

---

# **BACHELORARBEIT**

---

Herr  
**Sven Rossol**

**Ortung und Bewertung von  
Schallquellen an einem gegen-  
läufigen Axialventilator**

**2018**

# **BACHELORARBEIT**

---

## **Ortung und Bewertung von Schallquellen an einem gegen- läufigen Axialventilator**

Autor:  
**Herr Sven Rossol**

Studiengang:  
**Media and Acoustical Engineering**

Seminargruppe:  
**MG14wC-B**

Erstprüfer:  
**Prof. Dr.-Ing. Jörn Hübelt**

Zweitprüfer:  
**Dr.-Ing. Ralph Krause**

Einreichung:  
Mittweida, 06.02.2018

# **BACHELOR THESIS**

---

## **Localization and assessment of sound sources on a counter rotating axial fan**

author:

**Mr. Sven Rossol**

course of studies:

**Media and Acoustical Engineering**

seminar group:

**MG14wC-B**

first examiner:

**Prof. Dr.-Ing. Jörn Hübelt**

second examiner:

**Dr.-Ing. Ralph Krause**

submission:

Mittweida, 06.02.2018

---

## **Bibliografische Angaben**

Rossol, Sven:

Ortung und Bewertung von Schallquellen an einem gegenläufigen Axialventilator

Localization and assessment of sound sources on a counter rotating axial fan

38 Seiten, Hochschule Mittweida, University of Applied Sciences,  
Fakultät Medien, Bachelorarbeit, 2018

## **Abstract**

An vielen Maschinen mit Flügelprofilen wird mit Modifikationen versucht, die Strömungseigenschaften und somit auch die Akustik positiv, das heißt Geräuschmindern, zu beeinflussen. Gegenläufige Axialventilatoren (GLAV), die bei kompakter Bauweise einen relativ hohen Druck aufbauen können und drallfrei ausströmen, sollen ebenso mit diesen Mitteln leiser gemacht werden. Hierzu werden Schaufelmodifikationen an den beiden Laufrädern mit der akustischen Kamera untersucht, um Schallquellen zu lokalisieren und die Wirksamkeit zu bewerten.

# Inhaltsverzeichnis

<b>Inhaltsverzeichnis</b> .....	<b>V</b>
<b>Abkürzungsverzeichnis</b> .....	<b>VI</b>
<b>Formelverzeichnis</b> .....	<b>VII</b>
<b>Formelzeichen</b> .....	<b>VIII</b>
<b>Abbildungsverzeichnis</b> .....	<b>IX</b>
<b>Tabellenverzeichnis</b> .....	<b>XI</b>
<b>1 Einleitung</b> .....	<b>1</b>
<b>2 Strömungsakustische Schallquellen Axialventilator</b> .....	<b>2</b>
2.1 Grundlegendes Spektrum des Axialventilators .....	2
2.2 Schallentstehung am Rotor .....	4
2.2.1 Schaufelungebundene Mechanismen .....	4
2.2.2 Schaufelgebundene Mechanismen .....	5
<b>3 Lärminderung an Flügelprofilen durch Profilkantenmodifikationen</b> .....	<b>8</b>
3.1 Modifikation der Vorderkante .....	8
3.2 Modifikation der Hinterkante.....	11
<b>4 Lokalisieren der Schallquellen</b> .....	<b>13</b>
4.1 Messaufbau .....	13
4.2 Der Ventilator .....	15
4.3 Auswertung der akustischen Bilder .....	18
<b>5 Akustische Wirksamkeit der Modifikationen</b> .....	<b>25</b>
5.1 Spektrale Betrachtung.....	25
5.1.1 Spektrum der stand/stand Konfiguration .....	25
5.1.2 Vergleich der verschiedenen Konfigurationen .....	28
5.2 Psychoakustische Betrachtung .....	32
<b>6 Fazit</b> .....	<b>34</b>
<b>Literaturverzeichnis</b> .....	<b>XI</b>
<b>Eigenständigkeitserklärung</b> .....	<b>XIII</b>

---

## Abkürzungsverzeichnis

GLAV	gegenläufiger Axialventilator
stand/stand	nicht modifizierte Laufradschaufeln an beiden Ventilatorstufen
gezac/stand	gezackte Hinterkante an den Laufradschaufeln der Stufe 1, nicht modifiziertes Profil an Laufradschaufeln der Stufe 2
stand/sinus	nicht modifizierte Laufradschaufeln an Ventilatorstufe 1, Flügelprofile mit sinusförmiger Vorderkante an Ventilatorstufe 2
gezac/sinus	Gezackte Hinterkante an Schaufelprofil der ersten Stufe, sinusförmige Vorderkante an Schaufelprofil der zweiten Stufe

---

## Formelverzeichnis

Formel (2.1) Drehklang.....	4
Formel (2.2) Reynoldszahl.....	5
Formel (2.3) Obere Grenzfrequenz für akustische Kompaktheit.....	7
Formel (4.1) Druckzahl.....	16
Formel (4.2) Durchflusszahl.....	16
Formel (4.3) Durchmesserzahl.....	16
Formel (4.4) Schnelllaufzahl.....	16
Formel (5.1) Spezifischer Schalldruckpegel.....	31

## Formelzeichen

$c_0$	Schallgeschwindigkeit in m/s
$\bar{c}$	mittlere Strömungsgeschwindigkeit in m/s
$d$	charakteristische Länge in m
$d_2$	Laufraddurchmesser in m
$i$	Ordnung der Harmonischen des Drehklangs
$l$	Nabenlänge in m
$n$	Drehzahl des Ventilatorlaufrades in $\text{min}^{-1}$
$u$	Lauftradumfanggeschwindigkeit in m/s
$z$	Schaufelzahl
$f_z$	Drehklangfrequenz in Hz
$f_o$	obere Grenzfrequenz für akustische Kompaktheit
$L_p$	Schalldruckpegel in dB
$L_{p, \text{spez}}$	spezifischer Schalldruckpegel in dB
$\Delta p$	Gesamtdruckerhöhung in Pa
$Re$	Reynoldszahl
$V$	Volumenstrom in $\text{m}^3/\text{s}$
$\eta$	dynamische Viskosität in Pa s
$\rho$	Dichte des Mediums in $\text{kg}/\text{m}^3$
$\delta$	Durchmesserzahl
$\sigma$	Schnelllaufzahl
$\varphi$	Durchflusszahl
$\psi$	Druckzahl



## Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Strömungsmechanische Modellstrahler aus [Schirmer2006] nach [Költzsch1980].....	3
Abbildung 2: Frequenzspektrum des Ventilatorgeräusches [Schirmer2006] .....	4
Abbildung 3: Unterschiedliche Strömungsmechanismen an Flügelprofilen [Brooks 1989].....	6
Abbildung 4: links: Eulenflügel [Hersh 1974], rechts: Nahaufnahme der Flosse [Corsini 2013].....	8
Abbildung 5: links: schematische Darstellung der Strömungslinien und Ablösung für das halbe Profil, rechts.....	9
Abbildung 6: links: Vorderkantenkamm, rechts: Platzierung des Kamms. [Hersh 1974] .....	10
Abbildung 7: (a) gerader Sägezahn, (b) geschwungener Sägezahn .....	10
Abbildung 8: Turbulente Strömung über einem Flügelprofil mit Sägezahn hinterkante [Howe 1991].....	11
Abbildung 9: links: von oben: Zacken, Trapez, Wümschelrute [Catalano 2012], rechts: Bürstehinterkante [Herr 2006] .....	12
Abbildung 10: Skizze des Messaufbaus von oben.....	14
Abbildung 11: Schematische Darstellung des Ventilatorprüfstandes .....	15
Abbildung 12: oben: Eingehängter GLAV mit Standard-Schaufeln, unten v.l.n.r.: Standard-Schaufel Stufe1, Standard-Schaufel Stufe2, Standard-Schaufel Stufe2 von oben.....	16
Abbildung 13: Cordier Diagramm [Carolus 2013] .....	17
Abbildung 14: Modifizierte Schaufelprofile: gezackte Hinterkante, rechts sinusförmige Vorderkante.....	18
Abbildung 15: Zwei unterschiedliche Messungen mit jeweils zwei präparierten und drei unbehandelten Schaufeln.....	19
Abbildung 16: Akustisches Bild Ventilatorstufe1: links 2000 Hz; rechts 2500 Hz .....	20
Abbildung 17: Ventilatorstufe1 bei 1600 Hz.....	20
Abbildung 18: Ventilatorstufe1 links: 3150 Hz; rechts: 4000 Hz.....	21
Abbildung 19: Ventilatorstufe1 links: 6300 Hz; rechts: 10000 Hz.....	21
Abbildung 20: Ventilatorstufe1 5000 Hz: links stand/stand; rechts gezac/sinus .....	22
Abbildung 21: Ventilatorstufe2 links 1600 Hz; rechts 2000 Hz.....	22
Abbildung 22: Akustische Bilder ohne RBF: links 250 Hz; rechts 400 Hz .....	23
Abbildung 23: Akustische Bilder ohne RBF: links 1600 Hz; rechts 2000 Hz .....	23
Abbildung 24: Akustische Bilder ohne RBF: links 3150 Hz; rechts 4000 Hz .....	24
Abbildung 25: Frequenzspektrum GLAV stand/stand .....	25
Abbildung 26: Allgemeines Spektrum von axialrotierenden Strömungsmaschinen [Wright 1976].....	26
Abbildung 27: stand/stand mit Drehklang und harmonischen Vielfachen: gelb: Stufe1, blau: Stufe2.....	27
Abbildung 28: 1) Frequenzspektren der Konfigurationen stand/stand (rot) & gezac/stand (grün); 2) Frequenzspektren der Konfigurationen stand/stand (rot) & stand/sinus (grün) .....	28
Abbildung 29: Frequenzspektren der Konfigurationen stand/stand (rot) & gezac/sinus (grün) .....	29

---

Abbildung 30: Schalldruckpegelabweichungen der Modifizierten Laufräder zur stand/stand Konfiguration.....	30
--	----

---

## Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Äquivalente Absorptionsfläche (A) der Absorber .....	13
Tabelle 2: Gemessene Ventilator Kennwerte und spezifischer Schalldruckpegel .....	31
Tabelle 3: Psychoakustische Kennwerte .....	32

# 1 Einleitung

Diese Arbeit ist Teil des Forschungsprojektes am Institut für Luft- und Kältetechnik gGmbH in Dresden (ILK Dresden) zur Lärminderung an einem gegenläufigen Axialventilator (GLAV). Dieser zeichnet sich durch einen hohen Druckaufbau bei kurzer Baulänge und einer drallfreien Ausströmung aus. Beim Übergang zwischen den beiden Laufrädern erfolgen Strömungseffekte, die im Verdacht stehen, den Hauptanteil der strömungsbedingten Geräusche auszumachen. Im Folgenden soll eine Analyse der Maßnahmen zur Minderung der Hinter- bzw. Vorderkantengeräusche durchgeführt werden. In einer Versuchsreihe soll mit der Akustischen Kamera die Wirksamkeit von Ventilatorschaufelmodifikationen am gegenläufigen Axialventilator sichtbar gemacht werden. Die akustische Wirksamkeit dieser Modifikationen soll anschließend bewertet werden.

Im ersten Teil werden zunächst die grundsätzlichen Schallentstehungsmechanismen an Ventilatoren erläutert. Hierzu gehören die Schallentstehung durch statische Bauteile, wie Motoren oder Verstrebungen, sowie an beweglichen Bauteilen, den Laufradschaufeln.

Der zweite Abschnitt stellt Maßnahmen vor, mit denen die Geräuschenstehung an Schaufeln vermindert werden kann. Hier liegt ein besonderer Fokus auf Schaufelprofilmodifikationen durch Reduzierung des Materials bzw. Hinzufügen von aerodynamischen Zusätzen.

Fortgeführt wird die Arbeit mit einem experimentellen Teil. Mit Hilfe der akustischen Kamera sollen ausgewählte Schaufelmodifikationen im Ventilatorbetrieb betrachtet werden, um mögliche Effekte mit dem sogenannten „Rotational Beamforming“ Algorithmus sichtbar zu machen.

Im letzten Teil der Arbeit soll auf die akustische Wirksamkeit der Profilmodifizierungsmaßnahmen eingegangen werden. Hierzu wird besonders eine spektrale Betrachtung der Geräuschemission des Ventilators in den verschiedenen Modifikationsvarianten vorgenommen. Um die unterschiedlichen Ventilatorvarianten akustisch vergleichen zu können, wird ein spezifischer Schalldruckpegel berechnet, der Volumenstrom und Druckerhöhung bzw. -minderung der verschiedenen Konfigurationen in den Schalldruckpegel als Korrektur einberechnet. So fließen die aerodynamischen Effekte in die akustische Betrachtung ein. Abschließend werden die psychoakustischen Kennzahlen für den Ventilator betrachtet.

## 2 Strömungsakustische Schallquellen Axialventilator

### 2.1 Grundlegendes Spektrum des Axialventilators

Die Ventilatorakustik ist als Spezialgebiet der Strömungsakustik zu betrachten. Die Geräuscherzeugung bei Ventilatoren, geschieht über strömungsmechanische und mechanische Mechanismen. Strömungsmechanische Geräuschquellen entstehen an Ventilatorinnenwänden, den Laufradschaufeln, sowie anderen Teilen, wie beispielsweise Verankerungsstreben. Alle angeströmten Teile eines Ventilators, die eine ungehinderte Strömung des Mediums, in diesem Fall der Luft, verhindern, sind potentielle Geräuschquellen. Dem gegenüber stehen mechanische Schwingungen, die durch Walzlager, Unwucht und Bauteilresonanzen entstehen [Schirmer 2006]. In dieser Arbeit werden nur die strömungsmechanischen Schallquellen betrachtet, da diese die relevanten Geräuschquellen für dieses Vorhaben darstellen. Mechanische Schallquellen fallen, sofern diese optimiert sind, im Vergleich zu Strömungsgeräuschen, nicht mehr ins Gewicht [Oerlemans 2011].

Die strömungsmechanische Schallentstehung, kann durch eine einfache Modellvorstellung beschrieben werden. Eine Strömung wird in einem bestimmten Bereich des Fluids zeitlichen Druck- und Geschwindigkeitsschwankungen ausgesetzt. Dieser Bereich wird der akustische Quellbereich genannt. Von diesem ausgehend, wird Schall in das, vergleichsweise ruhende Fluid, abgegeben, den sogenannten Strahlungsbereich. Für den Quellbereich können die, in Abbildung 1 dargestellten, drei grundlegende Mechanismen modelliert werden. Die Monopolquelle entsteht durch einen zeitlich veränderlichen Massenfluss, was unter anderem als Volumenverdrängung vorkommt. Dies lässt sich als sogenannte atmende Kugel visualisieren. Im Fall des Ventilators entsteht dieser Elementarstrahler, indem sich die endlich dichten Laufradschaufeln durch die Luft bewegen. Dipolquellen entstehen durch Wechselkräfte, die auf die Strömung wirken. Bildlich ist das als oszillierende Kugel mit starrer Oberfläche vorstellbar. Dies geschieht bei festen Grenzen, wie dem Ventilatorgehäuse und bei der Umströmung der Ventilatorschaufeln. Das hierbei entstehende Geräuschspektrum, kann sowohl diskret, als auch breitbandig sein. Der letzte interessierende Elementarstrahler ist die Quadrupolquelle. Sie tritt in Turbulenzen durch zeitlich veränderliche Spannungen im freiströmenden Medium auf. Modellhaft lässt sich hier eine sich deformierende Kugel beschreiben, die ihr Volumen und Schwerpunkt behält. Im Fall des Ventilators entspricht das der Ausströmung aus dem Kanal [Költzsch 1980] [Schlender 1996]. Für Machzahlen  $Ma < 1$ , d.h. bei subsonischen Strömungen, wie sie auch hier am Ventila-

tor vorkommen, ist der dominante von den drei Modellstrahlern die Dipolquelle [Durst 2006] [Carolus 2013].

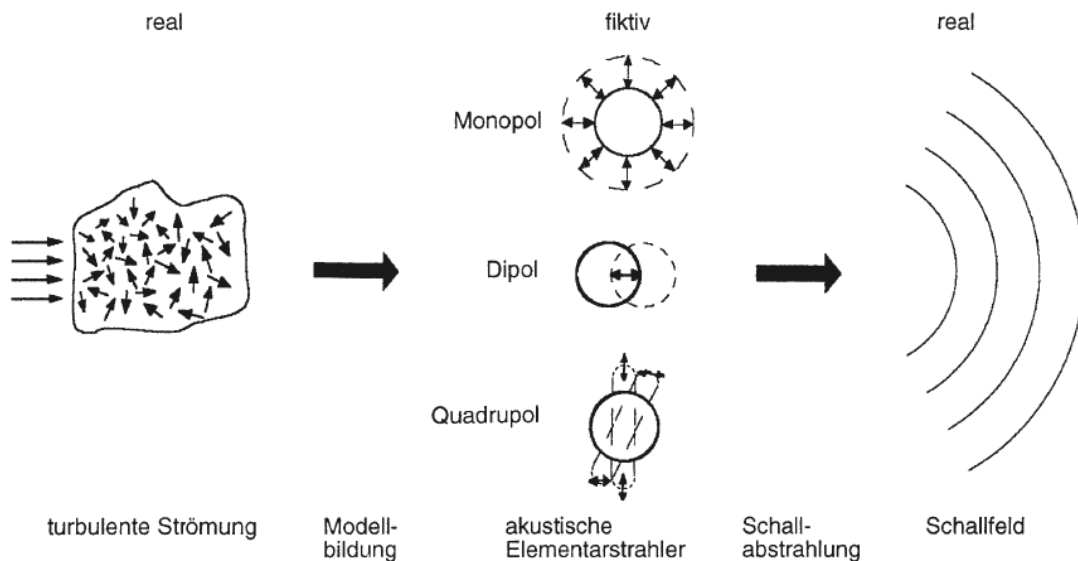


Abbildung 1: Strömungsmechanische Modellstrahler aus [Schirmer2006] nach [Költzsch1980]

In Abbildung 2 ist das Frequenzspektrum des Ventilatorgeräusches abgebildet. Dieses Spektrum kann in vier unterschiedliche Ursachen eingeteilt werden. Als Eigengeräusch kann man den breitbandigen Wirbellärm der turbulenten Abströmung betrachten. Dieser entsteht beim turbulenten, strömungsablösungsfreien Umströmen der Schaufelprofile und stellt den minimalen Schalldruckpegel dar, der von einem Schaufelprofil abgestrahlt wird [Wright 1976]. Im folgenden Kapitel wird die Geräusentstehung an der Schaufel genauer betrachtet. Der ebenfalls breitbandige, aber tieffrequenteren Wirbellärm, entsteht durch eine turbulente Zuströmung. Diese Geräusche fallen, je nach Turbulenz der Strömung, unterschiedlich intensiv aus. Bei turbulenterer Anströmung, kann sich auch eine tieffrequente, diskrete Komponente, an der Schaufelumlauffrequenz  $n/60$  ( $n$  ist die Drehzahl), ausbilden. Diese entsteht, da die Schaufel, bei jeder Umdrehung eine Störung durch die Turbulenzen in der Strömung, erfährt. [Schirmer 2006]. Zu diesen breitbandigen Geräuschen gesellen sich tonale Geräusche. Einerseits der Drehklang mit seinen harmonischen Obertönen und andererseits der Interferenzklang. Beide entstehen durch ein umlaufendes Druckfeld. Der Interferenzklang entsteht hierbei durch instationäre Schaufelkräfte bei gegenseitiger Beeinflussung zweier Schaufelgitter, beispielsweise bei der Interaktion mit Leitschaufeln oder mit den Schaufeln eines zweiten Laufrades (Rotor-Stator-Interaktion). Ebenso können andere Strukturen, wie die Streben in der Nähe des Laufrades, für Interferenzklänge sorgen. Diese entstehen, wenn die Rotorschaukel in die Nähe der Statorschaukel kommt. Hierbei entsteht ein Druckpuls, der für die Schallabstrahlung verantwortlich ist. Besonders wichtig ist die Anzahl der Rotor- und Statorschaufeln. Unterscheiden sie

sich um ein ganzzahliges Vielfaches, ist der Effekt des Interferenzklanges besonders stark ausgeprägt [Carolus 2013]. Der Drehklang entsteht durch die statischen Kräfte der periodischen Rotation der Schaufeln. Da dieser Abhängig von der Schaufelzahl  $z$  und der Drehzahl des Laufrades ist, kann dieser mit folgender Formel berechnet werden:

$$f_z = i \cdot z \frac{n}{60} \text{ Hz} \quad (2.1)$$

Das  $i$  stellt die Ordnung der Harmonischen des Drehklangs dar [Schlender 1996].

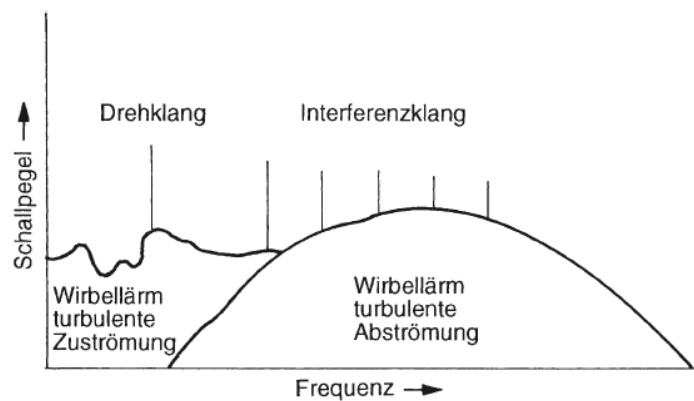


Abbildung 2: Frequenzspektrum des Ventilatorgeräusches [Schirmer2006]

## 2.2 Schallentstehung am Rotor

### 2.2.1 Schaufelungebundene Mechanismen

Zunächst muss hier eine Distinktion zwischen stationären und instationären Kräften gemacht werden. Wie zuvor schon erwähnt, gehört zu den akustischen Entstehungsmechanismen bei stationären Kräften der Drehklang. Das heißt bei Betrachtung des isolierten Rotors ist ein Geräusch nur aufgrund der relativen Bewegung des Rotors zum Beobachter hörbar. Dieses Geräusch ist nicht hörbar, würde sich ein Hörer mit dem Rotor mitdrehen. [Wright 1976] Bei gleichförmiger Zuströmung entsteht ein tonales Geräusch, das mit Hilfe von Gleichung (2.1) für Ventilatoren berechnet werden kann.

Bei der Entstehung des Schalls durch instationäre Kräfte, findet eine weitere Unterteilung in schaufelgebundene und schaufelungebundene Mechanismen statt. Zu den

schaufelungebundenen Kräften sind hier die Rotor-Stator-Interaktionen zu nennen, die wie bereits oben angeführt zum Interferenzklang führt. Rotor ist hierbei das sich drehende Laufrad. Stator können beim Ventilator Leitschaufeln sein, aber auch Streben. Diese Interaktionen sind besonders stark von den Schaufelzahlen der beiden Schaufelgitter, sowie vom Abstand zueinander abhängig. Die hierbei entstehenden Wechselwirkungen zwischen dem rotierenden Druckfeld des Rotors und dem stehenden des Stators, sind der Mechanismus, der zur Geräusentstehung führt. Einerseits können diese Effekte auftreten, wenn der Nachlauf der Rotorschaufeln auf Streben trifft und andererseits, wenn der Nachlauf des Stators von einem Rotor zerhackt wird [Carolus 2013].

### 2.2.2 Schaufelgebundene Mechanismen

Es gibt drei Hauptformen der schaufelgebundenen Schallerzeugungsmechanismen. Zum einen sind das Geräusche durch die turbulente Zuströmung einer Schaufel. Hier treten beim Auftreffen des strömenden Mediums auf das Profil Druckschwankungen und somit Geräusche auf. Dies ist der oben angesprochene Wirbellärm, bei turbulenter Zuströmung und hängt besonders von der Strömung vor dem Ventilator ab und von der Vorderkante des Schaufelprofils. Deswegen wird das hier entstehende Geräusch auch Vorderkantengeräusch genannt. Der zweite grundsätzliche Mechanismus ist die Entstehung von Schallwellen an der Flügelprofilspitze. Hierbei entstehen Wirbel durch die Druckunterschiede die an der Flügelspitze aufeinander treffen. Der letzte Mechanismus beschreibt die Geräusentstehung an der Hinterkante des Flügelprofils. Dies geschieht durch das Konvergieren der beiden Strömungen der Saug- und der Druckseite des Schaufelprofils. Hier muss nun in drei Fälle unterschieden werden. [Oerlemans 2011]

Die Art des Geräusches, besonders in welcher Frequenz die Schallabstrahlung durch Umströmung der Schaufel auftritt, hängt besonders stark von der Form der Grenzschicht ab, die sich an der Schaufelsaug- bzw. druckseite bildet. Welche Art von Strömung sich am Schaufelprofil bildet, ist vom Anstellwinkel abhängig, d.h. in welchem Winkel die Schaufeln angeströmt wird, von der Schaufelform und von der sogenannten Reynoldszahl:

$$Re = \frac{\bar{c} \cdot d \cdot \rho}{\eta} \quad (2.2)$$

Hierbei ist  $\bar{c}$  die mittlere Strömungsgeschwindigkeit,  $d$  die charakteristische Länge, in diesem Fall also die Schaufelprofilnabe,  $\rho$  die Dichte des Mediums, hier Luft und  $\eta$  die dynamische Viskosität des Mediums. Für Reynoldszahlen die kleiner  $10^6$  sind, kann sich bei passender Anströmung und passendem Profil, eine laminare Grenzschicht



bilden. Das heißt die Luftteilchen bewegen sich parallel zur Profilfläche, ohne senkrechte Komponenten. Für die Ventilatorschaufeln ergeben sich die Reynoldszahlen  $Re_1 = 0,12 \cdot 10^5$  für die erste Stufe und für die zweite Stufe  $Re_2 = 0,17 \cdot 10^5$ . Durch die laminare Umströmung, bilden sich an der Hinterkante Wirbel, die mit der Grenzschicht rückkoppeln und einen hochfrequenten und schmalbandigen Schall erzeugen. Die Frequenz des Schalls liegt ungefähr bei der zehnfachen Frequenz des Pegelmaximums, des in Abbildung 2 abgebildeten Spektrum für den Wirbellärm der turbulenten Abströmung. Der Teil des Spektrums ist nicht eingezeichnet, da die Geräuschquelle für Axialventilatoren nicht von Bedeutung ist. Durch den Anstellwinkel der Ventilatorschaufeln, kann keine laminare Grenzschicht entstehen. Man kann dieses Phänomen, der hochfrequenten Schallerzeugung, beispielsweise bei einem Hub-schrauber beobachten, dessen Rotoren anfahren [Wright 1976].

Eine weitere Form der Lärmerzeugung an einem Schaufelprofil ist der Strömungsabriss. Dieser kann bei Anstellwinkeln größer null entstehen und abhängig davon, sich erst an der Hinterkante des Profils oder bereits nahe der Vorderkante als sogenannter tiefer Abriss, ausbilden. Reißt die Strömung an der Hinterkante ab, erhöht das die Wirbelstärke und somit die Geräuschentstehung an der Hinterkante. Der tiefe Strömungsabriss (engl.: deep stall), versetzt das Profil in Schwingung und erzeugt tieffrequenten Schall. Für Ventilatoren sollte dieser Fall jedoch nur bei einer Fehlauselegung eintreten. Der dritte und dominanteste Mechanismus, ist die Ausbildung einer turbulenten Grenzschicht. Diese tritt im Normalfall immer an einem Axialventilator auf. Konvergiert diese an der Hinterkante, bilden sich hier nicht periodische, stochastische Wirbel aus, die ein breitbandiges Rauschen verursachen. Das ergibt den grundsätzlichen Anteil des Spektrums, der oft als Eigengeräusch (engl.: self noise) bezeichnet wird [Brooks 1989].

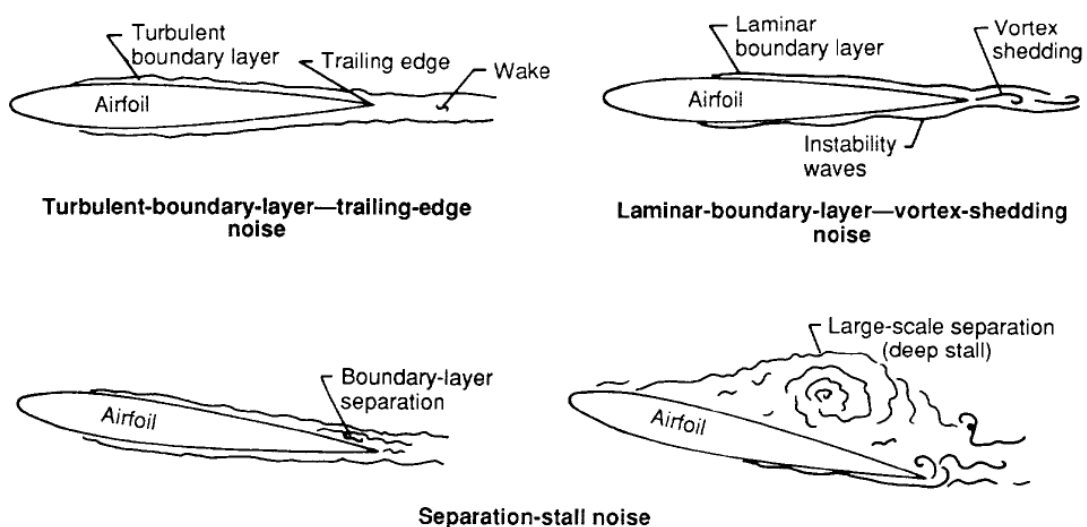


Abbildung 3: Unterschiedliche Strömungsmechanismen an Flügelprofilen [Brooks 1989]

Die Schallabstrahlung betreffend wird hier noch auf die akustische Kompaktheit eingegangen. Ist die Nabellänge  $l$  des Profils wesentlich kleiner als die Wellenlänge der abgestrahlten Frequenz wird von der Vorder- bis zur Hinterkante der Schaufel als Ganzes Schall abgestrahlt. Wird davon ausgegangen, dass ein Viertel der Wellenlänge als wesentlich kleiner gilt, lässt sich für die obere Grenzfrequenz der akustischen Kompaktheit folgende Formel aufstellen:

$$f_o = \frac{c_0}{4l} \text{ Hz} \quad (2.3)$$

[Carolus 2013].

## 3 Lärminderung an Flügelprofilen durch Profilkantenmodifikationen

### 3.1 Modifikation der Vorderkante

Es gibt eine Vielzahl an theoretischen und experimentellen Arbeiten zu der Modifikation von Flügelprofilen. Viele Faktoren, wie Anstellwinkel, Strömungsgeschwindigkeiten und Profilmäße, die durch Reynoldszahlen vergleichbar gemacht werden, haben Auswirkungen auf die Wirkungsweise, der Schaufelmodifikationen. In diesem Kapitel wird versucht, lediglich grundlegende Wirkungsweisen und einige Umsetzungsmethoden für den Aixelventilator zu präsentieren, um dessen Schaufeln akustisch zu optimieren.

Für diese Optimierung wird, wie auch schon bei anderen neu entwickelten Systemen, nach Lösungen aus der Natur gesucht. Für die Vorderkante von Flügelprofilen, wurden hierfür einerseits die Flügel von Eulen genauer betrachtet, da sich diese bei der Beutejagd, als ausgesprochen leise Jäger präsentierten [Hersh 1974]. Hierzu wurden auch verschiedene andere Flügelarten von anderen Vogelarten gemessen, um auszuschließen, dass das nur durch die wesentlich langsamere Strömungsgeschwindigkeit und nicht durch die besondere Flügelart der Euleflügel, geschieht [Geyer 2012]. Andererseits kam man über die Wendigkeit der Buckelwale (Abbildung 4) darauf, dass die Flossenform mit ihrer gewellten Vorderkante, eine besondere Rolle für die Aerodynamik spielt und durch die Beeinflussung der Strömung, auch akustische Wirksamkeit hat [Miklosovic 2004].

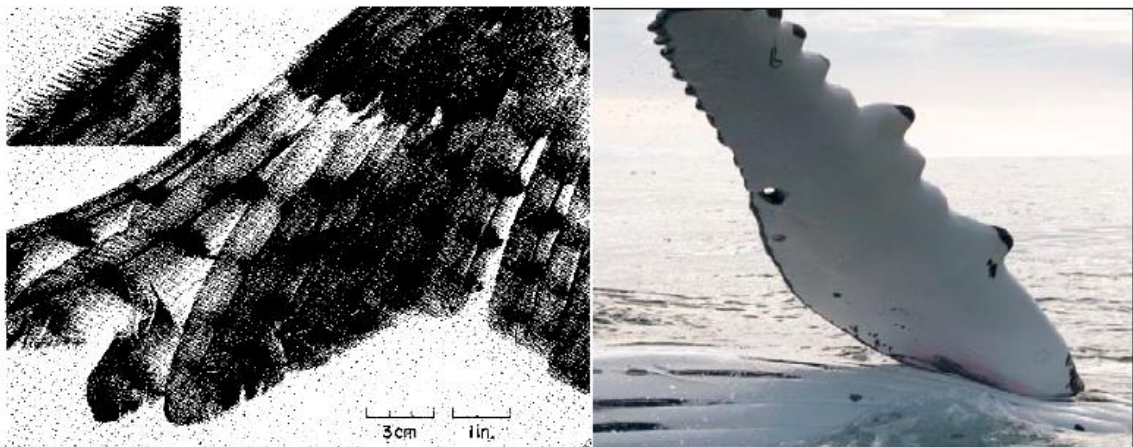


Abbildung 4: links: Eulenflügel [Hersh 1974], rechts: Nahaufnahme der Flosse [Corsini 2013]

Dies führte nun zu der Methode, die Vorderkante eines Flügelprofils sinusförmig zu gestalten. Ein Effekt dieser Vorderkantenmodifikation ist die Veränderung der Strö-

mungen auf den Schaufelprofilen. Eine mögliche Grenzschichtablösung an der Saugseite des Flügelprofils, kann durch die Vorderkantenmodifikation hin zur Hinterkante verschoben werden (Abbildung 5). Als Folge ist die Verwirbelung nicht groß und strahlt auch weniger Schall ab. So kann durch gezielte Dimensionierung, der Strömungsabriss an der Saugseite kontrolliert werden [Corsini 2013]. Einen weiteren Effekt der beobachtet wurde, ist die Grenzschichtablösung in den Senken, der Sinusvorderkante. Gleichzeitig löst sich die Strömung an den Ausbeulungen nicht ab. Dadurch ist die Grenzschicht nicht anfällig für Einwirkungen von außen, was auch für eine geringere Geräuscherzeugung sorgt [Hansen 2012]. Besonders Effektiv sind diese gewellten Vorderkanten, wenn eine große Amplitude verwendet wird. Die Wellenlänge nimmt nur wenig Einfluss auf die Strömungseffekte [Johari 2007].

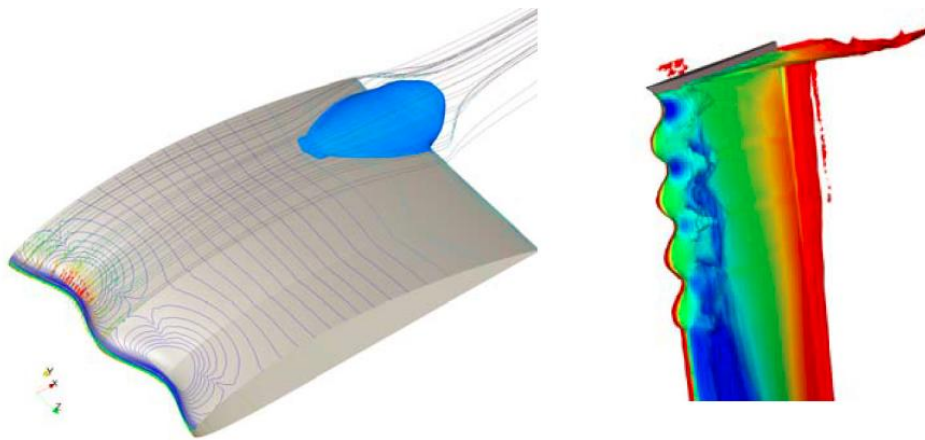


Abbildung 5: links: schematische Darstellung der Strömungslinien und Ablösung für das halbe Profil, rechts

Eine zweite Methode wird unter anderem in [Hersh 1974] beschrieben. Hier wurde von den erwähnten Eulenflügeln inspiriert, eine Art Kamm aus Messing an der Vorderkante befestigt (Abbildung 6). Die Befestigung erfolgte in zwei Varianten. Beides mal an der Druckseite knapp hinter der Vorderkante wurde Zackung angebracht. Einmal anliegend am Profil und einmal etwas abstehend. Durch einen höheren Anstellwinkel, wird vor allem das allgemeine Breitbandrauschen gemindert. Für Profile mit einem geringen Anstellwinkel, wird die instabile laminare Strömung, in turbulente umgewandelt. Hierdurch werden die periodischen Wechselkräfte, die in der Nähe der Hinterkante auf dem Flügel herrschen, in nicht periodische umgewandelt. Durch entstehende Wirbel auf der Saugseite und das Verändern der eher laminaren Strömung auf der Druckseite zu einer turbulenten, werden die tonalen Anteile im Spektrum, ausgelöscht. Die effektivste Zackungs-Variante war die, mit der größten Amplitude und mit abstehenden Zacken.

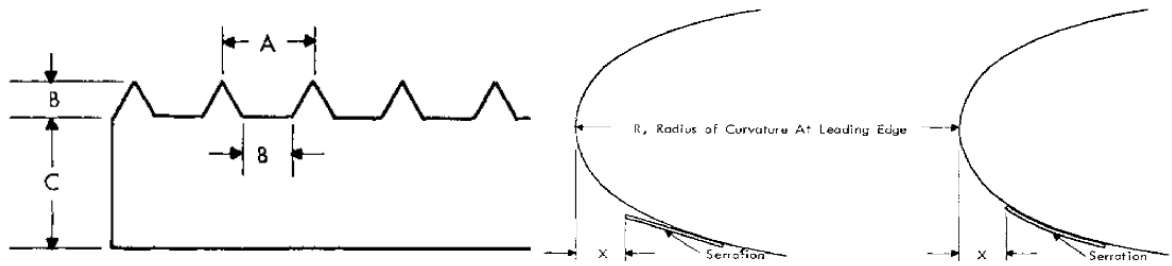


Abbildung 6: links: Vorderkantenkamm, rechts: Platzierung des Kamms. [Hersh 1974]

In der Studie von [Juknevičius 2016], wurde für kleine Amplituden der Zacken sogar der umgekehrte Effekt gemessen, also eine Erhöhung des Geräuschniveaus. Dies betrifft besonders die hohen Frequenzen. Ebenso wurde in dieser Arbeit eine geschwungene Zackenform ausprobiert, die näher am Design des Eulenflügels (Abbildung 7) ist. Die geschwungene Form ist nur in wenigen Fällen besser als die geraden Zacken. Ein wichtiges Ergebnis ist auch, dass bei hohem Anstellwinkel die Effektivität der Zacken stark nachlässt.

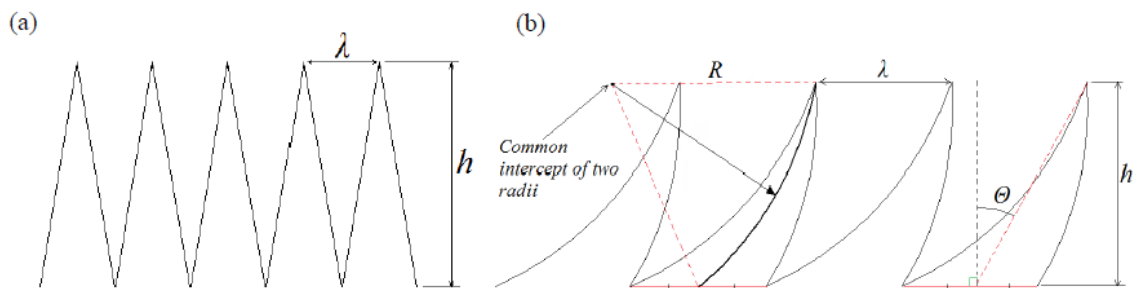


Abbildung 7: (a) gerader Sägezahn, (b) geschwungener Sägezahn

Beide Methoden (sinus, zacken vorne) erzeugen im Einsatz ähnliche Effekte. Die Fertigung und das Anbringen der Modifikation scheint hier eher eine ausschlaggebende Komponente zu sein.

### 3.2 Modifikation der Hinterkante

Eine weitere verbreitete Methode, ist die Modifikation der Hinterkante des Flügelprofils, um die Entstehung von Geräuschen zu vermindern. Das grundlegende Prinzip hinter den Lärmreduzierungsansätzen, ist die Interaktion der Grenzschichtturbulenzen an der Hinterkante durch einen allmählichen, anstatt eines harten Überganges, von der Hinterkante zu Medium, zu vermindern [Herr 2006]. Dies ist vergleichbar mit der Impedanzanpassung aus der Akustik, wie es zum Beispiel bei Absorptionsmatten mit Spitzen auf der Wirkungsfläche, der Fall ist.

Eine Form, um die Entstehung von Schall zu mindern, sind Einschnitte an der Kante. Die grundlegendste und auch am einfachsten zu realisierenden Form, ist hierbei der Sägezahn. Einer der ersten Überlegungen sind hierbei die Form, also die Wellenlänge und die Amplitude der gezackten Kante. Die Wellenlänge wird durch den Winkel  $\vartheta$  (siehe Abbildung 8) bestimmt. Für einen Wirbel, der sich auf der Ebene des Schaufelprofils befindet, wird die größte Intensität des entstehenden Schalls in den Gebieten erzeugt, wo die Vektorrichtung normal zur umströmten Kante ist. Aus diesem Grund werden Winkel von  $\vartheta < 45^\circ$  vorgeschlagen, um eine signifikante Geräuschminderung zu erzielen. Des Weiteren sollte die Wellenlänge kleiner und die Entfernung von der Senke zur Spitze, größer als die Dicke der Grenzschicht sein [Howe 1991].

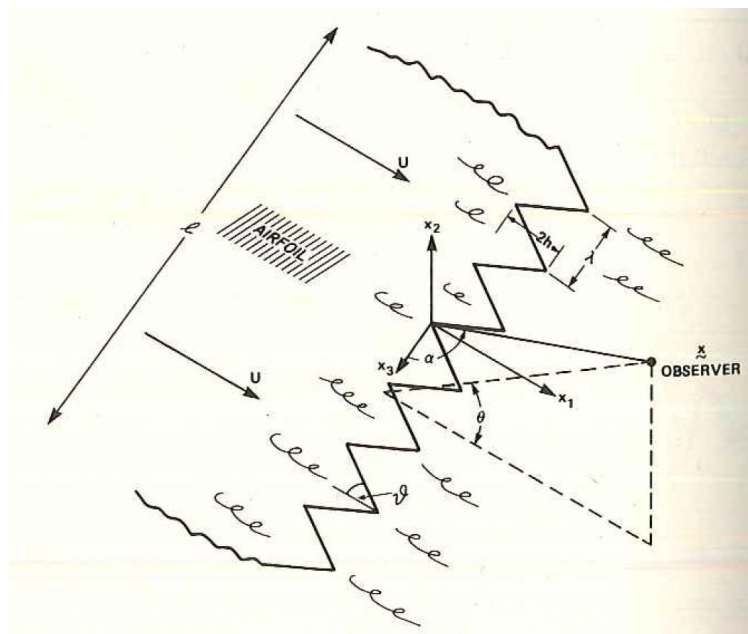


Abbildung 8: Turbulente Strömung über einem Flügelprofil mit Sägezahn hinterer Kante [Howe 1991]

In einer Studie von [Catalano 2012], wurden neben der Sägezahnform auch noch trapezförmige und wünschelrutenförmige Hinterkanten untersucht (Abbildung 9). Hierbei wurden geräuschmindernde Effekte, unterhalb einer Frequenz von 5000 Hz

ausgemacht. Für größere Frequenzen, wurden die untersuchten Flügelprofile lauter. Insgesamt wurde die Wüschelrute als wirksamste Hinterkantenform ausgemacht.

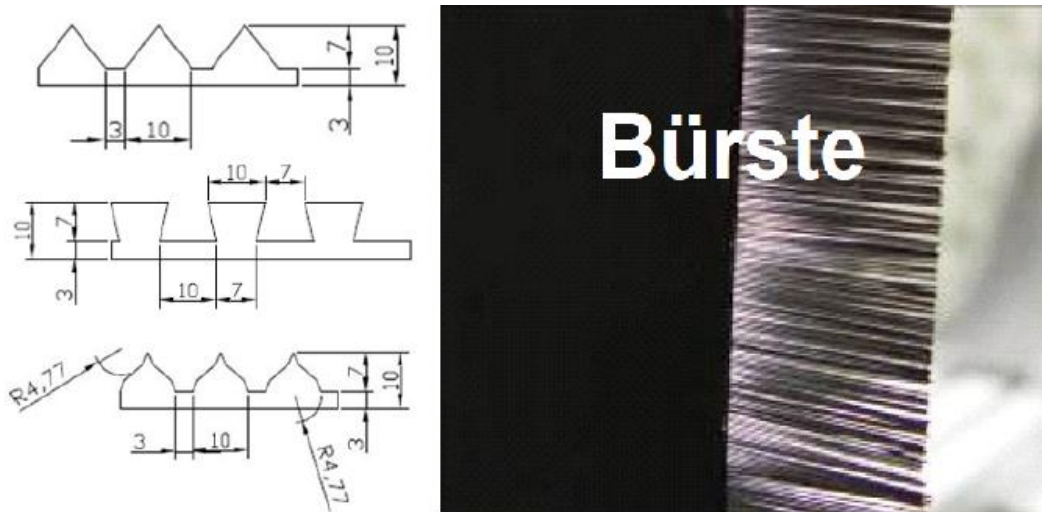


Abbildung 9: links: von oben: Zacken, Trapez, Wüschelrute [Catalano 2012], rechts: Bürstenhinterkante [Herr 2006]

Eine weitere Methode der Hinterkantenmodifikation ist in Abbildung 9 zu sehen. Bürsten oder auch nicht flexible Schlitze. In [Herr 2008] wurden Skalierungsvorschläge für diese Form der Geräuschminderung erarbeitet. So spielt die Flexibilität, also ob es sich um Bürsten oder um Schlitze handelt, eine eher untergeordnete Rolle. Ausschlaggebend sind eine möglichst geringe Borstendicke bzw. eine minimale Spaltbreite. Ebenso sollte die Länge der wirksamen Borsten und Schlitze mindestens 45 mm betragen.

## 4 Lokalisieren der Schallquellen

### 4.1 Messaufbau

Um effektiv Störgeräusche mindern zu können, ist es hilfreich den Ursprung dieser zu kennen. Wie oben bereits behandelt, gibt es verschiedene Mechanismen, die für die Schallerzeugung am Ventilator von Bedeutung sind. Ein hilfreiches Mittel um Schallquellen nach Terzbandschalldruckpegeln zu lokalisieren, ist hierbei die akustische Kamera. Mit Hilfe dieser, kann in einem bestimmten Frequenzbereich, per Luft übertragener Schall, auf den Zentimeter genau, lokalisiert werden. Dadurch können bereits im Vorfeld Annahmen darüber getroffen werden, welche Mechanismen den dominanten Anteil an der Lärmerzeugung hat und welche Schallminderungsmaßnahmen den größten Erfolg versprechen. Bei diesem Projekt können so Aussagen über die Wirksamkeit der Schaufelmodifikationen getroffen werden.

Alle Messungen erfolgten im 200 m<sup>3</sup> großen Hallraum des ILK Dresden, da hier der Störgeräuschpegel niedrig genug ist, um Verzerrungen durch Nebengeräusche auszuschließen. Für die Messungen mit der akustischen Kamera, werden allerdings Freifeldbedingungen benötigt. Um sich diesen Bedingungen im interessierten Frequenzbereich anzunähern, wurde in einer Ecke des Hallraumes Absorptionswände des Typ 229/230 aufgestellt und durch Absorptionsmatten von AixFoam des Typs SH0011 ergänzt. In Tabelle 1 ist die Absorptionsfläche, die dadurch in den Hallraum eingebracht wurde, aufgeschlüsselt. Diese wurden nun so aufgestellt, um besonders Reflexionen von der schallharten Wand hinter der akustischen Kamera und Reflexionen von den Seiten zu verhindern (Abbildung 10). Die Ständerwände besitzen aufgestellt eine Höhe von 2 m und die Absorptionsmatten, waren mit 1 m in etwa so hoch wie das höchste Mikrofon am Array.

Tabelle 1: Äquivalente Absorptionsfläche (A) der Absorber

Terzfrequenz in Hz	125	250	500	1000	2000	4000
AixFoam $\alpha$	0,36	0,98	1,19	1,01	1,03	1,04
Typ 229/230 $\alpha$	0,2	0,4	0,7	0,8	0,8	0,8
AixFoam A in m <sup>2</sup>	2	6	7	6	6	6
Typ 229/230 A in m <sup>2</sup>	5	9	16	18	18	18
A gesamt in m <sup>2</sup>	7	15	23	24	24	24



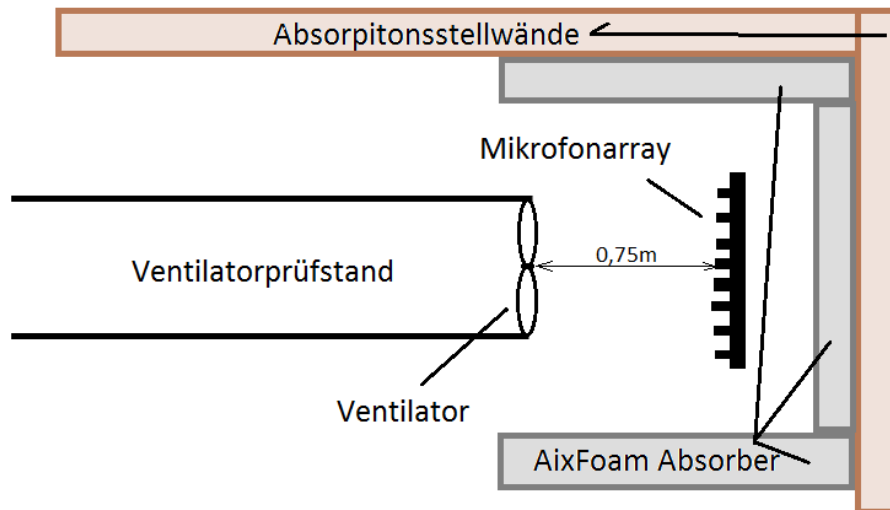


Abbildung 10: Skizze des Messaufbaus von oben

Diese Maßnahmen heben die Diffusität des Hallraumes ausreichend auf, wodurch erfolgreiche Messungen mit der akustischen Kamera möglich sind. Diese wurde nun koaxial zum Ventilatorprüfstand an der Ausblasseite, in einem Abstand von 0,75 m aufgestellt (Abbildung 11). Der Prüfstand besteht aus einer Ansaugdüse, gefolgt von einer einstellbaren Iris, mit der der Volumenstrom reguliert wird, um den richtigen Betriebspunkt einzustellen. Ein Strömungsgleichrichter bildet den Übergang zwischen den Rohren mit unterschiedlichen Durchmessern. Dieser wird gefolgt von einem Schalldämpfer, der die Schallausbreitung in Ansaugrichtung vermindert. An der Ausblasseite ist der Ventilator direkt an der Öffnung angebracht. Während den akustischen Messungen, wurden auch gleichzeitig mit einem Messsystem von Delphin die Kennlinie bzw. die Kennzahlen (Druckerhöhung, Dichte der Luft, Temperatur, etc.) der einzelnen Ventilatoranordnungen gemessen. Hierfür wurde mit der Iris der Volumenstrom variiert und gleichzeitig der Druckaufbau des Ventilators gemessen. Um die Drehzahlen für die akustische Kamera aufzuzeichnen, wurden zwei TTL Laser, einer ansaugseitig, einer ausblasseitig aufgestellt, die durch Reflektoren am jeweiligen Motor, einmal pro Umdrehung, ausgelöst wurden. Die Signale des Lasers wurden direkt in den Rekorder der akustischen Kamera übertragen und so direkt, an die Messdaten gekoppelt.

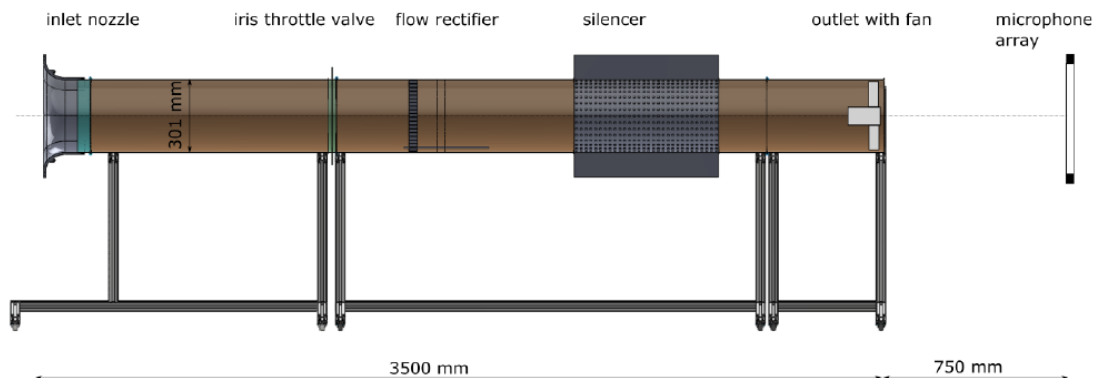


Abbildung 11: Schematische Darstellung des Ventilatorprüfstandes

Gemessen wurde mit der akustischen Kamera der Firma gfaitech GmbH. Das verwendete Mikrofonarray war ein einfacher Ring mit 0,75 m Durchmesser an dem 48 Schalldrucksensoren angebracht sind. Dieses war mit dem mitgelieferten Datenrekorder mcdRec721 verbunden. Zur Auswertung der Daten wurde die Software NoiselImage in der Version 4.9.1 verwendet. Durch die Wahl des Mikrofonarrays ist zu beachten, dass der Mindestabstand zum Ventilator, dem Arraydurchmesser von 0,75 m betragen muss. Ebenso wird durch die Arraygröße die untere Messfrequenz, die in diesem Fall bei ca. 300-400 Hz liegt, bestimmt. Unterhalb dieser Frequenzen, ist keine zuverlässige Ortung der Schallquellen mehr möglich. Eine Messung wurde über 32 s mit einer Abtastrate von 192kHz, am Ventilator im Betriebszustand, durchgeführt.

## 4.2 Der Ventilator

Der gemessene Ventilator ist ein gegenläufiger Axialventilator, der am ILK Dresden ausgelegt und mit Hilfe von 3D-Druckern, gedruckt wurde. Dieser besteht aus zwei Laufradstufen, die erste, auf der Ansaugseite besitzt ein Schaufelgitter bestehend aus sieben Schaufeln, die zweite Stufe auf der Ausblasseite, besitzt ein Schaufelgitter aus fünf Schaufeln. Die Laufradschaufeln können an beiden Laufrädern jeweils getrennt ausgetauscht werden (Abbildung 12). Am Kanal wird der Ventilator durch vier Streben befestigt, die äquidistant, sich zwischen den zwei Laufrädern befinden. Das erste Laufrad dreht sich mit  $1920 \text{ min}^{-1}$  und das zweite Laufrad mit  $1200 \text{ min}^{-1}$ . Bei einem Volumstrom von  $1750 \text{ m}^3/\text{h}$ , erzeugt der Ventilator mit den unmodifizierten Schaufeln einen Druck von 150 Pa.

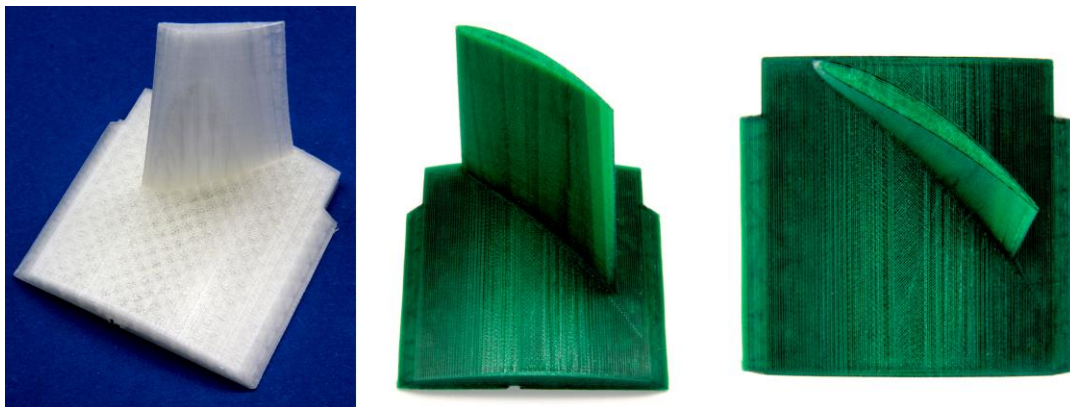
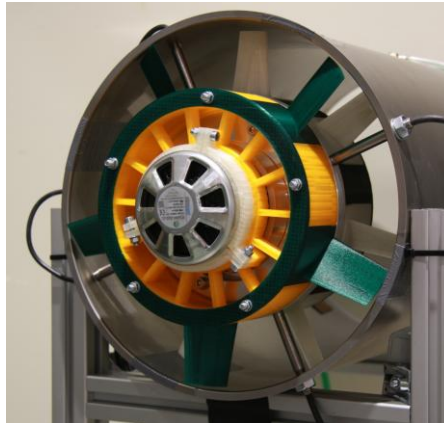


Abbildung 12: oben: Eingehängter GLAV mit Standard-Schaufeln, unten v.l.n.r.: Standard-Schaufel Stufe1, Standard-Schaufel Stufe2, Standard-Schaufel Stufe2 von oben

Für die Klassifizierung und den allgemeinen Vergleich zwischen den Ventilatoren, bedient man sich folgenden, dimensionslosen Kennzahlen:

Druckzahl: 
$$\psi = \frac{2\Delta p}{\rho u^2} \quad (4.1)$$

Durchflusszahl: 
$$\varphi = \frac{4V}{\pi d_2^2 u} \quad (4.2)$$

Durchmesserzahl: 
$$\delta = \frac{\psi^{0,25}}{\varphi^{0,5}} \quad (4.3)$$

Schnelllaufzahl: 
$$\sigma = \frac{\varphi^{0,5}}{\psi^{0,75}} \quad (4.4)$$

Für den vorliegenden Ventilator wird hier für die Drehzahl, das geometrische Mittel aus den beiden Drehzahlen, der einzelnen Laufräder gebildet. Für die Sonderform des GLAV ergibt sich dadurch eine Durchmesserzahl von  $\delta = 1,55$  und eine Laufzahl  $\sigma = 1,00$ . Aus dem Cordier Diagram in Abbildung 13, lässt sich nun herauslesen, dass

das Ergebnis der Auslegung, einem Axialventilator in etwa entspricht. Somit sollten alle strömungsmechanischen Eigenschaften, die für Axialventilatoren gelten, auch für diesen gelten und auslegbar sein. Fraglich ist jedoch, ob das auch für die akustischen Werte zutrifft, da der GLAV mit den zwei rotierenden Druckfeldern der Laufräder nicht dem, eines einstufigen Ventilators entspricht.

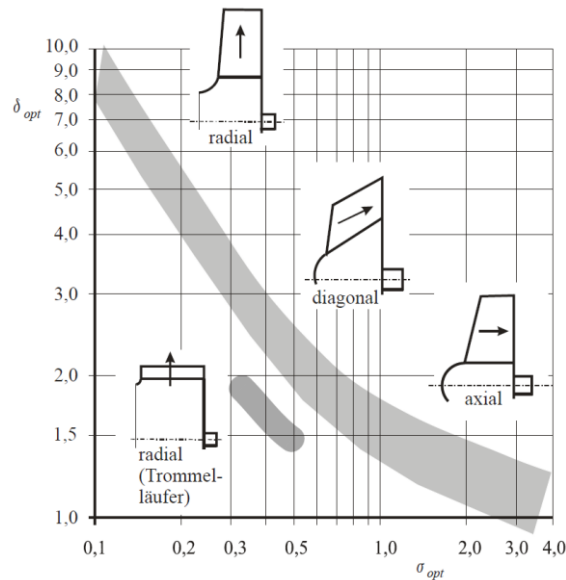


Abbildung 13: Cordier Diagramm [Carolus 2013]

Aus den, aus der Theorie abgeleiteten, Vorüberlegungen, wird dem Anströmlärm an der Ansaugseite ein geringer Anteil am gesamten akustischen Fingerabdruck des Ventilators, zugerechnet. Als akustisch kritischer Bereich, wird der Übergang zwischen den zwei Ventilatorstufen vermutet, da hier einerseits die beiden rotierenden Druckfelder der zwei Ventilatorstufen aufeinander treffen und andererseits, die Streben zwischen den Laufrädern für zusätzliche Rotor-Stator-Effekte sorgen. Aus diesem Grund wurden neben dem unbehandelten Profil, eine Schaufel mit einer gezackten Hinterkante, für die erste Ventilatorstufe ausgewählt. Diese soll durch ihre turbulenzmindernden Effekte, den Übergang der Strömung von einem Laufrad zum anderen verbessern. Die Hinterkante wurde nach [Howe 1991] ausgelegt. Für die zweite Stufe wurde mit der gewellten Vorderkante gearbeitet, um die Abstrahlung an der Hinterkante, akustisch zu verbessern. Die Konstruktion der Vorderkante entspricht der 4L Variante aus [Johari 2007] (Abbildung 14). Gemessen wurden nun folgende Laufradkonfigurationen. Die Kombination aus standardmäßigen unbehandelten Schaufelprofilen an beiden Laufrädern (stand/stand), ein Schaufelprofil mit gezackter Hinterkante an der ersten Stufe und Standardprofile am zweiten Laufrad (gezac/stand), Standardschaufeln am ersten Laufrad und Sinusvorderkanten an den Schaufeln der zweiten Ventilatorstufe (stand/sinus) und die letzte Variante ist die Kombination aus

beiden Modifikationen, also die gezackte Hinterkante der ersten Stufe und die sinusförmigen Vertiefungen an der Vorderkante der zweiten Stufe (gezac/sinus).

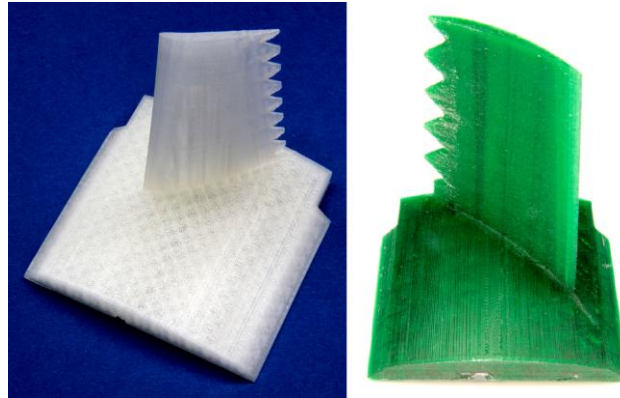


Abbildung 14: Modifizierte Schaufelprofile: gezackte Hinterkante, rechts sinusförmige Vorderkante

### 4.3 Auswertung der akustischen Bilder

Der erste Schritt der Auswertung, beginnt mit dem analysieren der akustischen Bilder. Um Schallquellen an den rotierenden Laufrädern sichtbar zu machen, wird mit dem sogenannten Rotational Beamforming Algorithmus gearbeitet. Dieser Algorithmus ist für eine rotierende Schallquelle ausgelegt und dreht die Messdaten numerisch mit der vom Laser gemessenen Drehzahl des Laufrades [Kerscher 2017]. Beim gegenläufigen Axialventilator schaut man mit der akustischen Kamera auf zwei Laufräder, die jeweils mit unterschiedlichen Drehzahlen rotieren und von denen das eine, im und das andere gegen den Uhrzeigersinn dreht. Dies sorgt dafür, dass beim Anwenden des Algorithmus, immer ein Teil des aufgenommenen Signals falsch herum gedreht wird. Das entsprechende akustische Bild ist frequenzabhängig eine zusammenhängende Kreisquelle oder einige im Kreis verteilte Quellen, die jedoch nicht den Ventilatorschaufeln zuzuordnen sind (Abbildung 16 links). Somit ist bei folgender Betrachtung zu beachten, dass in den akustischen Bildern, falsch gedrehte Signale enthalten sind. Für die Betrachtung der zweiten Ventilatorstufe macht dies keinen sichtbaren Unterschied bei der Auswertung, da dieses Laufrad von beiden das Lautere ist. Betrachtet man das Laufrad auf der Ansaugseite, sind die akustischen Bilder unterhalb einer Frequenz von 2500 Hz, nicht mehr nach den sieben Schaufeln auflösbar, sondern es ist nur eine Kreisquelle sichtbar, die, so wird vermutet, das überlagerte, falsch gedrehte Schallsignal, des Laufrads auf der Ausblasseite darstellt.

Ein weiteres Problem für die genaue Lokalisation von Schallquellen, sind die verdrehten akustischen Bilder. In ersten Probemessungen mit nur einem Laufrad, wurde dies

bereits erkannt und trat auch bei den Messungen mit dem gegenläufigen Ventilator auf. In Abbildung 15 sind zwei unterschiedliche Messungen zu sehen, bei denen jeweils zwei der fünf Schaufeln der zweiten Ventilatorstufe, präpariert wurden. Es ist zu erkennen, dass der Grad der Verdrehung von Messung zu Messung unterschiedlich ist. Die Schaufelmodifikationen auf dem Foto sind in den Bildern jeweils rot hervorgehoben. Die vom akustischen Bild ableitbare Position der präparierten Schaufeln ist gelb markiert. Hieraus ist ersichtlich, dass das akustische Bild nicht mit dem optischen übereinstimmt. Die Abweichung ist auch von Messung zu Messung unterschiedlich. Bei fünf baugleichen Schaufelprofilen ist dadurch nicht rekonstruierbar, in wie weit das akustische Bild, gegenüber dem Foto der Kamera, verdreht ist. Somit lässt sich über die genaue Positionierung der Schallquelle, ob sie sich an der Vorder- oder der Hinterkante des Profils befindet, keine Aussage treffen. Nach Rücksprache mit dem Hersteller, wurde auf einen Fehler in der Software hingewiesen. Da der Algorithmus des „Rotational Beamforming“ erst kürzlich der Software hinzugefügt wurde und in Zusammenarbeit mit dem ILK getestet wird, lassen sich solche Probleme nicht ausschließen. Für die zukünftige Softwareversion, die während der Messung nicht vorlag, soll der Fehler behoben werden. In der folgenden Auswertung, kann somit keine genauere Lokalisation, um die Rotationsachse der Ventilatorschaufeln, vorgenommen werden.

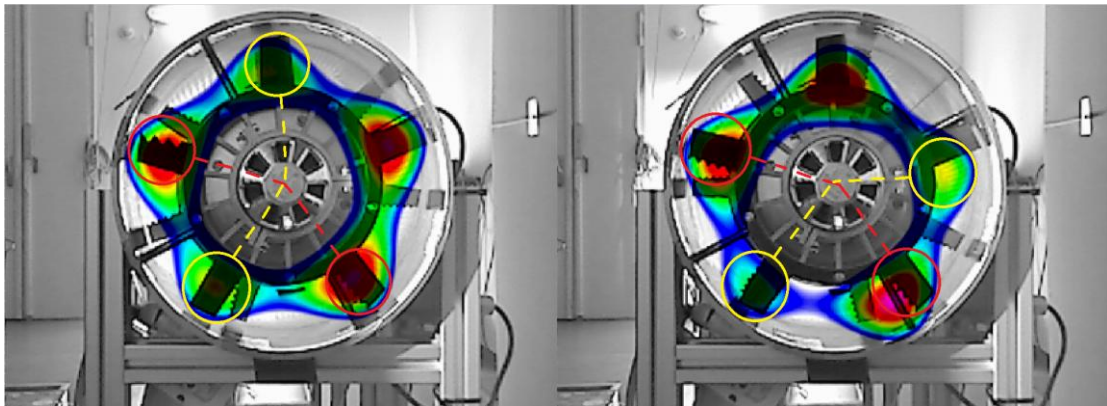


Abbildung 15: Zwei unterschiedliche Messungen mit jeweils zwei präparierten und drei unbehandelten Schaufeln

Die Lokalisation der einzelnen Schallquellen ist frequenzabhängig. Mit steigender Frequenz sinkt die Hauptkeulenbreite, wodurch die Auflösung der akustischen Bilder steigt [Schulze 2004]. Aus den Messungen ergibt sich für Ventilatorstufe eins, dass die Untergrenze, bei der noch die einzelnen Schaufeln zu erkennen sind, bei 2500 Hz liegt. Wird der Dynamikbereich klein genug gewählt (1 dB), lassen sich die sieben Schaufeln auf Abbildung 16 (rechts) noch erahnen.

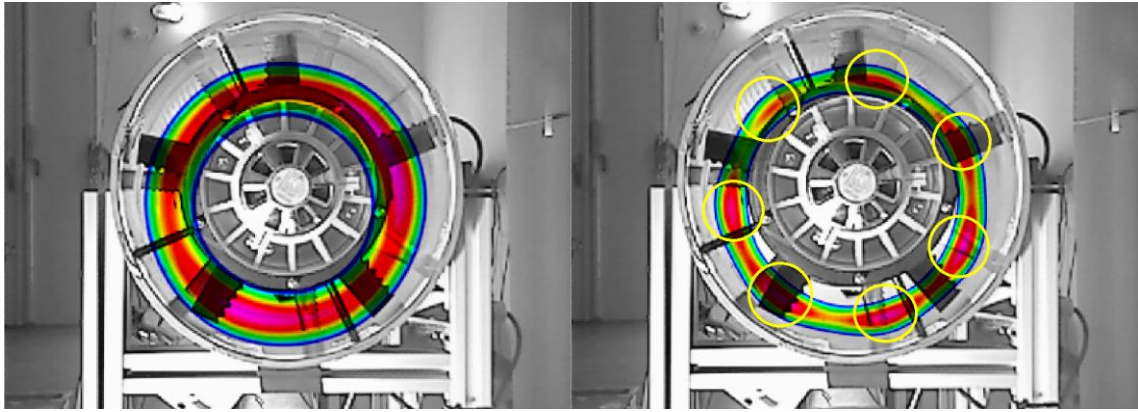


Abbildung 16: Akustisches Bild Ventilatorstufe1: links 2000 Hz; rechts 2500 Hz

Links erkennt man für 2000 Hz den bereits angesprochenen Effekt, dass in diesem Frequenzband die Geräusche des ersten Laufrades, von denen des dominanteren zweiten, überlagert werden. Sichtbar ist hier folglich das falsch herum gedrehte akustische Bild des anderen Laufrades. Die Terzbänder unterhalb von 2000 Hz, ergeben von der generellen Form her, immer wieder das gleiche Bild. In Abbildung 17 ist exemplarisch dargestellt, dass man nur noch eine große Quelle in der Mitte am Motor erkennt. Dies können einerseits Motorgeräusche sein, die hier die lauteste Schallquelle darstellen, andererseits können das ebenfalls Strömungsgeräusche sein, die durch die Umströmung des Ventilators entstehen und sich im Todwassergebiet ausbreiten.

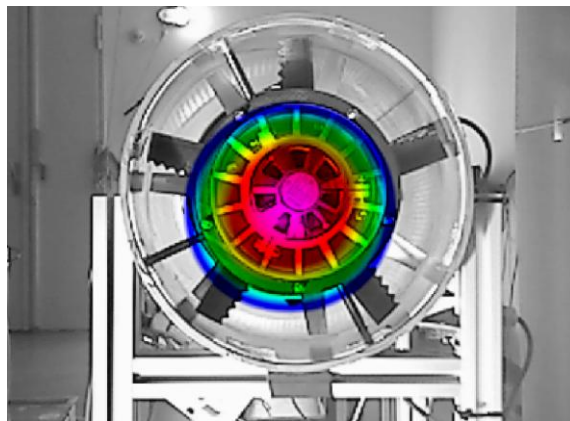


Abbildung 17: Ventilatorstufe1 bei 1600 Hz

Für alle Frequenzen über 2500 Hz sind stets alle sieben Schaufeln zu erkennen. Der Schallpegel ist an den Schaufeln am höchsten. Von der Frequenz abhängig, befinden sich die dominanten Geräuschpegel, zwischen der Laufradnabe und ca. der dreiviertel Länge der Profilsparnweite. Für die erste Ventilatorstufe wurde eine ober Frequenzgrenze nach Gleichung (2.3) von 2900 Hz berechnet. Dies könnte ein Grund für die ungenaue Lokalisation sein, da die Schallabstrahlung, über die ganze Schaufel geschieht. Dabei kann man in Abbildung 19 erkennen, dass in den Frequenzen über

6300 Hz, die Schallquelle eher weiter von der Nabe entfernt ist als bei tieferen Frequenzbändern. In Abbildung 18 sind die Terzbänder 3150 Hz und 4000 Hz abgebildet. Bei diesen Frequenzen ist auch eine Schallquelle in Motornähe zu finden, die einen ähnlich hohen Schalldruckpegel besitzt.

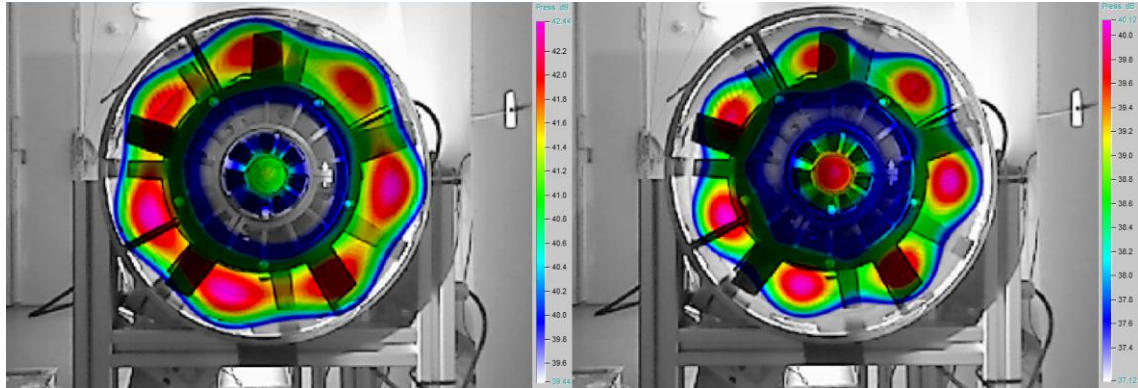


Abbildung 18: Ventilatorstufe1 links: 3150 Hz; rechts: 4000 Hz

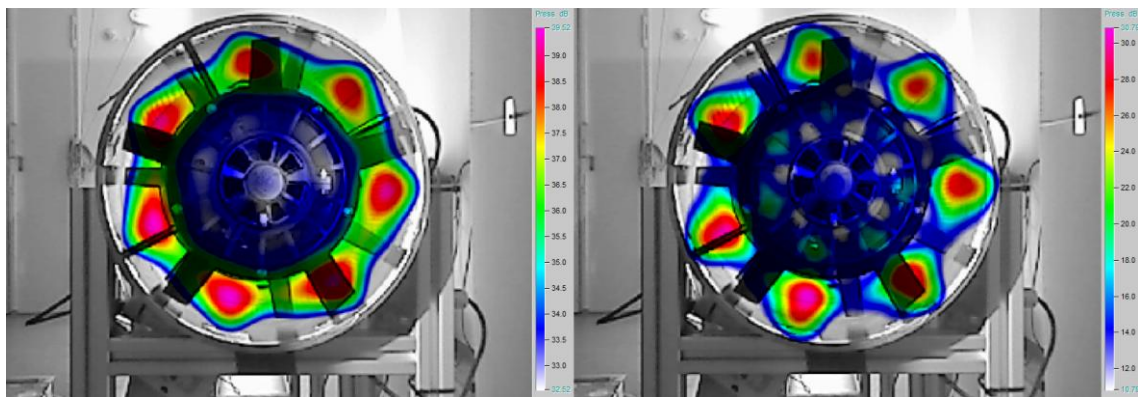


Abbildung 19: Ventilatorstufe1 links: 6300 Hz; rechts: 10000 Hz

Beim Vergleich der unterschiedlichen Schaufelkonfigurationen, sind keine signifikanten Unterschiede, über die Frequenzbänder, im akustischen Bild festzustellen. Minimale Differenzen zwischen den lauten und leisen Punkten sind zu erkennen. In Abbildung 20 ist das akustische Foto der ersten Ventilatorstufe bei 5000 Hz mit dem gleichen Dynamikbereich von 4 dB, links in der stand/stand Konfiguration und rechts in der gezac/sinus Konfiguration dargestellt. Der modifizierte Ventilator zeigt eine geringfügig größere Differenz von den Maxima an den Schaufeln, zu den Minima um den Motorbereich.



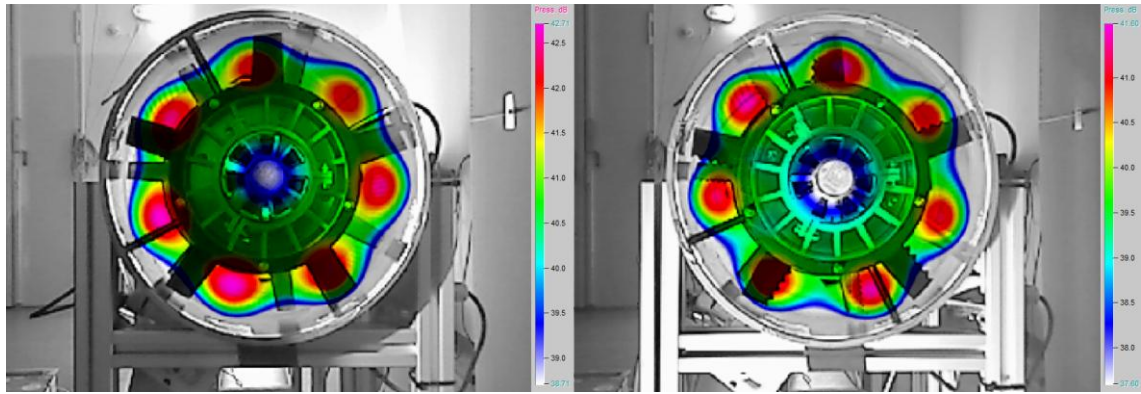


Abbildung 20: Ventilatorstufe1 5000 Hz: links stand/stand; rechts gezac/sinus

In Abbildung 21 sind akustische Fotos für die Terzmittenfrequenzen 1600 Hz und 2000 Hz für die zweite Ventilatorstufe dargestellt. Auf dem linken Bild erkennt man eine fünfeckige Quelle mit einem Maximum am Ventilatormotor. Das ist die tiefste Frequenz bei der sich erahnen lässt, dass es sich um ein Laufrad mit fünf Schaufeln handelt und diese einen erheblichen Teil der Schallabstrahlung in diesem Frequenzband ausmachen. Die Gleichmäßigkeit des Pentagons, deutet auf eine gleichmäßige Verteilung der Schallgenese auf die fünf Schaufeln hin.

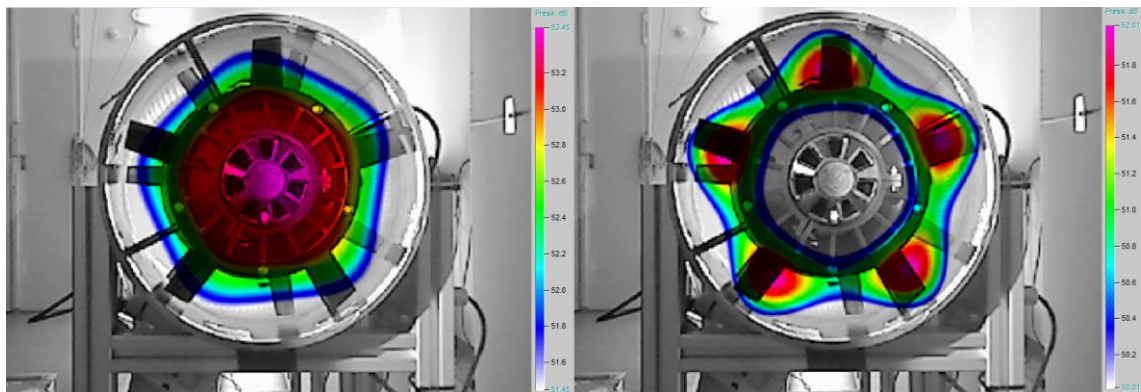


Abbildung 21: Ventilatorstufe2 links 1600 Hz; rechts 2000 Hz

Im nächsthöheren Terzfrequenzband ist das Schaufelgitter in fünf gleiche Anteile aufgelöst. Für alle Frequenzbänder unterhalb der 1600 Hz ergeben sich auch wieder die gleichen Bilder wie in Abbildung 17. Eine runde Quelle in der Mitte des Ventilators, die nicht weiter darüber Auskunft gibt, ob es sich hierbei um eine dominante Schallabstrahlung vom Motor handelt, oder ein anderer strömungsbedingter Mechanismus wirkt. Ab 2000 Hz, sind auf allen Bildern die fünf Profile als dominante Schallquelle zu erkennen. Die unterschiedlichen Ventilatorkonfigurationen sorgen auch an diesem Laufrad für keine signifikante Änderung des akustischen Bildes.

Als Letztes werden noch die akustischen Bilder ausgewertet, die nicht mit dem Rotational Beamforming Algorithmus bearbeitet wurden. Dadurch werden die stationären Quellen sichtbar gemacht. Für Frequenzen von 400 Hz bis 1250 Hz, wird eine kreisrunde Schallquelle in Motornähe abgebildet. Unterhalb von 400 Hz, zeigen die Bilder der akustischen Kamera, wie in Abbildung 22 dargestellt, Quellen, die sich teilweise außerhalb des Ventilatorprüfstandes befinden. Hier wird die untere Frequenzgrenze des Messsystems, bei diesem Versuchsaufbau, sichtbar.

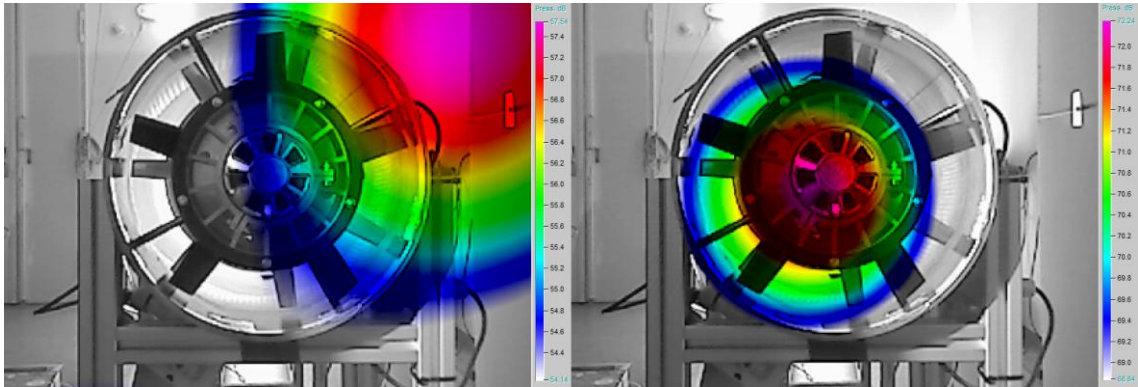


Abbildung 22: Akustische Bilder ohne RBF: links 250 Hz; rechts 400 Hz

Im 1600 Hz Terzfrequenzband werden die ersten Anzeichen von anderen Schallquellen sichtbar. In Abbildung 23 lässt die unförmige Schallquelle auf mehrere Quellen schließen. In diesem Fall werden das die Streben sein, die den Ventilator im Prüfstand verankern. Im 2000 Hz Band, sind die umströmten Streben nun deutlich als Schallquellen zu erkennen.

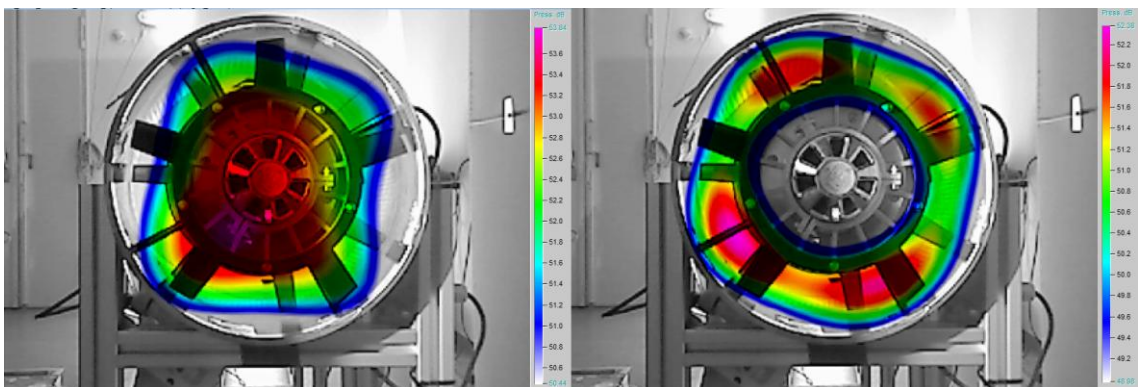


Abbildung 23: Akustische Bilder ohne RBF: links 1600 Hz; rechts 2000 Hz

Für die höheren Frequenzen lassen sich die gleichen Beobachtungen machen. Abbildung 24 zeigt zudem noch bei 3150 Hz und 4000 Hz, dass in der Nähe des Motors eine weitere stationäre Schallquelle auftritt, die einerseits durch den Motor oder durch Strömungsgeräusche im Ventilator, verursacht werden können. Diese Schall-

quelle tritt in den gleichen Frequenzbändern auf, wie die Quelle, die auch beim rotierten Bild der ersten Ventilatorstufe auftrat.

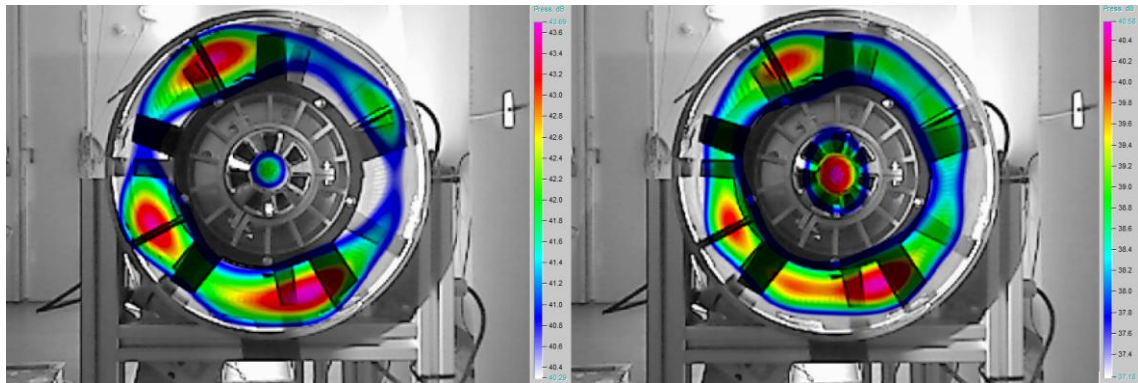


Abbildung 24: Akustische Bilder ohne RBF: links 3150 Hz; rechts 4000 Hz

In den Bildern, in denen die Streben einzeln akustisch zu erkennen sind, kann man zusätzlich noch erkennen, dass die Geräuschquelle nicht über die ganze Länge der Strebe gleich intensiv ist. Am dominantesten ist sie ungefähr in der Mitte zwischen der Wand des Prüfstandes und dem Ventilator. Vergleicht man die verschiedenen Ventilatorkonfigurationen miteinander ergeben sich keine signifikanten Unterschiede bei den akustischen Bildern. Im folgenden Kapitel wird das Spektrum genauer behandelt. Hierbei sind diskrete Frequenzspitzen zu sehen. Bei den akustischen Bildern, ergab ein verkleinern des angezeigten Frequenzbandes, ebenso keine weiteren Erkenntnisse über die Schallquellenposition an den Schaufeln.

## 5 Akustische Wirksamkeit der Modifikationen

### 5.1 Spektrale Betrachtung

#### 5.1.1 Spektrum der stand/stand Konfiguration

Nachdem nun die Laufradschaufeln, durch Betrachtung der Bilder der akustischen Kamera, als Hauptgeräuschquelle für Frequenzen ab 2000 Hz ausfindig gemacht worden sind, gilt es nun, die Schallerzeugung des Ventilators und die Wirksamkeit der Modifikationen, genauer zu betrachten.

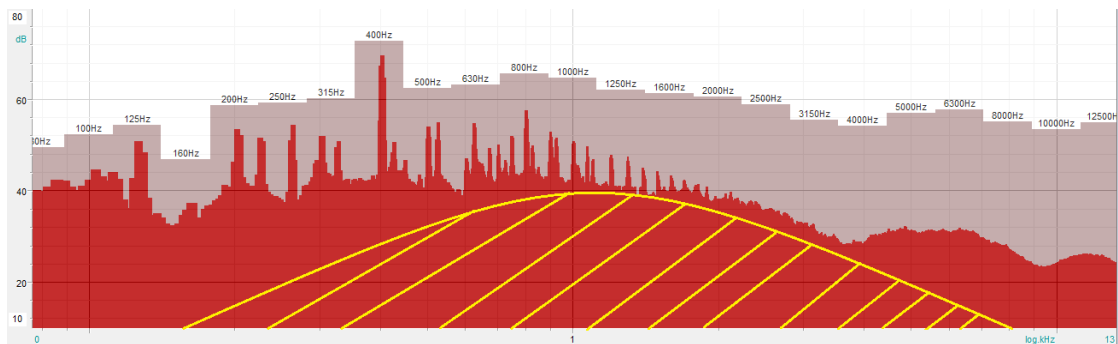


Abbildung 25: Frequenzspektrum GLAV stand/stand

Das gemessene Spektrum der stand/stand Konfiguration in Abbildung 25 sieht aus, wie es in der Literatur für einen Axialventilator vorhergesagt wird. Gelb markiert ist die Fläche des Eigengeräusches, das durch die turbulente Abströmung entsteht. Links davon, der breitbandige Anteil ohne die diskreten Spitzen, ist als der Schalldruck zu interpretieren, der durch die turbulente Anströmung entsteht. Rechts vom gelben Bereich, bildet sich ein weiterer Hügel aus, der als Tonalität durch laminare Strömung zu deuten ist. Wie bereits oben erwähnt ist dieser bei einigen axialrotierenden Strömungsmaschinen von Bedeutung, die bei laminarer Umströmung der Rotorschaufeln und den daraus resultierenden Wirbeln („laminar shedding“), entsteht (Abbildung 26). Für Axialventilatoren, wie auch das gemessene Beispiel zeigt, spielt dieser hochfrequente Geräuschanteil keine große Rolle. Die Voraussetzung einer Reynoldszahl kleiner als  $10^6$  an der Schaufel ist hier erfüllt, der Anstellwinkel ist für eine laminare Grenzschicht jedoch zu groß. Die diskreten Frequenzanteile, sind zum einen der vorhergesagte Drehklang mit seinen harmonischen Vielfachen, sowie der Interferenzklang, der durch Rotor-Stator-Interaktionen entsteht. Besonders auffällig ist hierbei das 400 Hz Terzfrequenzband, das 10 dB über der nächstniedrigeren Frequenzspitze liegt. Eine derartige Differenz zwischen den diskreten

Frequenzanteilen wird für Axialventilatoren nicht vorhergesagt und scheint ungewöhnlich. Eine Möglichkeit ist, dass es sich hier um einen GLAV handelt und nicht um einen einstufigen Ventilator, wie in der Literatur behandelt. Ebenso könnte diese Erhöhung durch die Verstrebung zwischen den Laufrädern, die somit akustische Effekte durch beide Laufräder erzeugt, entstehen. Dagegen spricht allerdings die unterschiedliche Schaufelzahl der Laufräder. Die erzeugten Interferenzklänge sollten bei unterschiedlichen Frequenzen liegen und so ist ein gegenseitiges Verstärken unwahrscheinlich.

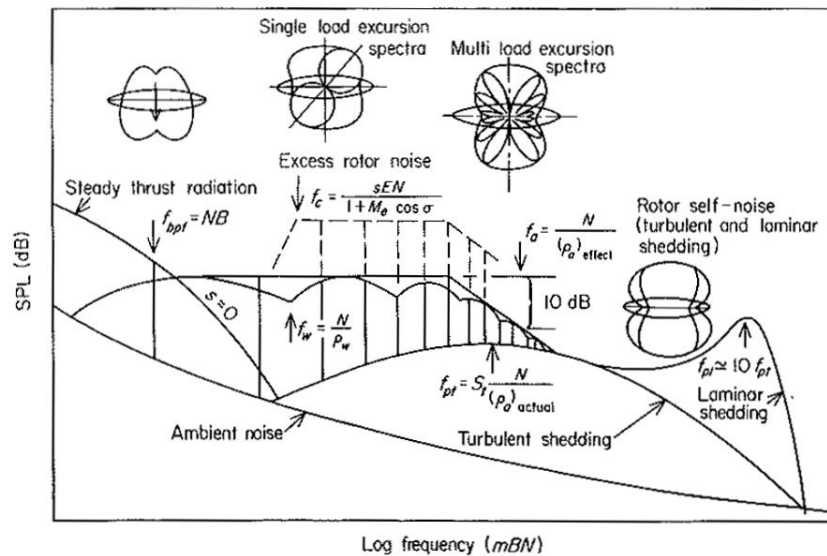


Abbildung 26: Allgemeines Spektrum von axialrotierenden Strömungsmaschinen [Wright 1976]

Eine weitere Möglichkeit ist eine durch Körperschall entstehende Resonanz. Beim Betrieb des Ventilators ist eine deutlich sichtbare und spürbare Vibration des Prüfstandes aufgefallen. Da diese durch den stationären Betrieb des Ventilators konstant gehalten werden, kann dazu führen, dass sich hierbei ebenso eine tonale Komponente ausbildet. Verstärkt wird dieser Effekt unter Umständen durch das Gestell, auf dem der Prüfstand aufliegt. Zwischen diesen beiden Teilen besteht keinerlei Schwingungsabsorption, wodurch hier eine weitere Körperschallquelle, mit eigenen Resonanzen entstehen kann.

Für beide Laufräder, wurde mit Hilfe der Formel (2.1) der Drehklang berechnet. In Abbildung 27 wurden die tonalen Komponenten hervorgehoben, die der Drehklangfrequenz und dessen ganzzahlige Vielfache der jeweiligen Ventilatorstufe, zugeordnet werden können. Für die erste Ventilatorstufe liegt die Drehklangfrequenz bei 224 Hz. Diese Frequenz, sowie das zweite und dritte Vielfache, sind im Spektrum zu erkennen. Der Drehklang für die ausblasseitige Ventilatorstufe liegt bei 100 Hz. Dieser ist aus dem Spektrum nicht deutlich herauszulesen. Anders verhält es sich da mit den Vielfachen. Eine Vielzahl der Harmonischen des zweiten Laufrades, ist deutlich als tonale

Komponenten, im Spektrum vorhanden. Interessant ist hierbei, dass auch die 400 Hz dazu gehört. Das deutet darauf hin, dass dieses Laufrad für diese Frequenzanregung und somit auch für diese Pegelspitze, verantwortlich ist. Ein erster Ansatz um den dominanten Pegel zu senken, sollte also an diesem Laufrad beginnen. Ebenso ist erkennbar, dass es einige tonale Komponenten gibt, die keinem Drehklang zuzuordnen sind. Dies ist ein Indiz dafür, dass es sich um die Frequenzanteile handeln, die durch Rotor-Stator-Interaktionen entstehen.

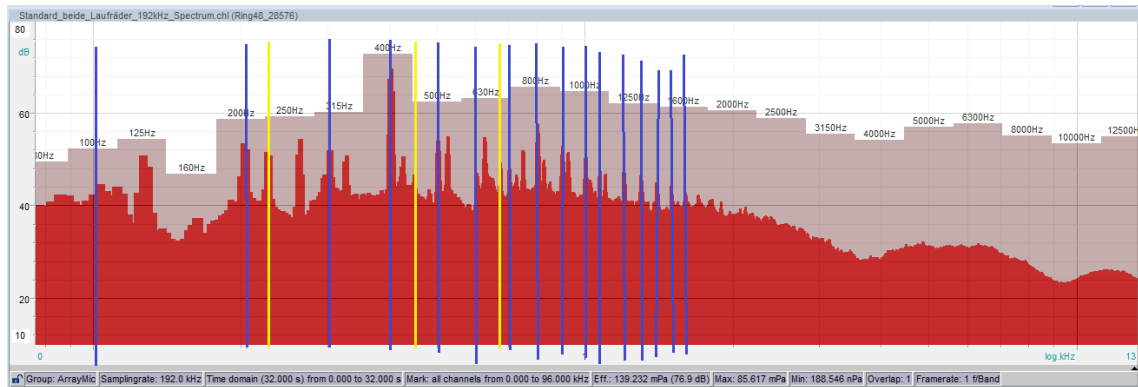


Abbildung 27: stand/stand mit Drehklang und harmonischen Vielfachen: gelb: Stufe 1, blau: Stufe 2

## 5.1.2 Vergleich der verschiedenen Konfigurationen

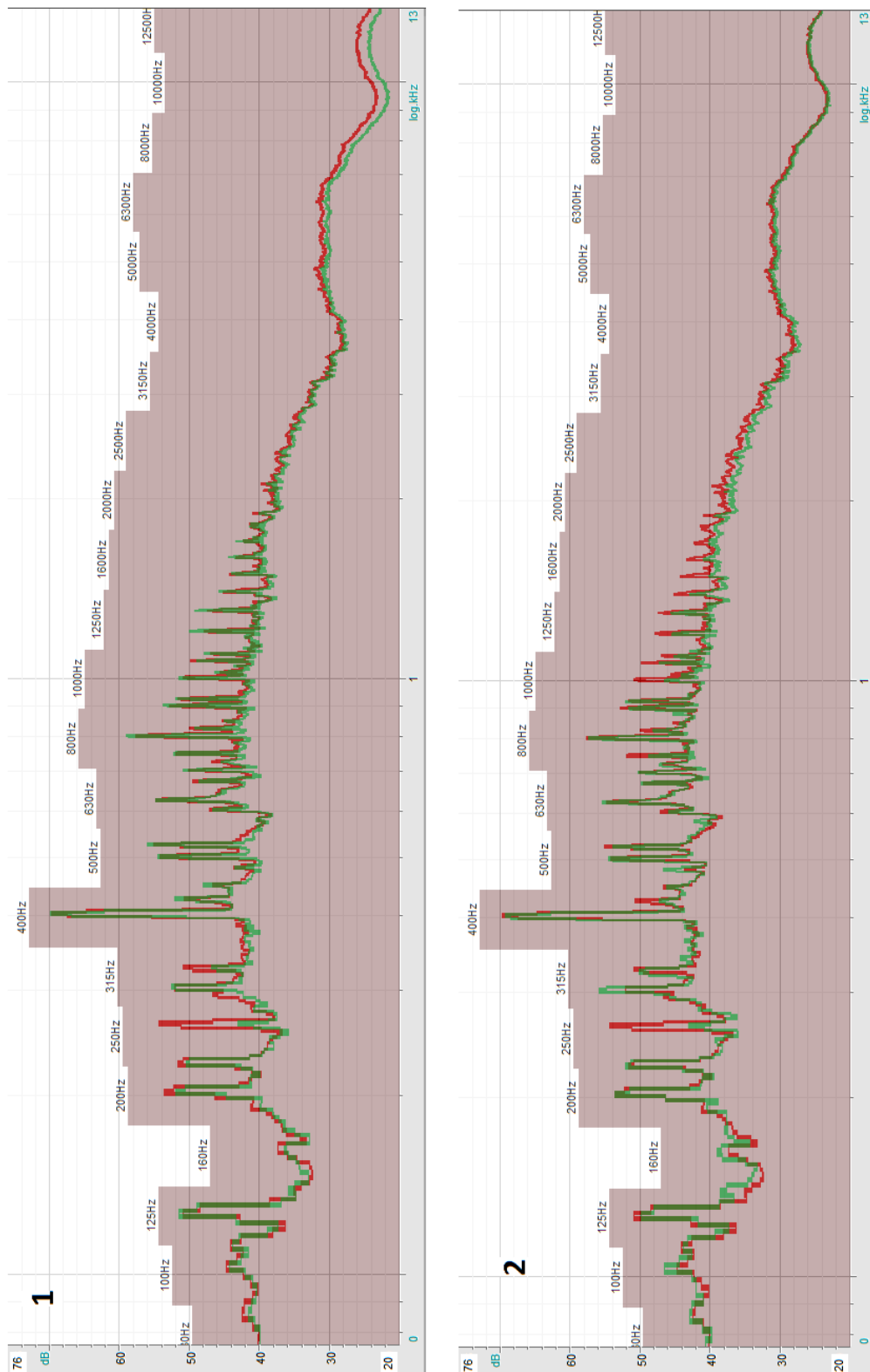


Abbildung 28: 1) Frequenzspektren der Konfigurationen *stand/stand* (rot) & *gezac/stand* (grün);  
2) Frequenzspektren der Konfigurationen *stand/stand* (rot) & *stand/sinus* (grün)

In Abbildung 28.1 wurden nun die Frequenzspektren von stand/stand und gezac/stand übereinander gelegt. Die auffälligste Entwicklung ist die Minderung der Pegelspitze bei 265 Hz um 14 dB. Ebenso erfährt die tonale Komponente bei 330 Hz eine Minderung von 4 dB. Beim Schalldruckpegelmaximum des gesamten Spektrums bei 400 Hz, ist keine Veränderung zu erkennen. Von 450 Hz bis 1800 Hz ist über fast alle diskreten Frequenzanteile die gleiche Beobachtung zu machen. Der Spitzenpegel erhöht sich um ca. 1 dB, während sich die breitbandige Basis um ca. 1-2 dB verringert. Zum einen ist das durch die Veränderung der Wirbel an der Hinterkante der ersten Ventilatorstufe zu erklären. Die gezackte Form verändert die Wirble derart, dass das breitbandige Geräusch, das von den Hinterkanten erzeugt wird, gemindert wird. Andererseits werden hierdurch scheinbar die Schallentstehungseffekte durch Rotor-Stator-Interaktionen, leicht begünstigt. Für die Frequenzen über 1800 Hz ist die gezac/stand Kombination stets im Bereich von einem Dezibel leiser. Mit höher werdender Frequenz, wird dieser Effekt stärker und die Differenz vergrößert sich bei 10000 Hz auf durchschnittlich 2 dB.

Die nächste untersuchte Konfiguration, die mit stand/stand verglichen wurde, ist stand/sinus. Der Abbildung 28.2 ist zu entnehmen, dass hier eine ebenso erhebliche Schalldruckpegelminderung bei 265 Hz entsteht. Bei 330 Hz bleibt hier der Schalldruckpegel gleich, dafür erhöht er sich bei 305 Hz um 2 dB. Auch hier bleibt der maximale Schalldruckpegel bei 400 Hz unverändert. In den Terzfrequenzbändern 500 Hz und 630 Hz, verändert sich die Geräuschform unwesentlich. Es gibt Pegelspitzen die gemindert, ebenso wie welche, die verstärkt werden. Es ist keine eindeutige Entwicklung erkennbar und der Gesamtschalldruckpegel, scheint in diesem Bereich zu stagnieren. Ab dem 800 Hz Terzband, lässt sich eine generelle Minderung des Schalldruckpegels von ca. 0,5 dB erkennen. Diese ist bei ungefähr 1600 Hz am stärksten und wird mit steigender Frequenz sukzessiv kleiner. Im Bereich von 10000 Hz liegen die beiden Kurven fast übereinander.

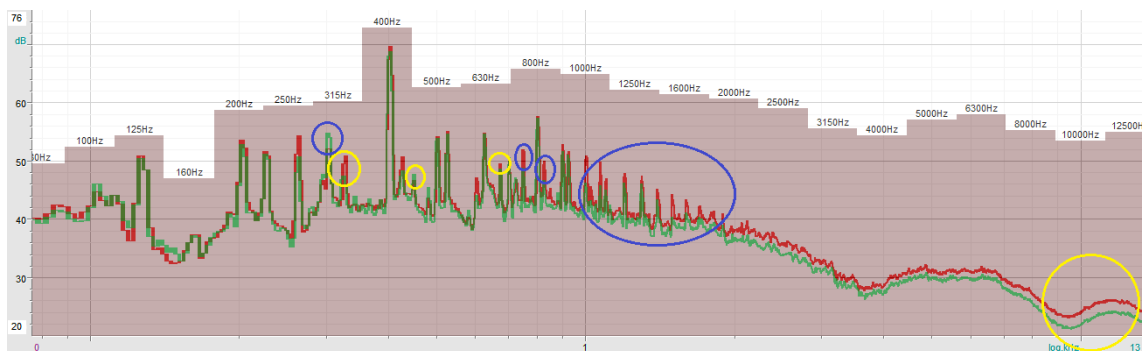


Abbildung 29: Frequenzspektren der Konfigurationen stand/stand (rot) & gezac/sinus (grün)

Abbildung 29 zeigt nun die Spektren der stand/stand, sowie der gezac/sinus Ventilator Konfiguration. Gegenüber den einzelnen Modifikationsvarianten, ist bei der



Kombination aus beiden, der geräuschmindernde Effekt bei 265 Hz nicht so stark ausgeprägt. Dies wirft die Frage auf, ob dieser Minderungseffekt mit den Schaufelprofilen zusammenhängt, die sich in diesem Fall gegenseitig negativ beeinflussen, oder ob hier andere Effekte auf den Schalldruckpegel Einfluss nehmen. Insgesamt sieht das Spektrum ansonsten, wie eine Kombination aus gezac/stand und stand/sinus aus. In der Grafik wurden alle Veränderungen, die in derselben Form auch in der gezac/stand Konfiguration auftreten gelb, und alle die stand/sinus zuzurechnen sind, blau markiert. So erkennt man bei 305 Hz die Pegelerhöhung durch das sinusförmige Profil, und auch die Senkung des Drehklangpegels im Bereich zwischen 1000 Hz und 2000 Hz. Ebenso ist die Senkung der Frequenzen im 10000 Hz Bereich, durch die Hinterkantenmodifikation zu erkennen. Anhand dieser Zusammenhänge, lässt sich unter Umständen besser rückschließen, welche der diskreten Spitzen von welchem Laufrad verursacht werden. Besonders die Interferenzklänge könnten hierdurch zuzuordnen sein, sofern hier Pegelspitzen sind, die keine Vielfachen des Drehklanges darstellen und einer Schaufel zugeordnet werden können. Weitere Geräuschminderungseffekte die bei den anderen beiden modifizierten Schaufelkonfigurationen aufgetreten sind, sind hier nun auch etwas deutlicher zu erkennen. Weiterhin quasi unverändert zur stand/stand Konfiguration, ist hier auch der Schalldruckpegel bei 400 Hz. Dies ist ein Hinweis darauf, dass hier eine rein mechanische Schallquelle für diesen Schalldruckpegel, verantwortlich ist. Ebenso sind die Pegelunterschiede, bei gleichbleibender Skala zu erkennen.

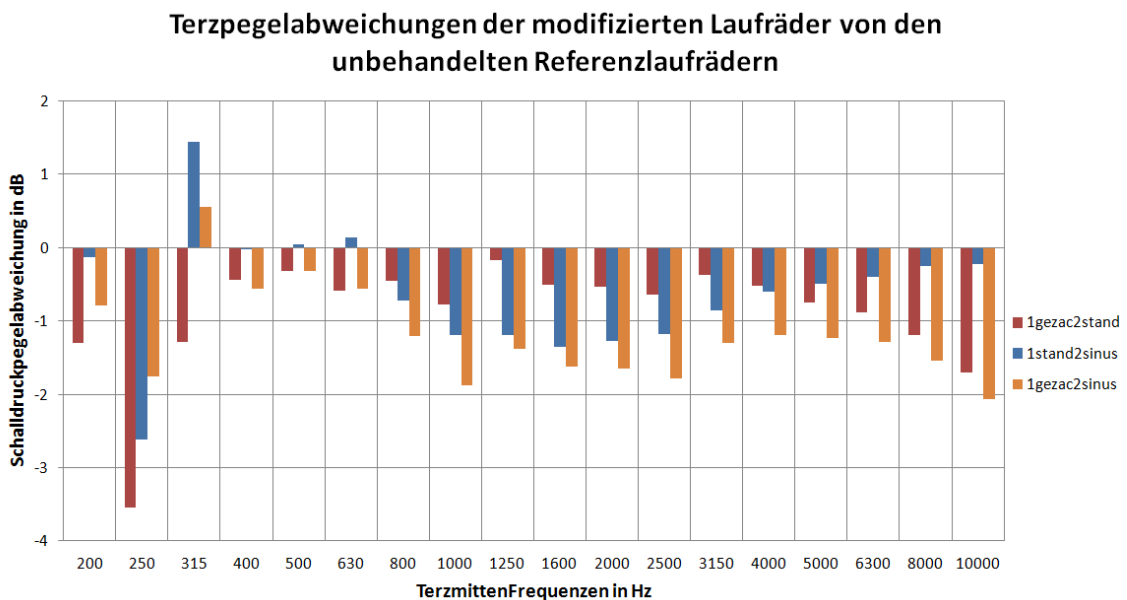


Abbildung 30: Schalldruckpegelabweichungen der Modifizierten Laufräder zur stand/stand Konfiguration

In Abbildung 30 sind nun die gemessenen Schalldruckpegeländerungen der modifizierten Schaufelgitter, im Vergleich zur Konfiguration stand/stand, nach Terzmittelfrequenzen

aufgeschlüsselt. Hier sind die Frequenzbereiche, in denen die Schaufelkonfigurationen vorwiegend wirken, deutlich zu erkennen. Die Hinterkantenmodifikation ist besonders bei hohen Frequenzen (>6300 Hz) wirksam. Für eine Minderung des Gesamtschalldruckpegels eines Ventilators, ist dieser Bereich jedoch eher weniger Relevant, da dieser Bereich, wie in Abbildung 25 zu sehen, meist mehr als zehn Dezibel unter dem lautesten Terzfrequenzband liegt. Somit hätten selbst große Minderungseffekte in den hohen Frequenzen, nur minimalen Einfluss auf den Gesamtpegel. Die sinusförmige Modifikation entfaltet ihre Wirkung besonders im mittleren Frequenzbereich zwischen 800 Hz und 3150 Hz. Dies ist im Bezug auf das Ventilatorspektrum wirkungsvoller, um die gesamte Schallabstrahlung zu verringern. Anzumerken ist hier auch die Pegelerhöhung bei 315 Hz, die eine gegenteilige Entwicklung zur gezackten Hinterkante darstellt. Besonders gut an der Differenzdarstellung ist die Vereinigung beider Modifikationen zu erkennen. Die gelben Säulen im Diagramm stellen in etwa eine Addition der beiden anderen dar. Lediglich im 250 Hz Band, ist die Kombination aus beiden Schaufelmodifikationen schlechter als die einzelnen. Wenn man die Terzpegel betrachtet erkennt man auch, dass sich die erzeugten Pegelminderungen im besten Fall, 2 dB erreichen. Im Durchschnitt ist es an den effektivsten Frequenzbändern, lediglich 1 dB.

Fraglich wird dadurch, ob überhaupt eine Minderung des Gesamtschallpegels, zu erreichen ist, wenn man noch die Strömungswerte des Ventilators einbezieht. Denn durch die Modifikation an den Laufradschaufeln, ändern sich auch die Leistungsdaten des Ventilators. Hierfür wurde, gleichzeitig zu den Akustischen Messungen, für jede Messung der Volumenstrom  $V$  konstant auf 1750 m<sup>3</sup>/h gehalten, und die gesamte Druckerhöhung  $\Delta p$  gemessen.

Mit diesen Messdaten und dem gemessenen Gesamtschalldruckpegel lässt sich mit der Formel aus [Schlender 1996],

$$L_{p, \text{spez}} = L_p - 10 \lg (V \cdot \Delta p^2) \text{ dB} \quad (5.1)$$

der spezifische Schalldruckpegel berechnen. Mit diesem lassen sich die Ventilatorenpegel unabhängig von den Kennzahlen vergleichen.

Tabelle 2: Gemessene Ventilator Kennwerte und spezifischer Schalldruckpegel

Ventilator Konfiguration	$L_p$ in dB	$\Delta p$ in Pa	$V$ in m <sup>3</sup> /s	$L_{p, \text{spez}}$ in dB
stand/stand	76,6	144,67	0,4876	36,5
gezac/stand	76	136,03	0,4870	36,5
stand/sinus	76,1	140,14	0,4882	36,3
gezac/sinus	75,6	132,02	0,4857	36,3

In Tabelle 2 sind die gemessenen Ausgangswerte und der berechnete spezifische Schalldruckpegel zu sehen. Hieran kann man erkennen, dass die ohnehin schon niedrigen und nicht wirklich signifikanten Schallpegelminderungen, unter Einberechnung der verminderten Druckveränderung, komplett verpuffen. Da durch die Modifikationen an den Schaufeln, auch die vom Ventilator erzeugte Druckerhöhung sinkt, verliert auch die Pegelminderung ihre Effektivität. Ist diese Veränderung des erzeugten Druckes für die Anwendung irrelevant, muss überprüft werden, ob nicht ein Vermindern der Drehzahl mit den stand/stand Schaufeln, den gleichen, oder sogar besseren Effekt hat.

## 5.2 Psychoakustische Betrachtung

Da durch die Modifikationen kein signifikanter Effekt auf den Gesamtlautstärkepegel des Ventilators festzustellen ist, werden nun die psychoakustischen Eigenschaften betrachtet. Unter Umständen haben die Veränderungen die im Spektrum entstehen, einen Einfluss auf die Erträglichkeit, des Ventilatorgeräusches.

Zunächst soll die Lautheit nach DIN betrachtet werden. In Tabelle 3 ist zu erkennen, dass die verschiedenen Konfigurationen wenig Einfluss auf die Lautheit haben. Die Halbierung der Lautheit, würde auch eine Halbierung in der Wahrnehmung darstellen. Im besten Fall, wenn beide Laufräder modifiziert wurden, ergibt sich eine Lautheitsminderung von 2,5 Sone. Dies entspricht einer Senkung der Lautheit um 8 % der stand/stand Lautheit. Es ist zu bezweifeln, dass dies im tatsächlichen Höreindruck, bemerkbar ist.

Tabelle 3: Psychoakustische Kennwerte

	Loundnes DIN in Sone	Schärfe DIN in Acum	Rauhigkeit in mAsper
stand/stand	31,959	1,804	72,05
gezac/stand	30,483	1,788	67,72
stand/sinus	30,566	1,813	63,804
gezac/sinus	29,499	1,776	62,665

Als nächstes wird die Schärfe nach DIN 45692 des Ventilators betrachtet. Mit 1,80 Acum entspricht sie dem achtfachen der Referenzschärfe von einem Acum, das ein schmalbandiges Geräusch, mit einer Bandbreite von 920 Hz bis 1080 Hz mit einem Schalldruckpegel von 60 dB, beschreibt. Was ebenso bereits aus der Betrachtung der Spektren ersichtlich war, ist die Abnahme der Schärfe für die gezac/stand und gezac/sinus Konfigurationen. Wird nur die Vorderkante der zweiten Ventilatorstufe modifiziert, erkennt man einen Anstieg der Schärfe. Dies geschieht nicht durch eine Erhö-

---

hung der hohen Frequenzen, sondern durch die Dämpfung der mittleren Frequenzen. Betrachtet man die Rauigkeit, erkennt man, dass der stand/stand Wert bereits mit 72,05 mAsper sehr gering ist. Als Referenzwert ist 1 Asper bei 1000 Hz und 60 dB, um 100 % mit 70 Hz moduliert. Es besteht somit keine nennenswerte Rauigkeit. Die Modifikation der Vorderkante scheint im Vergleich mit der gezackten Hinterkante, die Rauigkeit besser zu mindern. In Kombination ist die Verbesserung am stärksten. Alles jedoch in einem Bereich, der keine Relevanz für den psychoakustischen Eindruck hat. Als letztes wurde noch die Tonalität nach DIN 45681 untersucht. Bei allen vier Schau-felkonfigurationen, muss mit dem maximalen Tonzuschlag von 6 dB gerechnet werden. Somit besteht bei allen Laufradkonfigurationen eine starke Tonalität, die schon an der bereits angesprochenen Pegelspitze bei 400 Hz erkennbar war.

## 6 Fazit

Zu Beginn der Arbeit wurde die Schallentstehung am Ventilator ausreichend behandelt, um eine Grundlage für ein besseres Verständnis, für die Geräuschkürzung durch Laufradschaufelmodifikationen zu gewährleisten.

Die Maßnahmen zur Lärmreduzierung durch Modifikationen an der Vorder- und Hinterkante wurde hier lediglich angerissen. In diesem Bereich gibt es eine Vielzahl an theoretischen und experimentellen Arbeiten, die die Vielfalt dieser Thematik verdeutlichen. Es wurde sich bei der thematischen Auswahl auf die Grundzüge der Methoden beschränkt, die auch für die Versuchsreihe dieser Arbeit relevant waren.

Die Lokalisierung der Schallquellen am GLAV unter Betriebsbedingungen, konnte in dieser Arbeit nur teilweise durchgeführt werden. Es wurde ein Fehler in der Software gefunden, der das genaue Orten von Schallquellen um die Rotationsachse unmöglich macht. Für die Ortung am GLAV mit einer akustischen Kamera, die von lediglich einer Seite misst, wurde gezeigt, dass beide Laufräder gemessen werden können. Ab ca. 2000 Hz sind die einzelnen Schaufeln erkennbar. Es konnte jedoch keine detaillierteren akustischen Bilder erzeugt werden. Die zum Array-gewandte Stufe überstrahlt die andere in einigen Frequenzen, sodass hier keine Lokalisierung für Frequenzen um 2000 Hz, stattfinden kann. Für eine genaue Ortung der Schallquellen an der Schaufel, schien das Array zu groß gewählt zu sein. Da ohnehin in den Frequenzen unter 1000 Hz, für die diese Sensorgröße ausgelegt ist, keine Beobachtungen an der Schaufel gemacht wurden, kann hier über den Einsatz eines kleineren Arrays nachgedacht werden, dass zwar eine höhere untere Grenzfrequenz besitzt, allerdings einen geringeren Mindestabstand zum Messobjekt benötigt. So kann unter Umständen eine bessere Lokalisation in den höheren Frequenzen stattfinden. Ferner könnte auch eine Messposition im 90° Winkel zur Ausblasseite weitere Möglichkeiten der Lokalisation bieten. Hierfür müsste der Ventilator außerhalb eines Kanals betrieben werden.

Das Spektrum des Ventilators, konnte mit Hilfe der theoretischen Grundlagen der Schallentstehung am Axialventilator, aufgeschlüsselt werden. Die vielen tonalen Komponenten, konnten größtenteils den Drehklängen der Laufräder zugeordnet werden. Auffällig war der deutlich höhere Pegel bei 400 Hz, der unter Umständen durch Resonanzeffekte, die durch Versuchsaufbau entstehen, begünstigt wird.

Die Schaufelmodifikationen erwiesen sich als wenig wirksam, bei der Minderung des Gesamtschallpegels. Rein akustisch betrachtet konnten minimale Veränderungen in den Terzbändern festgestellt werden, die im Durchschnitt 1 dB betragen. Den einzelnen Ventilatoranordnungen konnten bestimmte Effekte auf das Spektrum zugeordnet werden. Die geac/stand Schaufelkombination erwies sich im höheren Frequenzbe-

---

reich ab 6300 Hz als besonders wirksam. Bei der stand/sinus Konfiguration, wurde die höchste Wirksamkeit in den mittleren Frequenzen von 800 Hz bis 3150 Hz beobachtet. Wurden beide Laufräder mit präparierten Schaufeln ausgestattet, entstand auch bei der Dämpfung des Schalldruckpegels, eine Kombination aus beiden Varianten. Sowohl die mittleren, als auch die hohen Frequenzen, konnten gemindert werden. Das dominante 400 Hz Terzband, blieb nahezu unverändert bei jeder Konfiguration. Sobald auch der Volumenstrom und der Gesamtdruckaufbau des Ventilators, durch Berechnung des spezifischen Schalldruckpegels in die Betrachtung einbezogen wurden, erwiesen sich die Modifikationen als wirkungslos.

Auch bei den psychoakustischen Kennwerten, zeigten die Maßnahmen an den Schaufelprofilen, keine nennenswerten Veränderungen.

---

## Literaturverzeichnis

- [Brooks 1989] Brooks, T. F.; Pope, D. S.; Marcolini, M. A.: Airfoil Self-Noise and Prediction. NASA Reference Publication
- [Carolus 2013] Carolus, Th.: Ventilatoren – Aerodynamischer Entwurf, Schallvorhersage, Konstruktion. 3. Auflage Springer Vieweg, ISBN 978-3-8348-2471-4, 2013
- [Catalano 2012] Catalano, F.M.: Airfoil self Noise Reduction by Application of different Types of Trailing Edge Serrations 28th International Congress of the Aeronautical Sciences, 2012
- [Corsini 2013] Corsini, A., Delibra, G.: Leading Edge Bumps in Ventilation Fans Paper No. GT2013-94853, pp. V004T10A007, doi:10.1115/GT2013-94853, 2013
- [Durst 2006] Durst, F.: Grundlagen der Strömungsmechanik Eine Einführung in die Theorie der Strömung von Fluiden (SpringerLink : Bücher). Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2006
- [Geyer 2012] Geyer, T. et al: Silent Owl Flight: Acoustic Wind Tunnel Measurements on Prepared Wings, AIAA 2012-2230, 04-06 June 2012; Colorado Springs
- [Hansen 2012] Hansen, K. et al: Investigation of Acoustic Effects of Leading-Edge Serrations on Airfoils Acoustics Australia 172 - Vol. 40, No. 3, 2012
- [Herr 2006] Herr, M.: Hinterkantenlärm – Entwurfsgrundlagen für Minderungskonzepte DAGA 2006; 20-23 March 2006, Braunschweig, Germany
- [Herr 2008] Herr, M.: Skalierungsgesetze für Hinterkantenlärm – konventionelle und lärmarme Abströmkanten im Vergleich DAGA 2008; 10-13 March 2008, Dresden, Germany
- [Hersh 1974] Hersh, A. S. et al: Reduction of Flow Induced Airfoil Tonal Noise using leading edge sinusoidal modifications Journal of Aircraft 11:4, 197-202, doi: 10.2514/3.59219, 1974

- [Howe 1991] Howe, M. S.: Aerodynamic noise of a serrated trailing edge. *Journal of Fluids and Structures*, 5(1):33–45, 1991. ISSN 0889-9746.
- [Johari 2007] Johari, H., Henoach, C., Custodio, D., Levshin, A.: “Effects of leading edge protuberances on airfoil performance”, *AIAA Journal* 45, 2634-2642 (2007)
- [Juknevičius 2016] Juknevičius, A.; Chong, T. P.: Nature-inspired aerofoil modification for leading edge interaction noise reductions; INTER.NOISE 2016; 21-24 August 2016; Hamburg, Germany
- [Kerscher 2017] Kerscher, M.; Heilmann, G.; C.Puhle; Krause, R. & Friebe, C: Sound Source Localization on a Fast Rotating Fan Using Rotational Beamforming INTER-NOISE, the 46th International Congress and Exposition on Noise Control Engineering, 626 (1-8), Hong Kong, China, 2017
- [Költzsch 1980] Költzsch, P.: Ordnungssystem für Strömungslärmquellen. *Maschinenbautechnik* (1980) 29 Nr. 6 S. 273–276.
- [Miklošević 2004] Miklošević, D.S.; Murray, M.M.; Howle, L.E.; Fish, F.E.: “Leading-edge tubercles delay stall on Humpback whale flippers”, *Physics of Fluids* 16, L39-42 (2004)
- [Oerlemans 2011] Oerlemans, S.: Wind turbine noise: primary noise sources NLR-TP-2011-066, Netherlands, 2011
- [Schirmer 2006] Schirmer, W.: *Technischer Lärmschutz: Grundlagen und praktische Maßnahmen zum Schutz vor Lärm und Schwingungen von Maschinen*, 2. Auflage, Berlin, Springer-Verlag, 2006
- [Schlender 1996] Schlender, F.; Klingenberg, G.: *Ventilatoren im Einsatz, Anwendung in Geräten und Anlagen* (1996) Düsseldorf VDI – Verlag.
- [Schulze 2004] Schulze, C.; Zeibig, A.; Richter, D.: Basic investigations of microphone arrays; CFA/DAGA 2004; 22-25 March 2004, Strasbourg, France
- [Wright 1976] Wright, S.E.: The acoustic spectrum of axial flow machines, *Journal of Sound and Vibration* 45, 165-223 (1976)



## Eigenständigkeitserklärung

Hiermit erkläre ich, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig und nur unter Verwendung der angegebenen Literatur und Hilfsmittel angefertigt habe. Stellen, die wörtlich oder sinngemäß aus Quellen entnommen wurden, sind als solche kenntlich gemacht. Diese Arbeit wurde in gleicher oder ähnlicher Form noch keiner anderen Prüfungsbehörde vorgelegt.

---

Ort, Datum

Vorname Nachname