einfügungsdämmmasse mit Seven-Air sah man, dass bei Glaswolle die angestrebten Werte im mittel- und hochfrequenten Bereich nicht erreicht werden konnten. Die Messungen zur Glaswolle von der Firma Seven-Air, hier blau dargestellt, zeigen im Vergleich zu den aktuellen Messungen zu hohe Einfügungsdämmmasse. Die grösste Differenz lag bei 4‘500 Hz und betrug 19 dB. Je kleiner die Schallleistungspegel werden, desto grösser ist der Einfluss des Messaufbaus und der Messumgebung. Daher ist es naheliegend, dass die Differenzen von unterschiedlichen Messgegebenheiten entstehen.

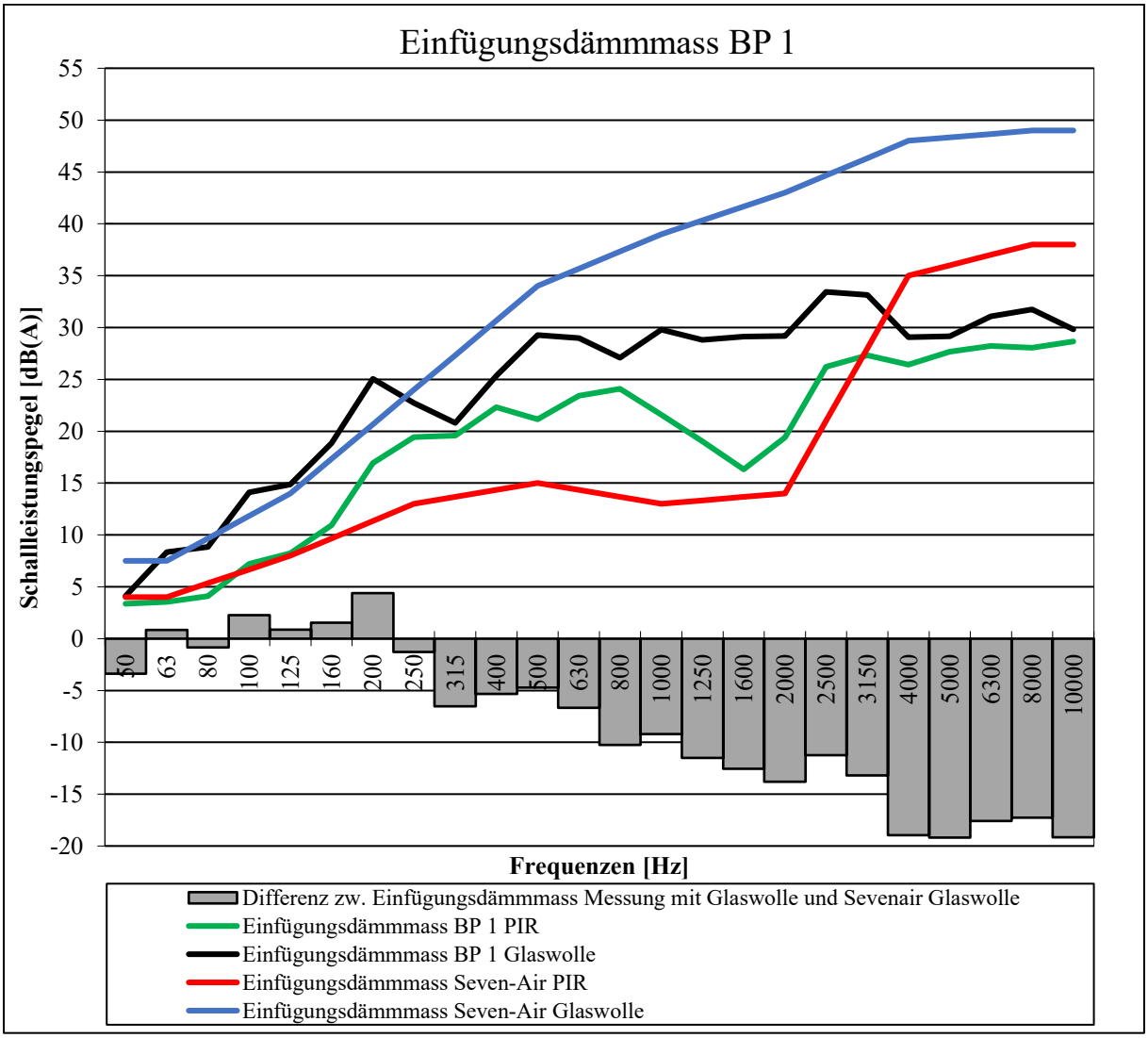


Abbildung 43: Vergleich Einfügungsdämmmass bei unterschiedlichen Dämmvarianten

In der nachfolgenden Abbildung sind die Einfügungsdämmmasse der Anlagenkennlinie A ersichtlich. Alle Anlagenkennlinien weisen dasselbe Messbild auf. Das Einfügungsdämmmass ist theoretisch ein konstanter Wert und muss somit über alle Betriebspunkte gleichbleibend sein. Die Messresultate zeigten, dass im mittleren Frequenzbereich nur kleine Differenzen bis zu ca. 3 dB entstanden sind. In den niedrigen und hohen Frequenzbereichen stieg die Differenz auf 10 bis 13 dB an. Die grossen Differenzen entstanden zwischen der Auslegungsdrehzahl BP 1 und der niedrigsten Drehzahl BP 3. Eine Änderung der Drehzahl von 2‘237 U/min auf 1‘605 U/min hatte praktisch keinen Einfluss auf das Einfügungsdämmmass. Die drei Messungen bestätigen, dass das Einfügungsdämmmass von Seven-Air nicht eingehalten werden kann.

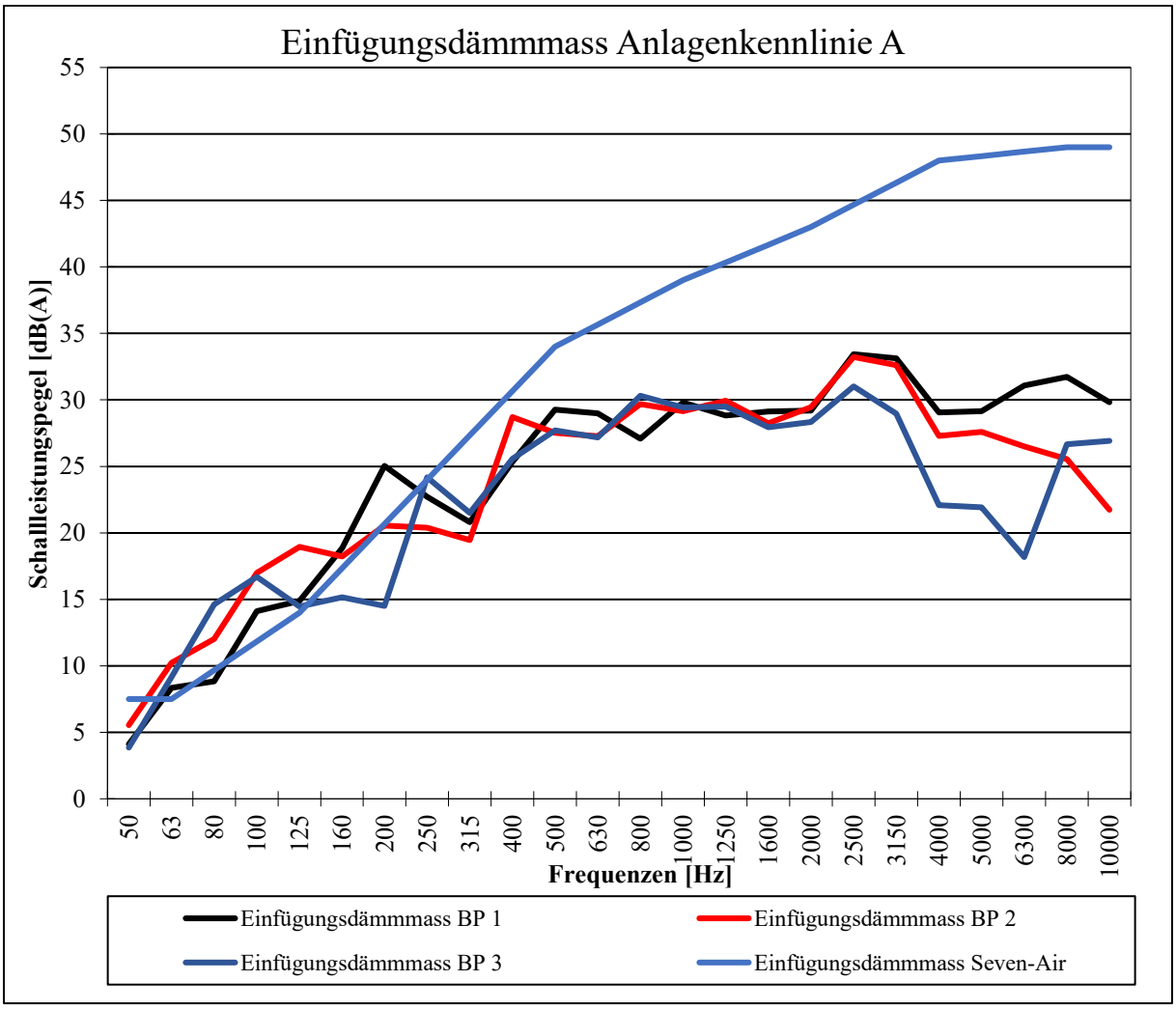


Abbildung 44: Einfügungsdämmmass Anlagenkennlinie A

9.7 Hüllflächenmessungen Paneel mit Glaswolle und Antidröhnmatte

Die Abbildung 45 zeigt die Hüllflächenmessung der Anlagenkennlinie A mit den Paneelen der Schallschutzvariante 3. Alle drei Messungen zeigen ein ähnliches Verlaufsbild. Daran erkennt man, dass die Jalousieklappe, welche benötigt wird, um die verschiedenen Betriebspunkte abzufahren, keinen Einfluss auf die Messung hatte. Nebst der Jalousieklappe hatte das Strömungsrauschen im Lüftungskanal keinen Einfluss auf die Messung, da die Leitung mit Geberit-Isol abgedeckt wurde. Nach der Berechnungsmethode befand sich Seven-Air mit ihren Angaben bis zu einer Frequenz von 3'000 Hz über den Messungen. Ab 3‘000 Hz war eine Unterschreitung der Messwerte vorhanden. Die Unterschreitung der Messwerte ist auf die hohen Angaben des Einfügungsdämmmasses in diesem Bereich zurückzuführen. Die Angaben von Seven-Air beinhalten eine Flächenkorrektur, welche bei den Messungen mit Glaswolle unverzichtbar ist. Ohne diese Flächenkorrektur würden sämtliche Angaben die Messwerte unterschreiten. Das Verlaufsbild der Messungen wies viele verschiedene Peaks auf. Dies kann daherkommen, dass die Kombination Glaswolle mit Antidröhnmatte gewissen Frequenzen besser dämmt als andere. Zudem sind die Angaben von Seven-Air im Oktavband angegeben und dazwischen wurde interpoliert. Würden auch die Messwerte im Oktavband angegeben, wären die Kurven noch näher aneinander.

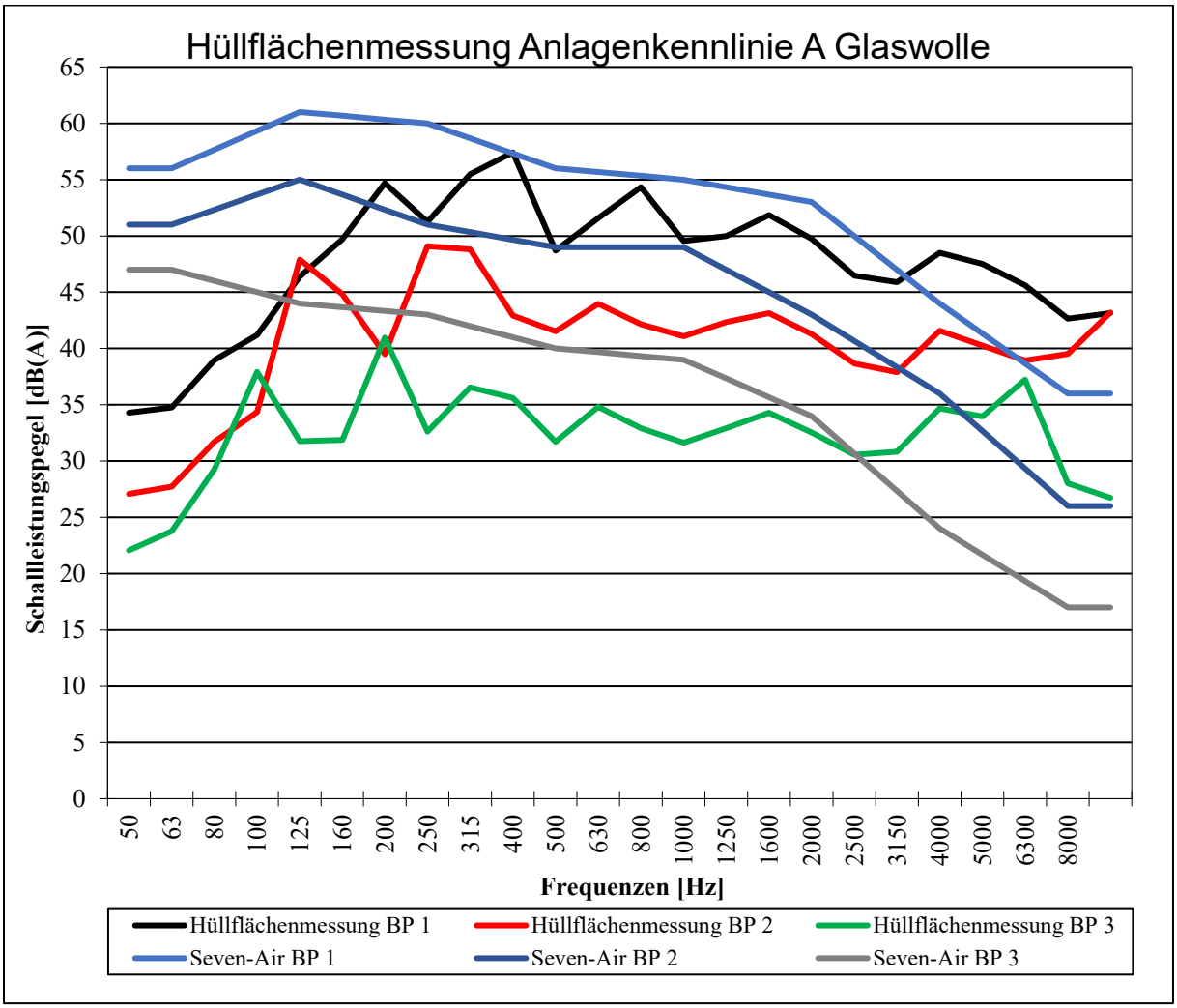


Abbildung 45: Hüllflächenmessung Anlagenkennlinie A Glaswolle mit Antidröhnmatte

9.8 Vergleich Hüllflächenmessung zwischen den Paneelen mit Glaswolle und PIR

In diesem Unterkapitel werden die Hüllflächenmessverfahren mit unterschiedlichen Paneelen verglichen. Im unterstehenden Diagramm werden die Hüllflächenmessungen der Anlagenkennlinie A abgebildet. Es ist klar ersichtlich, dass die Abstrahlgeräusche bei jeder Drehzahl mit den PIR Paneelen höher sind als bei den Paneelen mit Glaswolle. Bei der grössten Drehzahl war eine Differenz von 13 dB vorhanden. Die Messungen mit PIR sind höher, da das Einfügungsdämmmass von PIR schlechter ist als das von Glaswolle mit Antidröhnmatte. Im unteren Diagramm ist ersichtlich, dass das Verlaufsbild der Messung mit Glaswolle stärker schwankt als die Messungen mit PIR. Die Paneele mit PIR können in allen Frequenzbereichen, im Gegensatz zu der Variante mit Glaswolle, gleichmässig dämpfen. Die Entstehung des ersten Peaks bei den Messungen ist auf den Drehklang zurückzuführen. Man sieht auch schön, wie diese Peaks sowohl bei der Messung mit PIR wie auch bei der Messung mit Glaswolle übereinander liegen. Die genaue Berechnung des Drehklangs bei allen benützten Drehzahlen ist im Anhang ersichtlich.

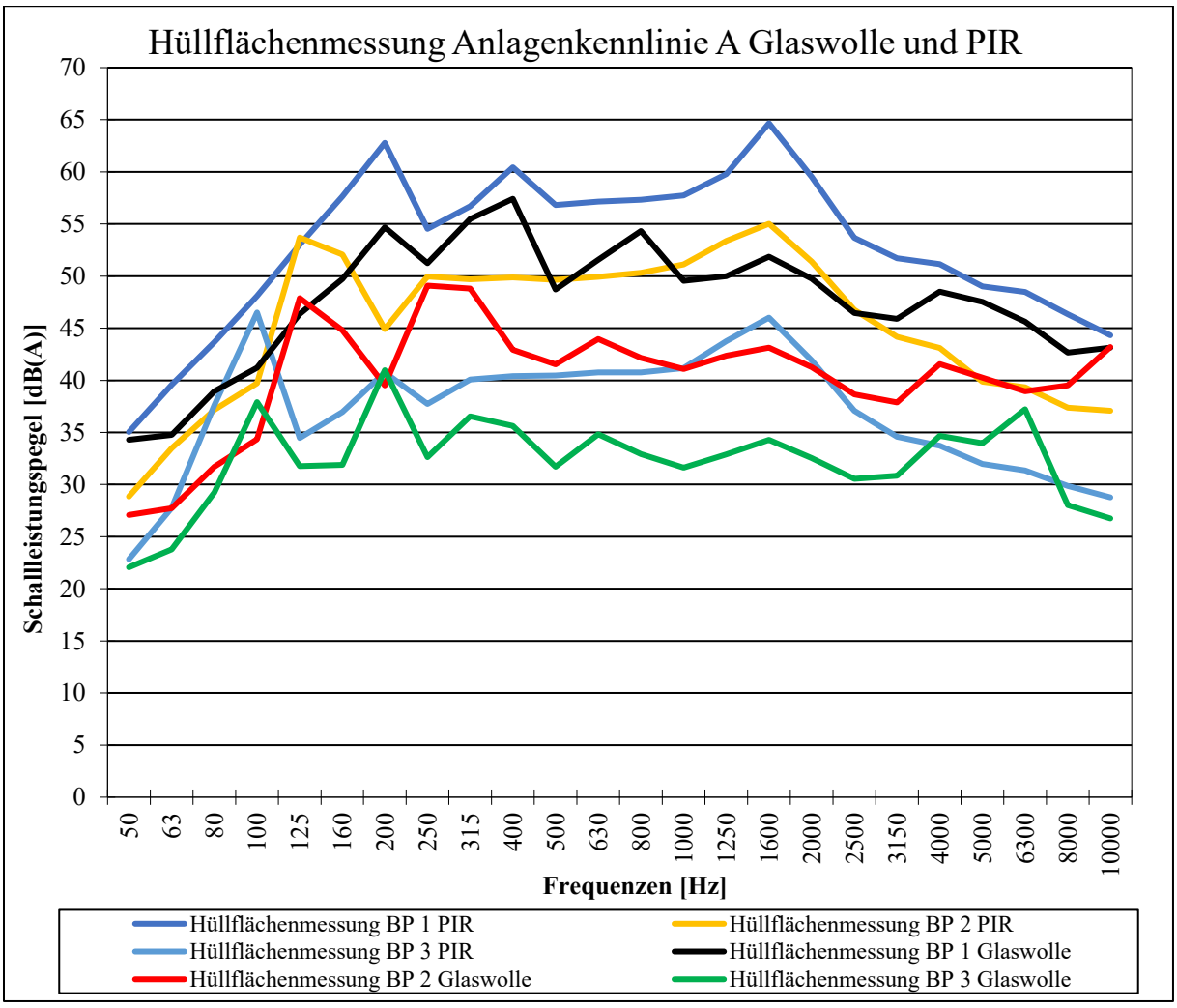


Abbildung 46: Vergleich Hüllflächenmessung zwischen PIR und Glaswolle mit Antidröhnmatte

9.9 Vergleich Messungen innen mit den verschiedenen Paneelen

Die Abbildung 47 zeigt den Vergleich der Schallleistungspegel, welche zwischen den verschiedenen Paneelen im Innern des Monoblocs gemessen wurden. Zudem sind die Messungen ohne Paneele als Vergleichswerte ersichtlich. Da sich bei allen Betriebspunkten das gleiche Bild ergibt, wird nur der Betriebspunkt 1 dargestellt. Im Diagramm gut erkennbar ist, dass es zwischen den Messungen mit PIR und den Messungen mit Glaswolle fast keinen Unterschied gab. Im Innern des Monoblocs herrschen bei beiden Paneelen die gleichen Bedingungen. Beim Vergleich der Werte mit Paneelen zu den Werten ohne Paneele fallen ebenfalls keine grossen Differenzen auf. Die grössten Differenzen zeigten sich im Bereich von 150 Hz und 5'000 Hz. Dort betrug die Differenz ca. 5 dB. Für diese Differenzen könnte die Reflexion im Innern des Monoblocs verantwortlich sein, welche zu einer Pegeladdition in gewissen Frequenzbereichen führt. Verglichen mit den Angaben von ebm-papst, hier hellblau dargestellt, zog sich eine Differenz von 6-7 dB durch alle Frequenzen durch. Einzig im Bereich des Drehklangs überschritten die Messwerte die Angaben von ebm-papst. Im Allgemeinen stimmten die Messungen im Innern des Monoblocs besser mit den Angaben von ebm-papst überein. Der gemessene Schallleistungspegel im Inneren des Monoblocs ist nicht abhängig vom Dämmmaterial des Paneels, sondern abhängig von der Beschaffenheit der Oberfläche und der Geometrie des Raumes.

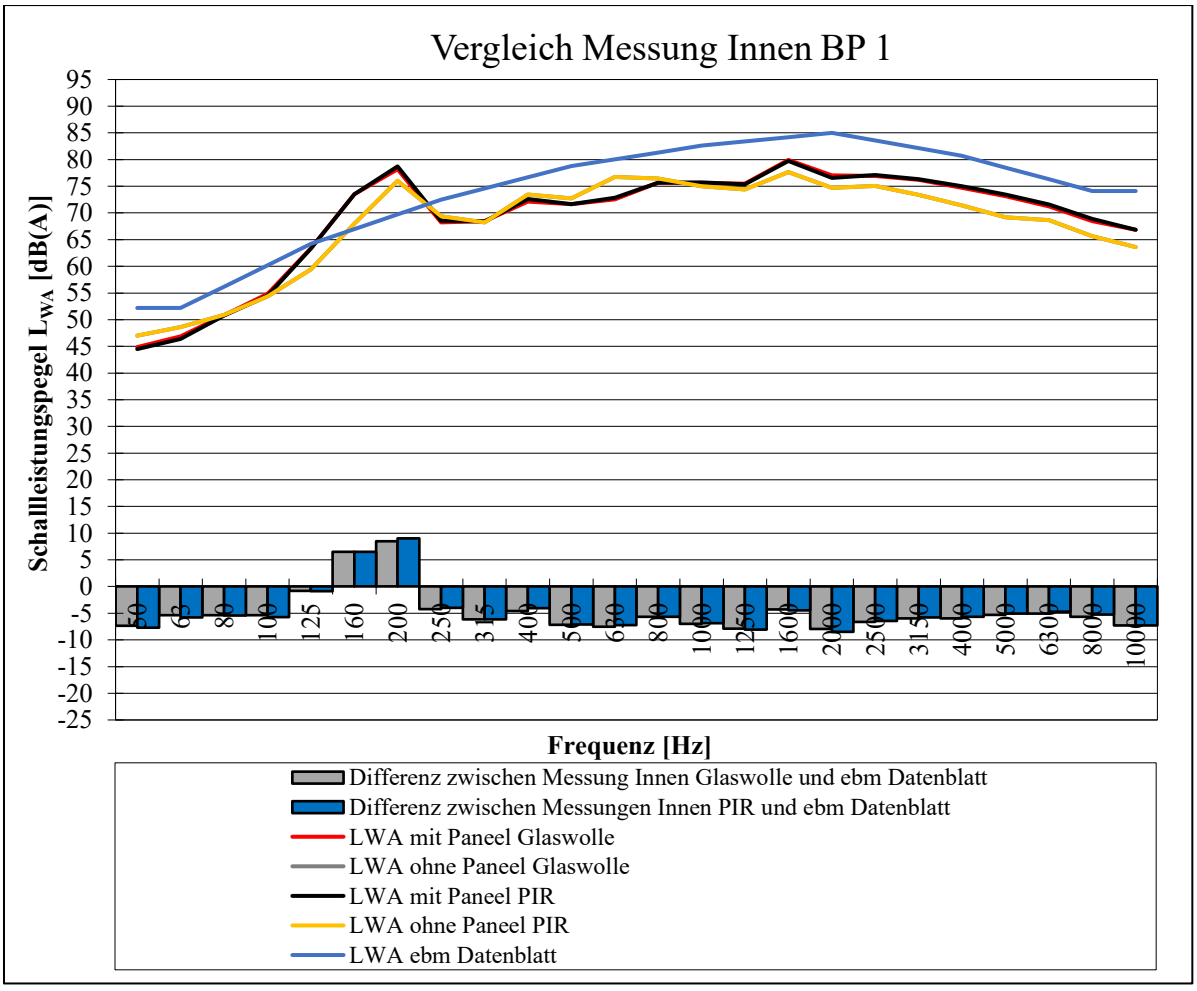


Abbildung 47: Vergleich Messungen innen zwischen PIR und Glaswolle mit Antidröhnmatte

10 Optimierung des Berechnungsverfahrens von Seven-Air

Auf der Basis der Messungen und eigenen Überlegungen ist ein Modell auszuarbeiten, um genauere Prognosen für den Schallleistungspegel von Monoblocs erstellen zu können. Dabei waren als erstes diverse Normen und Merkblätter auf Hinweise zur Berechnung von Abstrahlgeräuschen bei Monoblocs zu durchforsten. Daraus resultierten mehrere Ansätze, welche in diesem Kapitel beschrieben werden.

10.1 Empirischer Ansatz

Der empirische Ansatz beruht auf der Grundlage des Berechnungsverfahrens von Seven-Air. Die genaue Berechnungsmethode gemäss Seven-Air ist im Kapitel 5 ersichtlich. Der Verbesserungsansatz beruht darauf, die Flächenkorrektur mit Korrekturfaktoren zu multiplizieren und so die Unterdeckung in den hohen Frequenzen abzudecken. Hierbei besteht die Möglichkeit nur die Unterdeckung zu korrigieren oder zusätzlich auch die Überdeckung. Beide Möglichkeiten wurden durchgerechnet und untersucht.

Um die Korrekturfaktoren zu berechnen, ist zuerst die Differenz zwischen den Ergebnissen von Seven-Air ohne Flächenkorrektur und den dazu durchgeführten Messungen zu ermitteln. Diese Differenz kann anschliessend durch die Flächenkorrektur von Seven-Air dividiert werden, damit man den Korrekturfaktor erhält. Der Vorgang muss mit allen Betriebspunkten durchgeführt werden, damit alle Messungen eingehalten werden. Das Maximum aus allen Korrekturfaktoren pro Frequenz ist am Ende als relevanter Korrekturfaktor C zu deklarieren. Somit erhält man am Ende für jede Frequenz einen Korrekturfaktor, welcher die Flächenkorrektur nach Seven-Air optimiert. Die Korrekturfaktoren C pro Frequenz sind in der Tabelle 5 dargestellt. Mit der nachfolgenden Formel wird die Flächenkorrektur optimiert.

$$L_{Fläche,korr,C} = 10 * \log_{10}(S_{Gehäuse}) * C \ [dB]$$

Formel 11: Flächenkorrektur mit C-Faktor

$L_{Fläche,korr,C}$: Flächenkorrektur [dB]
$S_{Gehäuse}$: Fläche des schallrelevanten Gehäuses [m^2]
C Korrekturfaktor [-]

Tabelle 5: Korrekturfaktoren C

	Variante 1	Variante 2
Frequenz [Hz]	**Korrekturfaktor C Unterdeckung [dB]**	**Korrekturfaktor C Unter- und Überdeckung [dB]**
63	0.03	0.03
125	0.74	0.74
250	0.39	0.39
500	0.00	-0.07
1’000	0.00	-0.42
2’000	0.00	-0.24
4’000	1.49	1.49
8’000	1.73	1.73

Die Abbildung 48 zeigt den Vergleich der beiden empirischen Optimierungsvarianten beim Betriebspunkt 1. Die graue Linie bildet dabei die Variante 1 ab, bei welcher nur die Unterdeckung korrigiert wird. Die gelbe Linie zeigt die Variante 2 mit Korrektur von Unter- und Überdeckung. Die Kurven unterscheiden sich nur minim voneinander, einzig im Bereich von 500 bis 3'500 Hz entsteht eine Differenz von maximal 5 dB. Die grosse Differenz ist aber beim Vergleich der Flächenkorrektur nach Seven-Air (blaue Linie) und den Optimierungsmethoden ersichtlich. Zur Variante 1 ergibt sich eine maximale Differenz bei 500 Hz von 11 dB und zur Variante 2 sogar eine Differenz bei 1'000 Hz von 15.5 dB. Dies zeigt, dass Seven-Air wie in vorderen Kapiteln bereits erwähnt, sehr grosse Reserven auf die Messergebnisse aufweist. Durch die Korrekturfaktoren können die gemessenen Werte besser ausgewiesen werden. Ebenfalls ergibt sich durch die Mitberücksichtigung aller Betriebspunkte bei keiner Drehzahl eine Unterdeckung. Zu dieser Variante muss angemerkt werden, dass die Optimierungsmethode, auf die in dieser Bachelor-Thesis benutzen Komponenten abgestimmt worden ist. Um die Allgemeingültigkeit der Methode zu bestätigen, müssen zuerst weitere Messungen durchgeführt werden. Empfohlen wird hier die Variante 1, damit die Einfachheit der Optimierung bestehen bleibt und trotzdem eine kleine Reserve garantiert werden kann.

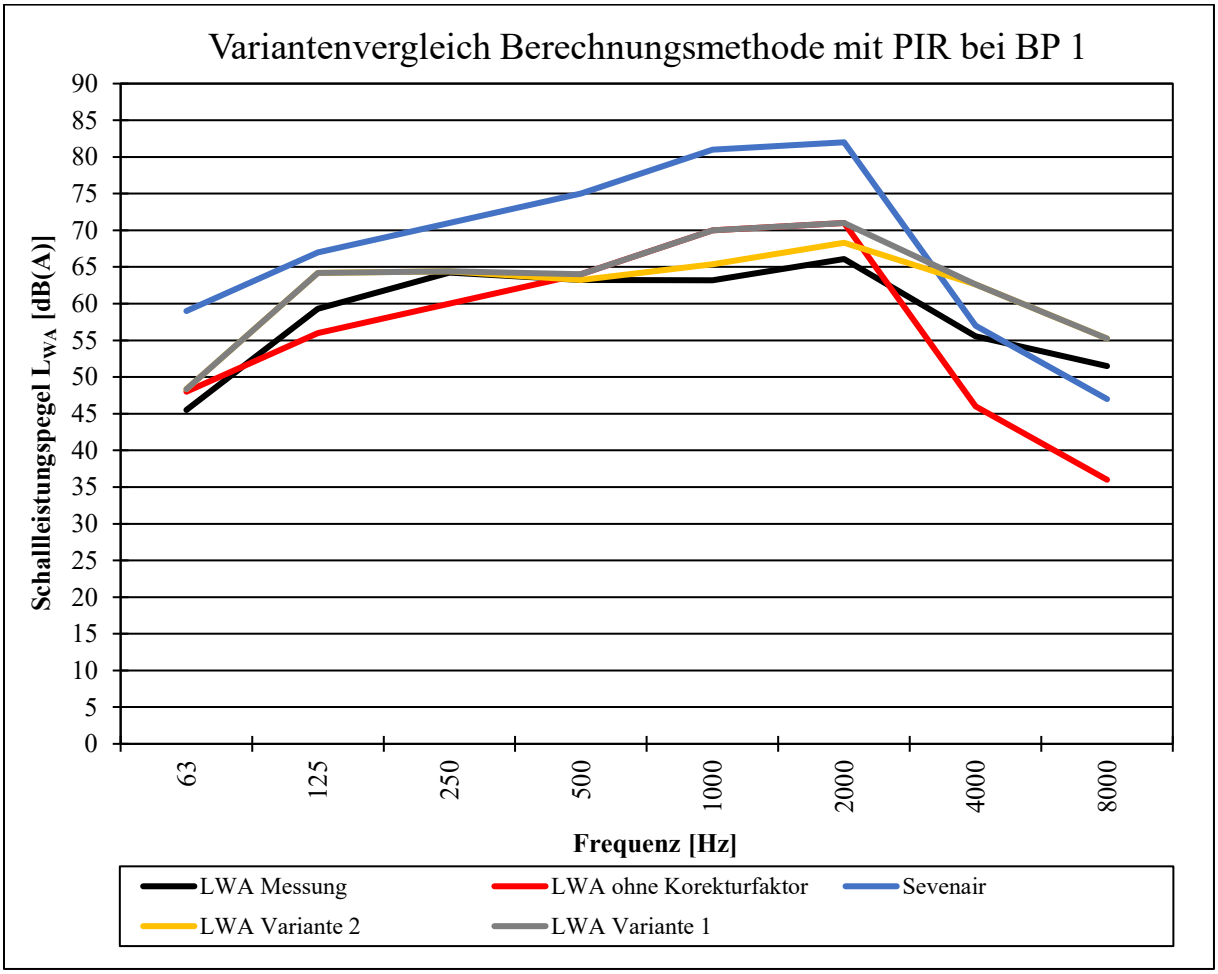


Abbildung 48: Variantenvergleich Berechnungsmethode mit PIR bei BP 1

10.2 Analytische Betrachtung

Bei der Betrachtung der Messresultate ging hervor, dass die Flächenkorrektur gemäss Seven-Air grösstenteils überflüssig wird, wenn nur die gemessenen Werte betrachtet werden. Um diese Erkenntnis aus mathematischer Sicht zu überprüfen, wurden verschiedene Ansätze erarbeitet, welche in diesem Kapitel beschrieben sind. Damit soll bewiesen werden, das den Schallleistungspegeln der Ventilatorenhersteller nur das Einfügungsdämmmass abgezogen werden muss.

Variante 1

Bei dieser Variante wird als erstes der Schalldruckpegel des Ventilators an der Gehäuseoberfläche innen, mittels der Methode «Schallausbreitung in geschlossenen Räumen», ermittelt. Danach wird dem Schalldruckpegel die Einfügungsdämmung abgezogen. Daraus resultiert der Schalldruckpegel an der Aussenseite des Monoblocs. Zum Schluss kann die Schallleistung an der Mikrofonposition im Abstand D vom Paneel, mittels der Methode «Schallausbreitung in geschlossenen Räumen» berechnet und mit den Messwerten der Hüllflächenmessung verglichen werden.

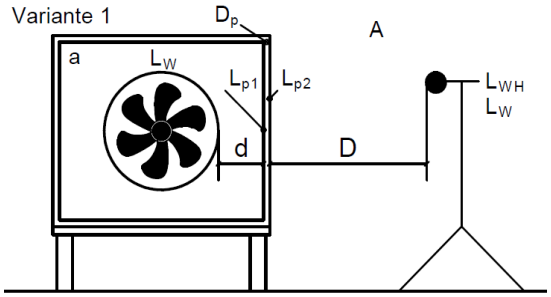


Abbildung 49: Berechnungsmethode Variante 1

Variante 2

Die zweite Variante nutzt die Formel für die «Schallausbreitung von punktförmigen Schallquellen». Dabei wird nach der Methode «Schallausbreitung in geschlossenen Räumen» mittels der gemessenen Schallleistungspegel der Schalldruckpegel im Monoblocgehäuse berechnet. Damit kann anschliessend mit der Betrachtung der obengenannten Ausbreitungsformel, dem Einfügungsdämmmass und dem Abstand d2, der Schalldruckpegel bei der Mikrofonposition berechnet werden. Dieser berechnete Schalldruckpegel wird mit den gemessenen Schalldruckpegel der Hüllflächenmessung verglichen.

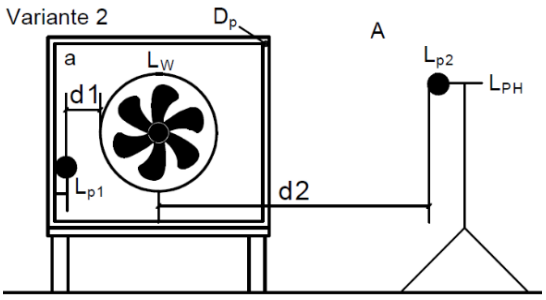


Abbildung 50: Berechnungsmethode Variante 2

Variante 3

Hier wird mittels des gemessenen Schallleistungspegels und dem Einfügungsdämmmass, direkt der Schallleistungspegel an der Aussenseite der Paneele ermittelt. Danach wird wieder die Berechnungsmethode «Schallausbreitung in geschlossenen Räumen» eingesetzt, um den Schalldruckpegel am Mikrofon zu bestimmen. Dieser ist anschliessend mit den gemessenen Werten aus dem Hüllflächenmessverfahren zu vergleichen.

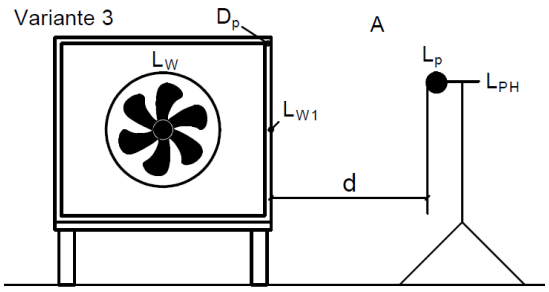


Abbildung 51: Berechnungsmethode Variante 3

Variante 4

Die Variante 4 benutzt die Betrachtung von der «Schallausbreitung im Freifeld». Der Vorgang beginnt gleich wie bei Variante 3, damit der Schallleistungspegel an der Aussenseite des Paneels bestimmt werden kann. Danach wird mit der Formel «Schallausbreitung im Freifeld» der Schalldruckpegel an der Mikrofonposition eruiert. Die Abstrahlfläche S beinhaltet die schallrelevante Oberfläche des Monoblocgehäuses gemäss Seven-Air.

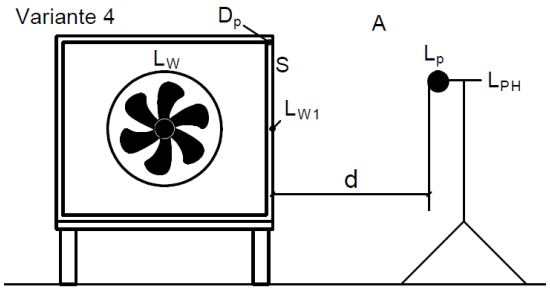


Abbildung 52: Berechnungsmethode Variante 4

Das nachfolgende Diagramm bildet die Differenzen der verschiedenen Berechnungsvarianten zu den Hüllflächenmessungen ab. Die Auswertung der Varianten zeigt, dass besonders in den tiefen Frequenzbereichen bis 160 Hz eine genaue Messung sehr schwierig ist. Man sieht dies gut an den grossen Differenzen der verschiedenen Varianten zu den Messresultaten. Ab ca. 200 Hz sind die Differenzen der Varianten 2-4 aber relativ gering. Auch die Differenzen unter den verschiedenen Varianten sind ab 200 Hz gering, bis auf die Variante 1. Die Variante 1 muss somit als erstes ausgeschlossen werden. Durch die zweimalige Anwendung der Formel für «Schallausbreitung in geschlossenen Räumen», wird der Schallleistungspegel aufgrund der verschiedenen Absorptionsflächen stark verfälscht. Beim Vergleich der Schallleistungspegel geht zudem hervor, dass bei den zwei unterschiedlichen Methoden (Hüllflächenmessmethode und Schallausbreitung in geschlossenen Räumen) verschiedene Korrekturfaktoren für die Berechnung der Schallleistungspegel berücksichtigt werden, was zu zusätzlichen Differenzen führt. Deshalb wurden bei den nachfolgenden Varianten nur noch die Schalldruckpegel betrachtet.

Alle relevanten Varianten weisen im Bereich von 250-400 Hz und 6300-10000 Hz eine Unterdeckung auf. Diese könnte Aufgrund von Resonanzen in gewissen Frequenzbereichen entstehen. Das bedeutet, dass die Frequenzen das Monoblocgehäuse zum Mitschwingen bringen und deshalb bei den Messungen stärker hervortreten. Da die Berechnungsmethode das nicht erfassen kann, fallen die Werte kleiner aus und es ergibt sich eine negative Differenz.

Wenn man die Variante 1 aus der Betrachtung weglässt, stimmen die Resultate der verschiedenen Varianten ab 200 Hz zum grossen Teil mit den Messresultaten überein. Die grössten Differenzen ergeben sich mit bis zu 7 dB bei 400 Hz, wo die obengenannten Resonanzen vorherrschen. Die sonstigen Bereiche erreichen durchschnittliche Differenzen von 2-3 dB was auf Mess- und Berechnungsungenauigkeiten zurückzuführen ist.

Somit ist ersichtlich, dass die Flächenkorrektur nicht notwendig ist, sondern dass sie lediglich einen Reservezuschlag schafft. Der Reservezuschlag führt zu hohen Schallleistungspegelangaben, welche nicht die Realität abbilden.

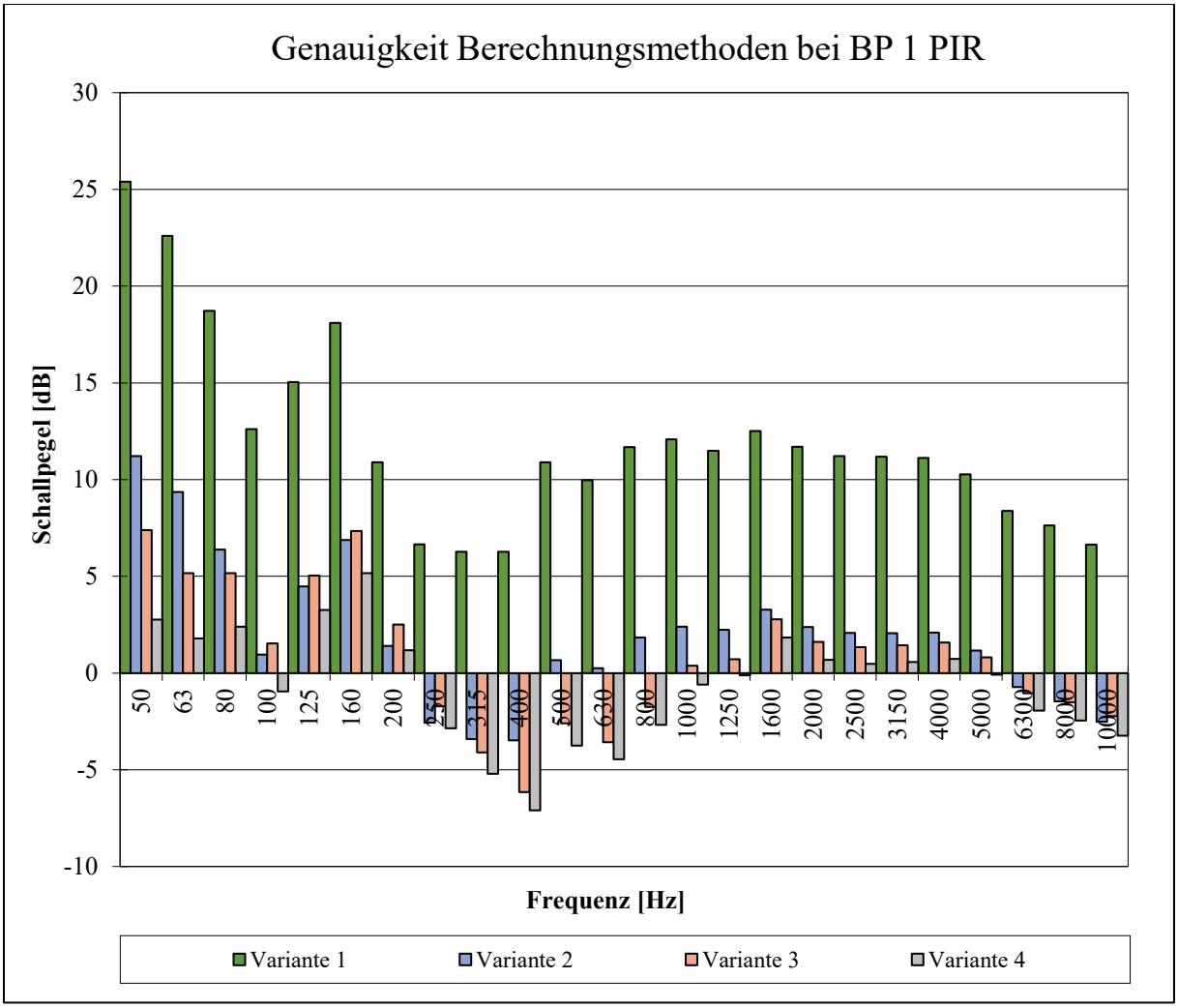


Abbildung 53: Genauigkeit Berechnungsmethode bei BP 1

11 Fazit und Ausblick

Das Ziel dieser Bachelor-Thesis ist, die Differenzen zwischen den akustischen Angaben der Datenblätter zu den Messwerten zu eruieren. Daraus soll eine Berechnungsmethode für die praktische Anwendung erarbeitet werden. Als Grundlage dient die bisherige Berechnungsmethode des Industriepartners und die EN ISO 3743 bis 3747 Normen.

Anhand dieser Angaben konnten die Messungen nach dem Hüllflächenmessverfahren durchgeführt werden. Die Auswertungen zeigen, dass die Berechnungsmethode ohne Flächenkorrektur des Industriepartners im mittleren Frequenzbereich von 200 bis 3'000 Hz grosse Reserven beinhaltet. Eine Flächenkorrektur wird nur im hohen Frequenzbereich ab 3'000 Hz benötigt. Zudem gibt es unter den verschiedenen Anlagenkennlinien immer dasselbe Verlaufsbild und die Differenzen zwischen den Betriebspunkten einer Drehzahl sind sehr gering. Im Bereich des Drehklangs entsteht über alle Messungen ein Peak. Der Drehklang wandert in Abhängigkeit der Drehzahl. Bei den Paneelen mit PIR-Schaum konnten grössere Einfügungsdämmmasse nachgewiesen werden als bei den Angaben des Industriepartners. Zudem bleibt diese bei allen Drehzahlen konstant. Beim Vergleich der Messdaten ohne Paneele mit den Angaben des Ventilatorenherstellers fällt auf, dass leicht höhere Schallleistungspegel gemessen werden. Um die Richtigkeit der Messung zu validieren, wurde auch noch der Schalldämpfer auf der Druckseite des Ventilators entfernt. Dieser hatte kaum einen Einfluss auf die Messwerte. Nebst der Hüllflächenmessung wurden zusätzlich Messungen im Monobloc durchgeführt. Die Messwerte im Monobloc sind nach dem Verfahren «Schallausbreitung in geschlossenen Räumen» ausgewertet worden. Mit den Angaben der Referenzschallquelle und den gemessenen Werten wurde die Plausibilität der Messung bestätigt. Die Messungen im Innern des Monoblocs liegen näher an den Messwerten des Ventilatorenherstellers. Es wurde festgestellt, dass die Reflexionen im Monobloc kaum Auswirkungen auf den Schallleistungspegel haben. Beim Vergleich zwischen PIR und Glaswolle mit Antidröhnmatte als Dämmung der Paneele geht hervor, dass Glaswolle bessere Schalldämmeigenschaften aufweist als PIR. Die angegebenen Einfügungsdämmmasse des Monoblocherstellers können aber im hohen und mittleren Frequenzbereich ab 500 Hz nicht erreicht werden. Durch diese Tatsache werden auch bei den Hüllflächenmessungen im hohen Frequenzbereich die Angaben vom Datenblatt überschritten. Hier wird zwingend eine Flächenkorrektur benötigt.

Bei der Optimierung der Berechnungsmethode sind zwei Verfahren betrachtet worden. Das erste Verfahren ist empirisch und setzt an den Ansatz der Flächenkorrektur von Seven-Air an. Dabei wird diese mit Korrekturfaktoren nachjustiert, da diese gemäss der Auswertung nur in gewissen Frequenzbereichen notwendig ist. Das zweite Verfahren ist analytisch und überprüfte die Notwendigkeit der Flächenkorrektur, wenn nur die Messresultate betrachtet werden. In diesem Verfahren konnte bewiesen werden, dass die Flächenkorrektur nur eine Reserve schafft, welche vernachlässigt werden kann. Für die praktische Anwendung wird das empirische Verfahren empfohlen. Für die Allgemeingültigkeit der Korrekturfaktoren sind weitere Messungen an unterschiedlichen Monoblocktypen und Grössen durchzuführen.

12 Verzeichnisse

In diesem Kapitel wird das Abkürzungs-, Abbildungs-, Tabellen-, Formel- und Literaturverzeichnis dargestellt.

12.1 Abkürzungsverzeichnis

ABL	Abluft
AUL	Aussenluft
BP	Betriebspunkt
dB	Dezibel
EC	electronically commutated (Kommunukationseinheit)
EN	Europäische Norm
FOL	Fortluft
h	Stunde
Hz	Herz (Einheit für Frequenz)
ISO	International Standards Organization
K	Kelvin
kW	Kilowatt
LW	Schallleistungspegel
LWA	Schallleistungspegel A-bewertet
L_p	Schalldruckpegel
$L_p(B)$	Fremdgeräusche in Schalldruckpegel
Pa	Pascal
PIR	Polyiso-Hartschaum
s	Sekunden
SD	Schalldämpfer
SIA	Schweizerischer Ingenieur- und Architektenverein
SN	Schweizer Norm
SUVA	Schweizerische Unfallversicherungsanstalt

U/min	Umdrehungen pro Minute
VDI	Verein Deutscher Ingenieure
ZUL	Zuluft

12.2 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Arten der Schallausbreitung (Müller & Möser, 2017) 8
Abbildung 2:Schnitt Aufbau Monobloc (Seven-Air, 2021) 9
Abbildung 3: Ausführungsmöglichkeiten Paneele (Seven-Air, 2016) 9
Abbildung 4: Einfügungsdämmmass von unterschiedlichen Dämmvarianten (Seven-Air, 2016) 10
Abbildung 5: Abmessungen für die Flächenkorrektur (Seven-Air, 2021) 11
Abbildung 6: Schallleistungspegel Ventilator druckseitig (ebm-papst, 2021) 11
Abbildung 7: Ansicht Hüllflächenmessmethodik (Lips, 2015) 14
Abbildung 8: Schallausbreitung in geschlossenen Räumen (Odermatt, 2020) 15
Abbildung 9: Lage der Schallquelle (Odermatt, 2020) 16
Abbildung 10: Handpegelmessgerät (Norsonic, 2008) 17
Abbildung 11: 1" Mikrofon 17
Abbildung 12:½“ Mikrofon 18
Abbildung 13: Messkreuz (Trox Hesco, 2017) 18
Abbildung 14: Druckmessgerät 300S1BAD1M5 18
Abbildung 15: Druckmessgerät PMD230-KB1B1EA1A 18
Abbildung 16: Potentiometer und Klappenmotor 19
Abbildung 17: Power Analyser (Neukom, 2007) 19
Abbildung 18: Drehzahlmessgerät 19
Abbildung 19: Komponenten und Einflussfaktoren einer Messung (Odermatt, 2020) 20
Abbildung 20: Messaufbau Nachhallzeit 21
Abbildung 21:Prüfkonzept Einfügungsdämmmass 22
Abbildung 22: Prüfkonzept Nachhallzeit und Schallleistungspegel im Innern des Monoblocs 23
Abbildung 23: Prüfkonzept Hüllflächenmessung 23
Abbildung 24: Messaufbau Hüllflächenmessung im Schnitt 25
Abbildung 25: Messaufbau Hüllflächenmessung im Grundriss 26
Abbildung 26: Messaufbau im Schnitt 27
Abbildung 27: Messaufbau im Grundriss 27
Abbildung 28: Messaufbau Monobloc innen im Schnitt 28
Abbildung 29: Messaufbau Monobloc innen im Grundriss 29
Abbildung 30: Messung im Innern des Monoblocs 30
Abbildung 31: Messung Nachhallzeit im Innern des Monoblocs 30
Abbildung 32: Anlagen- und Ventilatorenkennlinien 31
Abbildung 33: Vergleich Einfügungsdämmmass 32
Abbildung 34: Einfügungsdämmmass Anlagenkennlinie A 33
Abbildung 35: Hüllflächenmessung alle 9 Betriebspunkte 34
Abbildung 36: Hüllflächenmessung BP 1 vergleich mit Seven-Air 35
Abbildung 37: Hüllflächenmessung Anlagenkennlinie A 36
Abbildung 38: Mikrofonposition in Luftrichtung 37
Abbildung 39: Hüllflächenmessung BP 1 ohne Paneel 50 bis 10'000 Hz 38
Abbildung 40: Hüllflächenmessung BP 1 ohne Paneel 63 bis 8'000 Hz 38
Abbildung 41: Messung innen mit Referenzschallquelle 39
Abbildung 42: Messung innen BP 1 40
Abbildung 43: Vergleich Einfügungsdämmmass bei unterschiedlichen Dämmvarianten 41
Abbildung 44: Einfügungsdämmmass Anlagenkennlinie A 42

Abbildung 45: Hüllflächenmessung Anlagenkennlinie A Glaswolle mit Antidröhnmatte 43
Abbildung 46: Vergleich Hüllflächenmessung zwischen PIR und Glaswolle mit Antidröhnmatte..... 44
Abbildung 47: Vergleich Messungen innen zwischen PIR und Glaswolle mit Antidröhnmatte 45
Abbildung 48: Variantenvergleich Berechnungsmethode mit PIR bei BP 1 47
Abbildung 49: Berechnungsmethode Variante 1 48
Abbildung 50: Berechnungsmethode Variante 2 48
Abbildung 51: Berechnungsmethode Variante 3 49
Abbildung 52: Berechnungsmethode Variante 4 49
Abbildung 53: Genauigkeit Berechnungsmethode bei BP 1 50

12.3 Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Beispielberechnung 12
Tabelle 2: Übersicht Genauigkeitsklassen (Lips, 2015) 13
Tabelle 3: Richtfaktor Q nach Lage der Schallquelle (Odermatt, 2020) 16
Tabelle 4: Auflistung Messkomponenten 17
Tabelle 5: Korrekturfaktoren C 46

12.4 Formelverzeichnis

Formel 1: Einfügungsdämmmass (EN ISO 11546-2, 2010) 7
Formel 2: Punktförmige Schallquelle (Odermatt, 2020) 7
Formel 3: Schallausbreitung im Freien (Odermatt, 2020) 7
Formel 4: Flächenkorrektur (Seven-Air, 2000) 10
Formel 5: Korrekturfaktor Fremdgeräusch (EN ISO 3744, 2011) 14
Formel 6: Korrekturfaktor Messumgebung (EN ISO 3744, 2011) 14
Formel 7: Korrigierter Schalldruckpegel (EN ISO 3744, 2011) 15
Formel 8:Schallleistungspegel (EN ISO 3744, 2011) 15
Formel 9: Schallleistung in geschlossenen Räumen (Odermatt, 2020) 16
Formel 10: Äquivalente Schallabsorptionsfläche (Odermatt, 2020) 16
Formel 11: Flächenkorrektur mit C-Faktor 46

12.5 Normen und Richtlinien

EN ISO 3743	Akustik — Bestimmung der Schallleistungspegel von Geräuschquellen — Verfahren der Genauigkeitsklasse 2 für kleine, transportable Quellen in Hallfeldern
EN ISO 3744	Akustik — Bestimmung der Schallleistungspegel von Geräuschquellen aus Schalldruckmessungen — Hüllflächenverfahren der Genauigkeitsklasse 2 für ein im wesentlichen freies Schallfeld über einer reflektierenden Ebene (ISO 3744:1994)
EN ISO 3744	Bestimmung der Schallleistungspegel von Geräuschquellen; Hüllflächenverfahren der Genauigkeitsklasse 2 für im wesentlichen Freifeldbedingungen über einer reflektierenden Ebene
EN ISO 3745	Bestimmung der Schallleistungs- und Energiepegel von Geräuschquellen aus Schalldruckmessungen - Verfahren der Genauigkeitsklasse 1 für reflexionsarme Räume und Halbräume (ISO 3745: 2012)
EN ISO 3746	Bestimmung der Schallleistungspegel von Geräuschquellen, Hüllflächenverfahren der Genauigkeitsklasse 3 über einer reflektierenden Ebene
EN ISO 3747	Bestimmung der Schallleistungs- und Schallenergiepegel von Geräuschquellen aus Schalldruckmessungen - Verfahren der Genauigkeitsklassen 2 und 3 zur Anwendung in situ in einer halligen Umgebung
EN ISO 4871	Angabe und Nachprüfung von Geräuschemissionswerten von Maschinen und Geräten
EN ISO 11546-2	Akustik — Bestimmung der Schalldämmung von Schallschutzkapseln — Teil 2: Messungen im Einsatzfall (zum Zweck der Abnahme und Nachprüfung) (ISO 11546-2:1995)
SIA 181	Schallschutz im Hochbau (SIA 181:2006)
SN EN 1886	Lüftung von Gebäuden - Zentrale raumlufttechnische Geräte - Mechanische Eigenschaften und Messverfahren
VDI 2081	Raumlufttechnik Geräuscherzeugung und Lärmminderung. Blatt 1 und Blatt 2.

12.6 Literaturverzeichnis

ebm-papst (2021). *Ventilator Datenblatt aus Fanscout*. Mulfingen: ebm-papst Mulfingen GmbH & Co. KG.

Lips, W. (2011). *Akustik für Gebäudetechnik-Ingenieure*. Horw: Hochschule Luzern- Technik & Architektur.

Lips, W. (2008). *Lärmbekämpfung durch Kapselung*. Luzern: Suva.

Lips, W. (2015). *Schallemissionen an Maschinen*. Luzern: Suva.

Müller, G., Möser, M. (2017). *Schalldämpfer*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg Imprint Springer Vieweg.

Neukom Electronic AG (2007). *Bedienungsanleitung Power Analyzer Infratek 106A, 107A, 31 und 101A*. Wallenwil: Neukom Electronic AG.

Norsonic (2008). *Handbuch Schallanalysator nor140*. Grünenmatt: Norsonic Brechbühl AG.

Odermatt, A. (2020). *Akustik HLS4*. Horw: Hochschule Luzern- Technik & Architektur.

Odermatt, A. (2019). *Grundlagen Akustik*. Horw: Hochschule Luzern- Technik & Architektur.

Odermatt, A. (2020). *Messtechnik 2020 Teil 1*. Horw: Hochschule Luzern- Technik & Architektur.

Odermatt, A. (2020). *Messtechnik 2020 Teil 2*. Horw: Hochschule Luzern- Technik & Architektur.

Seven-Air Verfügbar unter https://www.seven-air.ch/resources/2017_03_7Air_Gehaeuse_d.pdf (17.05.2021).

Seven-Air (2000). *Excel Berechnungsverfahren Seven-Air*. Luzern: Seven-Air Gebr. Meyer AG.

Seven-Air (2021). *Monobloc Datenblätter*. Luzern: Seven-Air Gebr. Meyer AG.

Seven-Air (2016). *Schalldämmwerte Gehäuse*. Luzern: Seven-Air Gebr. Meyer AG.

Suissetec (2018). *Merkblatt Akustik im Bereich Raumlufttechnische Anlagen*. Zürich: Suissetec.

Trox Hesco: Verfügbar unter https://www.troxhesco.ch/downloads/8bc54c33884bb563/00264469_0.pdf?type=product_info (17.05.2021).

13 Anhang

Kapitel A Technische Datenblätter Monobloc

Kapitel B Technische Datenblätter Ventilator

Kapitel C Spezifikation Messgeräte

Kapitel D Resultate Seven-Air

Kapitel E Messwerte und Auswertungen

Kapitel F Optimierungsvarianten

Kapitel G Messaufbau

Kapitel H Fotos und Terminplan