



Technische  
Universität  
Braunschweig



Institut für Aerodynamik  
und Strömungstechnik

Bachelorarbeit

# Akustische Analyse von Querstromventilatoren für den Einsatz in Geräten zum Heizen und Kühlen

Steffen Kempen

24. Februar 2023

**DLR Institut für Aerodynamik und Strömungstechnik**

**Prof. Dr.-Ing. Jan Delfs**

**Prof. Dr.-Ing. habil. Cord-Christian Rossow**

Betreuer:

Tobias Brümmer, M. Sc.

**KAMPMANN**  
Genau mein Klima.



### **Eidesstattliche Erklärung**

Ich erkläre hiermit an Eides statt, dass ich die vorliegende Bachelorarbeit selbstständig verfasst sowie alle benutzten Quellen und Hilfsmittel vollständig angegeben habe und dass die Arbeit nicht bereits als Prüfungsarbeit vorgelegen hat.

Braunschweig, den 24. Februar 2023

---



DLR Institut für Aerodynamik und Strömungstechnik  
Lilienthalplatz 7, 38108 Braunschweig

Ihr Zeichen  
Ihr Schreiben  
Unser Zeichen

Ihr Gesprächspartner Prof. Dr.-Ing. Delfs

Telefon 0531 295- 2170

Telefax 0531 295- 2320

E-Mail [jan.delfs@dlr.de](mailto:jan.delfs@dlr.de)

15. November 2022

Bachelorarbeit für Herrn Steffen Kempen, Matr.-Nr. 4677132

## **Titel: "Akustische Analyse von Querstromventilatoren für den Einsatz in Geräten zum Heizen und Kühlen"**

### **Hintergrund**

Querstromventilatoren sind aufgrund ihrer flachen Bauweise sehr gut für den Einsatz in Geräten zum Heizen und Kühlen, wie beispielsweise einem Unterflurkonvektor oder wandmontierten Ventilatorkonvektoren, geeignet. Das Luftführungsprinzip ermöglicht eine gleichmäßige Bewegung der Luft über die gesamte Länge des Wärmeübertragers.

Das Funktionsprinzip dieser Art von Gebläse ist in der Literatur bei idealen Bedingungen ausführlich beschrieben. Beim Einbau eines Querstromventilators in eines der oben genannten Geräte sind aber eben diese idealen Bedingungen, aufgrund des sehr begrenzten Bauraums der zur Verfügung steht, eben nicht gegeben. Neben dem Walzenkörper an sich hat auch die Gehäusegeometrie sowie die Geometrie und Anordnung des Wirbelbildners einen großen Einfluss auf die erzeugte Schallleistung.

### **Ziel der Bachelorarbeit**

Ziel dieser Bachelorarbeit soll es sein, die Schallentstehung am Querstromventilator besser zu verstehen. Insbesondere soll das Verhalten im Gerät bei nicht idealen Einbausituationen und mit Gegendruck durch Einbauteile in Hinblick auf Schallleistung und Luftvolumenstrom analysiert werden.

Die Aufgabe lässt sich in folgende Einzelschritte unterteilen:

- Einarbeitung in den Stand der Technik und bekannte Forschungsarbeiten zum Thema
- Analyse eines bestehenden Systems
- Identifikation von Schallentstehungsmechanismen
- Ableitung möglicher Maßnahmen hinsichtlich der Optimierung von Akustik und Luftvolumenstrom
- Schlussfolgerungen, welche Maßnahmen praxistauglich sind und Erstellung einer Handlungsempfehlung
- Dokumentation und Präsentation der Ergebnisse

Die Bachelorarbeit wird extern bei der Fa. Kampmann, Lingen (Ems) durchgeführt, der externe Teil der Betreuung geschieht durch M.Sc. Tobias Brümmer geleistet; die Betreuung auf DLR-Seite durch Prof.-Dr.-Ing Jan Delfs.

Prof. Dr.-Ing. Jan Delfs  
Abteilungsleiter Technische Akustik



## **Zusammenfassung**

Gegenstand der vorliegenden Bachelorarbeit ist die akustische Analyse eines Querstromventilators unter realitätsnahen Einbaubedingungen. Dabei werden Ansätze zur Optimierung der Akustik dieses Querstromventilators erarbeitet und analysiert, welche Schallentstehungsmechanismen vorliegen.

Hierfür werden zuerst die dafür notwendigen theoretischen strömungsmechanischen und akustischen, insbesondere strömungsakustischen Grundlagen erarbeitet, sowie die Messmethodik erklärt. Anschließend werden verschiedene Varianten des Querstromventilators hinsichtlich des geförderten Luftvolumenstroms und des emittierten Schalls untersucht, während diese in einem Unterflurkonvektor verbaut sind. Die Schalluntersuchungen werden in einem Hallraum und einem reflexionsarmen Halbraum mittels eines Mikrofonarrays durchgeführt. Die Querstromventilatorvarianten werden dann anhand der Messungen mit der Ausgangsvariante verglichen, um Verbesserungspotenziale abzuleiten. Aus den Messungen im reflexionsarmen Halbraum wird zusätzlich zur Betrachtung des gesamten Spektrums der Drehton extrahiert und dieser gesondert analysiert. Daraus wird der strömungsakustische Quellentyp dieses Tons ermittelt.

## **Abstract**

The subject of this bachelor's thesis is the acoustic analysis of a cross-flow-fan with surrounding conditions close to reality. More specifically, approaches to optimise the acoustic behaviour of the cross-flow-fan are formulated and the origins of the sound in terms of location and mechanism are analysed.

Therefore, the necessary theoretical fluidic and acoustic, aeroacoustic in particular, basics are discussed and the methods of the measurements are explained. Next, different variations of the cross-flow-fan installed in a trench heating device are investigated regarding the emitted sound in relation to the generated air flow. The acoustic investigations are carried out in a reverberation test room and in a hemi-anechoic room using a microphone array. Then, the variants of the cross-flow-fan are compared to the variant currently in use in order to deduce a potential for optimisation. Additionally, the blade passing frequency is extracted from the sound spectrum measured in the hemi-anechoic room for further investigation, in which the aeroacoustic source of this particular tone is determined.





# Inhaltsverzeichnis

<b>1. Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1. Motivation und Ziele der Arbeit . . . . .	1
1.2. Vorgehensweise . . . . .	1
<b>2. Theoretische Grundlagen</b>	<b>3</b>
2.1. Die Funktionsweise eines Querstromventilators . . . . .	3
2.2. Theoretische Grundlagen der Akustik . . . . .	5
2.2.1. Schallfeldgrößen . . . . .	5
2.2.2. Bewertung von Schallspektren . . . . .	7
2.2.3. Schallfeldtypen . . . . .	7
2.2.4. Schallereigniskategorien . . . . .	9
2.3. Theoretische Grundlagen der Aeroakustik . . . . .	9
2.3.1. Quellentypen . . . . .	9
2.3.2. Annahmen zur Schallentstehung beim Querstromventilator . . . . .	10
<b>3. Methodik</b>	<b>13</b>
3.1. Prüfling . . . . .	13
3.1.1. Beschreibung des Gesamtsystems „Katherm HK“ . . . . .	13
3.1.2. Der Querstromventilator . . . . .	13
3.2. Prüfstände . . . . .	15
3.2.1. Volumenstromprüfstand . . . . .	15
3.2.2. Hallraum . . . . .	18
3.2.3. Reflexionsarmer Halbraum . . . . .	20
3.3. Ansätze zur Ermittlung der Schallentstehung . . . . .	24
3.3.1. Position des Abstreifers . . . . .	25
3.3.2. Randeffect . . . . .	25
3.3.3. Vergrößerung der Asymmetrie . . . . .	27
<b>4. Messergebnisse und Interpretation</b>	<b>29</b>
4.1. Messungen an der Ausgangsvariante . . . . .	29
4.1.1. Luftvolumenstrom . . . . .	29
4.1.2. Schallleistungsmessung nach DIN EN ISO 3741 . . . . .	30
4.1.3. Schallmessungen im reflexionsarmen Halbraum . . . . .	30
4.2. Position des Abstreifers . . . . .	37
4.2.1. Luftvolumenstrom . . . . .	37
4.2.2. Schalluntersuchung . . . . .	38
4.2.3. Bewertung der Praxistauglichkeit . . . . .	42

4.3. Randeffektuntersuchung . . . . .	44
4.3.1. Luftvolumenstrom . . . . .	44
4.3.2. Schalluntersuchung . . . . .	44
4.3.3. Bewertung der Praxistauglichkeit . . . . .	45
4.4. Asymmetrieuntersuchung . . . . .	47
4.4.1. Luftvolumenstrom . . . . .	47
4.4.2. Schalluntersuchung . . . . .	47
4.4.3. Bewertung der Praxistauglichkeit . . . . .	50
<b>5. Zusammenfassung</b>	<b>53</b>
<b>6. Fazit und Ausblick</b>	<b>55</b>
<b>A. Messdaten</b>	<b>57</b>
A.1. Messdaten der Luftvolumenstrommessungen – tabellarische Darstellung .	57
A.2. Messdaten der Hallraummessungen nach DIN EN ISO 3741 – graphische und tabellarische Darstellung . . . . .	59
<b>Literatur</b>	<b>65</b>

# Abbildungsverzeichnis

2.1.	Schematische Darstellung eines Querstromventilators aus [1] 1 Ventilatorwalze; 2 Abstreifer; 3 Rückwand . . . . .	3
2.2.	Schematische Strömungsdarstellung eines Querstromventilators im Schnitt aus [23] . . . . .	4
2.3.	Bewertungskurven A und C aus [11] . . . . .	8
2.4.	Schallquellentypen eines Ventilators nach [15] . . . . .	10
3.1.	Darstellungen des Unterflurkonvektors Katherm HK . . . . .	14
3.2.	Darstellungen des in dieser Bachelorarbeit verwendeten Querstromventilators . . . . .	15
3.3.	Schematische Darstellung des Volumenstromprüfstands . . . . .	15
3.4.	Der Aufbau am Volumenstromprüfstand . . . . .	18
3.5.	Der Aufbau im Hallraum . . . . .	20
3.6.	Reflexionsarmen Halbraum und Messaufbau in diesem . . . . .	22
3.7.	Darstellung einzelner Schallquellen der Raumluftechnik mit Richtfaktoren je nach Position im Raum aus [27] . . . . .	23
3.8.	Skizze der Mikrofonpositionen im Ansaugbereich 200 mm über der Walzenmitte, Draufsicht, fotografische Darstellung zum Vergleich . . . . .	23
3.9.	Skizze der horizontalen und vertikalen Abstreiferverschiebung . . . . .	26
3.10.	Ringförmige Bänder an den Walzenenden aus [14] . . . . .	26
3.11.	Vergleich der verwendeten Querstromventilatorvarianten . . . . .	27
4.1.	Messpunkte und Regressionsgerade der Luftvolumenstrommessung der Ausgangsvariante . . . . .	29
4.2.	Messdaten der Ausgangsvariante der Hallraummessung nach DIN EN ISO 3741 mit A-Bewertung . . . . .	31
4.3.	Darstellung der Ergebnisse der Messungen der Ausgangsvariante im reflexionsarmen Halbraum über Luftvolumenstrom und Frequenz . . . . .	32
4.4.	Darstellung der Ergebnisse der Messungen der Ausgangsvariante im reflexionsarmen Halbraum über der Position . . . . .	34
4.5.	Schalldruckpegel des Drehtons im Nah- und Fernfeld der Ausgangsvariante, Nahfeld korrigiert um -12,5 dB nach Formel 3.11 . . . . .	35
4.6.	Drehton der Messungen der Ausgangsvariante, Frequenz-Step: 2 Hz, Drehzahl-Step: 1 min <sup>-1</sup> . . . . .	36
4.7.	Messpunkte und Regressionsgerade der Luftvolumenstrommessung an den verschiedenen Abstreiferpositionen . . . . .	37

4.8. Ergebnisse der Messungen mit verschobenem Abstreifer im reflexionsarmen Halbraum . . . . .	39
4.9. Drehton bei der Messung mit horizontal verschobenen Abstreifern Frequenz-Step: 2 Hz, Drehzahl-Step: 1 min <sup>-1</sup> Nahfeld korrigiert um -12,5dB nach Formel 3.11 . . . . .	40
4.10. Drehton bei der Messung mit horizontal verschobenen Abstreifern Frequenz-Step: 2 Hz, Drehzahl-Step: 1 min <sup>-1</sup> Nahfeld korrigiert um -12,5dB nach Formel 3.11 . . . . .	41
4.11. Quellentypenanalyse des Drehtons, Frequenz-Step: 2 Hz, Drehzahl-Step: 1 min <sup>-1</sup> . . . . .	43
4.12. Messpunkte und Regressionsgerade der Luftvolumenstrommessung ohne Verdeckung der Walzenenden . . . . .	44
4.13. Messergebnisse und Auswertung der Schallleistungsbestimmung nach DIN EN ISO 3741 der Variante ohne überstehende Kopfbleche . . . . .	46
4.14. Messpunkte und Regressionsgerade der Luftvolumenstrommessung mit verdrillter Walze . . . . .	47
4.15. Summenschalldruckpegel der Ausgangsvariante über der Position im Nahfeld bei 2-8 V Steuerspannung . . . . .	48
4.16. Messergebnisse und Auswertung der Schalluntersuchung der Variante mit erhöhter Asymmetrie im Hallraum und im reflexionsarmen Halbraum . . . . .	49
4.17. Auswertung des Drehtons bzgl. des Einflusses der erhöhten Asymmetrie Frequenz-Step: 2 Hz, Drehzahl-Step: 1 min <sup>-1</sup> . . . . .	51
A.1. Schallleistung mit A-Bewertung in Terzbandauflösung der Ausgangsvariante . . . . .	59
A.2. Schallleistung mit A-Bewertung in Terzbandauflösung der Variante ohne überhängende Kopfbleche . . . . .	60
A.3. Schallleistung mit A-Bewertung in Terzbandauflösung der Variante mit verdrillter Walze . . . . .	60

# Tabellenverzeichnis

2.1. Schallereigniskategorien nach [2] . . . . .	9
3.1. Variationen der Abstreiferposition . . . . .	25
A.1. Messdaten der Luftvolumenstrommessungen an der Ausgangsvariante . .	57
A.2. Messdaten der Luftvolumenstrommessungen an den veränderten Varianten	58
A.3. Schallleistungspegel in dB(A) der Ausgangsvariante im Terzband und als Summenpegel . . . . .	61
A.4. Schallleistungspegel in dB(A) der Variante ohne überstehende Kopfbleche im Terzband und als Summenpegel . . . . .	62
A.5. Schallleistungspegel in dB(A) der Variante mit verdrehter Walze im Terz- band und als Summenpegel . . . . .	63



# Symbolverzeichnis

## Symbole

$c$	Schallgeschwindigkeit	$\frac{\text{m}}{\text{s}}$
$f$	Frequenz	$\text{s}^{-1}$ , Hz
$I$	Schallintensität	$\frac{\text{W}}{\text{m}^2}$
$L_p$	Schalldruckpegel	dB
$L_W$	Schalleistungspegel	dB
$n$	Drehzahl	$\text{min}^{-1}$
$P$	Leistung	W
$p$	Druck	Pa
$Q$	Lufvolumenstrom	$\frac{\text{m}^3}{\text{h}}$
$r$	Abstand	$m$
$t$	Zeit	s
$U$	elektrische Spannung	V
$u$	Geschwindigkeit, meist Strömungsgeschwindigkeit	$\frac{\text{m}}{\text{s}}$
$x$	Ortsvektor	m, mm
$Z$	Anzahl der Ventilatorschaufeln	1
$\theta$	Temperatur	K
$\vartheta$	Temperatur	°C
$\lambda$	Wellenlänge	m
$\rho$	Dichte	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
$v$	Schallschnelle	$\frac{\text{m}}{\text{s}}$





# 1. Einleitung

## 1.1. Motivation und Ziele der Arbeit

In der Raumlufttechnik finden Querstromventilatoren insbesondere dort Verwendung, wo große Luftvolumenströme mit geringen Gegendrücken gefördert werden sollen und nur ein kleiner Bauraum zur Verfügung steht. Dies ist unter anderem in Unterflurkonvektoren der Fall, welche in dieser Arbeit betrachtet werden. Dabei kommt der Optimierung der akustischen Eigenschaften auf Grund der Bestimmungen zu Schallgrenzwerten zum Beispiel in Wohnbereichen, Hotels und am Arbeitsplatz eine größer werdende Bedeutung zu. Insbesondere, da bei geringen Vorlauftemperaturen im Heizfall, wie bei Heizungssystemen mit Wärmepumpe, die natürliche Konvektion klassischer Radiatoren nicht ausreicht, ist eine erzwungene Konvektion mit Ventilatorunterstützung notwendig. Auch im Kühlfall ist ein Ventilatoreinsatz notwendig, um die kalte Luft zugluftfrei in den Raum einzubringen.

In der Literatur und in aktuellen Studien werden die Querstromventilatoren meist freiblasend untersucht. Gleichzeitig sind Querstromventilatoren dafür bekannt, empfindlich auf Gegendrücke und Veränderungen in ihrer Durchströmung zu reagieren, was es notwendig macht eine gesonderte Untersuchung der realen Einbausituation durchzuführen.

Mit dieser Bachelorarbeit soll die Schallentstehung an einem Querstromventilator, welcher in den Unterflurkonvektoren der Reihe „Katherm HK“ der Firma Kampmann verbaut ist, analysiert werden. Darauf aufbauend sollen Optimierungen des Querstromventilators, die in der Literatur unter Freiblasbedingungen erprobt wurden, in der realen Einbausituation dahin gehend getestet werden, ob der beschriebene Effekt auch mit den entsprechenden Gegendrücken und der veränderten Anströmsituation durch die Einbausituation eintritt. Daraus hervorgehen soll eine Handlungsempfehlung, die zeigt welche Aspekte bei der Weiterentwicklung des Querstromventilators beachtet werden sollen und wo weitere Optimierungspotenziale liegen. Außerdem wird der Querstromventilator hinsichtlich seiner strömungsakustischen Schallentstehungsmechanismen untersucht, um ein allgemein besseres Verständnis der Schallentstehung für eine geräuscharme Produktentwicklung zu erhalten.

## 1.2. Vorgehensweise

Im Folgenden werden in Kapitel 2 die grundsätzliche Funktionsweise von Querstromventilatoren und die akustischen und insbesondere strömungsakustischen Grundlagen, welche zum Verständnis dieser Arbeit notwendig sind, kurz erklärt. Darauf aufbauend wird in Kapitel 3 das vorliegende Ausgangssystem, ein „Katherm HK 290/160/1200 2L 24V“, inklu-

sive des in dieser Arbeit untersuchten Querstromventilators und die verwendeten Prüfstände zur Luftvolumenstrom- und Schallmessung mit den Mess- und Auswertungsmethoden beschrieben. Außerdem werden in diesem Kapitel die Ansätze zur Optimierung des Querstromventilators erläutert. Anschließend werden in Kapitel 4 die Messergebnisse der einzelnen Querstromventilatorvarianten, welche aus den Ansätzen zur Optimierung des vorhergegangenen Kapitels entstanden sind, dargestellt und analysiert. Nach einer kurzen Zusammenfassung dieser Arbeit in Kapitel 5 wird abschließend in Kapitel 6 ein Fazit zu den vorgenommenen Untersuchungen gezogen und im Verlauf der Arbeit neu aufgekommene Fragestellungen benannt.

# 2. Theoretische Grundlagen

In diesem Kapitel werden die grundlegende Funktionsweise eines Querstromventilators sowie die akustischen und insbesondere strömungsakustischen Grundlagen erarbeitet, welche zum Verständnis dieser Arbeit notwendig sind.

## 2.1. Die Funktionsweise eines Querstromventilators

Querstromventilatoren bestehen im Kern aus drei Elementen: der Ventilatorwalze, welche bei dieser Ventilatorbauart der Rotor ist, der Rückwand und dem Abstreifer. Letzterer wird in der Literatur abweichend auch mit Wirbelbildner oder Wirbelwand betitelt (siehe Abbildung 2.1).

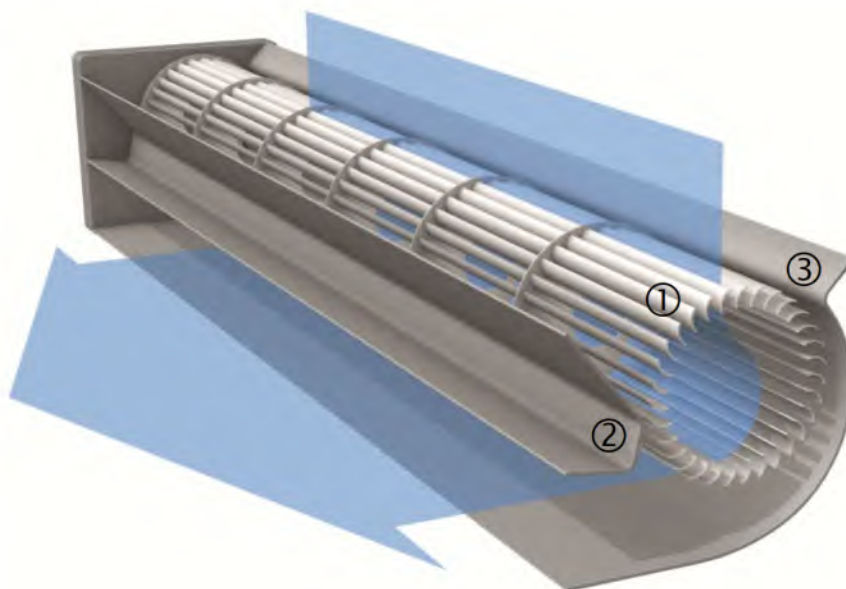


Abbildung 2.1.: Schematische Darstellung eines Querstromventilators aus [1]  
1 Ventilatorwalze; 2 Abstreifer; 3 Rückwand

Der Ventilator fördert über die gesamte Breite gleichmäßig Luft mit Ausnahme der Bereiche nahe der Seitenränder [9]. Aus diesem linearen Zusammenhang ergibt sich, dass für viele Betrachtungen eine Analyse im Querschnitt durch den Ventilator ausreichend ist.

Das Strömungsverhalten bei einer solchen Betrachtung im Querschnitt ist schematisch in Abbildung 2.2 dargestellt. Es zeigt sich, dass die Schaufeln der Ventilatorwalze zwei

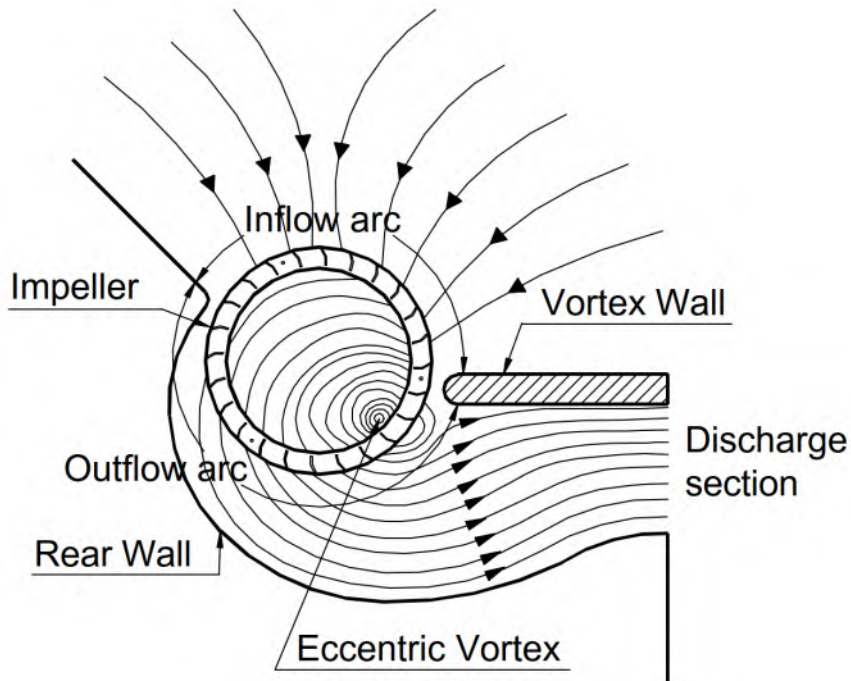


Abbildung 2.2.: Schematische Strömungsdarstellung eines Querstromventilators im Schnitt aus [23]

Mal durchströmt werden, erst von außen nach innen, dann umgekehrt. Außerdem bildet sich im Inneren der Ventilatorwalze ein Wirbel. Die Position des Wirbels ist abhängig vom Gegendruck, der Ventilator Drehzahl, der Rückwandgeometrie und der Schaufelgeometrie. Es lässt sich allgemein sagen, dass der Wirbelkern mit zunehmendem Luftvolumenstrom in Richtung des Abstreifers wandert. Die räumliche Ausdehnung des Wirbels wird dabei kleiner und die Drehgeschwindigkeit steigt [26]. Dabei verlässt das Wirbelzentrum nie den Raum zwischen den Lamelleninnenkanten [23]. Auf Grund dessen, dass der Wirbelkern nie das Innere der Ventilatorwalze verlässt, bildet sich zwischen dem Wirbelkern und dem Abstreifer eine Rückströmung von der Ausblas- in die Ansaugregion.

Dieses komplexen Strömungsfelds, welches von der Rückwandgeometrie, der Drehzahl, der Walzen- und Schaufelgeometrie, der Position und Geometrie des Abstreifers und dem Gegendruck abhängt, ist der Grund dafür, dass gesicherte Auslegungsverfahren für Querstromventilatoren, wie es sie für andere Ventilatorarten gibt, fehlen [8]. Daher ist für jede Konfiguration eines Querstromventilators eine eigene Untersuchung notwendig.

## 2.2. Theoretische Grundlagen der Akustik

Die Akustik ist die Wissenschaft des Schalls. Schall ist im Allgemeinen eine Schwingung eines elastischen Mediums, welches sowohl ein Festkörper als auch ein Fluid sein kann. In dieser Arbeit wird der Schall in der Luft, also Fluidschall, betrachtet [18].

### 2.2.1. Schallfeldgrößen

Wenn es zu einem Schallereignis kommt, schwingen Fluidelemente mit der Schallschnelle  $\vec{v}$  um ihre Ruhelage. Diese Schwingung breitet sich mit der Geschwindigkeit  $c$  (Schallgeschwindigkeit) aus und die daraus resultierende Druckschwankung ist mess- und wahrnehmbar.

Die Druckschwankung, auch Schallwechseldruck  $p'$  genannt, ist mit dem statischen Umgebungsdruck  $p_0$  überlagert [2]:

$$p'(t) = p(t) - p_0 \quad (2.1)$$

Der Schallwechseldruck ist dabei im für den Menschen hörbaren Bereich um drei bis zehn Zehnerpotenzen kleiner als der Umgebungsdruck.

Die Lautstärke eines Schallereignisses wird über den Effektivwert  $\tilde{p}$  bestimmt. Dieser ist das quadratische Mittel über den Schallwechseldruck und lässt sich für sinusförmige Schallereignisse mit

$$\tilde{p} = \frac{\hat{p}}{\sqrt{2}} \quad (2.2)$$

bestimmen, wobei  $\hat{p}$  der Amplitude der Sinusschwingung entspricht.

Das menschliche Ohr kann eine sehr große Bandbreite an Schalldrücken wahrnehmen. Die Hörschwelle ist abhängig von der Frequenz bei ca.  $\tilde{p}_{min} \approx 2 \cdot 10^{-5}$  Pa, wobei die Schmerzgrenze je nach Frequenz bei  $\tilde{p}_{max} \approx 20$  Pa liegt. Daher wird der Schalldruck oft logarithmisch als Schalldruckpegel  $L_p$  in dB angegeben. Dies entspricht auch der logarithmischen Auflösung des Schalldrucks durch das Gehör, wie sie durch das Weber-Fechner-Gesetz für relative Empfindungswahrnehmung

$$E = k \cdot \log \left( \frac{R}{R_0} \right) \quad (2.3)$$

beschrieben ist [20]. Mit der Empfindung  $E$ , einer Konstanten  $k$ , dem Reiz  $R$  und dem Referenzreiz  $R_0$ . Der Schalldruckpegel ist nach der ISO/TR 25417:2007 [12] entsprechend des oben genannten Gesetzes

$$L_p = 10 \cdot \log_{10} \frac{\tilde{p}^2}{p_0^2} = 20 \cdot \log_{10} \frac{\tilde{p}}{p_0} \quad (2.4)$$

wobei  $p_0 = 2 \cdot 10^{-5}$  Pa ist, was dem Schalldruck der Hörschwelle entspricht.

Eine weitere Größe des Schallfelds ist die Schallintensität  $\vec{I}$ . Diese ist ein Maß für die Schallenergiestromdichte und kann über das quadratische Mittel aus dem Produkt des Schallwechseldrucks mit der Schallschnelle gebildet werden [2]:

$$\vec{I} = \overline{p' \vec{v}'} \quad (2.5)$$

Unter der Voraussetzung, dass es sich um eine fortschreitende Welle handelt, also eine Schallwelle, die in eine bestimmte Richtung läuft, gilt für die Schallschnelle  $v$  [20]

$$v = \frac{p}{\rho \cdot c} \quad (2.6)$$

Damit ergibt sich für den genannten Fall für die Schallintensität

$$I = \frac{p^2}{\rho \cdot c} \quad (2.7)$$

Der Schalldruck beschreibt den an einem Ort mess- bzw. wahrnehmbaren Schall. Im Gegensatz dazu beschreibt die Schalleistung die akustische Leistung, die die Schallquelle emittiert. Diese lässt sich über die Schallenergiestromdichte bestimmen, indem die Schallenergiestromdichte auf eine die Schallquelle einhüllende Fläche bezogen wird [2]:

$$P = \oint_A \vec{I} \cdot \vec{n} dA \quad (2.8)$$

Dabei ist  $A$  eine die Schallquelle komplett einhüllende Fläche und  $\vec{n}$  der Normalenvektor zu dieser.

Auch aus der Schalleistung lässt sich ein Pegel, der Schallleistungspegel  $L_W$ , bilden [19]:

$$L_W = 10 \cdot \frac{P}{P_0} \quad (2.9)$$

mit  $P_0 = 10^{-12}$  W. Der Schallleistungspegel wird ebenfalls in dB angegeben.

Der Schalldruck, welcher von einer Schallquelle wahrgenommen werden kann, ist abhängig von

- der Schalleistung der Quelle,
- dem Abstand zur Quelle,
- der Raumdämpfung des umgebenen Raums,
- der Richtungscharakteristik der Schallquelle.

Daher eignet sich die Schalleistung am besten um verschiedene Geräte unabhängig von der Umgebung miteinander zu vergleichen [19].

### Anwendung von Pegelgrößen

Aus dem logarithmischen Charakter der Pegelgrößen ergibt sich, dass diese beim Zusammenfassen von zwei Quellen nicht arithmetisch addiert werden können. Stattdessen ist die Pegeladdition anzuwenden [20]:

$$L_{tot} = 10 \cdot \log_{10} \left( \sum_{i=1}^n 10^{0,1 \cdot L_i} \right) \quad (2.10)$$

Dies ist ebenso bei der Mittelung von Schallpegeln zu beachten:

$$L = 10 \cdot \log_{10} \left( \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n 10^{0,1 \cdot L_i} \right) \quad (2.11)$$

Eine Mittelung eines Schalldrucks zu einem Schalldruckpegel über ein Zeitintervall  $T$  errechnet sich entsprechend Formel 2.4 und Formel 2.11 mit:

$$L_p = 10 \cdot \log_{10} \left( \frac{1}{T} \int_0^T \frac{\tilde{p}^2(t)}{p_0^2} dt \right) \quad (2.12)$$

### 2.2.2. Bewertung von Schallspektren

Der Mensch nimmt Schallereignisse abhängig von ihrer Frequenz unterschiedlich laut wahr. Um diesem Rechnung zu tragen, werden Schallereignisse frequenzabhängig bewertet. Die dafür übliche Bewertung ist die A-Bewertung, welche sich aus den Phon Kurven ableitet. Diese sind Kurven gleicher Lautstärke. Für sehr laute Geräusche verschiebt sich die frequenzabhängige Wahrnehmung und entsprechend auch die Phon-Kurven. Dies führt zu der C-Bewertung für sehr hohe Schalldrücke. Die beiden Bewertungen sind in der DIN EN 61672-1 definiert [4]. Bei einer A-Bewertung wird die Frequenz von 1000 Hz als Referenz angenommen, bei welcher der Pegel nicht korrigiert wird. Hohe und Tiefe Frequenzen werden niedriger bewertet, während Frequenz zwischen 1 kHz und ca. 6 kHz leicht höher bewertet werden (vgl. Abbildung 2.3). Die C-Bewertung für sehr hohe Schalldrücke findet in dieser Arbeit keine Anwendung. Die Bewertungskurven werden ebenso wie Dämpfungen arithmetisch mit dem unbewerteten Schalldruck- oder Schalleistungspegel addiert.

### 2.2.3. Schallfeldtypen

Die erste Unterscheidung zwischen zwei Schallfeldtypen betrifft die Raumumgebung. Ein Schallfeld ist oft eine Überlagerung eines Direktfelds und eines Diffusfelds. Ein Direktfeld, auch Freifeld, bezeichnet dabei den Teil des Schalls, welcher direkt von der Schallquelle zum Empfänger läuft. Beim Diffusfeld dagegen wird der Schall bevor er zum Empfänger kommt an anderen Objekten reflektiert. Dies führt zu einer diffusen, zeitverzögerten Wahrnehmung des Schallereignisses. Ein reines Direktfeld ist also nur anzutreffen,

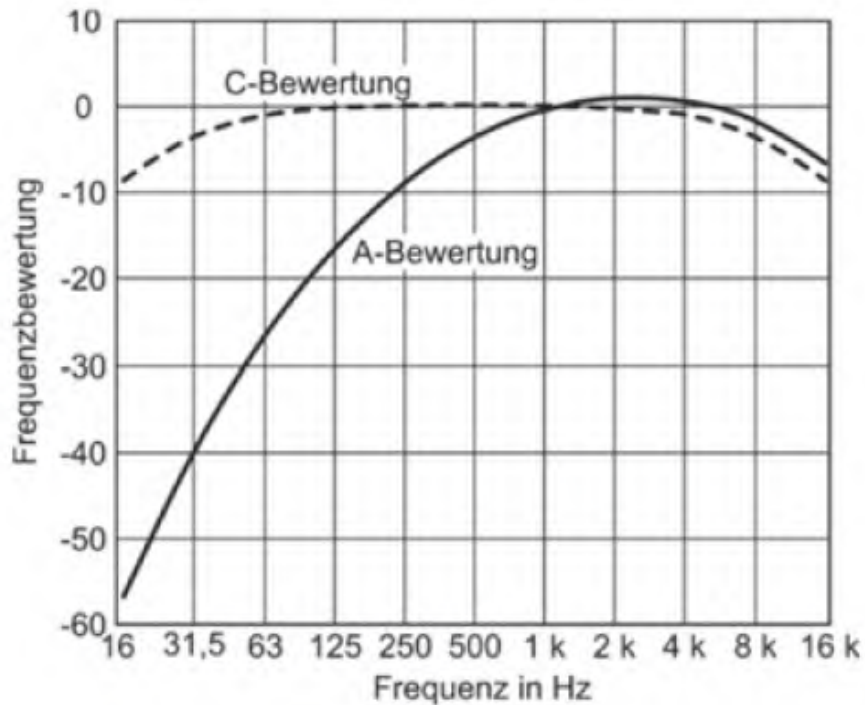


Abbildung 2.3.: Bewertungskurven A und C aus [11]

wenn sämtliche Begrenzungsflächen entweder fehlen oder den Schall absorbieren [19]. Ein Beispiel dafür ist der in Kapitel 3.2.3 beschriebene Prüfstand.

Die zweite Unterscheidung betrifft die geometrische Anordnung von Quelle und Empfänger. Dabei wird zwischen einem geometrischen und einem akustischen Nah- und Fernfeld unterschieden [2]. Das geometrische Nah- bzw. Fernfeld ist dabei nur für Schallquellen relevant, welche nicht klein im Vergleich zur abgestrahlten Wellenlänge sind.

Das akustische Nahfeld ist der Bereich, in welchem der Abstand  $r$  klein im Vergleich zur Wellenlänge ist:

$$r \ll \lambda$$

Dort ist das Fluid als inkompressibel anzunehmen. Im Nahfeld sind Schalldruck und Schallschnelle nicht in Phase. Dadurch lässt sich aus dem gemessenen Schalldruck nicht sicher die Schalleistung bestimmen [20].

Das Fernfeld hingegen zeichnet sich dadurch aus, dass das Fluid als kompressibel zu betrachten ist. Dies ist im Bereich von

$$r \gg \lambda$$

der Fall.

Zusätzlich ist die Größe  $l$  der Quelle von Relevanz, wenn, wie oben beschrieben, die Quelle nicht kompakt ist. So wird der Bereich in welchem

$$r \ll \lambda \quad \frac{l}{\lambda} \ll 1$$



als geometrisches Nahfeld bezeichnet. Hier sind sowohl kompressible als auch inkompressible Eigenschaften des Fluids vorzufinden.

Äquivalent existiert ein geometrisches Fernfeld als Teil des akustischen Fernfelds, in welchem die Größe der Quelle keinen Einfluss mehr hat. Dies ist bei

$$r \gg l$$

der Fall.

### 2.2.4. Schallereigniskategorien

Schallereignisse lassen sich grob nach Tabelle 2.1 kategorisieren (vgl. [2]).

Tabelle 2.1.: Schallereigniskategorien nach [2]

Knall	Ein einzelnes Schallereignis als Impuls, welches das Fluid einmalig anregt
Ton	Ein Schallereignis mit einer diskreten Frequenz
Rauschen	Ein Schallereignis, welches in einem breiten Frequenzband abstrahlt
Geräusch	Eine Überlagerung von verschiedenen Schallereignissen

## 2.3. Theoretische Grundlagen der Aeroakustik

Die Aeroakustik, in Abgrenzung zu anderen akustischen Teilgebieten, beschäftigt sich mit Schall, welcher durch die Luft selbst erzeugt wird.

### 2.3.1. Quellentypen

In der Aeroakustik wird zwischen verschiedenen Quelltypen unterschieden, welche durch Ersatzquellen beschrieben werden. Der erste Quellentyp ist die so genannte Monopolquelle, auch Kugelstrahler 0. Ordnung. Als Beispiel für diesen wird oft die „atmende Kugel“ [20] verwendet. Es handelt sich bei diesem Quelltyp also um eine Volumenänderung, welche kreisförmig abstrahlt. Der zweite Quellentyp ist die Dipolquelle oder Kugelstrahler 1. Ordnung. Dieser wird durch zwei kleine atmende Kugeln als Ersatzschallquellen beschrieben. Er wird durch Wechselkräfte wie z.B. angeströmte Oberflächen oder Ablösungen an der Oberflächenhinterkante hervorgerufen. Der dritte Quellentyp ist die Quadrupolquelle oder Kugelstrahler 2. Ordnung. Dieser wird mittels vier kleiner atmender Kugeln als Ersatzschallquellen beschrieben. Quadrupolquellen entstehen z.B. durch freie Turbulenz.

Die Schallleistung der einzelnen Quellen ist primär abhängig von der Strömungsgeschwindigkeit. Für eine zweidimensionale Strömung ergibt sich [21]

$$P \sim \rho c^3 \cdot M^{2m+1} \quad (2.13)$$

und für eine dreidimensionale Strömung

$$P \sim \rho c^3 \cdot M^{2m+2} \quad (2.14)$$

Dabei ist  $M$  die Machzahl, für welche gilt:

$$M = \frac{u}{c} \quad (2.15)$$

$m$  ist Abhängig vom Quellentyp:

- $m = 1$  Monopolquelle
- $m = 2$  Dipolquelle
- $m = 3$  Quadrupolquelle

Die Beziehungen 2.13 und 2.14 gelten für  $M \ll 1$ .

### 2.3.2. Annahmen zur Schallentstehung beim Querstromventilator

Das Geräusch, welches ein Ventilator emittiert, ist eine Überlagerung mehrerer einzelner Schallquellen. Die Geräuschentwicklung ist drehzahl- und belastungsabhängig. Eine mögliche Einteilung in verschiedene Geräuschquellen mit ihren Eigenschaften gibt Abbildung 2.4 [22]. Dabei sind für diese Arbeit die Quadrupolquellen auf Grund der vergleichsweise geringen Strömungsgeschwindigkeit nicht von Relevanz.

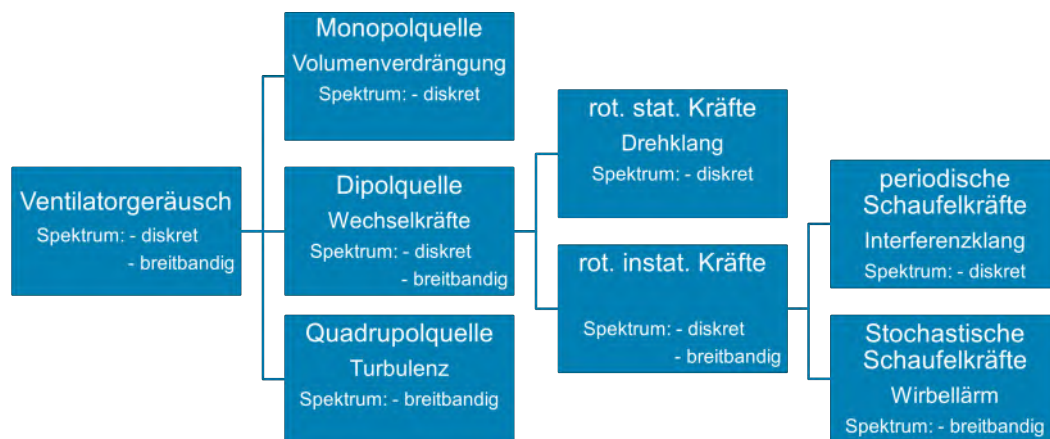


Abbildung 2.4.: Schallquellentypen eines Ventilators nach [15]

#### Drehton

Der Drehton ist ein Schallereignis mit einer diskreten Frequenz, welche abhängig von der Anzahl der Walzenlamellen und der Drehzahl ist:

$$f_{BPF} = \frac{n \cdot Z}{60 \frac{s}{\min}} \quad (2.16)$$

mit der Drehzahl  $n$  in  $\text{min}^{-1}$  und der Walzenlammellenzahl  $Z$ .

Nach [16] entsteht der Drehton durch das aerodynamische Zusammenspiel von den rotierenden Walzenlamellen und dem stationären Abstreifer. Es gibt in der Literatur unterschiedliche Angaben zum Quellentyp. So heißt es in [10] und [19], dass es sich um eine Monopolquelle handelt, während [18] den Drehton als Dipolquelle beschreibt. In [21] heißt es zwar, die Dipolquellen seien für Axial- und Radialventilatoren dominant, aber der Drehton von Flugzeugpropellern wird als Überlagerung von Monopolquellen auf Grund der Verdrängung und Dipolquellen auf Grund der Blattbelastungskräfte beschrieben. Auf Grund dieser unterschiedlichen Aussagen und auf Grund dessen, dass tonale Geräusche bei gleichem Schalldruck als störender empfunden werden als breitbandige Geräusche [3], wird der Drehton in dieser Arbeit genauer untersucht.

### **Strömungsrauschen**

Das Strömungsrauschen entsteht durch Dipolquellen, welche in einem breiten Frequenzband abstrahlen. Diese entstehen vermutlich durch die Anströmung der Walzenlamellen, durch Ablösungen an der Hinterkante der Lamellen, bei der Durchströmung des Wärmetauschers, sowie durch die Ablösung an dessen Hinterkanten.

### **Eigenschwingungen**

Eigenschwingungen entstehen durch Anregung einzelner Bauteile, welche dann mit ihrer Eigenfrequenz schwingen. Dies sind entsprechend tonale Geräusche. Bauteile, welche in ihrer Eigenfrequenz angeregt werden, können diese Frequenz im Gesamtspektrum dämpfen, wenn sie die Schwingung nicht wieder abstrahlen, sondern absorbieren. Dadurch entstehen in einem Rauschen schmalbandige Dämpfungen. Ein Anwendungsbeispiel dafür sind Resonanzkulissenschalldämpfer [24].



# 3. Methodik

Im Folgenden wird der Prüfling, in welchem der Querstromventilator praxisnah untersucht wurde, sowie die unterschiedlichen Prüfstände mit den dazugehörigen Messaufbauten erklärt.

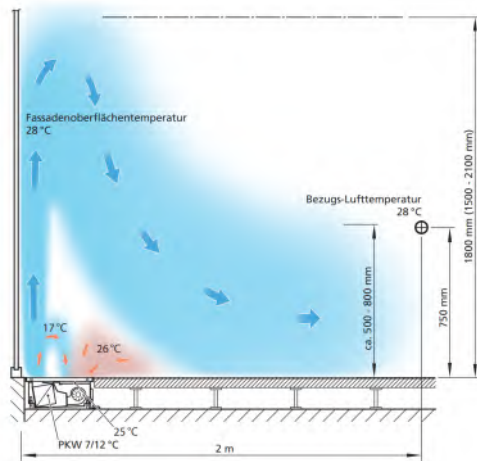
## 3.1. Prüfling

### 3.1.1. Beschreibung des Gesamtsystems „Katherm HK“

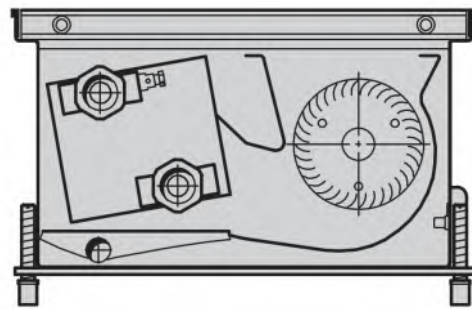
Der „Katherm HK 290/160/1200“ ist ein Unterflurkonvektor der Firma Kampmann. Der Bodenkanal ist 290 mm tief, 160 mm hoch und 1200 mm breit. Es ist vorgesehen, diesen unmittelbar vor einer Raumwand einzubauen. Er besteht im Wesentlichen aus einem Gehäuse aus Stahlblech, einem ca. 65 cm x 10 cm x 10 cm großen Kupfer/Aluminium Wärmetauscher und einem Querstromventilator, welcher raumseitig vor dem Wärmetauscher montiert ist (vgl. Abbildung 3.1b). Letzterer treibt die erzwungene Konvektion an und wird in dieser Arbeit genauer untersucht. Der Luftstrom wird aus dem Raum durch den Ventilator angesaugt, durch den Wärmetauscher gedrückt und legt sich dann an der Wand an. An dieser steigt der Luftstrom auf und fällt im Kühlfall über den Raum verteilt ab, ohne dass ein Zugluftrisiko entsteht (vgl. Abbildung 3.1a). Im Heizfall wird mit diesem Prinzip die Wärme entlang der Decke im gesamten Raum verteilt. Seitlich des Wärmetauschers sind die Wasseranschlüsse für eben diesen und die elektrische Steuerung für den Ventilator untergebracht. Die oberhalb des Wärmetauschers und Querstromventilators befindlichen Segmentbleche, welche u.a. einen Eingreifschutz in den Ventilator sicherstellen, sowie der auf dem Gehäuse aufliegende Rost sind für diese Arbeit nicht montiert, da ihr Einfluss auf den geförderten Luftvolumenstrom als gering angenommen wird, gleichzeitig die Umströmung aber zu akustischen Störungen wie z.B. Hiebtönen führen kann, welche die Messungen beeinflussen würden (vgl. Abbildung 3.1c und 3.1d).

### 3.1.2. Der Querstromventilator

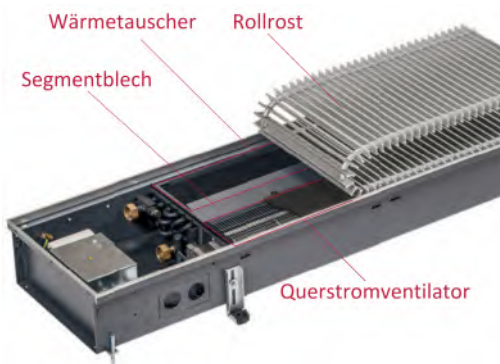
Der Querstromventilator hat eine Walze der Firma Punker mit 36 Lamellen und einem Durchmesser von 80 mm an der Einfassung und 79 mm an den Lamellenaußenkanten mit einer Länge von 630 mm aus Aluminium verbaut. Die einzelnen Lamellen haben eine Blechdicke von 0,5 mm, eine Profilsehne von 9,5 mm und eine Profیلwölbung von 2 mm. Der Motor ist das Modell „M3G045-AI13-05“ von der Firma ebm-papst mit einer Maximaldrehzahl von  $1200 \text{ min}^{-1}$  und einer maximalen elektrischen Leistung von 18 W bei einer Spannung von 24 V DC und maximal 0,8 A Stromstärke. Der Motor wird über



(a) Ein Katherm HK in Einbausituation im Kühlbetrieb mit Luftströmung [13]



(b) Ein Katherm HK 290 im Schnitt, vereinfacht [13]



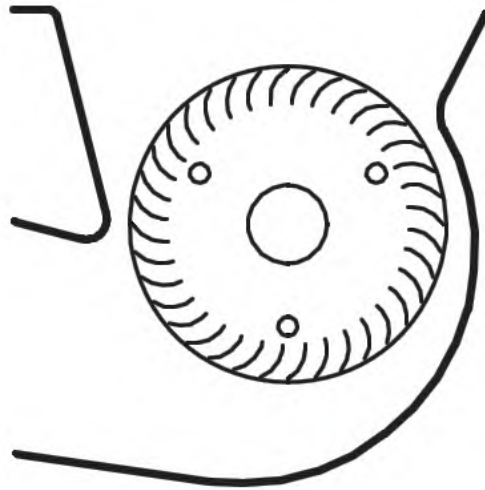
(c) 3D-Zeichnung eines Katherm HK inklusive Rost und Segmentblech



(d) Der Unterflurkonvektor HK 290 wie er in dieser Bachelorarbeit verwendet wurde

Abbildung 3.1.: Darstellungen des Unterflurkonvektors Katherm HK

eine Steuerspannung von 0 - 10 V stufenlos angesteuert, wobei er erst ab knapp 2 V anfängt zu drehen. Bei dem Motor handelt es sich um einen Außenläufer, daher wurde zur Drehzahlmessung der Käfig um diesen entfernt und ein Streifen Reflexfolie aufgeklebt. Auf der dem Motor gegenüberliegenden Seite ist die Walze in einem Kugellager gelagert, welches die Walze mit dem Kopfblech verbindet. Die Kopfbleche sind Stahlbauteile, welche Entwicklungen der Firma Kampmann sind und auch von dieser gefertigt werden. Die Rückwand und der Abstreifer sind Aluminiumstangenpressprofile, welche ebenfalls von der Firma Kampmann entwickelt wurden (vgl. Abbildung 3.2b). Der Querstromventilator ist in Abbildung 3.2a stark vereinfacht im Schnitt dargestellt.



(a) Der verwendete Querstromventilator im Schnitt, stark vereinfacht [13]



(b) Der Querstromventilator in seiner Ausgangsvariante

Abbildung 3.2.: Darstellungen des in dieser Bachelorarbeit verwendeten Querstromventilators

## 3.2. Prüfstände

Im Folgenden sind die für diese Arbeit verwendeten Prüfstände und Messaufbauten beschrieben. Es wurde an drei verschiedenen Prüfständen gemessen: am Volumenstromprüfstand zur Ermittlung des Zusammenhangs Drehzahl zu Luftvolumenstrom, im Hallraum zur normgerechten Bestimmung der Schalleistung und im Schalllabor zur genaueren akustischen Analyse des Systems.

### 3.2.1. Volumenstromprüfstand

Der Volumenstromprüfstand ist schematisch in Abbildung 3.3 dargestellt.

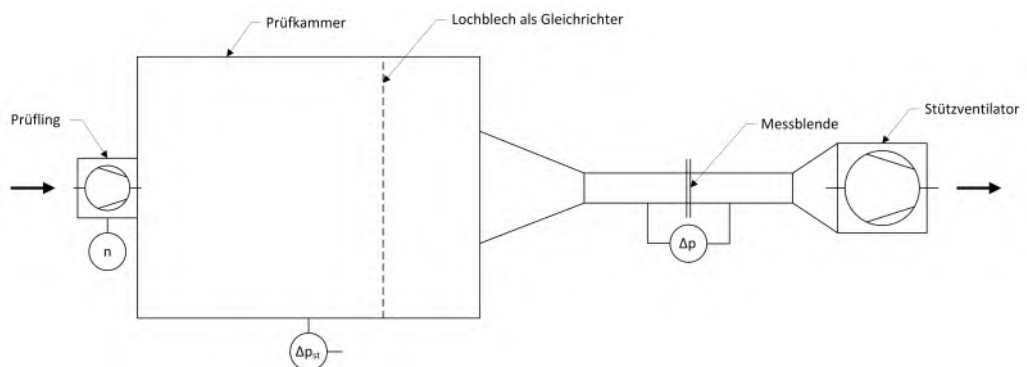


Abbildung 3.3.: Schematische Darstellung des Volumenstromprüfstands

Er besteht aus einer Prüfkammer mit den Maßen 2 m x 1,28 m x 1,28 m, an welche auf der einen Seite der Prüfling luftdicht angeschlossen wird. Auf der anderen Seite führt eine Düse zu einer Volumenstrommessblende der Firma TROX in der Baugröße DN 125. Von dieser führt ein Diffusor zum Stützventilator (vgl. Abbildung 3.4). Betrieben wird der Prüfling im so genannten Freiblaspunkt, das heißt, es gibt keine Druckdifferenz zwischen Ansaug und Ausblas des Prüflings. Dies wird erreicht, indem in der Prüfkammer mit Hilfe des Stützventilators der statische Druck auf Umgebungsdruck eingestellt wird. So ist der Druckverlust der Messeinrichtung kompensiert. In diesem Betriebszustand wird dann die Drehzahl des Prüflings und die Druckdifferenz zwischen dem statischen und dem totalen Druck an der Messblende gemessen. Aus dieser Druckdifferenz lässt sich dann mit der Formel 3.1, welche der Messblendenhersteller angibt, der Luftvolumenstrom ermitteln [25]:

$$Q = C \cdot \sqrt{\Delta p} \quad (3.1)$$

$$\Delta p = p_t - p_s$$

wobei  $C$  von der verwendeten Messblende abhängig ist und hier  $C = 34,92$  ist. Somit ergibt sich für die verwendete Konfiguration

$$Q = 34,92 \cdot \sqrt{\Delta p} \quad (3.2)$$

Die Luftdichte ist entsprechend der DIN EN ISO 5801 [7] mit  $1,2 \text{ kg/m}^3$  vom Messblendenhersteller angegeben. Wenn der Einfluss unterschiedlicher Luftdichte berücksichtigt wird, erhält man [25]:

$$Q = \sqrt{\frac{\rho}{1,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}} \cdot 34,92 \cdot \sqrt{\Delta p} \quad (3.3)$$

Die Luftdichte ist dafür nach der oben genannten DIN-Norm [7] folgend definiert.

$$\rho = \frac{p_a}{R_{wet} \cdot \theta} \quad (3.4)$$

Wobei  $p_a$  der Umgebungsdruck und  $R_{wet}$  die Gaskonstante für die feuchte Luft ist. Sie kann auf Grund der geringen Luftgeschwindigkeiten von  $u < 65 \frac{\text{m}}{\text{s}}$  am Ventilatorausblas als konstant angenommen werden.

$$R_{wet} = \frac{R_{dry}}{1 - 0,378 \cdot \frac{p_v}{p_a}} \quad (3.5)$$

$$R_{dry} = 287 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$p_v$  ist dabei der Dampfdruck des Wasserdampfs. Dieser lässt sich aus der gemessenen relativen Luftfeuchtigkeit  $h_{rel}$  und dem Sättigungsdampfdruck  $p_{sat}$  bestimmen.

$$p_v = h_{rel} \cdot p_{sat} \quad (3.6)$$



Letzterer lässt sich zwischen 0°C und 100°C näherungsweise durch

$$p_{sat} = 610,8 + 44,442 \cdot \vartheta + 1,4133 \cdot \vartheta^2 + 0,02768 \cdot \vartheta^3 + 2,55667 \cdot 10^{-4} \cdot \vartheta^4 + 2,89166 \cdot 10^{-6} \cdot \vartheta^5 \quad (3.7)$$

bestimmen. Dabei entspricht  $\vartheta$  der Trockenkugeltemperatur in der Umgebung, also der Temperatur ohne Berücksichtigung der Luftfeuchtigkeit.

Die Abhängigkeit des geförderten Luftvolumenstroms von der Drehzahl kann bei Querstromventilatoren in dem in dieser Arbeit verwendeten Drehzahlbereich sehr gut linear angenähert werden. Daher kann durch eine lineare Regression ein kontinuierlicher Zusammenhang bestimmt werden.

Die Drehzahl wird optoelektronisch mit Hilfe des Reflexstreifens auf dem Außenläufer des Motors gemessen.

### Messtechnik

Am Volumenstromprüfstand wurde folgende Messtechnik verwendet:

- BRAUN MOVIPORT C118 Handtacho mit optoelektronischem Sensor A1S30P95,  $\pm 1$  RPM Messgenauigkeit
- testo 512 - Differenzdruckmessgerät für 0...2 hPa zur Bestimmung der Druckdifferenz Kammerdruck zu Umgebungsdruck, Messungenauigkeit 0,5%
- testo 512 - Differenzdruckmessgerät für 0...2 hPa zur Bestimmung der Druckdifferenz Totaldruck zu statischem Druck an der Messblende, Messungenauigkeit 0,5%
- PeakTech P 6075 - DC Linear Doppel-Labornetzgerät als Stellsignalgeber für die Steuerspannung
- TROX DN 125 Messblende zur Volumenstrombestimmung, Messungenauigkeit 6%

### Messaufbau am Volumenstromprüfstand

Um den Unterflurkonvektor an den Prüfstand anzuschließen, ist dieser um 90° um seine Längsachse gedreht. Der Wärmetauscher ist mit einem Stutzen luftdicht an die Prüföffnung der Prüfkammer des Prüfstands angeschlossen (vgl. Abbildung 3.4). Der Stutzen hat eine Länge von 20 cm ab der Oberkante des Gehäuses, sodass der darüber befindliche Ventilator genug Raum für eine freie Anströmung hat. Zur optischen Messung der Drehzahl ist auf dem Außenläufer des Motors ein Reflexstreifen aufgeklebt. Es werden die Luftvolumenströme und Drehzahlen für die Steuerspannungen von 2 V bis 10 V in 1 V Schritten gemessen.

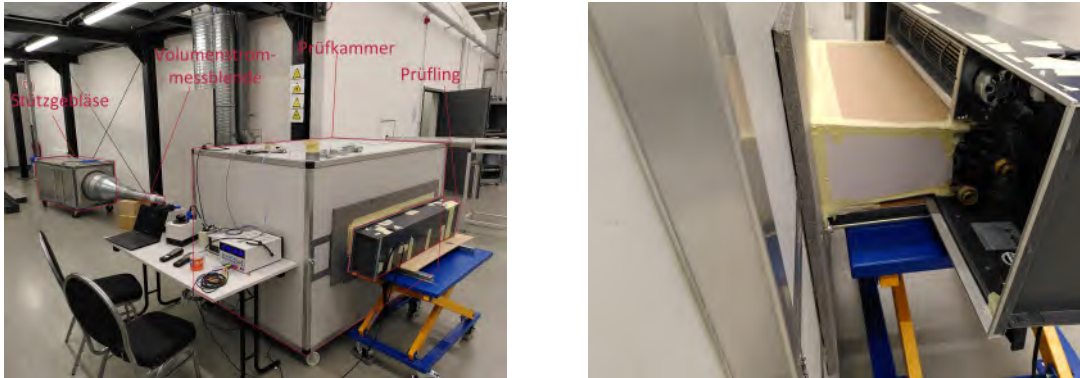


Abbildung 3.4.: Der Aufbau am Volumenstromprüfstand

### 3.2.2. Hallraum

Der Hallraum ist ein 214 m<sup>3</sup> großer, schallharter Raum, bei welchem mit Ausnahme der lotrechten Wände keine rechten Winkel oder parallelen Flächen existieren. Die Raumproportionen sind nie gleich oder ähnlich einer ganzen Zahl, um stehende Wellen zu vermeiden. Der Hallraum steht, entkoppelt vom Hallenboden, auf einer eigenen Bodenplatte, um die Schwingungsübertragung aus der Halle und dem industriellen Umfeld in den Hallraum zu vermindern. Im Inneren hängen zwei Dodekaederlautsprecher zur Flutung des Raums mit Rauschen und zwei Freifeldmikrofone sind an Drehgalgen angebracht (vgl. Abbildung 3.5). Der Hallraum eignet sich u.a. zu Schalleistungsmessungen nach DIN EN ISO 3741. Die kleinstmögliche Frequenzauflösung entspricht dem Terzband.

#### Messtechnik

Im Hallraum ist folgende Messtechnik verbaut:

- Brüel & Kjaer 2270 Zweikanal-Schallpegelmesser
- 2 Brüel & Kjaer 4190 ½" Freifeldmikrofone mit Brüel & Kjaer Type 2669 Vorverstärker
- 2 Brüel & Kjaer Type 3923 Drehgalgen
- Manacor PA-1250 Leistungsverstärker zur Ansteuerung der Dodekaederlautsprecher
- BRAUN MOVIPORT C118 Handtacho mit optoelektronischem Sensor A1S30P95, ±1 RPM Messgenauigkeit

#### Messaufbau im Hallraum

Der Prüfling wird mit 3 cm Abstand vor einer Wand im Hallraum aufgestellt, sodass das Strömungsverhalten ähnlich dem im realen Einbau ist. Um keine Vibrationen des Un-

terflurkonvektors mitzumessen, wird dieser auf einer 3 cm dicken Armaflex-Matte betrieben (vgl. Abbildung 3.5). Bei neun Motorsteuerspannungsstufen, identisch denen am Volumenstromprüfstand, wird der Schalleistungspegel gemäß der DIN EN ISO 3741 [5] bestimmt. Dafür wird der Schalldruck an den zwei Mikrofonen für 64 Sekunden gemessen und das Quadrat der Effektivwerte der Schalldrücke über die Zeit gemittelt. Die Drehgalgen der zwei Mikrofone rotieren währenddessen, sodass die Mittlung über die Zeit gleichzeitig auch eine Mittlung über verschiedene Mikrofonpositionen ist. Dabei entspricht die Messdauer von 64 Sekunden ein bzw. zwei Umdrehungen der Mikrofontalgen. Dadurch wird verhindert, dass evtl. vorhandene stehende Wellen, besonders jene großer Wellenlänge, einen zu großen Einfluss auf das Messergebnis haben. Der Frequenzbereich wird dabei im Terzband aufgelöst.

Anschließend ist die Nachhallzeit des Raums zu bestimmen, um über die äquivalente Absorptionsfläche des Hallraums die Raumdämpfung zu bestimmen. Dafür wird der Hallraum bei stationären Mikrofonen mit rosa Rauschen von ca. 110 dB(A) durch die Dekadaerlautsprecher geflutet. Nach Abschalten der Lautsprecher wird das Abklingen des Schalldruckpegels gemessen und aus dieser Abklingkurve eine  $T_{30}$  Nachhallzeit ermittelt. Dafür ist im linearen Anteil der Abklingkurve, also ohne Anfangs- und Endeffekte, die Zeit zu ermitteln, in welcher der Schalldruckpegel um 30 dB sinkt. Wenn der lineare Anteil zu klein ist, wird stattdessen die  $T_{20}$  Nachhallzeit ermittelt, mit entsprechend einer Schalldruckpegelabsenkung von 20 dB. Auf Grund des linearen Abklingens lässt sich aus einer  $T_{30}$  bzw.  $T_{20}$  Nachhallzeit eine normgerechte Nachhallzeit mit einer Schalldruckpegelabsenkung von 60 dB bestimmen. Die Nachhallzeitmessung wird drei Mal durchgeführt und der Mittelwert aus den Messungen gebildet, um den Messfehler zu reduzieren.

Zur Bestimmung der Schalleistungspegel wird zuerst nach Formel 2.4 aus den gemittelten Schalldrücken der Schalldruckpegel für jedes Terzband an beiden Mikrofonen bestimmt. Anschließend werden die Schalldruckpegel der beiden Mikrofone nach Formel 2.11 gemittelt. Sämtliche Summenpegel setzen sich aus der Addition der entsprechenden Terzbandpegel nach Formel 2.10 zusammen. Aus dem Schalldruckpegel wird mit

$$L_W = L_p + \left( 10 \cdot \log_{10} \left( \frac{A}{A_0} \right) \text{ dB} + 4,34 \frac{A}{S} \text{ dB} + 10 \cdot \log_{10} \left( 1 + \frac{S \cdot c}{8 \cdot V \cdot f} \right) \text{ dB} + C_1 + C_2 - 6 \text{ dB} \right) \quad (3.8)$$

der Schalleistungspegel berechnet. Dabei ist  $A$  die äquivalente Schallabsorptionsfläche

$$A = \frac{55,26}{c} \left( \frac{V}{T_{60}} \right)$$

bezogen auf Bezugsfläche  $A_0 = 1 \text{ m}^2$ , wobei die Schallgeschwindigkeit  $c$  abhängig von der gemessenen Umgebungstemperatur  $\vartheta$  in °C zu bestimmen ist:

$$c = 20,05 \sqrt{273 + \vartheta}$$

$S$  ist die Oberfläche des Hallraums mit  $S = 186 \text{ m}^2$ ,  $V$  das Volumen des Hallraums mit  $V = 214 \text{ m}^3$  und  $f$  die Mittenfrequenz des Terzbands. Die Summanden  $C_1$  und  $C_2$  sind Korrekturen zur Berücksichtigung der veränderten Schallkenn- und Strahlungsimpedanz auf Grund der meteorologischen Bedingungen zum Messzeitpunkt:

$$C_1 = -10 \cdot \log_{10} \left( \frac{p_s}{p_{s,0}} \right) \text{ dB} + 5 \cdot \log_{10} \left( \frac{273,15 + \vartheta}{\theta_0} \right) \text{ dB}$$

$$C_2 = -10 \cdot \log_{10} \left( \frac{p_s}{p_{s,0}} \right) \text{ dB} + 15 \cdot \log_{10} \left( \frac{273,15 + \vartheta}{\theta_1} \right) \text{ dB}$$

mit dem gemessenen statischen Umgebungsdruck  $p_s$ , dem Bezugswert für den statischen Umgebungsdruck  $p_{s,0} = 101,325 \text{ kPa}$  und den Bezugstemperaturen  $\theta_0 = 314 \text{ K}$  und  $\theta_1 = 296 \text{ K}$ .

Identisch zum Volumenstromprüfstand wird die Drehzahl für jede Steuerspannungsstufe optoelektronisch gemessen.



Abbildung 3.5.: Der Aufbau im Hallraum

### 3.2.3. Reflexionsarmer Halbraum

Der reflexionsarme Halbraum ist gemäß DIN EN ISO 3745 [6] mit einem garantierten Ruheschallpegel von  $< 15 \text{ dB(A)}$  in einem Frequenzbereich von  $100 \text{ Hz}$  bis  $12,5 \text{ kHz}$  zertifiziert. Der Raum ist von der umgebenen Halle entkoppelt und auf Federn gelagert. Die Wände und die Decke sind mit  $86 \text{ cm}$  Schallabsorber, davon  $46 \text{ cm}$  Keilabsorber und der  $90 \text{ cm}$  Doppelboden mit  $35 \text{ cm}$  Flachabsorbieren ausgestattet (vgl. Abbildung 3.6a). Das akustische Feld entspricht in den oben genannten Frequenzgrenzen dem eines Freifelds. Das Schalllabor eignet sich besonders für Untersuchungen des Hochlaufs, einem Betrieb mit langsamen, kontinuierlich ansteigender Drehzahl, da das Diffusfeld praktisch nicht existiert und somit die gemessenen Schallereignisse immer einer Drehzahl zugeordnet werden können. Daher lässt sich der Stellsignalgeber für die Steuerspannung nahezu stufenlos regeln und es können Spannungskurven über die Zeit eingestellt werden. Die neun

Freifeldmikrofone und der Laser-Drehzahlsensor sind über Datenerfassungsmodule mit einer Workstation verbunden, mit welcher die Messdaten anschließend mit der Analysesoftware (s.u.) ausgewertet werden können.

### Messtechnik

Im Schalllabor wurde folgende Messtechnik verwendet:

- 2 MTG MK 250 1/2" Freifeldmikrofone mit MTG MV 204 Mikrofonvorverstärker (Kugelcharakteristik)
- 7 MTG MK 250 1/2" Freifeldmikrofone mit MTG MV 210 Mikrofonvorverstärker (Kugelcharakteristik)
- 4 Bruel & Kjaer Type 3050-A-060 Datenerfassungsmodule
- Bruel & Kjaer BK Connect Analysesoftware
- Advantech ADAM Module als Stellsignalgeber
- Compact Instruments VLS5/LSR/ORT Laser-Drehzahlsensor mit Auslesung über die Bruel & Kjaer Datenerfassungsmodule

### Aufbau

Auch im reflexionsarmen Halbraum wird der Unterflurkonvektor vor einer reflektierenden Wand mit einem Abstand von 3 cm auf einer 3 cm dicken Armaflex-Matte betrieben. Im Ansaugbereich des Querstromventilators werden längs, mittig über der Walze mit 200 mm Abstand zu der Außenkante der Lamellen in gleichmäßigem Abstand acht Mikrofone aufgebaut. Bei einer Walzenlänge von 630 mm ergibt das einen Mikrofonabstand von je 90 mm. Eine Skizze dieses Aufbaus mit den einzelnen Mikrofonpositionen in mm ist auf Abbildung 3.8 zu sehen. Der Abstand von 200 mm sorgt dafür, dass die Strömung so langsam ist, dass das Rauschen durch die Umströmung der Mikrofone keinen signifikanten Einfluss auf die Messung hat und gleichzeitig eine Auflösung der Schallereignisse entlang der Längsachse der Walze gegeben ist. Da sich die acht Mikrofone im Nahfeld des Querstromventilators befinden und dies zu einem verfälschten Messergebnis führen kann (vgl. Kapitel 2.2.3), befindet sich ein neuntes Mikrofon mittig der Längsachse des Querstromventilators, diagonal mit 1 m Abstand horizontal und 1 m vertikal im Fernfeld. Mit diesem Mikrofon werden die Messungen der im Nahfeld befindlichen Mikrofone verifiziert (vgl. Abbildung 3.6b). Dafür werden die schmalbandig aufgelösten Spektren bei einzelnen Steuerspannungen qualitativ miteinander verglichen und überprüft, ob der Summenschallpegel der Mikrofone im Nahfeld über die Formel 3.11 in etwa mit dem des Mikrofons im Fernfeld übereinstimmen. Dabei ist zu beachten, dass sich die acht Mikrofone auch im geometrischen Nahfeld befinden, wodurch sie die Schallquelle näherungsweise als Linienschallquelle wahrnehmen, während das Mikrofon im Fernfeld sich

auch im geometrischen Fernfeld befindet, wodurch dieses die Schallquelle als Punktquelle wahrnimmt.



(a) Blick in den geöffneten reflexionsarmen Halbraum



(b) Messaufbau im reflexionsarmen Halbraum

Abbildung 3.6.: Reflexionsarmen Halbraum und Messaufbau in diesem

Der Schalldruckpegelverlauf über die Entfernung  $r$  für eine Punktschallquelle im Freifeld lässt sich mit der Formel

$$L_{p,Fern} = L_W + 10 \cdot \log_{10} \left( \frac{Q}{4\pi r^2} \right) \quad (3.9)$$

berechnen [19]. Für eine Linienschallquelle ergibt sich unter Berücksichtigung, dass der Pegel nur halb so stark abnimmt, die Formel:

$$L_{p,Nah} = L_W + 5 \cdot \log_{10} \left( \frac{Q}{4\pi r^2} \right) \quad (3.10)$$

Dabei ist  $r$  der Abstand zur Schallquelle in m und  $Q$  der Richtfaktor mit  $Q = 4$  für die viertelkugelförmige Abstrahlung in einer Raumkante (vgl. Abbildung 3.7). Zum Vergleich der Mikrofone im Nahfeld mit dem im Fernfeld erhält durch gleichsetzen des Schallleistungspegels:

$$L_{p,Fern} = L_{p,Nah} - 5 \cdot \log_{10} \left( \frac{1}{\pi \cdot r_{Nah}^2} \right) + 10 \cdot \log_{10} \left( \frac{1}{\pi \cdot r_{Fern}^2} \right) \quad (3.11)$$

Dabei sind  $r_{Nah}$  und  $r_{Fern}$  die Abstände der Mikrofone zur Oberkante der Ventilatorwalze in m. Angewendet auf den in dieser Arbeit verwendete Messaufbau mit  $r_{Nah} = 0,2$  m und  $r_{Fern} = 1,41$  m ergibt sich:

$$L_{p,Fern} \approx L_{p,Nah} - 12,5 \text{ dB} \quad (3.12)$$

Dies ist eine grobe Näherung zum Vergleich der Mikrofonpositionen. Die Formeln eignen sich nur bedingt zur Bestimmung der Schallleistung, da nicht die komplette Hüllfläche um die Schallquelle abgetastet wird.

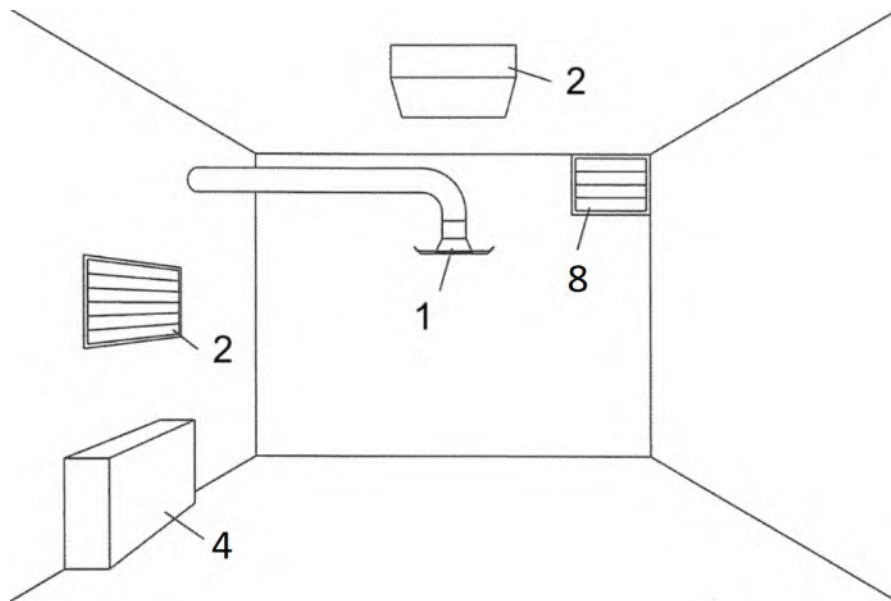


Abbildung 3.7.: Darstellung einzelner Schallquellen der Raumluftechnik mit Richtfaktoren je nach Position im Raum aus [27]

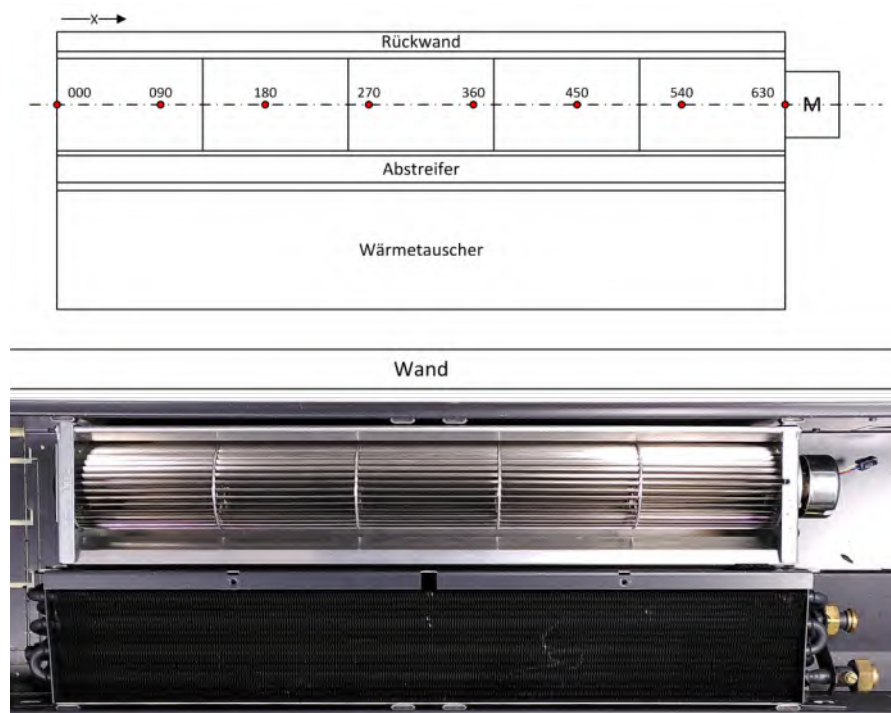


Abbildung 3.8.: Skizze der Mikrofonpositionen im Ansaugbereich 200 mm über der Walzenmitte, Draufsicht, fotografische Darstellung zum Vergleich

Die Drehzahl wird auch bei diesem Prüfstand optoelektronisch gemessen, allerdings über die gesamte Messung, um so einen Hochlauf des Prüflings vermessen zu können.

Es werden für alle Steuerspannungen, die auch an den anderen Prüfständen verwendet werden, und zusätzlich bei einem kontinuierlichen Hochlauf Drehzahl und Schalldruck gemessen. Ein solcher Hochlauf dauert in etwa acht Minuten. Dabei wird, wie auch bei den Messungen an den Steuerspannungsstufen, der Schalldruck mit 25,6 kHz abgetastet. Die Schalldrücke werden anschließend mittels einer FFT mit einer Frequenzschrittweite von 1 Hz für die Steuerspannungsstufen und 2 Hz für die Hochläufe ausgewertet. Bei letzteren wird die Drehzahl mit einer Schrittweite von  $1 \text{ min}^{-1}$  aufgelöst. Wenn Summenschalldruckpegel gebildet werden, wird dabei immer der Frequenzbereich von 100 Hz bis 10 kHz ausgewertet, in Anlehnung an die Norm DIN EN ISO 3745 [6].

Zur Ermittlung des Schalldruckpegels, der durch den Drehton erzeugt wird, kann die Annahme getroffen werden, dass dieses tonale Geräusch unabhängig vom umgebenden Rauschen ist, da es sich um eine andere Schallquelle innerhalb des Ventilators handelt. Mit dieser Annahme kann der Einfluss auf die Schalldruckspitze, den der Drehton im Frequenzspektrum erzeugt, extrahiert werden, indem punktuell an der Frequenz des Drehtons (vgl. Formel 2.16) mittels Pegelsubtraktion nach Formel 2.10 der umgebende, arithmetisch gemittelte Schalldruckpegel des Rauschens vom Gesamtschalldruckpegel subtrahiert wird. Um den Einfluss von Rundungsfehlern und Messungenauigkeiten der Drehzahl gering zu halten, wird die Frequenz des Drehtons durch Bestimmung des lokalen Maximums im Bereich  $\pm 4 \text{ Hz}$  um die nach Formel 2.16 ermittelte rechnerische Frequenz des Drehtons bestimmt:

$$\widetilde{f}_{BPF} = f \left( \max L_p \left( \frac{n \cdot Z}{60 \frac{\text{s}}{\text{min}}} - 4 \text{ Hz}, \frac{n \cdot Z}{60 \frac{\text{s}}{\text{min}}} + 4 \text{ Hz} \right) \right) \quad (3.13)$$

So ergibt sich für den Schalldruckpegel, welcher durch den Drehton entsteht, folgende Formel:

$$L_{p,BPF} = 10 \cdot \log_{10} \left( 10^{L_p(\widetilde{f}_{BPF}) \cdot 0,1} - 10^{\left( \sum_{f=\widetilde{f}_{BPF}-10 \text{ Hz}}^{\widetilde{f}_{BPF}-4 \text{ Hz}} L_p(f) + \sum_{f=\widetilde{f}_{BPF}+4 \text{ Hz}}^{\widetilde{f}_{BPF}+10 \text{ Hz}} L_p(f) \right) \frac{f_{Step}}{14 \text{ Hz}} \cdot 0,1} \right) \quad (3.14)$$

mit dem Schalldruckpegel des Drehtons  $L_{p,BPF}$ , der Frequenz des Drehtons  $\widetilde{f}_{BPF}$  nach Gleichung 2.16 in Abhängigkeit von der Drehzahl und der Frequenzauflösung  $f_{Step}$  des betrachteten Spektrums.

### 3.3. Ansätze zur Ermittlung der Schallentstehung

In diesem Kapitel werden die Ansätze zur Ermittlung der Schallentstehung und die diesen Ansätzen zu Grunde liegende Literatur dargestellt. Wie schon in Kapitel 2.1 erläutert, muss auf Grund der komplexen Strömung jede Variante eines Querstromventilators gesondert untersucht werden. Dies trifft insbesondere zu, da in der Literatur oft eine ideale Anströmung und keine Gegendrücke durch den Wärmetauscher untersucht werden.



### 3.3.1. Position des Abstreifers

In der Veröffentlichung von Lazzaretto et al. [17] wurde unter anderem ein Idealpunkt für die Position des Abstreifers bestimmt. Dabei habe der Spalt zwischen Abstreifer und Walze keinen Einfluss, es wird für eine vertikale Verschiebung bei gleichbleibender Spaltgröße aber ein Optimum bei  $1/3$  des Walzendurchmessers von der Walzenunterkante beschrieben. Die Autoren grenzen ihre Ergebnisse allerdings selber auf Querstromventilatoren mit einem Walzendurchmesser ab 200 mm und Drehzahlen ab  $2000 \text{ min}^{-1}$  ein. Beides trifft auf den in dieser Arbeit verwendeten Querstromventilator nicht zu, sodass dies für den Anwendungsfall im Unterflurkonvektor zu untersuchen ist. Außerdem wird in der Veröffentlichung nur der Wirkungsgrad, also die Luftleistung über der elektrischen Leistung bewertet, die Akustik wird nicht untersucht und der Abstreifer ist im Gegensatz zum hier untersuchten Ventilator als Platte angenommen, was vermutlich zu einem anderen Strömungsverhalten innerhalb des Querstromventilators führt.

Ziel der Positionsuntersuchung des Abstreifers in dieser Arbeit ist herauszufinden, welchen Einfluss eine vertikale und horizontale Verschiebung des Abstreifers auf die Akustik und den Luftvolumenstrom hat und ob sich daraus Schallentstehungsmechanismen ableiten lassen (vgl. Abbildung 3.9). Zu diesem Zweck wurden die in Tabelle 3.1 aufgeführten Variationen der Abstreiferposition untersucht.

Tabelle 3.1.: Variationen der Abstreiferposition

Variante	Spaltbreite	Höhe Ausblas	Höhe von Walzenunterkante relativ zum Walzendurchmesser $D$
Ausgangsvarinate	7 mm	70 mm	$\frac{1}{2} D$
Vertikal 1	7 mm	63 mm	$\frac{5}{12} D$
Vertikal 2	7 mm	57 mm	$\frac{1}{3} D$
Horizontal 1	8 mm	70 mm	$\frac{1}{2} D$
Horizontal 2	9 mm	70 mm	$\frac{1}{2} D$

### 3.3.2. Randeffekt

In der Veröffentlichung von Nishihara et al. [14] wurde der Effekt untersucht, den der Rand der Walze auf den Volumenstrom und die Akustik hat. Dafür wurden an den Walzenenden ringförmige Bänder angebracht (vgl. Abbildung 3.10). Dies sorgte zwar für eine Verringerung der Luftleistung, allerdings wurden die Querstromventilatoren für den selben Luftvolumenstrom auch deutlich leiser. Die Untersuchung fand bei einer Drehzahl von  $1400 \text{ min}^{-1}$  statt, was oberhalb der Maximaldrehzahl des in dieser Arbeit verwendeten Querstromventilators liegt. Außerdem wurde auch bei dieser Veröffentlichung der Abstreifer als Platte angenommen, was vermutlich zu einer stärkeren Schallemission führt als bei dem hier untersuchten Querstromventilator, da scharfe Kanten eher eine stärker-

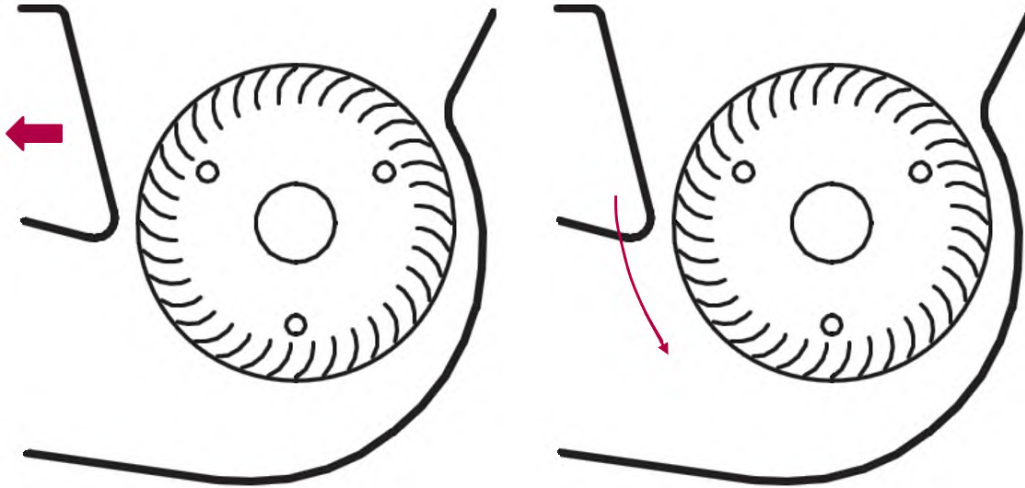


Abbildung 3.9.: Skizze der horizontalen und vertikalen Abstreiferverschiebung

re Wirbelablösung hervorrufen. Im Gegensatz zu dem Versuchsaufbau in der Veröffentlichung hat der in dieser Arbeit verwendete Querstromventilator Kopfbleche, welche 10 mm in den Ansaugbereich hineinragen, dadurch wird das Walzenende überdeckt.

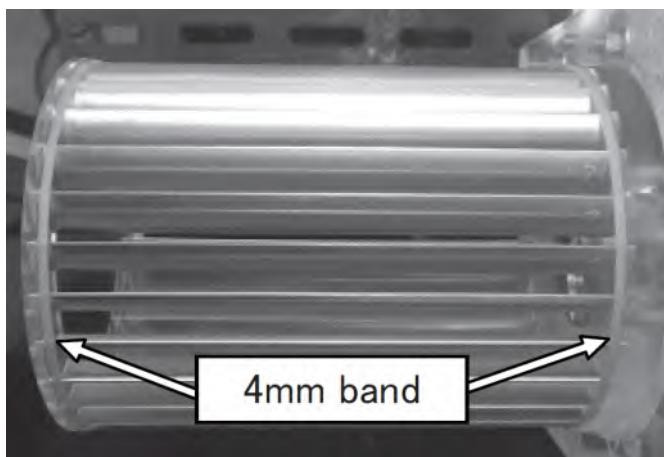


Abbildung 3.10.: Ringförmige Bänder an den Walzenenden aus [14]

Das Ziel der Randeffectuntersuchung ist herauszufinden, ob der Einfluss der Schallemission der Walzenenden größer ist als die Schallemission, die durch die vermutete Ablösung an den Kanten der in den Ansaugbereich hineinragenden Kopfbleche entsteht. Dafür wurde an diesen Kopfblechen die Verdeckung der Walzenenden entfernt (vgl. Abbildung 3.11).

### 3.3.3. Vergrößerung der Asymmetrie

In der Veröffentlichung von Tsai et al. [26] wurde die Asymmetrie des Ventilators durch Verwendung einer verdrillten Ventilatorwalze erhöht, um insbesondere den Drehton zu verringern, dadurch dass die Lamellen nicht gleichzeitig über die gesamte Länge der Walze am Abstreifer vorbeigleiten. Dies wurde auch erreicht, allerdings fanden die Untersuchungen nur bei Drehzahlen von  $1200 \text{ min}^{-1}$  und größer statt, was für den in dieser Arbeit untersuchten Querstromventilator die Maximaldrehzahl ist. Außerdem wurde der geförderte Luftvolumenstrom nicht untersucht, es kann also nur eine Aussage getroffen werden, wie sich der Schall in Abhängigkeit von der Drehzahl verhält.

Das Ziel der Asymmetrieuntersuchung in dieser Arbeit ist, zu überprüfen, ob die Ergebnisse sich für den Anwendungsfall im Unterflurkonvektor mit einer verdrillten Walze reproduzieren lassen und wie sich der Schall relativ zum geförderten Luftvolumenstrom verhält (vgl. Abbildung 3.11). Außerdem besteht die Vermutung, dass durch die verdrillte Walze der Luftvolumenstrom nicht mehr gleichmäßig über die gesamte Breite gefördert wird, da die verdrillten Lamellen der Strömung eine Querkomponente aufprägen. Auch dies soll über die Auflösung längs der Walze untersucht werden.

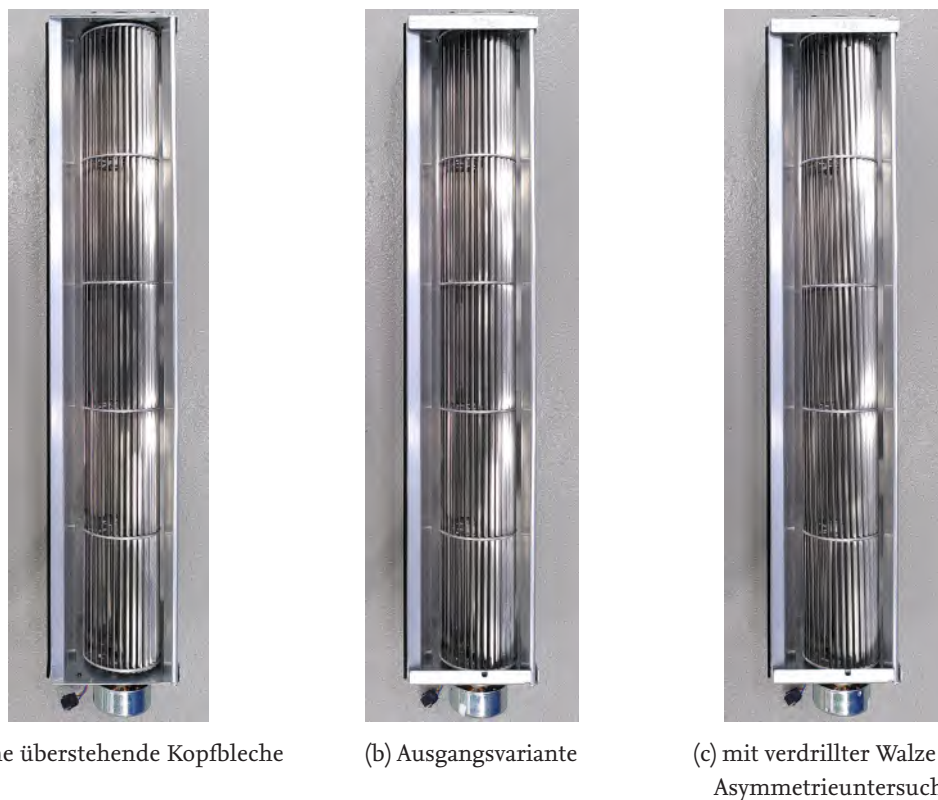


Abbildung 3.11.: Vergleich der verwendeten Querstromventilatorvarianten



# 4. Messergebnisse und Interpretation

## 4.1. Messungen an der Ausgangsvariante

Zuerst werden die in Kapitel 3 beschriebenen Messungen an der Ausgangsvariante durchgeführt. Anschließend werden die anderen, veränderten Varianten mit dieser verglichen.

### 4.1.1. Luftvolumenstrom

Die Messergebnisse der Luftvolumenstrommessung nach Kapitel 3.2.1 sind in Abbildung 4.1 dargestellt und im Anhang A.1 tabellarisch aufgeführt.

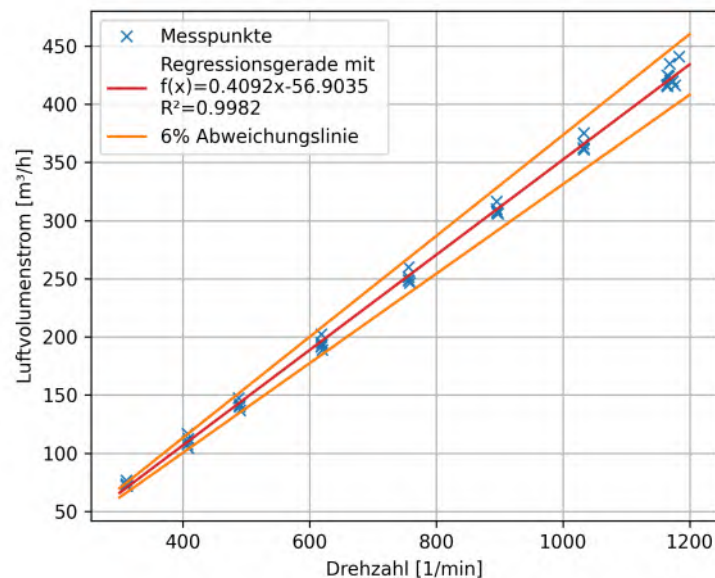


Abbildung 4.1.: Messpunkte und Regressionsgerade der Luftvolumenstrommessung der Ausgangsvariante

Es zeigt sich wie erwartet, dass der Zusammenhang zwischen Luftvolumenstrom zu Drehzahl sehr gut mittels linearer Regression mit der Methode der kleinsten Quadrate zu

$$Q = 0,4092 \frac{\text{m}^3 \cdot \text{min}}{\text{h}} \cdot n - 56,9035 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \quad (4.1)$$

mit einer Bestimmtheit von  $R^2 = 0.9982$  angenähert werden kann. Diese Messung wurde für die Ausgangsversion fünf Mal durchgeführt, um zu bestätigen, dass die Messergebnisse des Prüfaufbaus innerhalb der 6% Messabweichung liegen, welche sich durch die Messungenauigkeit der Messblende ergeben. Dies ist der Fall.

Außerdem ist zu erkennen, dass zwischen den Steuerspannungsstufen 9 V und 10 V der Unterflurkonvektor weder mehr Luft fördert, noch seine Drehzahl steigt. Dies ist darauf zurückzuführen, dass der Motor bei beiden Betriebspunkten seine maximale elektrische Leistungsaufnahme erreicht hat.

#### 4.1.2. Schalleistungsmessung nach DIN EN ISO 3741

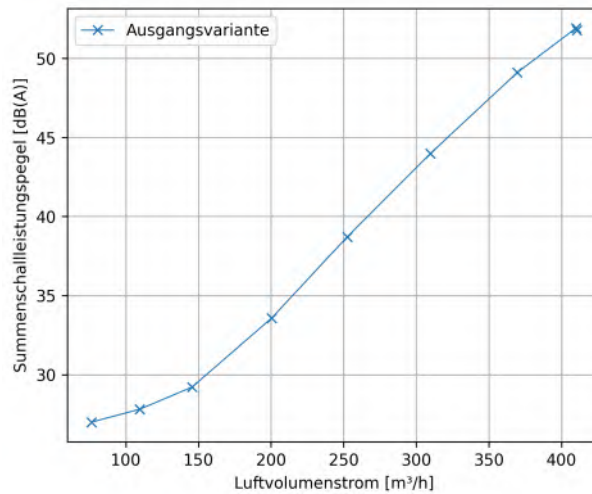
Die Messergebnisse der Schalleistungsmessung im Hallraum nach DIN EN ISO 3741 sind graphisch in den Abbildungen 4.2 für den Summenpegel und in Terzbandauflösung dargestellt, beide mit A-Bewertung. In tabellarischer Form sind diese im Anhang A.2 aufgeführt. Es zeigt sich kongruent zu der Beobachtung am Volumenstromprüfstand, dass es weder im Summenschalleistungspegel noch in der Terzbandauflösung eine Differenz zwischen den Steuerspannungsstufen 9 V und 10 V gibt.

#### 4.1.3. Schallmessungen im reflexionsarmen Halbraum

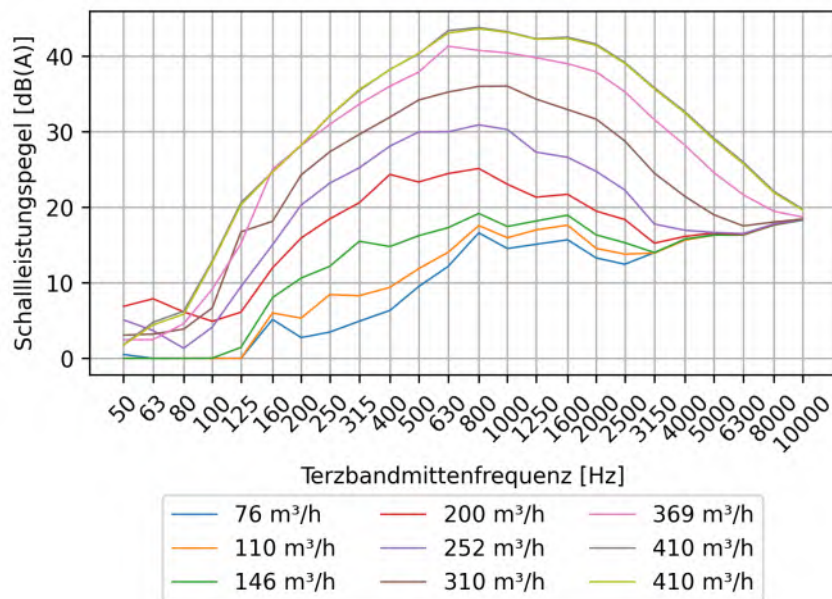
Die Ergebnisse der Messungen der Ausgangsvariante im reflexionsarmen Halbraum sind in den Abbildungen 4.3 und 4.4 dargestellt. Da bei der Hochlaufmessung kontinuierlich bei allen Luftvolumenströmen Messdaten aufgenommen werden, lassen sich die verschiedenen Varianten mit dieser Messmethode besser miteinander vergleichen. Daher wird primär diese Methode ausgewertet. Die Messungen bei den diskreten Steuerspannungsstufen dienen der Verifikation dieser Messungen, da diese mit einer Messdauer von 30 s bei einem konstanten Betriebspunkt weniger anfällig gegen Störungen sind.

Die Messung der Ausgangsversion im reflexionsarmen Halbraum wurde drei Mal an zwei verschiedenen Tagen durchgeführt, um die Messgenauigkeit abzuschätzen. Dabei fanden die Messungen zwei und drei am selben Tag statt. Die Messergebnisse des Nahfelds werden nach Formel 2.11 aus den acht Mikrofonen gemittelt und dann nach Formel 3.11 um 12,5 dB verschoben, um die Ergebnisse aus dem Nah- und dem Fernfeld besser miteinander vergleichen zu können.

Es ist zu erkennen, dass der gemessene Schalldruck scheinbar von den meteorologischen Umgebungsbedingungen abhängt, da die Messungen des ersten Messtags um ca. 1 dB lauter sind, als die des zweiten Messtags (vgl. Abbildung 4.3a). Auf Grund dessen werden nur Messungen des gleichen Tages miteinander verglichen. Außerdem ist zu erkennen, dass sich die Messungen für den Summenschalldruckpegel im Nahfeld ähnlich denen im Fernfeld verhalten. Sie liegen für hohe Luftvolumenströme etwa 3 dB über dem Schalldruckpegel im Fernfeld, was im Rahmen der Genauigkeit der Formel 3.11 ist (vgl. Kapitel 3.2.3). In niedrigen Luftvolumenströmen ist der Schalldruckpegel im Fernfeld wiederum lauter, was darauf zurückzuführen ist, dass der Unterflurkonvektor nicht mehr viel



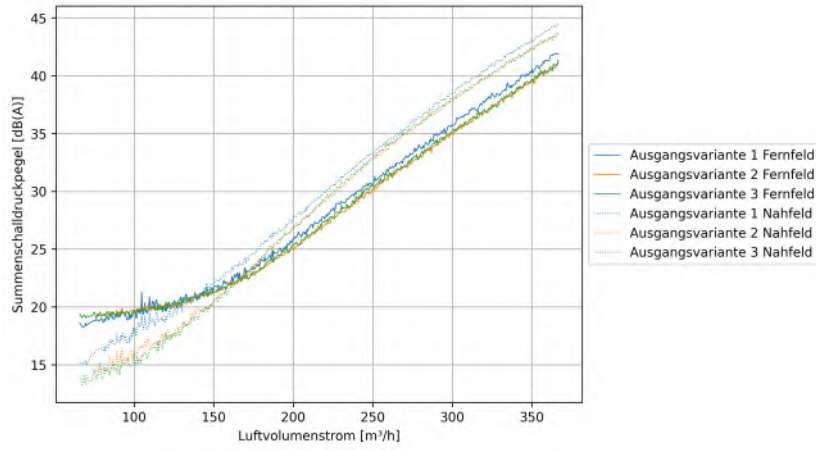
(a) Summenschallleistungspegel mit A-Bewertung nach DIN EN ISO 3741 der Ausgangsvariante über den Luftvolumenstrom



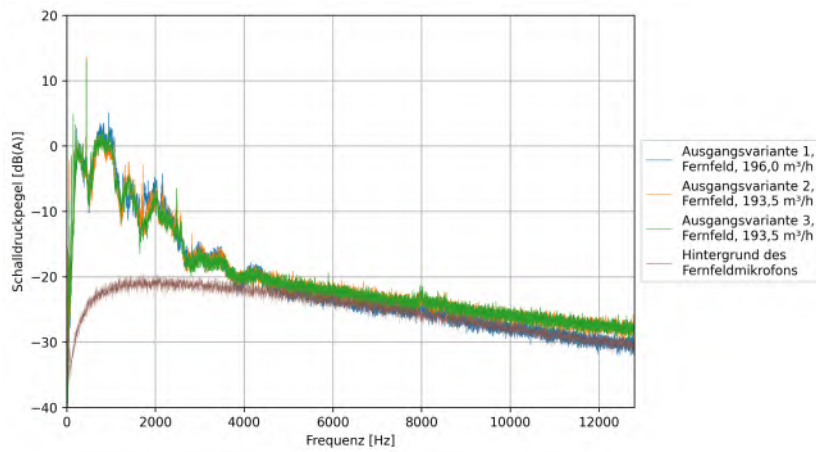
(b) Schalleistungen mit A-Bewertung in Terzbandauflösung der Ausgangsvariante

Abbildung 4.2.: Messdaten der Ausgangsvariante der Hallraummessung nach DIN EN ISO 3741 mit A-Bewertung

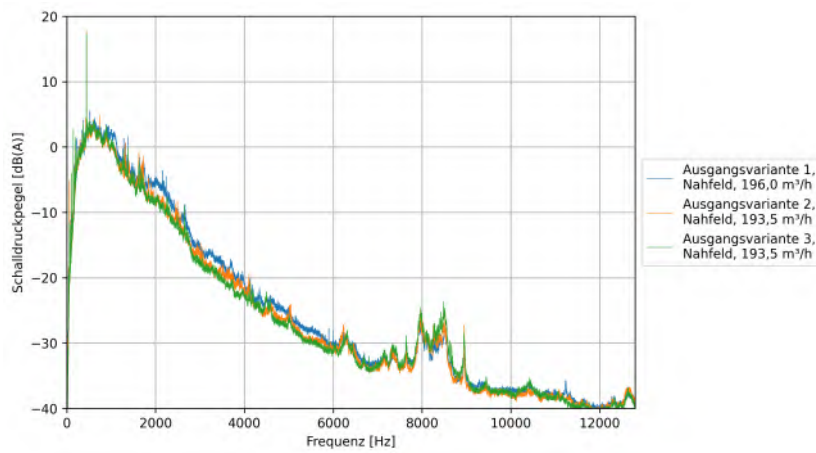
lauter ist als das Hintergrundgeräusch des reflexionsarmen Halbraums und das Rauschen im Messsystem. Dies tritt bei der Messung im Nahfeld noch nicht so stark auf, da diese wie oben beschrieben 12,5 dB leiser dargestellt wird als sie gemessen wurde. Dieser Effekt ist ebenfalls in den Abbildungen 4.3b und 4.3c oberhalb einer Frequenz von ca. 4 kHz zu erkennen, ab welcher der Schalldruckpegel im Fernfeld nahezu linear abfällt, was dem Verlauf des Ruheschalldruckpegels des jeweiligen Tages entspricht.



(a) Summenschalldruckpegel der Ausgangsvariante im Nah- und Fernfeld



(b) Schalldruckpegel in FFT-Darstellung der Ausgangsvarianten bei 5 V Steuerspannung im Fernfeld, Frequenz-Schritt: 1 Hz



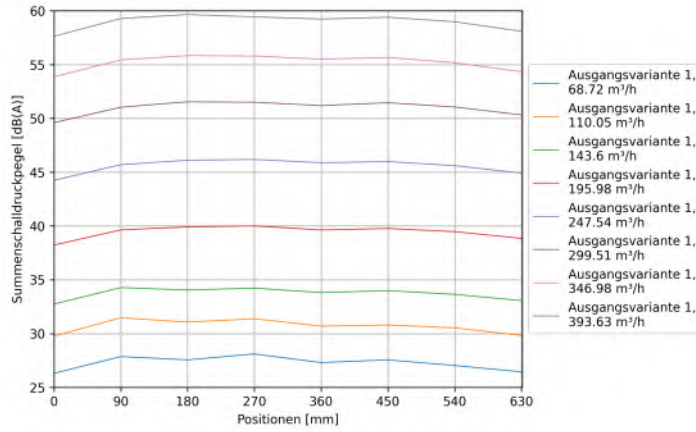
(c) Schalldruckpegel in FFT-Darstellung der Ausgangsvarianten bei 5 V Steuerspannung im Nahfeld, korrigiert um -12,5 dB nach Formel 3.11, Frequenz-Schritt: 1 Hz

Abbildung 4.3.: Darstellung der Ergebnisse der Messungen der Ausgangsvariante im reflexionsarmen Halbraum über Luftvolumenstrom und Frequenz

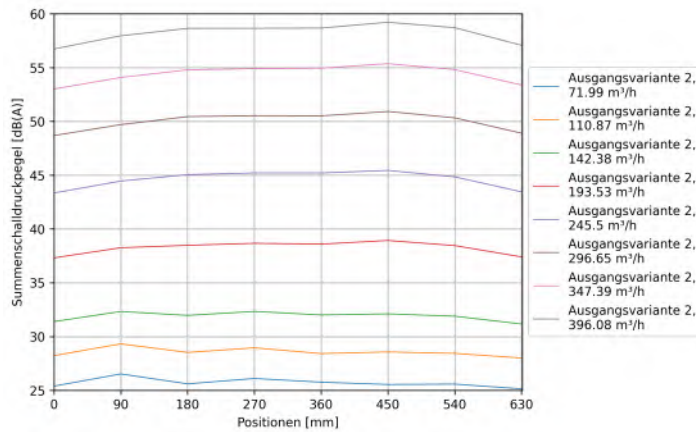


Außerdem zeigt sich in den Abbildungen 4.3b und 4.3c, dass auch über das Frequenzspektrum betrachtet sowohl im Nah- wie auch im Fernfeld die Messungen sich untereinander sehr ähnlich sind, mit leichten Abweichungen zwischen den Messtagen. Vom Nah- zum Fernfeld allerdings ist zu erkennen, dass das Fernfeld in einigen Frequenzbereichen deutlich leiser ist als das Nahfeld. Dies kann entweder daran liegen, dass im Nahfeld für diese Frequenzen eine Blindleistung gemessen wird (vgl. 2.2.3), oder das Mikrofon im Fernfeld misst eine Dämpfung, z.B. eine Resonanzdämpfung eines Bauteils des Unterflurkonvektors, welche für die Mikrofone im Nahfeld keine Rolle spielt, oder der Schall kommt nicht zu dem Mikrofon im Fernfeld, da er in eine andere Richtung gebündelt abgestrahlt wird.

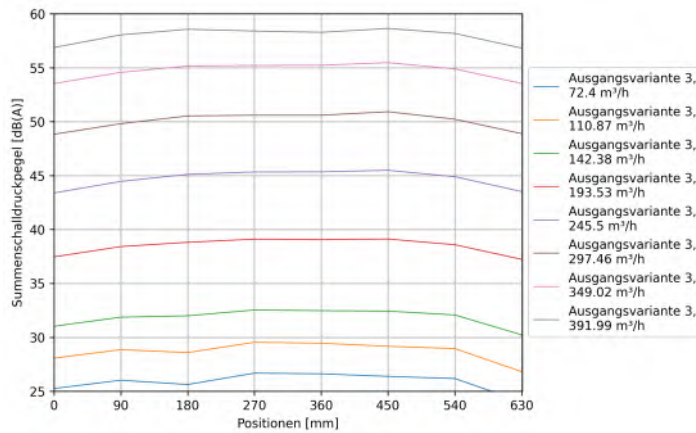
Der Schalldruckpegelverlauf entlang der Walzenlängsachse zwischen den Messungen ist ebenfalls sehr ähnlich (vgl. Abbildungen 4.4a bis 4.4c). Es zeigt sich, dass der Schalldruckpegel entlang der Walzenachse über den gesamten Luftvolumenstrombereich nahezu konstant ist. Der geringere Schalldruck an den Rändern ist damit zu erklären, dass die Mikrofone dort nur von einer Seite Schallereignisse aufnehmen, während in der Mitte auf Grund der Kugelcharakteristik der Mikrofone Schallereignisse von beiden Seiten gemessen werden. Es ist also davon auszugehen, dass mit dieser Messmethode eine deutliche Abweichung von dem über die Position homogenen Verlauf der Ausgangsvariante messbar ist.



(a) Summenschalldruckpegel der Ausgangsvariante über der Position im Nahfeld bei 2-9 V Steuerspannung, 1. Messung



(b) Summenschalldruckpegel der Ausgangsvariante über der Position im Nahfeld bei 2-9 V Steuerspannung, 2. Messung



(c) Summenschalldruckpegel der Ausgangsvariante über der Position im Nahfeld bei 2-9 V Steuerspannung, 3. Messung

Abbildung 4.4.: Darstellung der Ergebnisse der Messungen der Ausgangsvariante im reflexionsarmen Halbraum über der Position

### Analyse des Drehtons

Aus der Messung des Hochlaufs wurde nach Formel 3.14 der Schalldruckpegel ermittelt, welcher durch den Drehton erzeugt wird. Dieser ist in den Abbildungen 4.5 und 4.6 dargestellt. Die nicht örtlich aufgelösten Messergebnisse des Nahfelds in Abbildung 4.5 entsprechen der Mittelung der acht Mikrofone nach Formel 2.11.

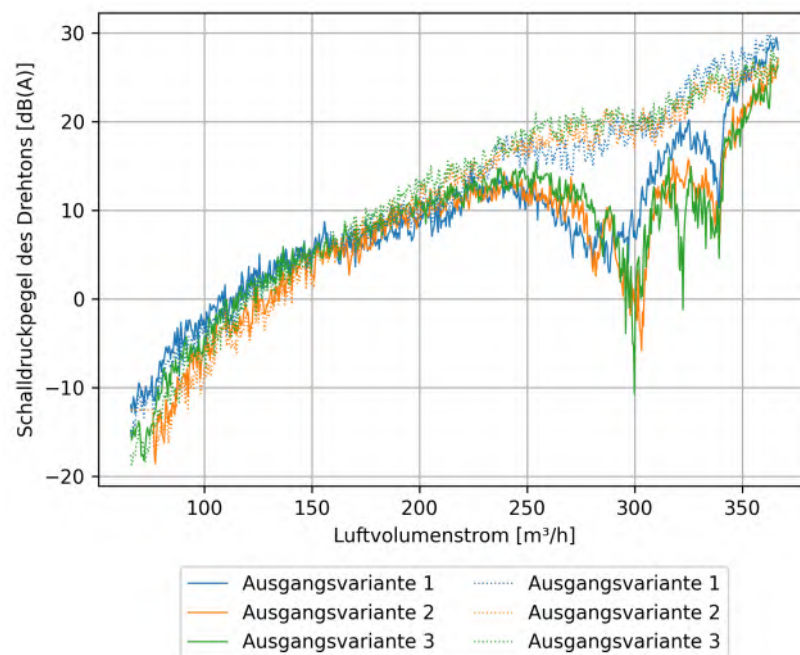
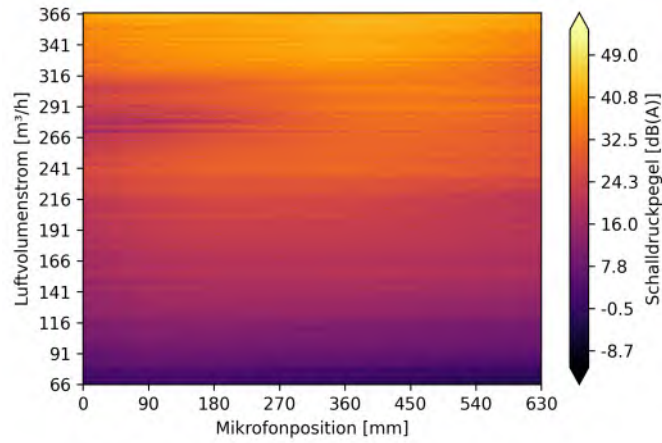
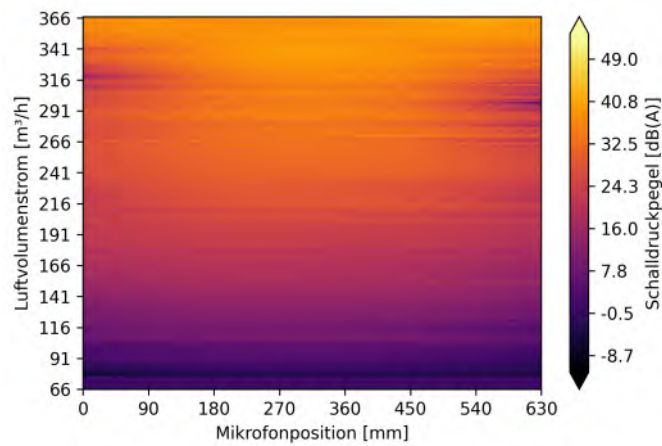


Abbildung 4.5.: Schalldruckpegel des Drehtons im Nah- und Fernfeld der Ausgangsvariante, Nahfeld korrigiert um -12,5 dB nach Formel 3.11

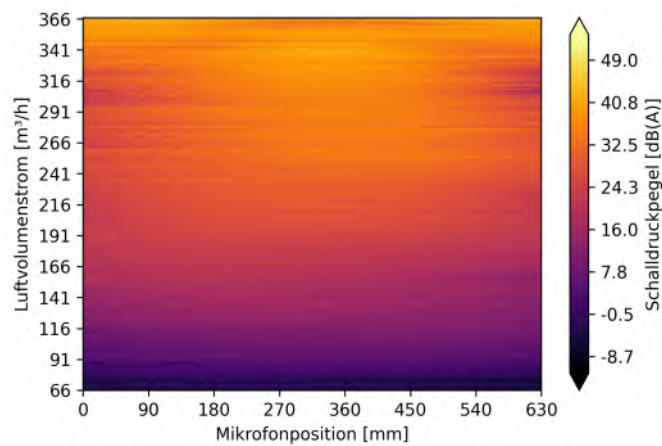
Es ist auffällig, dass bis ca.  $250 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$ , was einer Drehzahl von  $750 \text{ min}^{-1}$  entspricht, der Schalldruckpegel, welcher durch den Drehton erzeugt wird, mit Ausnahme der zu erwartenden Messschwankungen kontinuierlich steigt. Ab dieser Drehzahl, bzw. diesem Luftvolumenstrom fällt der Schalldruckpegel des Drehtons im Fernfeld mehrmals stark ab und steigt zum Ende des Messbereichs stärker an als im kontinuierlichen Teil bei niedrigeren Luftvolumenströmen. Im Nahfeld wiederum ist dieses Leiserwerden des Drehtons nicht so stark ausgeprägt. Es ist anzunehmen, dass dies dieselben Gründe wie bei der Betrachtung der FFT-Spektren hat. Die räumliche Auflösung entlang der Ventilatorwalzenachse (Abbildungen 4.6a bis 4.6c) zeigt, dass im Nahfeld dieses Leiserwerden des Drehtons oberhalb des Luftvolumenstroms von  $250 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$  am Rand stärker ausgeprägt ist als in der Mitte der Walze. Auch dies deutet darauf hin, dass die Dämpfung dieses Tons außerhalb des Querstromventilators stattfindet.



(a) Schalldruckpegel des Drehtons der 1. Messung der Ausgangsvariante im Nahfeld über den Luftvolumenstrom und die Position



(b) Schalldruckpegel des Drehtons der 2. Messung der Ausgangsvariante im Nahfeld über den Luftvolumenstrom und die Position



(c) Schalldruckpegel des Drehtons der 3. Messung der Ausgangsvariante im Nahfeld über den Luftvolumenstrom und die Position

Abbildung 4.6.: Drehton der Messungen der Ausgangsvariante, Frequenz-Step: 2 Hz, Drehzahl-Step: 1 min<sup>-1</sup>

## 4.2. Position des Abstreifers

### 4.2.1. Luftvolumenstrom

Die Messergebnisse der Luftvolumenstrommessung nach Kapitel 3.2.1 sind in Abbildung 4.7 dargestellt. Es zeigt sich auch bei diesen Varianten, dass sich mittels linearer Regression mit der Methode der kleinsten Quadrate der Zusammenhang von Luftvolumenstrom zu Drehzahl sehr gut wie folgt annähern lässt:

Vertikal 1:

$$Q = 0,4423 \frac{\text{m}^3 \cdot \text{min}}{\text{h}} \cdot n - 56,7912 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \quad (4.2)$$

mit einer Bestimmtheit von  $R^2 = 0.9998$ .

Vertikal 2:

$$Q = 0,4612 \frac{\text{m}^3 \cdot \text{min}}{\text{h}} \cdot n - 64,1073 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \quad (4.3)$$

mit einer Bestimmtheit von  $R^2 = 0.9994$ .

Horizontal 1:

$$Q = 0,3818 \frac{\text{m}^3 \cdot \text{min}}{\text{h}} \cdot n - 52,0200 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \quad (4.4)$$

mit einer Bestimmtheit von  $R^2 = 0.9998$ .

Horizontal 2:

$$Q = 0,3602 \frac{\text{m}^3 \cdot \text{min}}{\text{h}} \cdot n - 46,1340 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \quad (4.5)$$

mit einer Bestimmtheit von  $R^2 = 0.9998$ . Die Messergebnisse sind im Anhang A.1 tabellarisch aufgeführt.

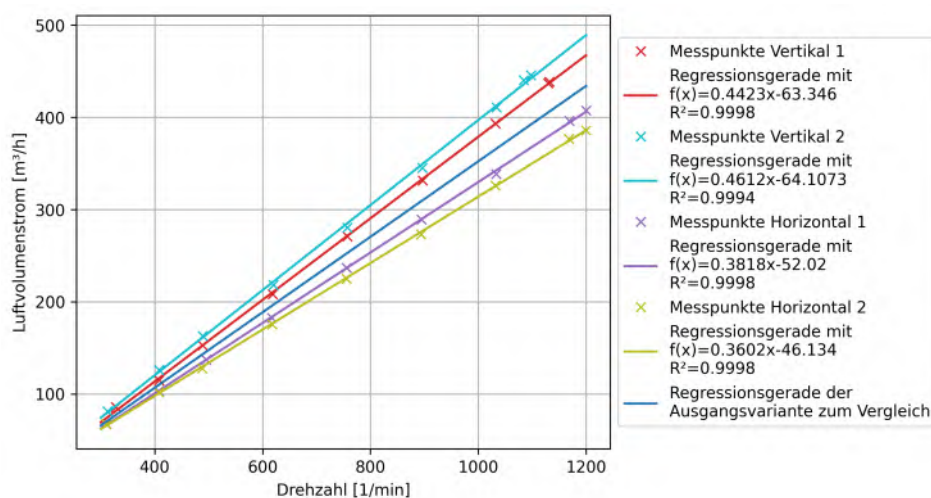


Abbildung 4.7.: Messpunkte und Regressionsgerade der Luftvolumenstrommessung an den verschiedenen Abstreiferpositionen

In Abbildung 4.7 ist zu erkennen, dass für die untersuchten Varianten gilt: Je enger der Spalt und je tiefer der Abstreifer, desto mehr Luft wird pro Drehzahl gefördert und desto höher ist auch der maximal geförderte Luftvolumenstrom. Für die vertikale Verschiebung ergibt sich daraus, dass der elektrische Wirkungsgrad innerhalb des untersuchten Verschiebungsbereichs besser wird, je tiefer der Abstreifer montiert ist. Dies entspricht den Ergebnissen von [17] (vgl. Kapitel 3.3.1). Für die horizontale Verschiebung lässt sich dies aus den Messdaten nicht ableiten, da dort der Motor zuerst die maximale Drehzahl erreicht, bevor er die maximal zulässige elektrische Leistung aufnimmt. Zur exakten Bestimmung des elektrischen Wirkungsgrades sowohl bei horizontaler als auch bei vertikaler Verschiebung müsste gleichzeitig zur Volumenstrommessung die elektrische Leistungsaufnahme mitgemessen werden.

#### 4.2.2. Schalluntersuchung

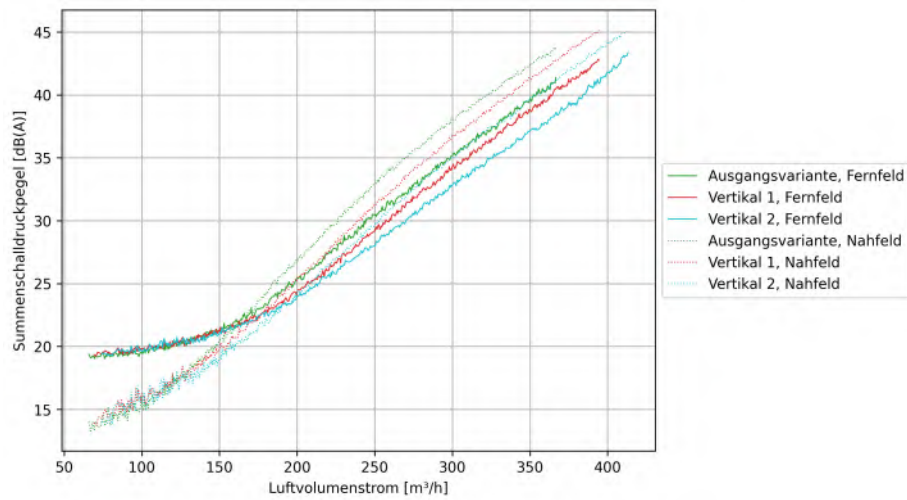
Die Ergebnisse der Schalluntersuchung im reflexionsarmen Halbraum sind in den Abbildungen 4.8 dargestellt.

Es ist zu erkennen, dass über den Luftvolumenstrom betrachtet die Variante Vertikal 2 (-13 mm) am leisesten und die Variante Horizontal 2 (+2 mm) am lautesten ist. Es lässt sich kongruent zur Luftvolumenstrommessung sagen, dass innerhalb des gemessenen Verschiebungsbereichs gilt: Je größer der Spalt zwischen Abstreifer und Ventilatorwalze ist, desto lauter und je tiefer der Abstreifer montiert wird desto leiser ist der Querstromventilator bei identischem Luftvolumenstrom. Zwischen Nah- und Fernfeld sind dieselben Effekte wie bei den Messungen der Ausgangsvarianten zu beobachten.

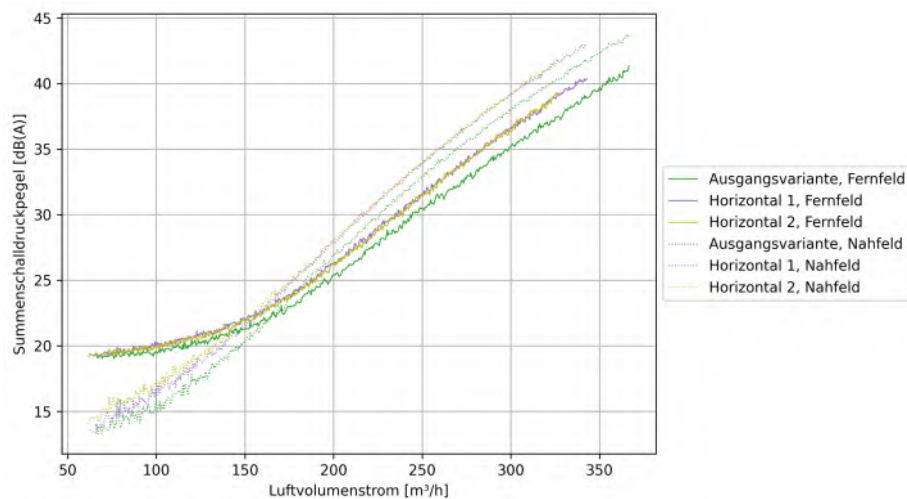
#### Analyse des Drehtons

Die Analyse des Drehtons sowohl über dem Luftvolumenstrom als auch über der Drehzahl zeigt, dass der Anstieg des Drehtons volumenstromabhängig ist. Die vor allem im Fernfeld zu erkennenden Absenkungen des Schalldrucks allerdings sind drehzahl- und damit frequenzabhängig (vgl. Abbildungen 4.9 und 4.10). Da diese Absenkungen in etwa dieselben Frequenzen haben, die in der FFT-Darstellung (vgl. Abbildung 4.3b) auftreten, ist davon auszugehen, dass diese auch denselben Ursprung haben, also vermutlich eine Resonanzdämpfung. Je weniger sich der Drehton vom umgebenden Rauschen abhebt, desto ungenauer ist der Algorithmus, der die Drehtöne aus dem Geräusch extrahiert. Dies resultiert in den unpräziseren Verläufen bei den horizontal verschobenen Abstreifern und dem mittleren Teil der Variante Vertikal 1.

Auffällig ist außerdem der Verlauf des Schalldruckpegels des Drehtons der Variante Vertikal 1. Dieser ist im Luftvolumenstrombereich von ca.  $120 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$  bis  $300 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$ , bzw. ca.  $400 \text{ min}^{-1}$  bis  $800 \text{ min}^{-1}$ , nahezu konstant. Eine mögliche Erklärung dafür ist, dass bei dieser Abstreiferposition der Wirbelkern besonders günstig liegt. Dies ist in auf dieser Arbeit aufbauenden Untersuchungen genauer zu bestimmen. Es lässt sich mit Ausnahme des oben beschriebenen Effekts bei der Variante Vertikal 1 sagen, dass die Lautstärke des



(a) Summenschalldruckpegel im Nah- und Fernfeld mit vertikal verschobenem Abstreifer



(b) Summenschalldruckpegel im Nah- und Fernfeld mit horizontal verschobenem Abstreifer

Abbildung 4.8.: Ergebnisse der Messungen mit verschobenem Abstreifer im reflexionsarmen Halbraum

Drehtons bei gleichem Luftvolumenstrom nicht von der vertikalen Position des Abstreifers abhängt. Bei Vergrößerung des Spalts zwischen Abstreifer und Ventilatorwalze wird der Drehton leiser.

Zur Ermittlung des Quellentyps des Drehtons kann die Formel 2.13 verwendet werden. Dafür sind einige Annahmen zu treffen: Es handelt sich um eine zweidimensionale Strömung, der Luftvolumenstrom ist proportional zur Strömungsgeschwindigkeit, da der Strömungsquerschnitt konstant ist

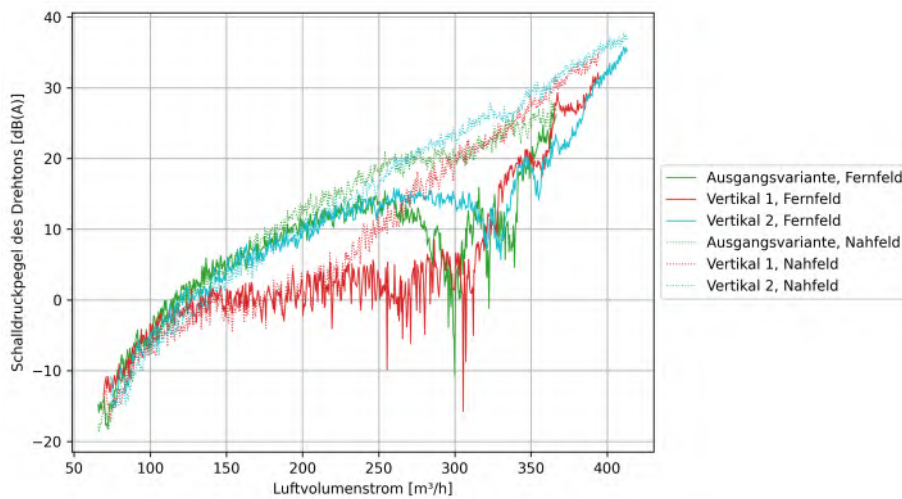
$$Q \sim u \quad (4.6)$$

und die Schalleistung ist proportional zum Quadrat des Schalldrucks (vgl. Formel 2.7 und 2.8)

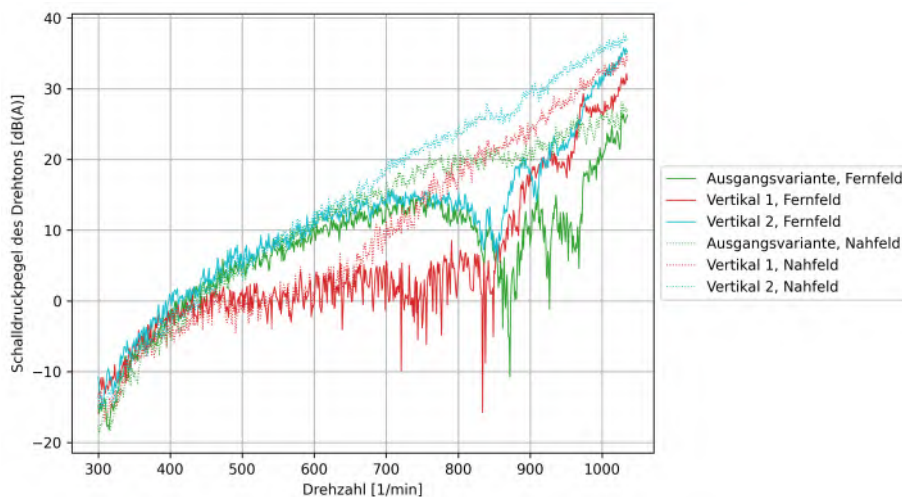
$$P \sim p^2 \quad (4.7)$$

Dabei sind in der Formel 2.13 die Dichte  $\rho$  und die Schallgeschwindigkeit  $c$  konstant, sodass sich der Zusammenhang

$$p \sim Q^m \quad (4.8)$$



(a) Drehton mit vertikal verschobenem Abstreifer über den Luftvolumenstrom



(b) Drehton mit vertikal verschobenem Abstreifer über die Drehzahl

Abbildung 4.9.: Drehton bei der Messung mit horizontal verschobenen Abstreifern  
 Frequenz-Step: 2 Hz, Drehzahl-Step: 1 min<sup>-1</sup>  
 Nahfeld korrigiert um -12,5dB nach Formel 3.11

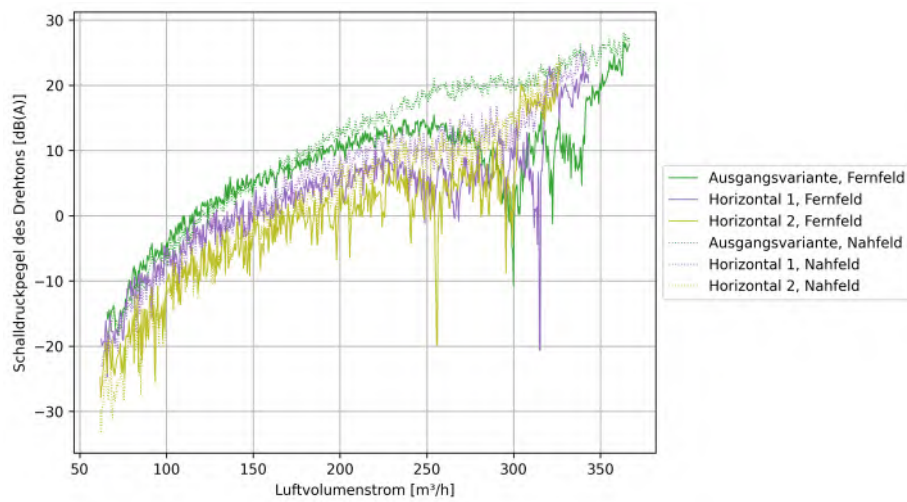


ergibt, mit dem Faktor  $m = 3$  für Mono- und  $m = 5$  für Dipolquellen. Somit ergibt sich für eine Monopolquelle

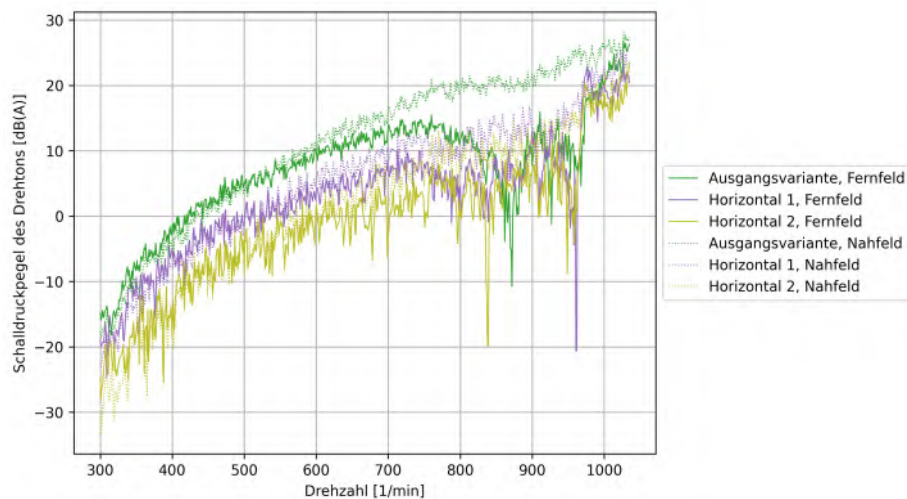
$$\sqrt[3]{p^2} \sim Q \tag{4.9}$$

und für eine Dipolquelle entsprechend

$$\sqrt[5]{p^2} \sim Q \tag{4.10}$$



(a) Drehton mit horizontal verschobenem Abstreifer über den Luftvolumenstrom



(b) Drehton mit horizontal verschobenem Abstreifer über die Drehzahl

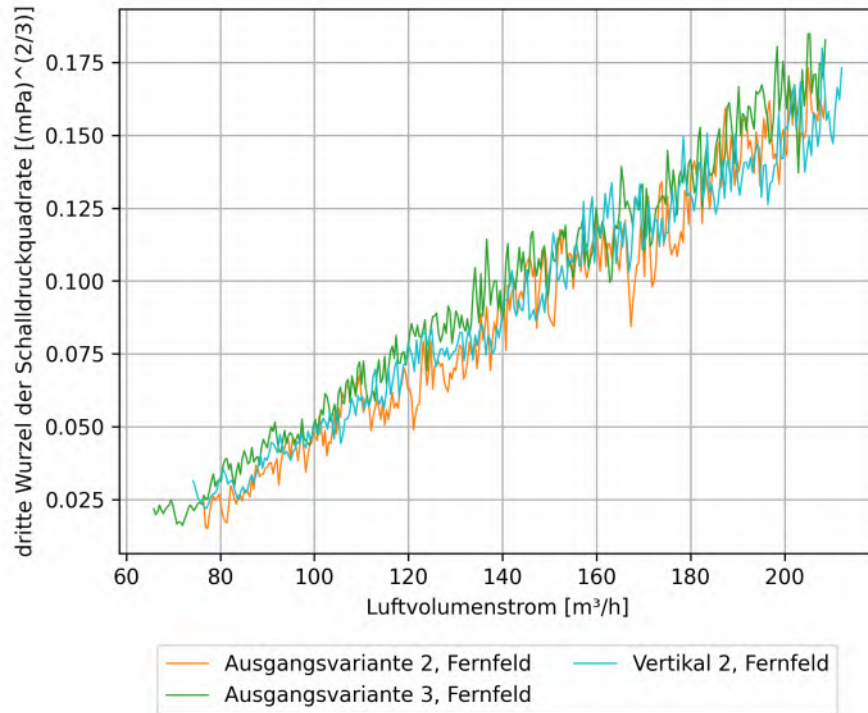
Abbildung 4.10.: Drehton bei der Messung mit horizontal verschobenen Abstreifern  
 Frequenz-Schritt: 2 Hz, Drehzahl-Schritt: 1 min<sup>-1</sup>  
 Nahfeld korrigiert um -12,5dB nach Formel 3.11

In Abbildung 4.11 sind die dritte und die fünfte Wurzel der Schalldruckquadrate über dem Luftvolumenstrom von ca.  $80 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$  bis ca.  $210 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$  aufgetragen. Dabei wird nur das Fernfeld betrachtet, da dort Schalldruck und Schallschnelle in Phase sind und die Schallleistung das Produkt der beiden ist (vgl. Formel 2.8). Außerdem werden wieder nur Messungen bei identischen meteorologischen Umgebungsbedingungen verglichen, da die Steigung der erwarteten Geraden von der Schallgeschwindigkeit, der Luftdichte und der Schallschnelle abhängen, welche alle von den Umgebungsbedingungen beeinflusst werden. Es ist zu erkennen, dass es sich bei der Darstellung der dritten Wurzel der Schalldruckquadrate (Abbildung 4.11a) um einen linearen Zusammenhang handelt, während bei der Darstellung der fünften Wurzel (Abbildung 4.11b) eine Unterproportionalität vorliegt. Daraus lässt sich schließen, dass in dem dargestellten Volumenstrombereich der Drehton durch eine Monopolquelle verursacht wird. Diese entsteht vermutlich durch die Kompression und anschließende Expansion der Luft zwischen Abstreifer und Walzenlamelle, wenn eine Walzenlamelle am Abstreifer vorbeigleitet. Dieser Zusammenhang passt ebenfalls zu der Beobachtung, dass mit zunehmender Spaltgröße der Drehton leiser wird, da die Kompression zwischen Abstreifer und Walzenlamelle nicht mehr so stark ist.

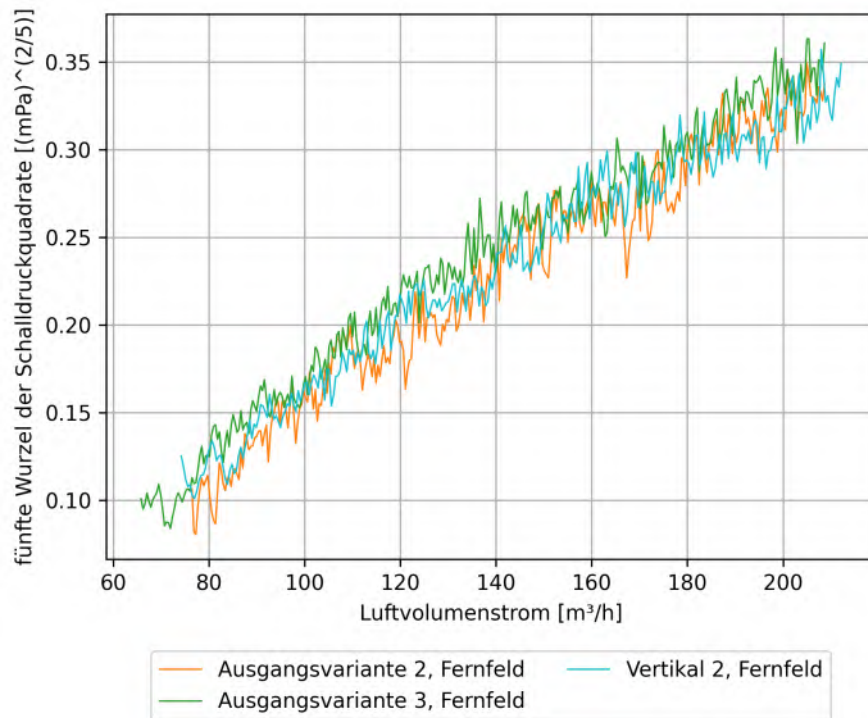
Es wird vermutet, dass die stärkere Steigung der Schalldruckpegelkurven im hohen Luftvolumenstrombereich daraus resultiert, dass dort auf Grund der höheren Strömungsgeschwindigkeit die dominante Quelle für den Drehton eine Dipolquelle ist. Dies lässt sich aber auf Grund des geringen Bereichs, in welchem dieser Effekt zu beobachten ist, mit den vorhandenen Messdaten nicht überprüfen. Der Drehton wäre dann eine Überlagerung mehrerer Quellen derselben Frequenz. Die Dominanz dieser unterschiedlichen Quellen hänge von der Strömungsgeschwindigkeit und damit vom Luftvolumenstrom ab. Um dies zu überprüfen müsste ein anderer Motor mit mehr Leistung und höherer Maximaldrehzahl verwendet werden.

### 4.2.3. Bewertung der Praxistauglichkeit

Die Untersuchung des Querstromventilators mit verschobenen Abstreifern hat bei einer vertikalen Verschiebung unter Beibehaltung der Spaltgröße zwischen Ventilatorwalze und Abstreifer eine Erhöhung des geförderten Luftvolumenstroms von ca. 9% bei gleicher Schallleistung gezeigt. Diese Verbesserung ist durch eine konstruktive Änderung der Kopfbleche zu erreichen. Aus technischer Sicht ist eine solche Änderung zu empfehlen, es sollte aber vorher untersucht werden, ob im Bereich nahe um die Position Vertikal 2 ein Optimum existiert.



(a) 3. Wurzel der Schalldruckquadrate des Drehtons über den Luftvolumenstrom



(b) 5. Wurzel der Schalldruckquadrate des Drehtons über den Luftvolumenstrom

Abbildung 4.11.: Quellentypenanalyse des Drehtons, Frequenz-Step: 2 Hz, Drehzahl-Step: 1 min<sup>-1</sup>

## 4.3. Randeffektuntersuchung

### 4.3.1. Luftvolumenstrom

Die Messergebnisse der Luftvolumenstrommessung nach Kapitel 3.2.1 sind in Abbildung 4.12 dargestellt. Mittels linearer Regression mit der Methode der kleinsten Quadrate lässt sich auch für diese Variante der Zusammenhang von Luftvolumenstrom zu Drehzahl sehr gut zu

$$Q = 0,4212 \frac{\text{m}^3 \cdot \text{min}}{\text{h}} \cdot n - 57,3168 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \quad (4.11)$$

mit einer Bestimmtheit von  $R^2 = 0.9996$  annähern. Die Messergebnisse sind im Anhang A.1 tabellarisch aufgeführt. Es zeigt sich, dass die Variante ohne überstehende Kopfbleche etwas mehr Luftvolumenstrom bei gleicher Drehzahl fördert, was mit dem leicht erhöhten Strömungsquerschnitt zu erklären ist.

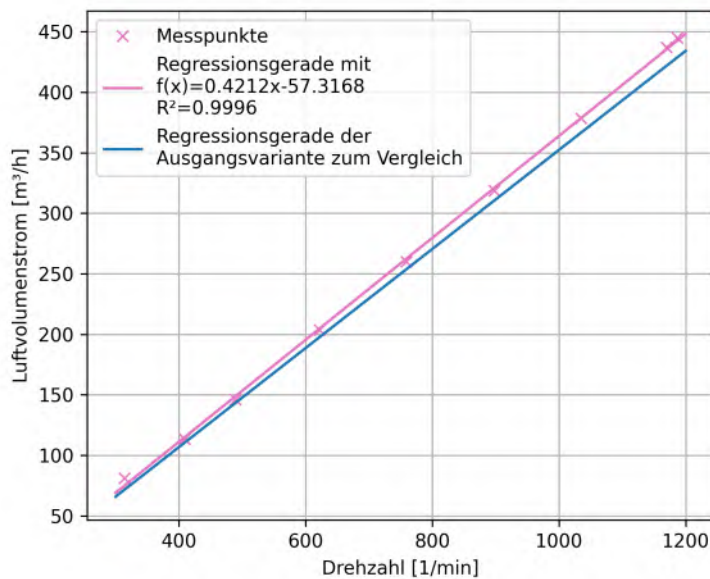


Abbildung 4.12.: Messpunkte und Regressionsgerade der Luftvolumenstrommessung ohne Verdeckung der Walzenenden

### 4.3.2. Schalluntersuchung

Die Bestimmung der Schalleistung im Hallraum nach DIN EN ISO 3741 ergibt die in Abbildung 4.13a dargestellten Summschalleistungspegel. Die Terzbanddarstellung ist im Anhang A.2 abgebildet.

In Abbildung 4.13a sieht man, dass bei geringen Luftvolumenströmen die Schalleistung ohne überstehende Kopfbleche größer ist, als mit. Es gibt also einen Randeffekt und

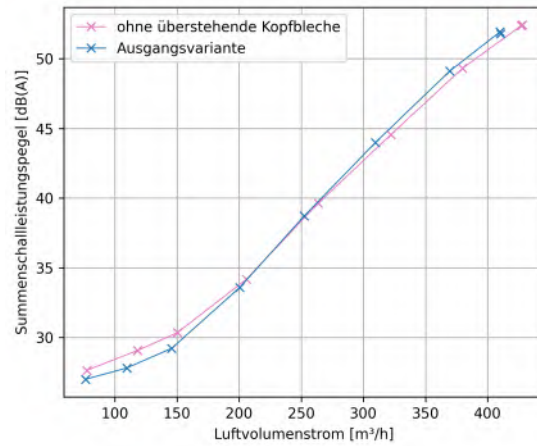
dieser ist zumindest in diesen niedrigen Luftvolumenstrombereichen größer als der Effekt, den die in den Ansaugstrom hineinragenden Bleche haben. Um diesen Unterschied genauer zu quantifizieren, werden beide Summenschallleistungskurven durch Polynome siebten Grades im Volumenstrombereich der Messwerte angenähert (vgl. Abbildung 4.13b).

$$\begin{aligned}
 L_{W,Ausgang} &= -3,2485 \cdot 10^{-16} Q^7 + 4,3569 \cdot 10^{-13} Q^6 - 2,1347 \cdot 10^{-10} Q^5 + 4,2899 \cdot 10^{-8} Q^4 \\
 &\quad - 2,1939 \cdot 10^{-6} Q^3 - 3,4791 \cdot 10^{-8} Q^2 - 2,8155 \cdot 10^{-10} Q + 27,0519 \\
 L_{W,ohne} &= -6,9720 \cdot 10^{-17} Q^7 + 9,9229 \cdot 10^{-14} Q^6 - 4,8951 \cdot 10^{-11} Q^5 + 7,6969 \cdot 10^{-9} Q^4 \\
 &\quad + 5,5274 \cdot 10^{-7} Q^3 + 8,4567 \cdot 10^{-9} Q^2 + 6,7241 \cdot 10^{-11} Q + 27,3205
 \end{aligned}$$

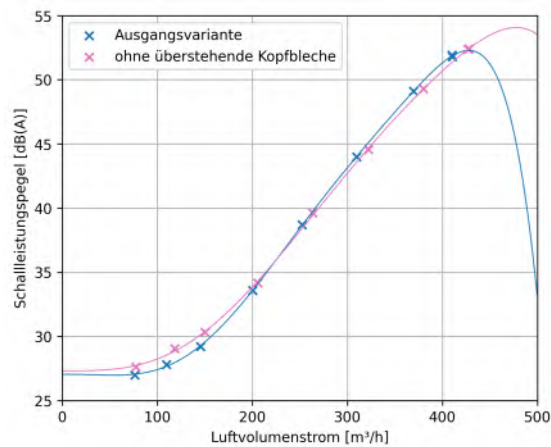
Der Schnittpunkt der beiden Polynome im betrachteten Bereich liegt bei  $Q \approx 224 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$ . Anschließend wird im Volumenstrombereich vor dem Schnittpunkt die Summenschallleistungspegelkurve der Variante ohne überstehende Kopfbleche von der Kurve der Ausgangsvariante mittels Pegeladdition (Gleichung 2.10) abgezogen (vgl. Abbildung 4.13c). Dadurch erhält man den Schalldruckpegel welcher durch den Walzenrand entsteht und bei der Ausgangsversion durch die überstehenden Kopfbleche abgeschirmt wird. Ab einem Luftvolumenstrom von etwa  $Q \approx 170 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$  beginnt der durch die in den Ansaugstrom hineinragenden Bleche generierte Schall, den positiven Effekt der Abschirmung zunichte zu machen. Daraus lässt sich schließen, dass dieser Schallentstehungsmechanismus stärker vom Luftvolumenstrom abhängt als der Mechanismus, welcher für die Schallentstehung an den Walzenenden verantwortlich ist.

### 4.3.3. Bewertung der Praxistauglichkeit

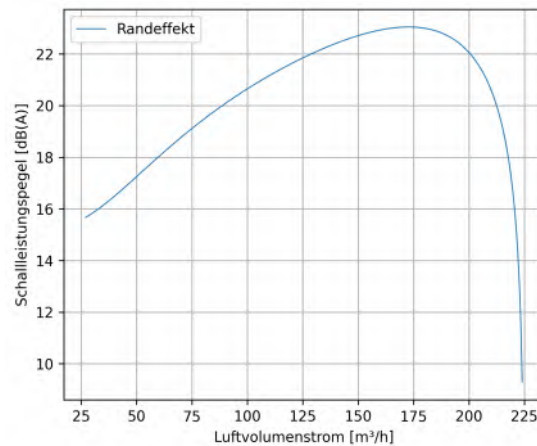
Die Verwendung von Kopfblechen, welche in den Ansaugbereich des Querstromventilators hineinragen, reduziert bei niedrigen Luftvolumenströmen die abgestrahlte Schallleistung des Unterflurkonvektors um bis zu 1 dB. Bei großen Luftvolumenströmen hingegen erhöhen diese Kopfbleche die Schallleistung um bis zu 1 dB. Da der Unterflurkonvektor die meiste Zeit in niedrigen Luftvolumenstrombereichen betrieben wird und erhöhte Schallemissionen in der Regel in Kauf genommen werden können, wenn große thermische Leistungen, also große Luftvolumenströme benötigt werden, ist aus technischer Sicht zu empfehlen, weiterhin diese überhängenden Kopfbleche zu verwenden. Es sollte aber untersucht werden, ob es eine ideale Größe des überstehenden Elementes der Kopfbleche gibt.



(a) Summenschalleistungspegel nach DIN EN ISO 3741 über dem Luftvolumenstrom, Ausgangsvariante zum Vergleich



(b) Regressionspolynome 7. Grades durch die Messpunkte der Schalleistungsmessung



(c) Quantifizierter Randeffekt im Bereich, in welchem die Ausgangsvariante leiser ist

Abbildung 4.13.: Messergebnisse und Auswertung der Schalleistungsbestimmung nach DIN EN ISO 3741 der Variante ohne überstehende Kopfbleche

## 4.4. Asymmetrieuntersuchung

### 4.4.1. Luftvolumenstrom

Die Messergebnisse der Luftvolumenstrommessung nach Kapitel 3.2.1 sind in Abbildung 4.14 dargestellt. Auch für diese Variante lässt sich mittels linearer Regression mit der Methode der kleinsten Quadrate der Zusammenhang zwischen Luftvolumenstrom und Drehzahl sehr gut zu

$$Q = 0,4220 \frac{\text{m}^3 \cdot \text{min}}{\text{h}} \cdot n - 52,5964 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \quad (4.12)$$

mit einer Bestimmtheit von  $R^2 = 0.9997$  annähern. Die Messergebnisse sind im Anhang A.1 tabellarisch aufgeführt. Es ist zu erkennen, dass die Variante mit der verdrillten Walze bei gleicher Drehzahl einen größeren Luftvolumenstrom fördert und ebenfalls einen etwas besseren elektrischen Wirkungsgrad hat, da sie bei maximaler Leistungsaufnahme mehr Luft fördert.

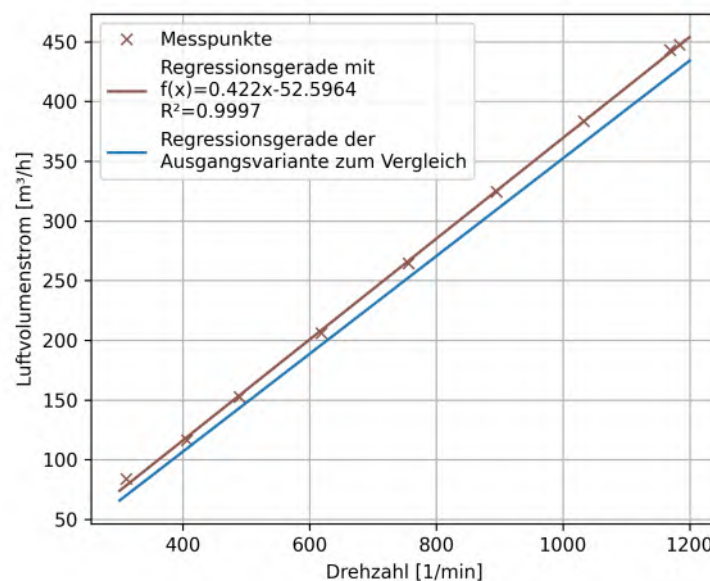


Abbildung 4.14.: Messpunkte und Regressionsgerade der Luftvolumenstrommessung mit verdrillter Walze

### 4.4.2. Schalluntersuchung

Die Schallleistungsbestimmung im Hallraum nach DIN EN ISO 3741 ergibt die in Abbildung 4.16a dargestellten Summenschallleistungspegel. Die Terzbanddarstellung ist im Anhang A.2 abgebildet. Es ist zu erkennen, dass die erhöhte Asymmetrie einen positiven

Einfluss auf die emittierte Schalleistung bei identischem Luftvolumenstrom hat. Dies entspricht den Messungen im reflexionsarmen Halbraum, welche in Abbildung 4.16b dargestellt sind. Zur Ermittlung des Einflusses der Asymmetrie wird der Summenschalldruckpegel der Variante mit verdrehter Walze von dem mit gerader Walze nach Formel 2.10 abgezogen (vgl. Abbildung 4.16c). Dabei zeigt sich ein linearer Zusammenhang zwischen dem Luftvolumenstrom und dem Summenschalldruckpegel, den die erhöhte Symmetrie emittiert.

Die Betrachtung des Summenschalldruckpegels über den Ort entlang der Walzenachse (vgl. Abbildung 4.15) zeigt qualitativ einen sehr ähnlichen Verlauf zu der identischen Betrachtung bei der Ausgangsvariante 1. Messung, welche am selben Tag stattgefunden hat (vgl. Abbildung 4.4a). Über den Summenschalldruckpegel betrachtet gibt es also keine stärkere Ortsabhängigkeit der Schallentstehung durch die Erhöhung der Asymmetrie.

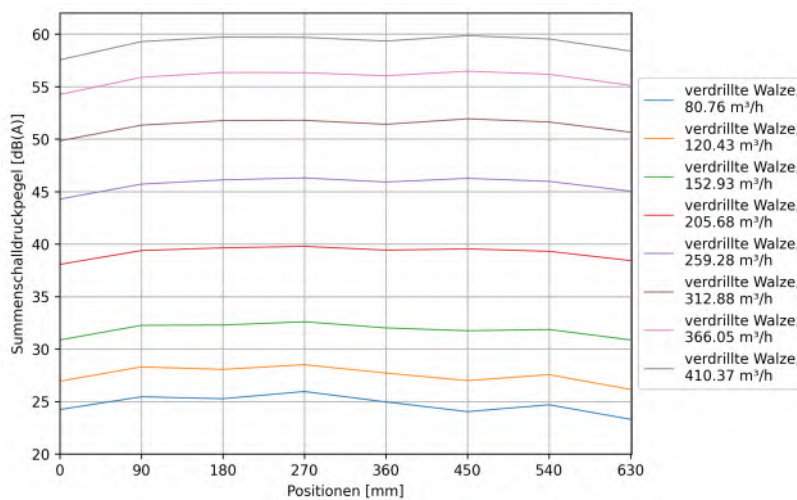
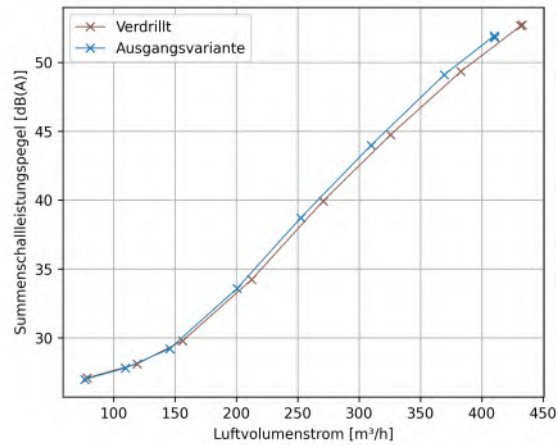


Abbildung 4.15.: Summenschalldruckpegel der Ausgangsvariante über der Position im Nahfeld bei 2-8 V Steuerspannung

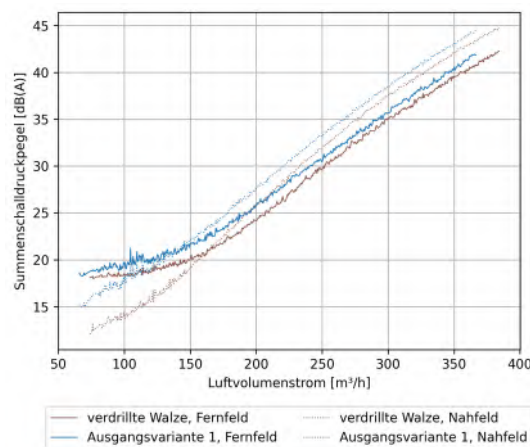
### Auswertung des Drehtons

Die Analyse des Drehtons über den Luftvolumenstrom zeigt, dass dieser bei der Variante mit erhöhter Asymmetrie im Hauptbetriebsbereich ca. 10 dB geringer ist als bei der Ausgangsvariante (vgl. Abbildung 4.17a). Dies ist darauf zurückzuführen, dass die Walzenlamelle nicht über die gesamte Länge gleichzeitig am Abstreifer vorbeigeleitet, sondern zeitversetzt. Dies entspricht den Ergebnissen von [26]. Der unpräzise Verlauf der Schalldruckpegelkurve der Variante mit verdrehter Walze resultiert wie bei den Varianten mit horizontal verschobenem Abstreifer aus dem geringen Schalldruckpegelunterschied zwischen Drehton und Rauschen.

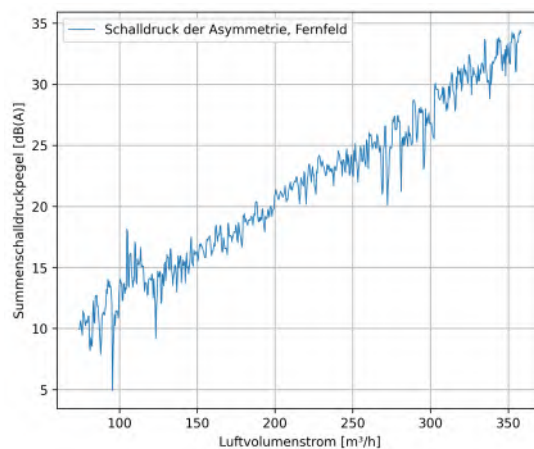




(a) Summenschalleistungspegel nach DIN EN ISO 3741 über dem Luftvolumenstrom, Ausgangsvariante zum Vergleich



(b) Summenschalldruckpegel der Variante mit erhöhter Asymmetrie im Nah- und Fernfeld über den Luftvolumenstrom, Ausgangsvariante zum Vergleich Nahfeld um -12,5 dB korrigiert mit Formel 3.11



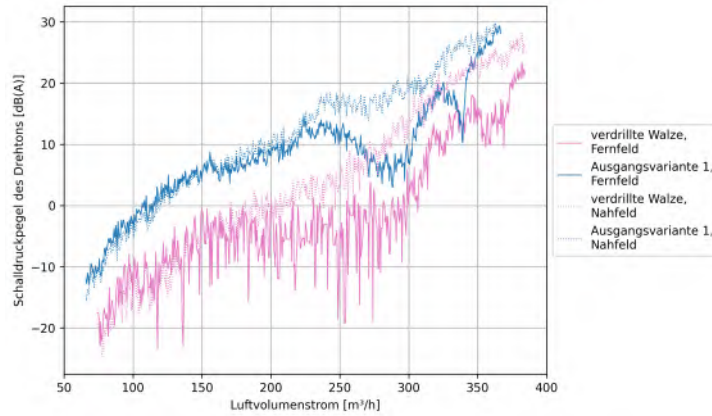
(c) Summenschalldruckpegel der Asymmetrie im Fernfeld über den Luftvolumenstrom

Abbildung 4.16.: Messergebnisse und Auswertung der Schalluntersuchung der Variante mit erhöhter Asymmetrie im Hallraum und im reflexionsarmen Halbraum

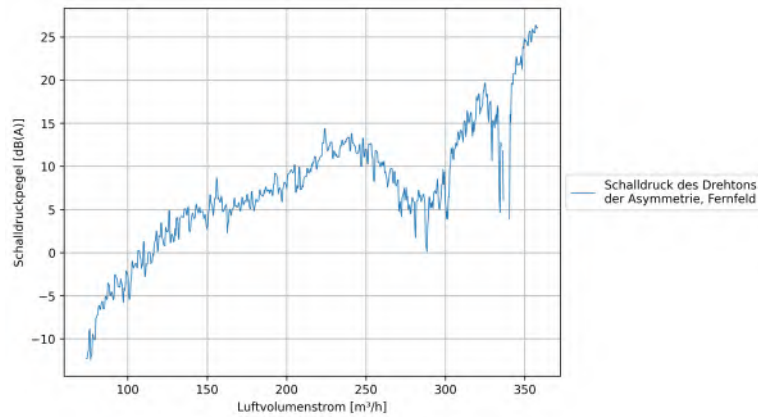
Der Schalldruckpegel, welcher durch die erhöhte Asymmetrie der geraden Walzenlammellen entsteht, wird ermittelt, indem die Schalldruckpegelkurve der Variante mit der verdrillten Walze von der Ausgangsvariante nach Gleichung 2.10 abgezogen wird (vgl. Abbildung 4.17b). Bei der Analyse des Schalldruckpegels des Drehtons über dem Ort entlang der Walzenachse erkennt man, dass dieser Ton bei der Variante mit der verdrillten Walze ortsabhängig ist (vgl. Abbildung 4.17c). So ist der Drehton bei Luftvolumenströmen zwischen ca.  $130 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$  und  $250 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$  auf der Seite gegenüber des Motors lauter als auf der Motorseite. Bei höheren Luftvolumenströmen bilden sich beidseitig bei den Rändern Schalldruckmaxima. Der Luftvolumenstrom, bei dem die Ortsabhängigkeit sich ändert, entspricht etwa dem Luftvolumenstrom, bei welchem vermutet wird, dass der dominante Quellentyp sich ändert (vgl. Kapitel 4.2.2). Daher ist zu vermuten, dass die Ortsabhängigkeit des Drehtons abhängig vom Quellentyp ist.

#### 4.4.3. Bewertung der Praxistauglichkeit

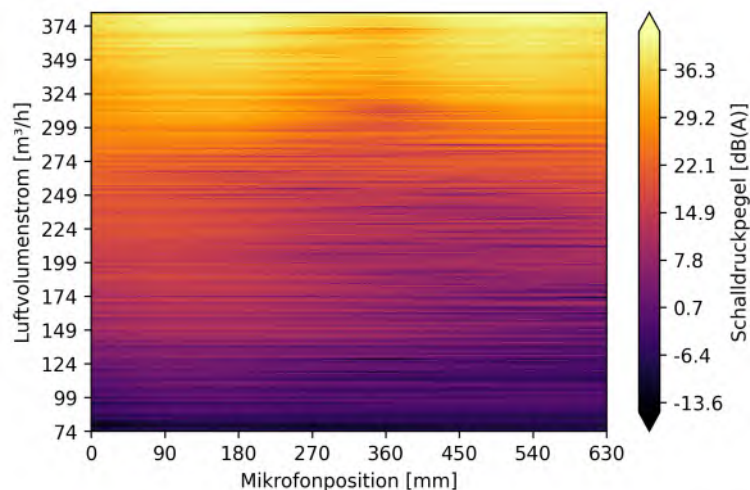
Die Erhöhung der Asymmetrie durch den Einbau einer verdrillten Ventilatorwalze verringert den Schalleistungspegel des Unterflurkonvektors bei gleichem Luftvolumenstrom um ca. 1 dB und reduziert die Lautstärke des Drehtons um ca. 10 dB. Diese Verbesserung ist mit wenig Aufwand durch einen Tausch der zugekauften Ventilatorwalze möglich. Daher wird die Umsetzung dieser Verbesserung aus technischer Sicht empfohlen.



(a) Schalldruckpegel des Drehtons im Nah- und Fernfeld der Variante mit erhöhter Asymmetrie



(b) Schalldruckpegel des Drehtons durch die stärkere Symmetrie im Fernfeld über den Luftvolumenstrom



(c) Heatmap des Schalldruckpegels des Drehtons der Variante mit erhöhter Asymmetrie über der Position entlang der Ventilatorachse und den Luftvolumenstrom

Abbildung 4.17: Auswertung des Drehtons bzgl. des Einflusses der erhöhten Asymmetrie  
Frequenz-Step: 2 Hz, Drehzahl-Step: 1 min<sup>-1</sup>



# 5. Zusammenfassung

Ziel dieser Bachelorarbeit war die Bestimmung von Schallentstehungsmechanismen an einem Querstromventilator in einer realitätsnahen Einbausituation und das Finden von Ansätzen zur akustischen Optimierung dieser Ventilatoren. Dafür wurde zunächst das bestehende System aus einem Querstromventilator, der in einem Unterflurkonvektor der Firma Kampmann verbaut ist, hinsichtlich der Drehzahl, des geförderten Luftvolumenstroms und des emittierten Schalls untersucht. Anschließend wurden verschiedene Varianten dieses Querstromventilators, welche aus der Literatur abgeleitet wurden, in denselben Unterflurkonvektor eingebaut und hinsichtlich der identischen Parameter vermessen. Die verschiedenen Varianten wurden anschließend mit der Ausgangsvariante verglichen, um mögliche Maßnahmen zur Optimierung des Querstromventilators abzuleiten. Die Maßnahmen wurden abschließend hinsichtlich ihrer Praxistauglichkeit bewertet und ein weiteres Vorgehen empfohlen. Die Ergebnisse dieser Arbeit sind auf Grund des komplexen Strömungsfelds eines Querstromventilators nicht kongruent auf andere Querstromventilatoren übertragbar.

Zur Ermittlung des Zusammenhangs zwischen dem geförderten Luftvolumenstrom des Querstromventilators und seiner Drehzahl wurde der Unterflurkonvektor an einem Volumenstromprüfstand am Freiblaspunkt vermessen. Zur Bestimmung des emittierten Schalls fanden Messungen in einem reflexionsarmen Halbraum und einem Hallraum statt. In letzterem wurde die Schallleistung des Unterflurkonvektors ermittelt und im reflexionsarmen Halbraum wurde das Geräusch der Ventilatorvarianten in Hochlaufmessungen genauer analysiert. Dafür wurde der Schalldruck räumlich, über die Drehzahl bzw. den Luftvolumenstrom und über die Frequenz im Schmalbandspektrum aufgelöst. Aus dem Schmalbandspektrum wurde der Schalldruck des Drehtons extrahiert und genauer analysiert.

Die Analyse der Messdaten ergab, dass eine Erhöhung der Asymmetrie durch Verwendung einer verdrillten Ventilatorwalze sowohl zu einer Reduktion des Summenpegels um ca. 1 dB führt als auch die Lautstärke des Drehtons um ca. 10 dB verringert. Außerdem hat die Analyse über die örtliche Auflösung des Schalldrucks gezeigt, dass bei einer verdrillten Walze der Summenpegel nicht ortsabhängig ist, der Drehton hingegen schon.

Die Untersuchung des Randeffekts durch Entfernen der überhängenden Kopfbleche hat gezeigt, dass diese Kopfbleche bei niedrigen Luftvolumenströmen einen positiven Effekt auf die Schallabstrahlung des Querstromventilators haben, was zu einer Schallleistungsreduzierung von maximal 1 dB führt. Hingegen ist bei hohen Luftvolumenströmen ein umgekehrter Effekt zu beobachten, der eine Erhöhung der abgestrahlten Schallleistung um maximal 1 dB zur Folge hat.

Die Messungen des Querstromventilators mit verschobenem Abstreifer ergaben, dass eine Vergrößerung des Spalts zwischen Ventilatorwalze und Abstreifer zu einer höheren Schallemission relativ zum geförderten Luftvolumenstrom führt. Ein Verschieben des Abstreifers nach unten verringert unter Beibehaltung der Spaltgröße im untersuchten Bereich (maximale vertikale Verschiebung von 13 mm) die Schallemission. Am Auslegungspunkt mit einem Luftvolumenstrom von  $250 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$  beträgt die Verringerung der Schalleistung ca. 2,5 dB.

Die Analyse des Drehtons bei der Messung mit verschobenen Abstreifern hat gezeigt, dass die Lautstärke dieses Schallereignisses nicht von der vertikalen Position des Abstreifers abhängt. Eine Vergrößerung des Spalts hingegen verringert die Lautstärke des Drehtons. Außerdem wurde herausgefunden, dass es sich bei dem Drehton bei niedrigen Luftvolumenströmen von unter  $250 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$  und damit niedrigen Strömungsgeschwindigkeiten um eine Monopolquelle handelt.

Aufbauend auf diesen Ergebnissen kann nun der zu Grunde liegende Querstromventilator verbessert werden.

# 6. Fazit und Ausblick

Die Ergebnisse dieser Bachelorarbeit zeigen, dass eine Erhöhung der Asymmetrie mittels einer verdrillten Ventilatorwalze sich positiv auf den Drehton und die Schalleistung auswirkt. Dabei ist bei der örtlichen Auswertung des Drehtons die Frage aufgekommen, ob die verdrillte Walze der Strömung eine Querkraftkomponente aufprägt, wodurch der Druck nicht mehr über die gesamte Walzenlänge konstant ist.

Die Randeffektuntersuchung zeigt, dass es an den Enden der Ventilatorwalze zu erhöhter Schallemission kommt. Diese kann bei niedrigen Luftvolumenströmen durch die in den Ansaugbereich hineinragenden Kopfbleche vermindert werden. Es stellt sich die Frage, ob es eine ideale Größe dieser überhängenden Elemente des Kopfbleches gibt.

Die Untersuchung an dem Querstromventilator mit verschobenem Abstreifer zeigt, dass der Ventilator mit einem vertikal um 13 mm entlang der Walzenkontur nach unten verschobenen Abstreifer am Auslegungspunkt von  $250 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$  um ca. 2,5 dB leiser ist. Im Umkehrschluss kann damit der Luftvolumenstrom bei gleicher Schalleistung um ca. 9% erhöht werden. Eine Vergrößerung des Spalts zwischen Walze und Abstreifer wirkt sich hingegen negativ auf die Schallemission relativ zum Luftvolumenstrom aus. Bei der Analyse des Drehtons ist aufgefallen, dass dieser mit zunehmender Spaltbreite leiser wird, während die vertikale Verschiebung des Abstreifers primär keinen Einfluss auf den Drehton hat. Bei einer vertikalen Verschiebung um 7 mm nach unten ist der Drehton allerdings deutlich leiser als bei den anderen vertikalen Positionen. Dabei ist unklar welche Ursache der beobachtete Effekt hat und ob dieser Effekt durch horizontale Verschiebung an anderen vertikalen Positionen auch zu erreichen ist. Dabei sollte besonderes Augenmerk auf die leiseste, vertikal verschobene Variante gelegt werden, um die beiden Effekte miteinander zu kombinieren.

Des Weiteren hat die Analyse des Drehtons ergeben, dass dieser im Luftvolumenstrombereich von unter  $250 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$  durch eine Monopolquelle entsteht. Es verbleibt mit dieser Arbeit ungeklärt, durch welchen Quellentyp der Drehton bei höheren Luftvolumenströmen erzeugt wird.

Abschließend ist zu sagen, dass alle untersuchten Varianten praxistaugliche Optimierungsansätze darstellen, welche durch konstruktive Änderungen oder den Tausch eines zugekauften Bauteils realisiert werden können.





# A. Messdaten

## A.1. Messdaten der Luftvolumenstrommessungen – tabellarische Darstellung

Tabelle A.1.: Messdaten der Luftvolumenstrommessungen an der Ausgangsvariante

Variante	$n$ [min <sup>-1</sup> ]	$Q$ [m <sup>3</sup> /h]	Variante	$n$ [min <sup>-1</sup> ]	$Q$ [m <sup>3</sup> /h]
Ausgangsvariante 1	310	73,2123	Ausgangsvariante 2	310	71,5647
	407	117,0380		407	107,0627
	488	147,2359		489	139,6800
	618	202,4218		618	190,9457
	756	259,8780		756	247,9074
	895	316,5017		896	305,4253
	1033	375,2207		1032	361,3840
	1168	434,7769		1169	418,6033
	1183	440,8980		1173	418,3119
Ausgangsvariante 3	310	76,5059	Ausgangsvariante 4	312	71,5647
	408	112,0709		408	104,1764
	490	141,4152		490	136,5903
	619	194,4263		620	188,0500
	757	247,4150		758	245,6840
	897	305,0258		896	306,6207
	1033	360,8775		1033	359,6930
	1164	414,5050		1164	415,3866
	1165	413,9162		1177	414,9460
Ausgangsvariante 5	310	73,4836			
	407	110,2254			
	489	141,0007			
	619	193,1527			
	756	251,6453			
	895	309,9879			
	1032	366,0793			
	1165	424,7394			
	1167	424,0165			

Tabelle A.2.: Messdaten der Luftvolumenstrommessungen an den veränderten Varianten

Variante	$n$ [ $\text{min}^{-1}$ ]	$Q$ [ $\text{m}^3/\text{h}$ ]	Variante	$n$ [ $\text{min}^{-1}$ ]	$Q$ [ $\text{m}^3/\text{h}$ ]
Vertikal 1	328	85,8103	Vertikal 2	312	81,4068
	408	115,1266		408	126,3094
	489	152,7006		489	163,1901
	619	208,1379		620	218,4936
	757	270,9034		757	280,6929
	897	331,7876		896	345,2022
	1032	393,3883		1034	410,7856
	1132	438,6690		1098	445,6082
	1130	437,2679		1084	440,3444
Horizontal 1	310	67,3960	Horizontal 1	310	67,3960
	407	103,3459		407	102,1511
	495	137,4972		488	127,7790
	617	182,3972		618	175,5377
	756	236,8600		756	224,8962
	895	289,1393		894	273,2029
	1033	338,6156		1032	326,0562
	1169	396,5593		1168	377,0404
	1200	407,5515		1200	386,0494
Randeffekt	314	81,8947	Asymmetrie	314	81,8947
	409	114,7588		409	114,7588
	489	147,7409		489	147,7409
	622	205,9984		622	205,9984
	759	263,1773		759	263,1773
	898	322,3250		898	322,3250
	1035	382,8481		1035	382,8481
	1170	442,1208		1170	442,1208
	1187	450,3191		1187	450,3191

## A.2. Messdaten der Hallraummessungen nach DIN EN ISO 3741 – graphische und tabellarische Darstellung

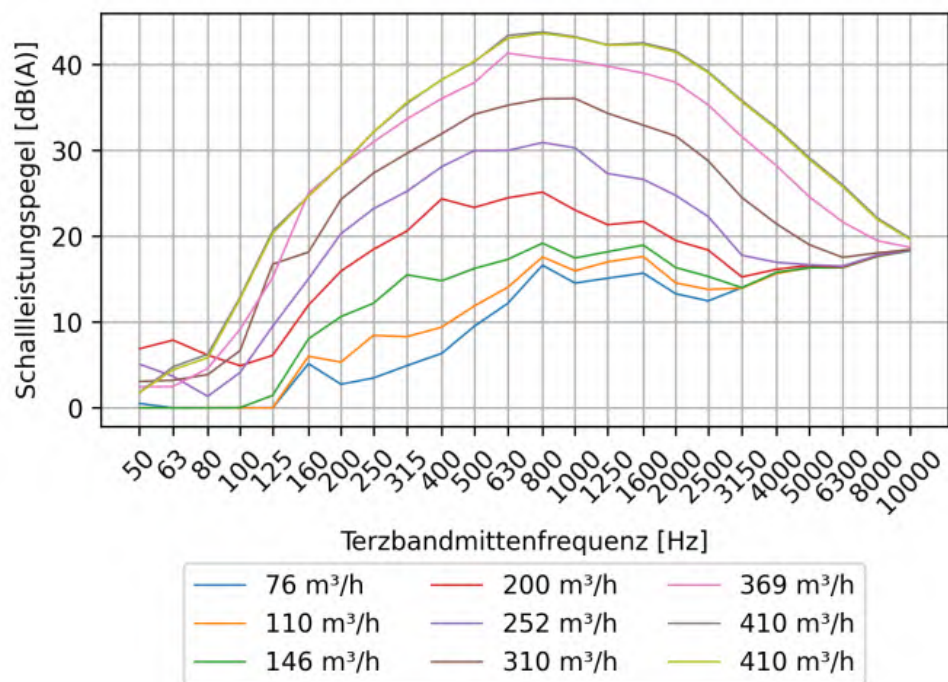


Abbildung A.1.: Schallleistung mit A-Bewertung in Terzbandauflösung der Ausgangsvariante

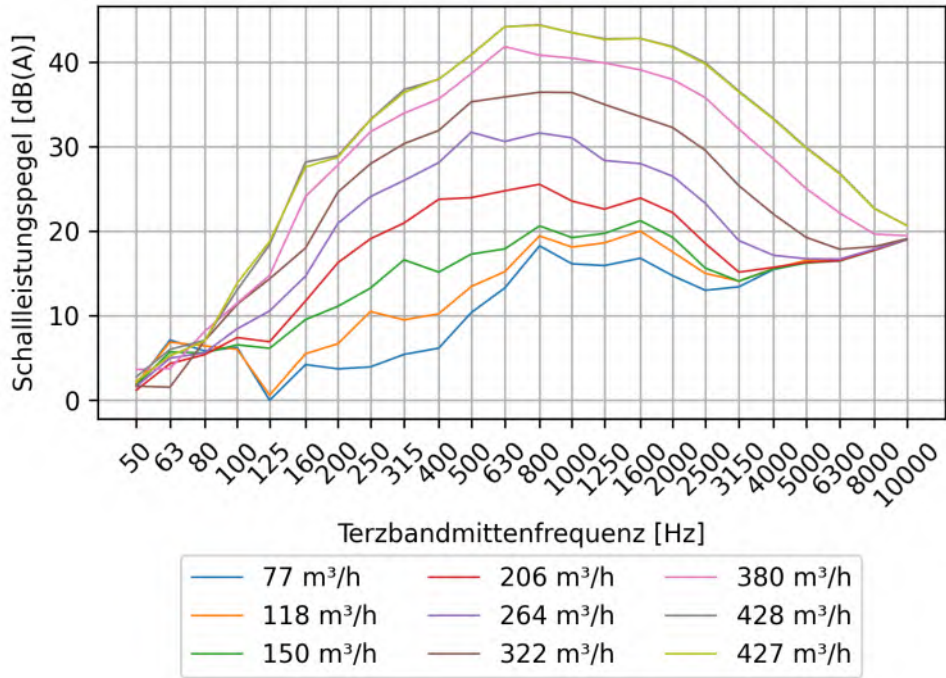


Abbildung A.2.: Schallleistung mit A-Bewertung in Terzbandauflösung der Variante ohne überhängende Kopfbleche

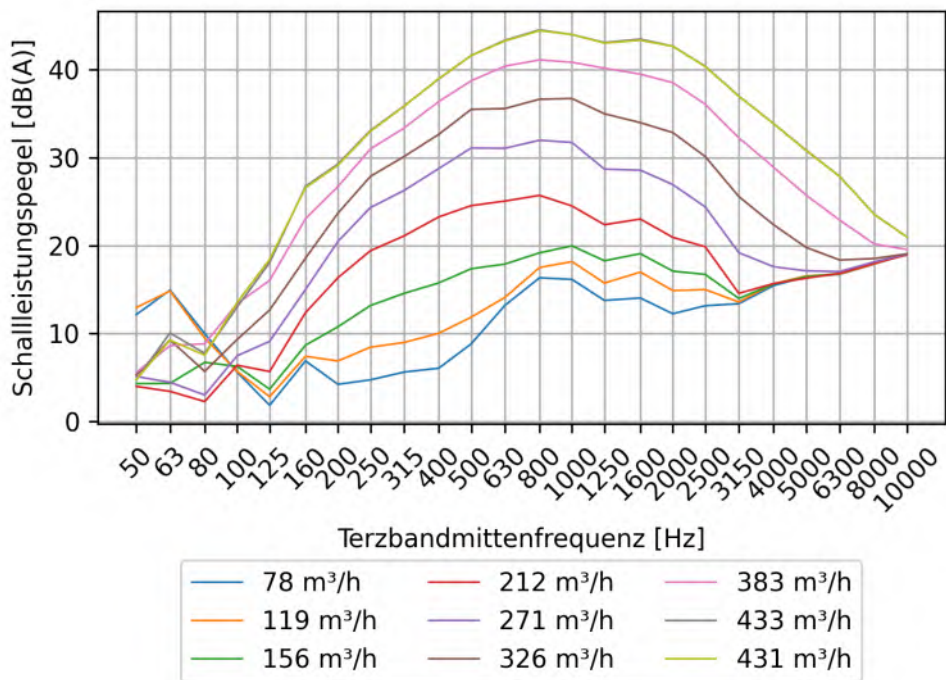


Abbildung A.3.: Schallleistung mit A-Bewertung in Terzbandauflösung der Variante mit verdrehter Walze

Tabelle A.3.: Schallleistungspegel in dB(A) der Ausgangsvariante im Terzband und als  
 Summenpegel

<i>n</i>	<i>Q</i>	<b>50</b>	<b>63</b>	<b>80</b>	<b>100</b>	<b>125</b>	<b>160</b>	<b>200</b>	<b>250</b>	
326	76,5	0,5	0,0	0,0	0,0	0,0	5,2	2,8	3,5	
407	109,6	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	6,0	5,3	8,5	
495	145,7	0,0	0,0	0,0	0,0	1,5	8,1	10,6	12,2	
629	200,5	6,9	7,9	6,1	4,9	6,1	12,0	15,9	18,5	
756	252,5	5,1	3,7	1,3	4,1	9,5	15,0	20,3	23,2	
896	309,7	3,1	3,2	3,9	6,7	16,8	18,2	24,3	27,3	
1042	369,5	2,5	2,5	4,6	9,2	15,2	25,0	28,2	31,0	
1141	410,0	1,8	4,8	6,2	12,9	20,6	24,7	28,2	32,1	
1142	410,4	1,8	4,4	5,9	12,7	20,3	24,7	28,2	32,1	
		<b>315</b>	<b>400</b>	<b>500</b>	<b>630</b>	<b>800</b>	<b>1000</b>	<b>1250</b>	<b>1600</b>	
326	76,5	4,9	6,4	9,5	12,2	16,6	14,5	15,1	15,7	
407	109,6	8,3	9,4	11,9	14,1	17,6	16,0	17,0	17,6	
495	145,7	15,5	14,8	16,2	17,3	19,2	17,5	18,2	19,0	
629	200,5	20,6	24,4	23,3	24,5	25,1	23,0	21,3	21,7	
756	252,5	25,2	28,1	30,0	30,0	30,9	30,3	27,3	26,6	
896	309,7	29,7	31,9	34,2	35,3	36,0	36,0	34,3	32,9	
1042	369,5	33,7	36,0	37,9	41,3	40,8	40,5	39,8	39,0	
1141	410,0	35,5	38,3	40,3	43,4	43,8	43,3	42,3	42,5	
1142	410,4	35,6	38,2	40,4	43,1	43,6	43,2	42,3	42,4	
		<b>2000</b>	<b>2500</b>	<b>3150</b>	<b>4000</b>	<b>5000</b>	<b>6300</b>	<b>8000</b>	<b>10000</b>	<b>Summe</b>
326	76,5	13,3	12,5	14,0	15,7	16,4	16,3	17,7	18,3	<b>27,0</b>
407	109,6	14,6	13,8	13,9	15,7	16,3	16,4	17,7	18,3	<b>27,8</b>
495	145,7	16,3	15,3	14,0	15,8	16,3	16,4	17,7	18,3	<b>29,2</b>
629	200,5	19,5	18,4	15,3	16,1	16,6	16,4	17,7	18,4	<b>33,6</b>
756	252,5	24,8	22,3	17,8	17,0	16,7	16,5	17,8	18,3	<b>38,7</b>
896	309,7	31,7	28,8	24,5	21,4	19,0	17,5	18,1	18,4	<b>44,0</b>
1042	369,5	37,9	35,3	31,6	28,2	24,6	21,7	19,5	18,7	<b>49,1</b>
1141	410,0	41,6	39,2	35,8	32,6	29,2	26,0	22,1	19,8	<b>51,9</b>
1142	410,4	41,4	39,1	35,7	32,5	29,0	25,8	21,9	19,6	<b>51,8</b>

Tabelle A.4.: Schallleistungspegel in dB(A) der Variante ohne überstehende Kopfbleche im Terzband und als Summenpegel

<i>n</i>	<i>Q</i>	<b>50</b>	<b>63</b>	<b>80</b>	<b>100</b>	<b>125</b>	<b>160</b>	<b>200</b>	<b>250</b>	
320	77,5	1,9	7,1	5,8	6,2	0,0	4,2	3,7	3,9	
417	118,3	2,0	6,9	6,4	6,0	0,6	5,5	6,7	10,5	
493	150,3	1,8	5,7	5,6	6,6	6,2	9,5	11,1	13,3	
625	205,9	1,2	4,3	5,4	7,4	6,9	11,7	16,3	19,1	
762	263,6	1,7	5,0	5,6	8,5	10,6	14,7	20,9	24,1	
901	322,2	1,7	1,6	7,0	11,4	14,4	18,0	24,6	28,0	
1038	379,9	3,6	3,7	8,2	11,5	14,8	24,1	27,8	31,8	
1152	427,9	2,8	6,0	7,1	13,1	18,4	28,2	28,9	33,2	
1150	427,0	2,3	5,3	7,0	13,9	18,8	27,6	28,7	33,1	
		<b>315</b>	<b>400</b>	<b>500</b>	<b>630</b>	<b>800</b>	<b>1000</b>	<b>1250</b>	<b>1600</b>	
320	77,5	5,4	6,2	10,4	13,3	18,3	16,1	15,9	16,8	
417	118,3	9,5	10,2	13,5	15,2	19,4	18,1	18,6	20,0	
493	150,3	16,6	15,2	17,3	17,9	20,6	19,2	19,7	21,2	
625	205,9	21,0	23,8	24,0	24,8	25,6	23,6	22,6	23,9	
762	263,6	26,0	28,1	31,7	30,6	31,6	31,0	28,4	28,0	
901	322,2	30,4	31,9	35,3	35,9	36,4	36,4	35,0	33,5	
1038	379,9	34,0	35,6	38,6	41,8	40,8	40,5	39,9	39,1	
1152	427,9	36,7	38,0	40,9	44,2	44,4	43,5	42,8	42,8	
1150	427,0	36,4	38,0	40,8	44,2	44,3	43,5	42,7	42,8	
		<b>2000</b>	<b>2500</b>	<b>3150</b>	<b>4000</b>	<b>5000</b>	<b>6300</b>	<b>8000</b>	<b>10000</b>	<b>Summe</b>
320	77,5	14,7	13,0	13,4	15,5	16,3	16,5	17,7	19,0	<b>27,6</b>
417	118,3	17,5	15,0	14,1	15,6	16,5	16,5	17,8	19,1	<b>29,1</b>
493	150,3	19,3	15,6	14,1	15,5	16,2	16,5	17,7	19,0	<b>30,3</b>
625	205,9	22,2	18,6	15,2	15,7	16,3	16,5	17,8	19,0	<b>34,2</b>
762	263,6	26,5	23,3	18,9	17,2	16,7	16,7	17,9	19,0	<b>39,6</b>
901	322,2	32,3	29,6	25,4	22,0	19,3	17,9	18,2	19,1	<b>44,5</b>
1038	379,9	37,9	35,8	32,1	28,5	25,1	22,2	19,7	19,5	<b>49,3</b>
1152	427,9	41,8	39,9	36,6	33,3	29,9	26,9	22,7	20,7	<b>52,4</b>
1150	427,0	41,7	39,8	36,5	33,2	29,8	26,8	22,7	20,7	<b>52,4</b>

Tabelle A.5.: Schallleistungspegel in dB(A) der Variante mit verdrehter Walze im Terzband und als  
 Summenpegel

<i>n</i>	<i>Q</i>	<b>50</b>	<b>63</b>	<b>80</b>	<b>100</b>	<b>125</b>	<b>160</b>	<b>200</b>	<b>250</b>	
310	78,2	12,2	14,9	10,0	5,6	1,8	6,9	4,2	4,7	
407	119,2	12,9	14,8	9,5	5,7	2,8	7,4	6,9	8,4	
495	156,3	4,3	4,3	6,7	6,3	3,7	8,7	10,8	13,2	
628	212,4	4,0	3,4	2,3	6,4	5,7	12,4	16,3	19,4	
766	270,7	5,1	4,4	3,0	7,5	9,1	15,0	20,5	24,3	
896	325,5	5,3	9,3	5,7	9,3	12,7	18,6	23,7	27,9	
1032	382,9	5,6	8,6	8,8	13,4	16,0	23,1	26,7	31,0	
1150	432,7	4,7	10,1	7,7	13,0	18,1	26,7	29,3	33,1	
1147	431,5	4,8	9,2	7,5	13,5	18,4	26,6	29,1	33,0	
		<b>315</b>	<b>400</b>	<b>500</b>	<b>630</b>	<b>800</b>	<b>1000</b>	<b>1250</b>	<b>1600</b>	
310	78,2	5,6	6,1	8,8	13,2	16,3	16,2	13,8	14,0	
407	119,2	9,0	10,0	11,9	14,1	17,5	18,2	15,7	17,0	
495	156,3	14,6	15,8	17,4	17,9	19,2	20,0	18,3	19,1	
628	212,4	21,1	23,3	24,5	25,1	25,7	24,5	22,4	23,0	
766	270,7	26,3	28,8	31,1	31,1	32,0	31,7	28,7	28,6	
896	325,5	30,1	32,7	35,5	35,6	36,6	36,7	35,0	34,0	
1032	382,9	33,4	36,4	38,7	40,4	41,1	40,9	40,2	39,5	
1150	432,7	35,9	38,9	41,6	43,3	44,5	44,0	43,1	43,5	
1147	431,5	35,8	39,0	41,6	43,3	44,4	44,0	43,0	43,4	
		<b>2000</b>	<b>2500</b>	<b>3150</b>	<b>4000</b>	<b>5000</b>	<b>6300</b>	<b>8000</b>	<b>10000</b>	<b>Summe</b>
310	78,2	12,2	13,2	13,4	15,4	16,4	16,7	17,9	19,0	<b>27,1</b>
407	119,2	14,9	15,0	13,6	15,7	16,5	16,8	17,9	19,1	<b>28,1</b>
495	156,3	17,1	16,7	14,0	15,6	16,5	16,8	18,0	19,1	<b>29,8</b>
628	212,4	20,9	19,9	14,6	15,7	16,3	16,8	18,0	18,9	<b>34,2</b>
766	270,7	26,9	24,4	19,2	17,6	17,1	17,0	18,2	19,0	<b>39,9</b>
896	325,5	32,9	30,1	25,6	22,4	19,8	18,4	18,5	19,1	<b>44,7</b>
1032	382,9	38,5	36,1	32,3	28,9	25,7	22,9	20,2	19,6	<b>49,3</b>
1150	432,7	42,7	40,4	37,0	33,9	30,9	27,9	23,6	21,0	<b>52,7</b>
1147	431,5	42,7	40,4	37,0	33,9	30,8	27,8	23,5	21,0	<b>52,7</b>





# Literatur

- [1] LTG Aktiengesellschaft. *Technischer Prospekt: LTG Hochleistungs-Querstromventilatoren: Typenreihe TW Laufrad Durchmesser 125 bis 200 mm*. LTG Aktiengesellschaft. Stuttgart, Deutschland, Apr. 2016. URL: <https://www.ltg.de/produkte-dienstleistungen/ltg-prozesslufttechnik/ventilatoren/querstromventilatoren/baureihe-t-125-200-mm/> (besucht am 02. 02. 2023).
- [2] Jan Delfs. *Basics of Aeroacoustics - Lecture Notes*. Braunschweig, 2019. URL: [https://www.dlr.de/as/Portaldata/5/Resources/dokumente/abteilungen/abt\\_ta/Notes\\_Basics\\_of\\_Aeroacoustics\\_Delfs\\_19\\_20.pdf](https://www.dlr.de/as/Portaldata/5/Resources/dokumente/abteilungen/abt_ta/Notes_Basics_of_Aeroacoustics_Delfs_19_20.pdf) (besucht am 09. 11. 2022).
- [3] DIN Deutsches Institut für Normung e.V. *DIN 45681:2005-03 Akustik - Bestimmung der Tonhaltigkeit von Geräuschen und Ermittlung eines Tonzuschlages für die Beurteilung von Geräuschmissionen*. Norm DIN 45681. Berlin, Deutschland, März 2005. DOI: 10 . 31030 / 9601912. URL: <https://www.beuth.de/de/norm/din-45681/76463232> (besucht am 04. 02. 2023).
- [4] DIN Deutsches Institut für Normung e.V. *DIN EN 61672-1:2014-07 Elektroakustik – Schallpegelmesser – Teil 1: Anforderungen (IEC 61672-1:2013); Deutsche Fassung EN 61672-1:2013*. Norm DIN EN 61672-1:2014-07. Berlin, Deutschland, Juli 2014. DOI: 10 . 31030 / 2154580. (Besucht am 06. 02. 2023).
- [5] DIN Deutsches Institut für Normung e.V. *DIN EN ISO 3741:2011-01, Akustik - Bestimmung der Schallleistungs- und Schallenergiepegel von Geräuschquellen aus Schalldruckmessungen - Hallraumverfahren der Genauigkeitsklasse 1 (ISO 3741:2010); Deutsche Fassung EN ISO 3741:2010*. Norm DIN EN ISO 3741:2011-01. Berlin, Deutschland, Jan. 2011. DOI: 10 . 31030 / 1642422. (Besucht am 25. 01. 2023).
- [6] DIN Deutsches Institut für Normung e.V. *DIN EN ISO 3745:2017-10, Akustik - Bestimmung der Schallleistungs- und Schallenergiepegel von Geräuschquellen aus Schalldruckmessungen - Verfahren der Genauigkeitsklasse 1 für reflexionsarme Räume und Halbräume (ISO 3745:2012 + Amd 1:2017); Deutsche Fassung EN ISO 3745:2012 + A1:2017*. Norm DIN EN ISO 3745:2017-10. Berlin, Deutschland, Okt. 2017. DOI: 10 . 31030 / 2595693. (Besucht am 15. 01. 2023).
- [7] DIN Deutsches Institut für Normung e.V. *DIN EN ISO 5801:2018-04, Ventilatoren - Leistungsmessung auf genormten Prüfständen (ISO 5801:2017; Deutsche Fassung EN ISO 5801:2017*. Norm DIN EN ISO 5801:2018-04. Berlin, Deutschland, Apr. 2018. DOI: 10 . 31030 / 2637235. (Besucht am 25. 01. 2023).
- [8] Simon Dornstetter. „Numerische und experimentelle Untersuchungen an Querstromventilatoren“. Dissertation. Karlsruhe: Universität Karlsruhe, 2002.

- [9] M. Govardhan und G. Venkateswarlu. „Effect of impeller geometry and tongue shape on the flow field of cross flow fans“. In: *Journal of Thermal Science* 12.2 (2003), S. 118–125. ISSN: 1003-2169. DOI: 10.1007/s11630-003-0052-6. URL: <https://link.springer.com/article/10.1007/s11630-003-0052-6> (besucht am 08.02.2023).
- [10] Hermann Henn u. a. *Ingenieurakustik: Physikalische Grundlagen und Anwendungsbeispiele ; mit 36 Tabellen*. 4., überarb. und erw. Aufl. Praxis. Wiesbaden: Vieweg + Teubner, 2008. ISBN: 978-3-8348-0255-2.
- [11] Gerrit von Höfker. „Einführung in die Akustik“. In: *Lehrbuch der Bauphysik*. Hrsg. von Wolfgang Willems. 7., vollst. überarb. und aktual. Aufl. 2013. Springer eBook Collection. Wiesbaden: Springer Vieweg, Wiesbaden, 2013, S. 423–439. ISBN: 978-3-8348-2101-0. DOI: 10.1007/978-3-8348-2101-0\_20. URL: [https://link.springer.com/chapter/10.1007/978-3-8348-2101-0\\_20](https://link.springer.com/chapter/10.1007/978-3-8348-2101-0_20) (besucht am 04.02.2023).
- [12] ISO International Organization for Standardization. *ISO/TR 25417:2007 - Acoustics — Definitions of basic quantities and terms*. Norm ISO/TR 25417:2007. Genf, Schweiz, Dez. 2007. URL: <https://www.iso.org/obp/ui/#iso:std:iso:tr:25417:ed-1:v1:en> (besucht am 13.02.2023).
- [13] Kampmann GmbH & Co.KG. *Katherm HK - Technischer Katalog: Heizen oder Kühlen mit energieeffizientem EC-Querstromventilator*. Lingen (Ems), Deutschland, 2022. URL: <https://www.kampmann.de/hvac/produkte/unterflurkonvektoren/katherm-hk> (besucht am 06.02.2023).
- [14] Kazuyoshi NISHIHARA u. a. „Study of Noise Reduction in Cross Flow Fans with Annular Bands“. In: *Journal of the Japanese Society for Experimental Mechanics* 9.Special\_Issue (2009), s25–s29. ISSN: 1346-4930. DOI: 10.11395/jjsem.9.s25. URL: [https://www.jstage.jst.go.jp/article/jjsem/9/Special\\_Issue/9\\_Special\\_Issue\\_s25/\\_article/-char/en](https://www.jstage.jst.go.jp/article/jjsem/9/Special_Issue/9_Special_Issue_s25/_article/-char/en) (besucht am 08.02.2023).
- [15] P. Költzsch. „Strömungsmechanisch erzeugter Lärm“. Dissertation. Dresden: TU Dresden, 1974.
- [16] Hyoung Mo KOO. „Discrete Frequency Noise Reduction of the Cross-Flow Fan of the Split Type Room Air-Conditioners Using the Skewed Stabilizers“. In: *JSME International Journal Series B* 43.1 (2000), S. 104–109. ISSN: 1344-7653. DOI: 10.1299/jsmec.43.104. URL: [https://www.jstage.jst.go.jp/article/jsmec1997/43/1/43\\_1\\_104/\\_article](https://www.jstage.jst.go.jp/article/jsmec1997/43/1/43_1_104/_article) (besucht am 11.02.2023).
- [17] A. Lazzaretto, A. Toffolo und A. D. Martegani. „A Systematic Experimental Approach to Cross-Flow Fan Design“. In: *Journal of Fluids Engineering* 125.4 (2003), S. 684–693. ISSN: 0098-2202. DOI: 10.1115/1.1593710. URL: <https://asmedigitalcollection.asme.org/fluidsengineering/article-abstract/125/4/684/439461/>

A-Systematic-Experimental-Approach-to-Cross-Flow?redirectedFrom=fulltext (besucht am 11. 02. 2023).

- [18] Reinhard Lerch, Gerhard Sessler und Dietrich Wolf. *Technische Akustik: Grundlagen und Anwendungen*. Berlin/Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2009. ISBN: 978-3-540-49833-9. DOI: 10.1007/978-3-540-49833-9. URL: <https://link.springer.com/book/10.1007/978-3-540-49833-9> (besucht am 09. 11. 2022).
- [19] Walter Lips. *Strömungsakustik in Theorie und Praxis: Anleitung zur lärmarmen Projektierung von Maschinen und Anlagen*. 4., überarb. Aufl. Bd. Bd. 474. Kontakt & Studium. Renningen: expert-Verl., 2008. ISBN: 3-8169-2807-2.
- [20] Michael Möser. *Technische Akustik*. 8., aktualisierte Aufl. VDI-Buch. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2009. ISBN: 978-3-540-89818-4. DOI: 10.1007/978-3-540-89818-4. URL: <https://link.springer.com/book/10.1007/978-3-540-89818-4> (besucht am 11. 02. 2023).
- [21] Gerhard Müller und Michael Möser, Hrsg. *Taschenbuch der technischen Akustik: Mit 119 Tabellen*. 3., erw. und überarb. Aufl. engineering online library. Berlin und Heidelberg: Springer, 2004. ISBN: 3-540-41242-5. DOI: 10.1007/978-3-642-18893-0. URL: <https://link.springer.com/book/10.1007/978-3-642-18893-0> (besucht am 06. 02. 2023).
- [22] Fritz Schlender, Günter Klingenberg und Dieter Franke. *Ventilatoren im Einsatz: Anwendung in Geräten und Anlagen*. Düsseldorf: VDI-Verl., 1996. ISBN: 3-540-62132-6.
- [23] A. Toffolo, A. Lazzaretto und A. D. Martegani. „Cross-flow fan design guidelines for multi-objective performance optimization“. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy* 218.1 (2004), S. 33–42. ISSN: 0957-6509. DOI: 10.1243/095765004322847071. URL: <https://journals.sagepub.com/doi/10.1243/095765004322847071> (besucht am 11. 02. 2023).
- [24] TROX GmbH. *Produktdatenblatt TROX - Schalldämpfer RK*. Neukirchen-Vluyn, Deutschland, 2022. URL: [https://cdn.trox.de/9244c364b2dc5194/4fbaac620cf2/RK\\_PD\\_2022\\_04\\_05\\_DE\\_de.pdf](https://cdn.trox.de/9244c364b2dc5194/4fbaac620cf2/RK_PD_2022_04_05_DE_de.pdf) (besucht am 14. 02. 2023).
- [25] TROX GmbH. *Produktdatenblatt TROX Messblende - VMR - Volumenstrommessung*. Neukirchen-Vluyn, Deutschland, 2021. URL: [https://cdn.trox.de/87e564feb914a501/866591796f02/VMR\\_PD\\_2021\\_09\\_16\\_DE\\_de.pdf](https://cdn.trox.de/87e564feb914a501/866591796f02/VMR_PD_2021_09_16_DE_de.pdf) (besucht am 18. 01. 2023).
- [26] Go-Long TSAI u. a. „Flow Style Investigation and Noise Reduction of a Cross-Flow Fan with Varied Rotor-Skew-Angle Rotor“. In: *JSME International Journal Series B* 49.3 (2006), S. 695–704. ISSN: 1344-7653. DOI: 10.1299/jsmeb.49.695. URL: [https://www.jstage.jst.go.jp/article/jsmeb/49/3/49\\_3\\_695/\\_article](https://www.jstage.jst.go.jp/article/jsmeb/49/3/49_3_695/_article) (besucht am 11. 02. 2023).

- [27] VDI Verein Deutscher Ingenieure e.V. *VDI 2081 Blatt 1 - Raumlufttechnik - Geräuscherzeugung und Lärminderung*. Techn. Ber. VDI 2081-1. Berlin, Deutschland, Apr. 2022.  
**URL:** <https://www.beuth.de/de/technische-regel/vdi-2081-blatt-1/352122916> (besucht am 14.02.2023).