Hochschule Düsseldorf University of Applied Sciences



Fachbereich Maschinenbau und Verfahrenstechnik Faculty of Mechanical and Process Engineering



Master-Thesis im Studiengang Simulation und Experimentaltechnik

Aeroakustische und aerodynamische Analyse eines Niederdruck-Axialventilators unter Verwendung von Leading Edge Serrations

Nils Hintzen Matrikelnummer 609359

Düsseldorf 25. Juni 2018

Betreuender Professor (Erster Prüfer)

Prof. Dr.-Ing. Jörg Becker-Schweitzer Institute for Sound and Vibration Engineering Maschinenbau und Verfahrenstechnik Münsterstraße 156 40476 Düsseldorf joerg.becker-schweitzer@hs-duesseldorf.de

Zweiter Prüfer

M.Sc. Till Biedermann Institute for Sound and Vibration Engineering Maschinenbau und Verfahrenstechnik Münsterstraße 156 40476 Düsseldorf till.biedermann@hs-duesseldorf.de

Aufgabenstellung

Hochschule Düsseldorf University of Applied Sciences

HSD

Fachbereich Maschinenbau und Verfahrenstechnik Faculty of Mechanical and Process Engineering



Thema der Master-Thesis:
Bearbeiter:
Erstprüfer:

Zweitprüfer:

Aeroakustische und aerodynamische Analyse eines Niederdruck-Axialventilators unter Verwendung von Leading Edge Serrations Nils Hintzen B.Eng., Matrikelnr.: 609359 Prof. Dr. Jörg Becker-Schweitzer, ISAVE Till Biedermann M.Sc., ISAVE

Im Rahmen einer Abschlussarbeit soll ein Niederdruck-Axialventilator unter hochturbulenten Zuströmbedingungen aeroakustisch optimiert werden. In vorangegangenen Untersuchungen stellten sich Vorderkantenzacken (Leading Edge Serrations) im nicht rotierenden System bereits als vielversprechende und effiziente Schallreduktionsmaßnahme heraus. Im nächsten Schritt sollen diese Leading Edge Serrations in ein rotierendes System überführt werden. Zur Untersuchung steht ein eigens ausgelegter und per Rapid Prototyping gefertigter Axialventilator mit austauschbaren Blättern sowie ein an die DIN ISO 5136 und DIN ISO 5801 angelehnter Rohrprüfstand zur simultanen Messung aerodynamischer und aeroakustischer Kenngrößen zur Verfügung. Die hochturbulente Zuströmung wird durch austauschbare Turbulenzgitter innerhalb des Rohrprüfstandes gewährleistet.

Die Aufgaben im Rahmen der Abschlussarbeit beinhalten ein Re-Design der Rotorschaufeln in vollparametrisierter Form unter Verwendung der Software "PTC Creo Parametric 3.0". Basierend auf einer ausführlichen Literaturrecherche sowie vorherig empirisch gewonnenen Erfahrungswerten soll ein Parameterset zur Definition der Serration-Geometrien definiert und im Anschluss via Rapid Prototyping gefertigt werden. Einer Anpassung des experimentellen Versuchsstandes und auf die gefertigten Prototypen folgt die experimentelle Vermessung unter Berücksichtigung aerodynamischer und aeroakustischer Kenngrößen. Einer Auswertung und Bewertung der experimentellen Daten folgt eine sukzessive Erhöhung der Rotorkomplexität in Form einer Verdrehung und Sichelung der Rotorschaufeln mit dem Ziel, eine Interaktion verschiedener Schallreduktionsmechanismen detektieren und bewerten zu können. Eine sinnvolle Auswahl auszuwertender Messpunkte sowie eine darauf aufbauende Analyse der Daten und das Ziehen grundlegender Rückschlüsse auf Aerodynamik und Aeroakustik schließen diese Arbeit ab.

Unterschrift

Prof. Dr. Jörg Becker-Schweitzer

Inhaltsverzeichnis

Aufga	benstellung	1
Inhalts	sverzeichnis	2
Abkür	zungs- und Symbolverzeichnis	4
Abstra	act	7
1	Einleitung	8
2	Grundlagen und Stand der Wissenschaft	9
3	Auslegung und Design des Axialventilators	12
	3.1 Auslegung des Rotors	12
	3.2 Aufbau und Eigenschaften des Axialventilators	13
	3.3 Profil der Blätter	14
	3.4 Berechnung der Staffelungswinkel	14
	3.5 Geometrien der untersuchten Blätter	18
	3.6 3D CAD Modellierung und Fertigung der Blätter	20
4	Experimentelle Untersuchung	22
	4.1 Rohrprüfstand gemäß DIN ISO 5136 und DIN ISO 5801	22
	4.2 Erzeugung hochturbulenter Zuströmbedingungen	23
	4.2.1 Definition Turbulenzgrad und Isotropie	23
	4.2.2 Eigenschaften der Turbulenzgitter	24
	4.2.3 Erzeugte Zuströmbedingungen	24
5	Analyse der Ventilatorblätter mit konstantem Anstellwinkel	26
	5.1 Ergebnisse der Aerodynamik	27
	5.2 Ergebnisse der Aeroakustik	34
	5.2.1 Analyse der Schalldruckpegel	34
	5.2.2 Analyse der Frequenzspektren	39
	5.3 Einfluss der Amplitude und der Wellenlänge der Serrations	46
6	Analyse der Ventilatorblätter mit schaufelkongruentem Anstellwinke	l 50
	6.1 Ergebnisse der Aerodynamik	50
	6.2 Ergebnisse der Aeroakustik	57
	6.2.1 Analyse der Schalldruckpegel	57
	6.2.2 Analyse der Frequenzspektren	64
	6.3 Einfluss der Amplitude und der Wellenlänge der Serrations	70
7	Analyse des Ventilators mit vorwärtsgekrümmten Blättern	73

	7.1 Ergebnisse der Aerodynamik	.73
	7.2 Ergebnisse der Aeroakustik	.75
	7.2.1 Analyse der Schalldruckpegel	75
	7.2.2 Analyse der Frequenzspektren	.78
8	Zusammenfassung	.82
9	Ausblick	84
10	Literaturverzeichnis	85
11	Anhang	.88
Eides	stattliche Erklärung	.98

Abkürzungs- und Symbolverzeichnis

Abkürzungen

BFF	Blattfolgefrequenz
DZO	Drehzahlordnung
$G_{00} - G_{05}$	Gitter 0 bis Gitter 5
ISAVE	Institute for Sound And Vibration Engineering
NACA	National Advisory Committee for Aeronautics
SPL	Schalldruckpegel (Sound Pressure Level)
STL	Surface Tessellation Language (Dateiformat)
$T_1 - T_7$	Drosselzustände (Throttle) 1 bis 7

Lateinische Symbole

Α	$[mm^2]$	Oberfläche der Blätter
A _{Serr}	[mm]	Amplitude der Serration
BS	[-]	Blockgröße
<i>C</i> , <i>C</i> _{1<i>x</i>}	[m/s]	Strömungsgeschwindigkeit, in x-Richtung
C _A	[-]	Auftriebsbeiwert
C _{Schall}	[m/s]	Schallgeschwindigkeit
d	[mm]	Durchmesser des Ventilators
d_{Bar}	[mm]	Strebendicke der Gitter
d_{Nabe}	[mm]	Durchmesser der Nabe
D _{rep}	[mm]	Repräsentativer Durchmesser
D _{Rohr}	[mm]	Durchmesser des Rohres
H _{Mesh}	[mm]	Maschenweite der Gitter
l	[mm]	Sehnenlänge
n	[1/s]	Drehzahl
p	[Pa]	Druck
P _{el}	[W]	Elektrische Leistung

r	[mm]	Radius
t	[mm]	Teilung
T _U , T _{U Mean}	[-]	Turbulenzgrad, gemittelter Turbulenzgrad
u, u_1, u_2	[m/s]	Umfangsgeschwindigkeiten
<i>u</i> ′	[m/s]	Schwankungsgröße
$ar{u}$, U_{Mean}	[m/s]	Gemittelte Strömungsgeschwindigkeit
<i></i> <i>V</i>	[m³/s]	Volumenstrom
W_{∞}	[m/s]	Mittelwert der Relativgeschwindigkeiten
W	[mm]	Wellenlänge
Y _{Sch}	$[m^2/s^2]$	Schaufelarbeit

Griechische Symbole

α	[-]	Anstellwinkel
α_{Nabe}	[-]	Anstellwinkel im Nabenbereich
α_{Spitze}	[-]	Anstellwinkel im Blattspitzenbereich
β	[-]	Anströmwinkel
eta_∞	[-]	Winkel zur Gitterfront
γ	[-]	Staffelungswinkel
δ	[-]	Krümmungswinkel
Δ	[-]	Differenz
Δf	[-]	Frequenzauflösung
$\Delta p_{t,0}$	[-]	Totaldruckdifferenz des nicht gekrümmten Blattes
$\Delta p_{t,1}$	[-]	Totaldruckdifferenz des gekrümmten Blattes
З	[-]	Gleitverhältnis
η_{System}	[-]	Wirkungsgrad
λ	[-]	Wellenlänge
π	[-]	Kreiszahl
ρ	[-]	Dichte

σ	[-]	Solidity
σ _{Mean}	[m/s]	Standartabweichung
φ	[-]	Lieferzahl
$\Phi_{gekr "ummt}$	[-]	Lieferzahl der gekrümmten Blätter
$\phi_{verdreht}$	[-]	Lieferzahl der verdrehten Blätter
ψ	[-]	Druckzahl

Abstract

Unter hochturbulenter Anströmung stellt breitbandiger Vorderkantenlärm der Schaufeln eine signifikante Schallquelle von Axialventilatoren dar. Zur Reduktion der abgestrahlten Schallemissionen zeigen Leading Edge Serrations ein vielversprechendes Potential. Zur experimentellen Untersuchung eines Niederdruck-Axialventilators mit Leading Edge Serrations wurde ein Rohrprüfstand nach DIN ISO 5136 und DIN ISO 5801 zur simultanen Messung aerodynamischer und aeroakustischer Phänomene entworfen. Zusätzlich wird eine hochturbulente Anströmung durch Gitter äquidistanter Maschenweite innerhalb des Rohrprüfstandes erzeugt. Der Ventilator ist ein selbst entworfener und per Rapid Prototyping gefertigter Axialventilator, dessen Blätter gemäß dem NACA65(12)-10 Profil ausgelegt und mit Leading Edge Serrations versehen wurden. Zur Untersuchung der aerodynamischen und aeroakustischen Eigenschaften können fünf verschiedene und voneinander unabhängige Parameter eingestellt werden. Dazu gehören der Anstellwinkel der Blätter, der Turbulenzgrad der Anströmung, die Drehzahl des Ventilators sowie die Wellenlänge und die Amplitude der Serrations. Ziel dieser Arbeit ist, den Einfluss von Leading Edge Serrations auf die aeroakustischen und aerodynamischen Eigenschaften eines Niederdruck-Axialventilators bei turbulenter Anströmung zu ermitteln. Untersuchungen von Leading Edge Serrations im nicht rotierenden System an Tragflügeln stellten sich als signifikante schallreduzierende Maßnahme heraus. Die in dieser Arbeit beschriebenen Ergebnisse zeigen ebenfalls, dass Leading Edge Serrations einen signifikanten Einfluss auf die abgestrahlten Schallemissionen eines Niederdruck Axialventilators haben. Die stärkste Reduktion des Schaldruckpegels beträgt 8,1 dB im Auslegungspunkt bei einer Verbesserung der Effizienz von etwa 1,5 %. Generell besitzen nahezu alle untersuchten Konfigurationen schallreduzierende Eigenschaften, jedoch führen einige zu einer Verringerung der Effizienz. Zukünftig sollen weitere Konfigurationen der Serrations und andere Geometrien der Blätter untersucht werden, um das Wissen über Leading Edge Serrations an Axialventilatoren zu erweitern.

1 Einleitung

Niederdruck Axialventilatoren werden vielseitig und häufig sowohl in der Industrie als auch im Privaten zur Belüftung oder zur Kühlung von Aggregaten und Computern eingesetzt. Mit der Förderung von Luft entstehen tonale und breitbandige Schallemissionen, die vom Ventilator an die Umgebung abgestrahlt werden. Zum Beispiel Schutzgitter vor Ventilatoren oder auch Wasserkühler in der Kfz-Industrie sorgen für turbulente Zuströmbedingungen, welche die Schallemissionen zusätzlich verstärken können, indem eine weitere Schallquelle an den Schaufelvorderkanten auftrifft [1 bis 3]. Auch hohe Strömungsgeschwindigkeiten innerhalb einer Rohrleitung verursachen durch die Interaktion mit der Rohrwand, durch Umlenkungen des Volumenstromes oder durch Einbauten, Querströmungen, die zu hochturbulenten Zuströmbedingungen führen. Mit steigender Intensität der Turbulenz steigen auch die abgestrahlten Schallemissionen [4]. Besonders im Hinblick auf zukünftige Anwendungsgebiete, bei denen zum Beispiel Personen diesen Schallemissionen unmittelbar ausgesetzt sind, ist eine Minimierung dieser Emissionen wünschenswert.

Zur Reduzierung der Schallemissionen sollen die Blätter eines Niederdruck-Axialventilators als primäre Maßnahme mit Leading Edge Serrations (Vorderkantenzacken) ausgestattet werden. Dies ist Teil der Aufgabe dieser Master-Thesis. Des Weiteren umfasst die Aufgabe die aeroakustische und aerodynamische Analyse dieses Axialventilators unter hochturbulenten Zuströmbedingungen. Zur Bearbeitung des Themas wurde ein eigens ausgelegter und per Rapid Prototyping gefertigter Axialventilator mit austauschbaren Blättern zur Verfügung gestellt. In einem Rohrprüfstand in Anlehnung an DIN ISO 5136 und DIN ISO 5801 soll der Axialventilator experimentell untersucht werden. Der Turbulenzgrad der Strömung wird innerhalb des Rohrprüfstandes durch austauschbare Gitter variiert. Es werden unterschiedliche Konfigurationen der Serrations mit Hilfe einer 3D-CAD Software erstellt und per Rapid Prototyping gefertigt. Die erste Messreihe besteht aus Blättern mit im Mittel schaufelkongruenten Anstellwinkeln wohingegen die zweite Messreihe über den Spann schaufelkongruente Anstellwinkel besitzt, welche die lokale Änderung der Umfangsgeschwindigkeit berücksichtigt. Die dritte Messreihe konzentriert sich zur weiteren aeroakustischen Optimierung auf vorwärtsgekrümmte Blätter.

2 Grundlagen und Stand der Wissenschaft

Die Entstehung von Schall an Ventilatoren in der Strömung resultiert aus unterschiedlichen Mechanismen. In der Literatur wird von drei Mechanismen gesprochen, die durch die Verdrängung des Fluids, durch die Kräfte auf umströmten Flächen und durch die Turbulenz der freien Strömung beschrieben werden. Sie werden auch als Monopol-, Dipolund Quadrupolquellen des Schalls bezeichnet [4 bis 6]. Die Schallemissionen können in mechanische und strömungsmechanische Geräuschquellen unterteilt werden. Strömungsmechanische Geräuschquellen sind solche wie bereits erwähnt und mechanische Geräuschquellen sind solche wie Schwingungen durch Unwuchten, Körperschallemissionen und Resonanzen der Bauteile des Axialventilators [6].

An einem umströmten Tragflügel - wie er an dem hier zu untersuchenden Axialventilator verwendet wird - verursachen verschieden große Wirbelbildungen unterschiedlich starke Schallemissionen, die im stabilen Betriebszustand durch die turbulente Grenzschicht auf der Oberfläche des Tragflügels oder durch Strömungsablösungen an der Hinterkante des Tragflügels resultieren [7]. Bei starker Drosselung bzw. Vergrößerung des Anstellwinkels des Tragflügels (also durch Verringerung der Strömungsgeschwindigkeit) kommt es im instabilen Betriebszustand zu Strömungsablösungen, die ebenfalls Schall emittieren [4]. Vermehrte Schallemissionen entstehen durch das Auftreffen einer hochturbulenten Strömung auf die Profilvorderkante des Tragflügels [3, 8]. Die Schallemissionen von Ventilatoren bzw. der Blätter der Ventilatoren setzen sich durch ein breitbandiges Frequenzspektrum und tonalen Frequenzkomponenten [6] wie zum Beispiel dem Drehklang oder auch Blattfolgefrequenz genannt, zusammen.

Da die Blätter eines Axialventilators neben anderen Geometrien auch gemäß Tragflügelprofilen ausgelegt werden, orientierte man sich zur akustischen Optimierung an Studien, in denen vermehrt Tragflügel auf schallreduzierende Maßnahmen untersucht wurden [8 bis 11]. Im Institute for Sound and Vibration Engineering (ISAVE) der Hochschule Düsseldorf wurden ebenfalls Tragflügel auf ihre abgestrahlten Schallemissionen im nicht rotierenden System untersucht. Die unter anderem experimentellen Untersuchungen erfolgten in einem Windkanal unter turbulenten Zuströmbedingungen. Abbildung 2-1 verschafft beispielhaft einen Einblick zur vermehrten Schallentstehung an der Vorderkante eines Tragflügels unter turbulenten Zuströmbedingungen in einem Windkanal.



Abbildung 2-1: Grafische Darstellung zur Entstehung von Vorderkantenschall bei turbulenter Anströmung an einem Tragprofil (Ausschnitt) [12]

Im linken Bild ist ein Tragflügel in einer Strömung mit sehr geringer Turbulenz dargestellt. Die Schallentstehung bezieht sich hier vermehrt auf die Hinterkante. Im rechten Bild ist der gleiche Aufbau, jedoch herrscht hier eine Strömung mit erhöhter Turbulenz. Die Schallentstehung ist deutlich der Vorderkante zuzuordnen. Der Schall an der Hinterkante wird reduziert.

Auf der Suche nach neuen Methoden zur Schallreduzierung orientiere man sich an den Eigenschaften von Eulen und Walen. Eulen besitzen einen feinen Kamm auf den Vorderkanten ihrer Federn, der es ihnen ermöglicht besonders leise zu fliegen. Wale besitzen an den Vorderkanten ihrer Brustflossen Tuberkel, die den Auftrieb verbessern und den Wasserwiderstand verringern sollen [13]. Abbildung 2-2 zeigt eine Brustflosse eines Waals und eine Feder einer Eule.



Abbildung 2-2: Tuberkel an Brustflossen eines Buckelwals (links) und Federsaum einer Eulenfeder (rechts) [14, 15]

Diese Eigenschaften wurden auf die Forschung nach schallreduzierenden Maßnahmen bei Tragflügeln übertragen. Die heutige gängige Bezeichnung für diese Vorderkantenmodifikation lautet "Leading Edge Serration" und beschreibt überwiegend eine sinusförmige Geometrie der Vorderkante von Tragflügeln. Abbildung 2-3 zeigt einen Tragflügel mit Leading Edge Serrations.



Abbildung 2-3: Tragflügel mit Leading Edge Serrations

Neben der einfachen sinusförmigen Geometrie gibt es noch weitere wie zum Beispiel Doppelamplituden oder Dreiecksfunktion mit eingeschnittenen Wurzeln [10]. Die Ergebnisse aus eigenen Untersuchungen des ISAVE und Studien anderer Wissenschaftler haben gezeigt, dass Leading Edge Serrations eine deutliche schallreduzierende Wirkung unter turbulenten Zuströmbedingungen besitzen [3, 8 bis 11, 16, 17]. Laut dieser Studien konnte der Schalldruckpegel durch Leading Edge Serrations an Tragflügeln unter bestimmten Bedingungen um bis zu 10 dB reduziert werden [11].

Axialventilatoren wurden experimentell nur sehr gering untersucht. Corsini et al. untersuchten einen Axialventilator mit und ohne Leading Edge Serrations. Der Schallleistungspegel wurde um bis zu 2,3 dB reduziert [18]. Krömer et al. untersuchten ebenfalls einen Axialventilator mit und ohne Leading Edge Serrations. In diesen Untersuchungen wurde eine Reduzierung des Schalldruckpegels von etwa 4-6 dB erreicht. Die Reduzierung des Schalldruckpegels erfolgte zudem breitbandig und auch drehzahlspezifische tonale Effekte wie die Blattfolgefrequenz konnten reduziert werden. Auch aerodynamisch beeinflussen Leading Edge Serrations die Charakteristik des Ventilators, indem der Wirkungsgrad verbessert wurde [19].

Basierend auf diesen Informationen werden fünf Konfigurationen von Leading Edge Serrations mit unterschiedlichen Parametern experimentell an einem Axialventilator untersucht.

3 Auslegung und Design des Axialventilators

Der zur Verfügung gestellte Axialventilator wurde im Vorfeld im Rahmen einer zu diesem Zeitpunkt laufenden Dissertation ausgelegt und per Rapid Prototyping gefertigt. Abbildung 3-1 zeigt eine 3D-Zeichnung des zu untersuchenden Ventilators.



Abbildung 3-1: 3D-Zeichnung des zu untersuchenden Rotors

3.1 Auslegung des Rotors

Die Auslegung des Rotors erfolgte nach dem Konzept des Tragflügelverfahrens gemäß [4]. Es wird beschrieben, dass durch ein sehr weites Auseinanderstehen der Schaufeln, die Wechselwirkungen der Schaufeln vernachlässigt werden können. Ausgedrückt wird dies durch die "Solidity" (σ). Zur Berechnung der Solidity muss die Schaufelkraft auf zwei verschiedenen Wegen berechnet werden. Zum einen wird die Schaufelkraft durch den Impulssatz und zum anderen aus der strömungserzeugten Kraft berechnet. Auf die Herleitung und die Berechnung wird an dieser Stelle nicht weiter eingegangen und auf [4] verwiesen. Durch Gleichsetzen der beiden aus [4] beschriebenen Gleichungen erhält man die Solidity, die in Gleichung (3-1) dargestellt ist:

$$\sigma = \frac{l}{t} = \frac{2 \cdot Y_{Sch}}{c_A \cdot w_\infty \cdot u \cdot \left(1 + \frac{\varepsilon}{\tan \beta_\infty}\right)}$$
(3-1)

In der Berechnung gelten folgende Definitionen:

l = Sehnenlänge,

t = Teilung,

 Y_{Sch} = Schaufelarbeit,

 c_A = Widerstandsbeiwert,

- w_{∞} = Anströmgeschwindigkeit,
- u =Umfangsgeschwindigkeit,
- ε = Gleitverhältnis,
- β_{∞} = gemittelter Strömungswinkel

Die Schaufeln werden so ausgelegt, dass die Strömung um jede Schaufel kaum mehr durch die Nachbarschaufeln beeinflusst wird. Die Solidity sollte so gewählt werden, dass $\sigma \le 0.7$ beträgt. Bei dieser Auslegung spricht man auch von einem "durchsichtigen Rotor" [4].

3.2 Aufbau und Eigenschaften des Axialventilators

Der Axialventilator besteht aus einer Nabe, an der sechs Blätter mit je einer aus Stahl gefertigten Blatthalterung befestigt sind. In Abbildung 3-2 ist der Aufbau des Axialventilators dargestellt.



Abbildung 3-2: Aufbau des zu untersuchenden Rotors

Zusätzlich bietet der Axialventilator neben austauschbaren Blättern einen frei wählbaren Anstellwinkel, der bereits vor der Fertigung der Nabe als Korrekturwinkel der Führung berücksichtigt wurde (Abbildung 3-2).

Alle weiteren Eigenschaften und Abmessungen des Ventilators sind in Tabelle 3-1 zusammengefasst.

Parameter	Wert	Einheit	
Gesamtdurchmesser	394	[mm]	
Nabendurchmesser	200	[mm]	
Blattprofil	NACA65(12)-10	[-]	
Sehnenlänge (Blatt)	73	[mm]	
Spannweite (Blatt)	97	[mm]	
Drehzahl	2.000	[1/min]	

Tabelle 3-1: Eigenschaften des zu untersuchenden Axialventilators

3.3 Profil der Blätter

Das für diese Untersuchungen verwendete Profil ist das des Typs NACA 65(12)-10, welches aufgrund der geometrischen Ähnlichkeit zu Tragflügeln rotierender Strömungsmaschinen auch bei den vorangegangenen Studien im nicht rotierenden System untersucht wurde [8, 16, 20]. Abbildung 3-3 zeigt eine Skizze des verwendeten Profils.



Abbildung 3-3: Skizze des NACA 65(12)-10 Profils

3.4 Berechnung der Staffelungswinkel

Der Staffelungswinkel γ ist der Winkel zwischen der Profilsehne und der Umfangsrichtung. Er wird gemäß Gleichung (3-2) aus dem Anstellwinkel α und dem Anströmwinkel β berechnet:

$$\gamma = \alpha + \beta \tag{3-2}$$

Zur Bestimmung des Anstellwinkels α wurde der Tragflügel im Vorfeld im Windkanal auf seine aerodynamischen Eigenschaften untersucht. So wurde der optimale Anstellwinkel des Profils von 7 ° experimentell bestimmt. An diesem Punkt arbeitet der Tragflügel nicht direkt am kritischen Punkt des Strömungsabrisses (Abbildung 3-4).



Abbildung 3-4: Diagramm des Auftriebsbeiwerts über den Anstellwinkel für das Profil "NACA65(12)-10" bei 15 m/s, gemessen an der Brunel University

Der Anströmwinkel β ist der Winkel zwischen der Profilsehne und der Skelettlinie (Abbildung 3-5). Das verwendete "NACA65(12)-10" Profil hat gemäß theoretischen Aspekten aufgrund seiner Geometrie die Eigenschaft, dass die Skelettlinie senkrecht auf der Profilsehne steht (eingezeichneter rechter Winkel). Dadurch lässt sich der Anströmwinkel β der Schaufel nicht sinnvoll bestimmen.



Abbildung 3-5: Schematische Darstellung der Sehne, Skelettlinie und Kreisbogenskelettlinie für NACA 65er Profile [4]

Zur Bestimmung des Anströmwinkels wird als Abhilfe die Skelettlinie durch eine äquivalente Kreisbogenskelettlinie ersetzt. Sie besitzt die gleiche Wölbungshöhe und die gleiche Sehnenlänge. Durch die äquivalente Kreisbogenskelettlinie können sinnvolle Tangenten angelegt und die Richtung der Relativgeschwindigkeiten definiert werden [4]. Abbildung 3-6 zeigt eine Skizze des Tragflügelprofils mit seiner äquivalenten Kreisbogenskelettlinie.



mit äguivalenter Kreisbogenskelettlinie

Der Anströmwinkel β bezieht sich nach Einzeichnung der äquivalenten Kreisbogenskelettlinie auf den Winkel zwischen der an die äquivalente Kreisbogenskelettlinie angelegte Tangente und der Profilsehne. Steht das Profil mit seiner Tangente senkrecht zur Strömung, beträgt der Anströmwinkel 0°. Die an die Kreisbogenskelettlinie angelegte Tangente zeigt, dass der Anströmwinkel 14,5° (hier -14,5°) beträgt. Dieser Winkel muss gemäß beschriebener Definition zur Auslegung berücksichtigt werden.

Gemäß Gleichung (3-2) ergibt sich ein Staffelungswinkel (mit dem Anströmwinkel $\beta = 14,5^{\circ}$ und dem Anstellwinkel $\alpha_{Spitze} = 7^{\circ}$) von 21,5 ° für den Blattspitzenbereich. Ausgehend von der Blattspitze zur Blattwurzel erhöht sich der Anstellwinkel in Abhängigkeit der Umfangsgeschwindigkeit. Der Anstellwinkel α_{Nabe} wird über das Geschwindigkeitsdreieck am Eintritt des Profils berechnet. In Abbildung 3-7 ist ein beispielhaftes Tragflügelprofil mit seinen theoretischen Geschwindigkeitsdreiecken am Ein- und Austritt dargestellt.



Abbildung 3-7: Geschwindigkeitsdreiecke an einem Blattprofil eines Axialventilators [21]

Zur Berechnung des Anstellwinkels α_{Nabe} im Nabenbereich muss die Strömungsgeschwindigkeit bekannt sein. Diese berechnet sich aus dem Anstellwinkel und der Umfangsgeschwindigkeit des Blattspitzenbereichs. Die Anströmung erfolgt drallfrei, weshalb $c_1 = c_{1x}$ gilt. Die Umfangsgeschwindigkeit $u_{1,Spitze}$ im Blattspitzenbereich errechnet sich gemäß Gleichung (3-3)

$$u_{1,Spitze} = \pi \cdot n \cdot d, \tag{3-3}$$

wobei die Drehzahl $n = \frac{2.000 \frac{1}{min}}{60 \frac{s}{min}} = 33,33 \frac{1}{s}$ und der Durchmesser d = 0,394 m betragen.

Die Umfangsgeschwindigkeit beträgt gemäß Gleichung (3-3)

$$u_{1,Spitze} = \pi \cdot 33,33 \frac{1}{s} \cdot 0,394 m = 41,26 \frac{m}{s}.$$

Unter der Verwendung von Winkelfunktionen und des Satzes des Pythagoras ergibt sich nach Gleichung (3-4)

$$c_{1} = \sqrt{-\left(u_{1,Spitze}^{2}\right) + \left(\frac{u_{1,Spitze}}{\sin(90 - \alpha_{Spitze})}\right)^{2}}$$

$$c_{1} = \sqrt{-\left(41,26\frac{m}{s}\right)^{2} + \left(\frac{41,26\frac{m}{s}}{\sin(90 - 7)}\right)^{2}}$$
(3-4)

eine Strömungsgeschwindigkeit von $c_1 = 5,1 \frac{m}{s}$, bei einem Anstellwinkel von 7°.

Der Anstellwinkel α_{Nabe} im Nabenbereich ergibt sich aus der Strömungsgeschwindigkeit und der Umfangsgeschwindigkeit. Mit einem Durchmesser $d_{Nabe} = 0,2 m$ errechnet sich gemäß Gleichung (3-3) eine Umfangsgeschwindigkeit von $u_{1,Nabe} = 20,94 \frac{m}{s}$. Unter erneuter Anwendung der Winkelfunktionen und des Satzes des Pythagoras errechnet sich der Anstellwinkel α für den Nabenbereich gemäß Gleichung (3-5).

$$\alpha = 90 - \sin^{-1} \left(\frac{u_{1,Nabe}}{\sqrt{u_{1,Nabe}^2 + c_1^2}} \right)$$
(3-5)

$$\alpha = 90 - \sin^{-1} \left(\frac{20,94 \frac{m}{s}}{(\sqrt{20,94^2 + 5,1^2}) \frac{m}{s}} \right) = 13,7^{\circ}$$

Für eine schaufelkongruente Anströmung besitzt das Blatt unter Berücksichtigung des Anströmwinkels von 14,5 ° einen Staffelungswinkel zwischen 21,5 ° (Blattspitze) und 28,3 ° (Blattwurzel). Für den Fall eines über den Spann konstanten Anstellwinkels wurde der Staffelungswinkel auf halbem Spann (r = 0,15 m) auf 24,3 ° festgelegt. Eine schaufelkongruente Anströmung wird somit nur in der Blattmitte erreicht. Die Blattwurzel wird bei dieser Auslegung entlastet, die Blattspitze wird stärker belastet.

Da der Anstellwinkel der Blätter nicht linear über den Umfang variiert, wurden die Anstellwinkel in 1 mm Schritten (100 Schnitte) zwischen Nabe und Blattspitze berechnet. Anschließend wurden die Ergebnisse des Anstellwinkels über den Spann in einem Diagramm aufgetragen und eine Regressionsfunktion höherer Ordnung erstellt. Das Bestimmtheitsmaß von 0,999 bestätigte die Genauigkeit der Regressionsfunktion, welche die Verdrehung der Blätter bestimmt.

3.5 Geometrien der untersuchten Blätter

Die Geometrien der Blätter umfassen Änderungen in der Verdrehung über den Spann zur schaufelkongruenten Anströmung, Krümmung in Umfangsrichtung und Änderungen der geraden Vorderkante zu einer sinusförmigen Vorderkante (Serrations).

Die Parameter der Serrations sind durch ihre Amplitude (A_{Serr}) und ihre Wellenlänge (λ) definiert. In Abbildung 3-8 ist ein Blatt mit mittlerer Amplitude und mittlerer Wellenlänge der Serrations dargestellt.



Die Amplitude einer Serration ist als Spitze-Tal-Wert definiert, während die Wellenlänge als Abstand zwischen zwei Spitzen definiert ist. Insgesamt werden fünf verschiedene Konfigurationen der Serrations untersucht. Die maximale Amplitude und Wellenlänge der Serrations entspricht etwa einem Drittel der Sehnenlänge des Blattes. Tabelle 3-2 fasst alle Konfigurationen der Serrations zusammen.

#	Amplitude	Wellenlänge	λ/A-Verhältnis	Bezeichnung
[-]	[A _{Serr}]	[λ]	[-]	[-]
0	-	-	Base	
1	14	4	4 0,3	
2	22	13	0,6	Α22λ13
3	14	13	0,9	Α14λ13
4	14	22	1,6	Α14λ22
5	6	13	2,2	Α6λ13

Tabelle 3-2: Untersuchte Parameter der Amplitude (Aserr) und Wellenlänge (λ) der Serrations

In Abbildung 3-9 sind alle untersuchten Konfigurationen der Serrations grafisch in einem Diagramm dargestellt. Ausgehend von einer mittleren Amplitude und mittleren Wellenlänge (Abbildung 3-9, Mitte) werden die Amplitude vertikal und die Wellenlänge horizontal variiert.



Abbildung 3-9: Variationen der Parameter Amplitude (Aserr) und Wellenlänge (λ) der Serrations

Die Serrations werden bei der Modellierung aus dem Blatt herausgeschnitten (maximale Sehnenlänge = konstant), was eine Reduzierung der Blattoberfläche als Funktion der Amplitude und der aerodynamischen Leistung bewirkt. Welche Auswirkungen dies bzgl. der aerodynamischen Eigenschaften hat, wird ab Kapitel 5 erläutert.

Insgesamt gibt es drei verschiedene Messreihen, in denen alle Serrations untersucht werden. Die erste Messreihe beinhaltet Blätter mit konstanten Anstellwinkeln. In der zweiten Messreihe werden diese zur schaufelkongruenten Anströmung über den Spann ausgelegt und in der dritten Messreihe werden die Blätter (in Drehrichtung) vorwärtsgekrümmt. In der Theorie sind Axialventilatoren mit vorwärtsgekrümmten Blättern leiser und besitzen einen erweiterten Betriebsbereich [4]. Durch die Vorwärtskrümmung der Blätter eines Axialventilators wird jedoch die Totaldruckerhöhung Δp_t reduziert [22, 23]. Da die Oberfläche der Blätter ausschlaggebend für die Totaldruckerhöhung ist, wird die Oberfläche der vorwärtsgekrümmten Blätter gemäß des in Gleichung (3-6) berechneten Faktors innerhalb der Klammer vergrößert, um der Reduzierung der Totaldruckerhöhung entgegenzuwirken. Das Ziel ist, die vorwärtsgekrümmten Blätter bei gleicher aerodynamischer Leistung zu vergleichen.

$$\Delta p_{t,1} = \Delta p_{t,0} \cdot \left(\frac{1}{(\cos\delta)^{0.62}}\right) \tag{3-6}$$

In der Berechnung spiegelt $\Delta p_{t,0}$ die Totaldruckerhöhung der nicht gekrümmten Blätter wider, während $\Delta p_{t,1}$ die korrigierte Totaldruckerhöhung der vorwärtsgekrümmten Blätter darstellt. Der Winkel der Krümmung beträgt für die gekrümmten Blätter $\delta = 35^{\circ}$. Diese Berechnung gilt nur für Blätter, deren Vorderkante sich entlang den Spanns konstant ausbildet (($\delta \neq f(r)$, keine Sichelung).

$$\Delta p_{t,1} = \Delta p_{t,0} \cdot \left(\frac{1}{(\cos 35)^{0,62}}\right)$$
$$\Delta p_{t,1} = \Delta p_{t,0} \cdot 1,13$$

Die Oberfläche der vorwärtsgekrümmten Blätter wird gemäß Gleichung (3-6) um etwa 13 % vergrößert.

3.6 3D CAD Modellierung und Fertigung der Blätter

Die Modellierung erfolgte mittels der Software "PTC Creo Parametric 3.0". Nach der Erstellung des gewünschten Blattes wurden die Modelle in eine STL-Datei (Surface Tessellation Language) überführt und per Rapid Prototyping gefertigt. In Abbildung 3-10 und Abbildung 3-11 sind die fertiggestellten Axialventilatoren mit Blättern der Baseline und Serrations dargestellt.



Abbildung 3-10: Fertig gedruckter Ventilator mit Blättern der Baseline (links) und Serrations (rechts)



Abbildung 3-11: Fertig gedruckter Ventilator mit vorwärtsgekrümmten Blättern der Baseline (links) und Serrations (rechts)

Die Blätter werden bei der Fertigung aus einzelnen Schichten eines Flüssigharzes aufgebaut, das durch das Licht eines speziellen Lasers erstarrt. Nach Fertigstellung und der anschließenden Reinigung härtet das Material unter UV-Licht vollständig aus. Durch diese Technologie ist eine kleinste Schichtdicke von 0,05 mm realisierbar, wodurch eine sehr feine Oberfläche entsteht, welche für die hier angestellten Untersuchungen erforderlich ist. Aufgrund von Verformungen während des Testbetriebs wurden nur die Baseline und die abgebildete Serration aus Abbildung 3-11 der vorwärtsgekrümmten Blätter gedruckt.

Alle Dateien der gefertigten Blätter sind digital beigelegt.

4 Experimentelle Untersuchung

4.1 Rohrprüfstand gemäß DIN ISO 5136 und DIN ISO 5801

Die experimentelle Untersuchung erfolgt in einem Rohrprüfstand in Anlehnung an DIN ISO 5136 und DIN ISO 5801 und erlaubt die simultane Erfassung von akustischen und aerodynamischen Parametern. In Abbildung 4-1 ist der Rohrprüfstand schematisch dargestellt.



Abbildung 4-1: Aufbau des Rohrprüfstandes gemäß DIN ISO 5136 und DIN ISO 5801 [24]

Beginnend auf der linken Seite verfügt der Rohrprüfstand über eine Einlaufdüse für ein beruhigtes Einströmen der Luft. Daran angeschlossen ist ein Schalldämpfer zur Dämpfung der Ansauggeräusche und Rückreflexionen des Rotors. Unmittelbar danach wird die Luftgeschwindigkeit zur Berechnung des Volumenstromes über ein Prandtl'sches Staurohr gemessen. Die akustische Messwerterfassung erfolgt saug- und druckseitig über ein Mikrofonarray mit je drei äquidistant über den Umfang verteilten, wandbündig installierten 1/4" Kondensatormikrofonen. Zusätzlich ist druckseitig ein Mikrofon mit Turbulenzschirm (Schlitzrohrsonde gemäß DIN ISO 5136) verbaut. Kalibriert wurden die Mikrofone mit einem 94 dB/ 1000 Hz Klasse 1 Kalibrator. Die statische Druckdifferenz wird je über eine Druckringleitung mit sechs über den Umfang gleich verteilten Bohrungen saugund druckseitig gemessen. Die Drehzahlbestimmung erfolgt über einen Drei-Achs-Beschleunigungsaufnehmer an der Aufhängung des Ventilators. Dahinter ist ein sternförmiger Strömungsgleichrichter gemäß DIN ISO 5801 eingebaut, um den Drall in Druckenergie umzuwandeln. Druckseitig ist der Rohrprüfstand mit einem reflexionsarmen Abschluss ausgestattet. Dieser verhindert effektiv einen Einfluss von am Rohrende durch den Impedanzsprung reflektierter Schallwellen. An diesen ist eine stufenlos verfahrbare Drossel zur Simulation verschiedener Lastzustände angeschlossen.

14 verschiedene Variationen der Blätter bei je sieben Drosselzuständen und sechs unterschiedlichen Turbulenzgraden, erzielen einen Messumfang von 588 Messungen. Die stationären Messungen erfolgen mittels computerunterstützter Messdatenerfassung. Die Messwerte der Mikrofone werden mit einer Abtastrate von SR = 44.100 Hz und einer Blockgröße von BS = 32.768 aufgenommen. Durch diese Einstellungen können die Ergebnisse spektral mit einer Frequenzauflösung von $\Delta f = 1,3$ Hz bei einer Grenzfrequenz von 17 kHz analysiert werden. Zur Analyse werden die Signale einer Fast Fourier Transformation mit einem Hanning-Fenster und einem Overlap von 66 % unterzogen. Anschließend werden die Spektren 300 mal gemittelt und gespeichert. Die gemittelten Summenpegel der je drei Mikrofone werden gemäß DIN ISO 5136 bis zu einem Frequenzbereich von 10 kHz analysiert. Neben der durch die Norm festgelegte untere Grenze von 50 Hz wird der Frequenzbereich bis auf 10 Hz erweitert, um auch die erste Drehzahlordnung (etwa 33 Hz) analysieren zu können.

4.2 Erzeugung hochturbulenter Zuströmbedingungen

Wie bereits einleitend beschrieben, werden die unterschiedlichen Konfigurationen der Blätter unter hochturbulenten Zuströmbedingungen untersucht. Diese werden innerhalb des Rohres durch austauschbare Gitter (Abbildung 4-2) erzeugt, die je einen anderen Turbulenzgrad besitzen.



Abbildung 4-2: Fünf austauschbare Gitter mit variabler Maschenweite H_{Mesh} und Strebendicke d_{Bar} zur Erzeugung verschiedener Turbulenzgrade [24, 25].

4.2.1 Definition Turbulenzgrad und Isotropie

Der Turbulenzgrad T_U dient zur Charakterisierung turbulenter Strömungen [26] und ist gemäß Gleichung (4-1) mit dem zeitlich gemittelten Quadrat der Schwankungsgröße $\sqrt{\overline{u'^2}}$ und der zeitlich gemittelten Strömungsgeschwindigkeit \overline{u} definiert als:

$$T_U = \frac{\sqrt{\overline{u'^2}}}{\overline{u}} \tag{4-1}$$

Diese Definition gilt in Hauptströmungsrichtung x für die Geschwindigkeitskomponente u. Die Auslegung der verwendeten Gitter basiert auf den Erkenntnissen einer Studie von E. M. Laws et al. [25], in der beschrieben wird, dass ein konstantes Verhältnis zwischen Maschenweite (H_{Mesh}) und Strebendicke (d_{Bar}) H_{Mesh}/d_{Bar}= 5 vorteilhaft ist, um einen Turbulenzgrad mit hohem isotropen Charakter zu erzeugen. Durch einen hohen isotropen Charakter gilt, dass der Turbulenzgrad in alle Strömungsrichtungen konstant ist. Dies ist wichtig, da die turbulente Strömung auf die Blätter des Ventilators in Umfangsrichtung anstatt in Hauptströmungsrichtung auftreffen.

4.2.2 Eigenschaften der Turbulenzgitter

Die in Abbildung 4-2 dargestellten Gitter besitzen einen Durchmesser von 400 mm und werden innerhalb des Rohres in einem Abstand von 300 mm vor dem Axialventilator variiert. Tabelle 4-1 fasst die Eigenschaften der Gitter zusammen.

Gitter	U Mean	Tu Mean	σ Mean	d _{Bar}	H Mesh	H/d
[]	[m·s ⁻¹]	[]	[m·s ⁻¹]	[mm]	[mm]	[]
G ₀₀	13,32	0,026	0,35	-	-	-
G01	11,27	0,121	1,36	20	100	5
G ₀₂	11,97	0,097	1,15	16	80	5
G ₀₃	11,77	0,078	0,90	12	60	5
G ₀₄	11,58	0,059	0,67	8	40	5
G ₀₅	12,19	0,037	0,43	4	20	5

Tabelle 4-1: Kenndaten der verwendeten Gitter, gemittelt über den Rohrradius $r = \pm 0.15$ m [24]

4.2.3 Erzeugte Zuströmbedingungen

Die durch die Gitter beeinflussten Zuströmbedingungen wurden in einer Vorstudie mit Hilfe eines rotierenden Kanals (Drehkanal) und eines 1D Hitzdrahtanemometers (longitudinale Komponente der Geschwindigkeitsfluktuationen) innerhalb der Rohrstecke untersucht. In einem Abstand von 300 mm und bei konstanter Drehzahl wurden Strömungsund Turbulenzprofile erstellt (Abbildung 4-3) [24].



Abbildung 4-3: Geschwindigkeits- (links) und Turbulenzprofile (rechts) der Zuströmung exemplarisch mit Gitter 3 und ohne Gitter innerhalb des Rohres [24]

Die Strömungs- und Turbulenzprofile ohne Gitter (je oben in der Abbildung) zeigen ein gleichmäßiges Strömungs- und Turbulenzprofil in einem Radius von ca. 150 mm. Mit steigendem Radius in Rohrwandnähe, zeigen sich vermehrt Einflüsse der Grenzschicht, welche die gleichmäßige Strömung beeinflussen. Um repräsentative Werte zu erhalten, wurden die Daten über den Radius von 150 mm gemittelt, sodass Einflüsse durch die Grenzschicht vermieden werden. Bei Betrachtung der Profile für Gitter 3 (je unten in der Abbildung 4-3) wird deutlich, dass die Gitter für gleichmäßigere Zuströmbedingungen sorgen. Hier sind die Strömungs- und Turbulenzprofile über den gesamten Radius gleichmäßig ausgebildet.

5 Analyse der Ventilatorblätter mit konstantem Anstellwinkel

Die Blätter des Axialventilators mit konstantem Anstellwinkel werden wie in Kapitel 3.4 beschrieben, auf halben Spann schaufelkongruent angeströmt. Zur Blattwurzel werden sie entlastet und im Blattspitzenbereich stärker belastet. Der Unterschied zwischen diesem Design und einer schaufelkongruenten Anströmung liegt bei etwa -3,5 ° im Nabenbereich und +3,5 ° im Blattspitzenbereich. Unterschiede der aerodynamischen Charakteristik und des Schalldruckpegels werden in Kapitel 6 diskutiert. In den folgenden Abbildungen werden die Ergebnisse des Wirkungsgrades oder des Schalldruckpegels als Kennlinien über die Lieferzahl ϕ dargestellt. Zur Generierung der Kennlinien wurden sieben Messpunkte bei unterschiedlichen Drosselzuständen aufgezeichnet. Diese Messpunkte der verschiedenen Konfigurationen besitzen nicht die gleiche Lieferzahl für jeden der sieben Punkte, jedoch werden im Folgenden die Ergebnisse eines jeden Drosselzustandes miteinander verglichen. Des Weiteren wird von einem Auslegungspunkt gesprochen, der theoretisch nur auf die Baseline zutrifft. Da die Messungen zeigen werden, dass sich die Maxima der Wirkungsgrade der Serrations um diesen Punkt befinden, bezieht sich der Auslegungspunkt auf alle untersuchten Konfigurationen.

Die Ergebnisse werden neben dem Schalldruckpegel - wie teilweise bereits erwähnt - in den dimensionslosen Größen Lieferzahl ϕ , Druckzahl ψ und Wirkungsgrad η_{System} beschrieben und zunächst definiert. Die Lieferzahl ϕ ist gemäß Gleichung (5-1) die dimensionslose Kennzahl des Volumenstromes:

$$\phi = \frac{\dot{V}}{A \cdot U} = \frac{4 \cdot \dot{V}}{\pi \cdot D_{rep}^2 \cdot \pi \cdot D \cdot n}$$
(5-1)

Dabei ist:

V = Volumenstrom
A = Oberfläche eines Blattes des Ventilators
U = Umfangsgeschwindigkeit des Ventilators
D = Durchmesser des Ventilators
D_{rep} = Repräsentativer Durchmesser
n = Drehzahl

Die Oberfläche eines Blattes wird durch den repräsentativen Durchmesser D_{rep} ausgedrückt. Dieser berücksichtigt die verringerte Oberfläche, die durch das Herausschneiden der Serrations resultiert. Zur Berechnung des repräsentativen Durchmessers wird die Geometrie des Blattes als rechteckig angenommen. Die Oberfläche der Unterseite der Baseline von 7246,33 mm² wird durch die Länge des Spanns (97 mm) dividiert. Als Ergebnis resultiert eine Sehnenlänge von 74,70 mm. Die Oberfläche der Serration A14 λ 13 (6528,75 mm²) wird anschließend durch die Sehnenlänge dividiert, wodurch sich der (reduzierte) Spann der Serration von 87,39 mm ergibt. Der repräsentative Durchmesser ist die Summe aus dem Durchmesser der Nabe (200 mm) und dem zweifachen des (reduzierten) Spanns. Der repräsentative Durchmesser beträgt 375 mm für die Serration A14 λ 13. Die untersuchten Konfigurationen besitzen teilweise unterschiedliche repräsentative Durchmesser. Sie sind dem Anhang beigefügt. In der gesamten Analyse der folgenden Kapitel 5, 6 und 7 werden die Lieferzahlen der untersuchten Konfigurationen wenn nicht anders erwähnt - mit ihrer angepassten Oberfläche dargestellt.

Die Druckzahl ψ wird gemäß Gleichung (5-2) mit der Druckdifferenz Δp und der Dichte der Luft ρ berechnet.

$$\psi = \frac{2 \cdot \Delta p}{\rho \cdot U^2} \tag{5-2}$$

Der Systemwirkungsgrad η_{System} wird gemäß Gleichung (5-3) mit dem Volumenstrom \dot{V} , der Druckdifferenz Δp und der elektrischen Leistung P_{el} berechnet. Die Effizienz des Elektromotors wird dabei nicht berücksichtigt.

$$\eta_{System} = \frac{\dot{V} \cdot \Delta p}{P_{el}} \tag{5-3}$$

5.1 Ergebnisse der Aerodynamik

Wie bereits in Kapitel 3.4 beschrieben, wurden die Serrations aus den Blättern herausgeschnitten. Dadurch verringert sich in Abhängigkeit der Amplitude der Serration die Oberfläche der Blätter, was zu einer Reduzierung der aerodynamischen Leistung führt. In Abbildung 5-1 ist die Druckzahl der Baseline und der Serration mit mittlerer Amplitude und mittlerer Wellenlänge (A14 λ 13) über die Lieferzahl aufgetragen. Die verringerte Oberfläche durch die Serration wird in dieser Abbildung nicht berücksichtigt.



Abbildung 5-1: Aerodynamische Charakteristik der Baseline und der Serration A14λ13 bei drei unterschiedlichen Drehzahlen und angenommener gleicher Oberfläche der Blätter für Gitter 3

Es sind deutliche Unterschiede zwischen den Kennlinien der Baseline und denen der Serration zu erkennen. Zu begründen ist dies durch die reduzierte Oberfläche der Serration. Werden die Kennlinien mit angepasster Oberfläche mit den Kennlinien der Baseline verglichen (Abbildung 5-2), wird deutlich, dass alle Kennlinien einen nahezu gleichen Verlauf zeigen. Lediglich im Bereich geringer Lieferzahlen erreicht die Serration etwas geringere Druckzahlen.





Die aus den Abbildungen erlangte Erkenntnis zeigt, dass Blätter mit Serrations mit Blättern ohne Serrations aerodynamisch verglichen werden können und keine gänzlich andere Strömungsmaschine durch Verwendung von Serrations entsteht.



Abbildung 5-3 zeigt die aerodynamische Charakteristik aller untersuchten Serrations und der Baseline mit konstantem Anstellwinkel beispielhaft bei Gitter 1 ($T_U = 12,1$ %).

Abbildung 5-3: Aerodynamische Charakteristik der untersuchten Serrations im Vergleich zur Baseline für Gitter 1 (T_U = 12,1 %)

Das Diagramm in Abbildung 5-3 zeigt einen gemäß [4] und [27] sehr ähnlichen Verlauf der Kennlinien für Axialventilatoren. Rechts im Diagramm beginnend bei hohen Lieferzahlen und geringen Druckzahlen (ungedrosselter Zustand) steigt die Druckzahl bei sinkender Lieferzahl durch zunehmende Drosselung. Bis zu dem Bereich der Lieferzahl von $\phi = 0.17$ (Auslegungspunkt) entspricht die Kennlinie der Primärcharakteristik, die durch den stabilen Nominalfall beschrieben wird [28]. Weitere Drosselung bewirkt eine stärker verringerte Strömungsgeschwindigkeit, sodass es aufgrund des hohen Anstellwinkels zu Strömungsablösungen auf der Oberseite der Blätter kommt [27]. Besonders der nicht schaufelkongruente Anstellwinkel im Blattspitzenbereich sorgt für einen frühzeitigen Abriss der Strömung. Diese Strömungsablösungen kennzeichnen ein Überschreiten der Stabilitätsgrenze, wodurch das Betriebsverhalten als Sekundärcharakteristik beschrieben wird [28], im Diagramm ab $\phi < 0.17$ zu beobachten. Im weiteren Verlauf nimmt die Kennlinie die Tertiärcharakteristik an, in der es zunächst zu vereinzelt rotierenden Strömungsablösungen ("part-span stall") und bei weiterer Drosselung zu vollständigen rotierenden Strömungsablösungen ("full-span stall") kommt. In dieser Phase kommt es zu lokalen Aufstauungen in den betroffenen Kanälen zwischen den Blättern, wodurch die Strömung seitlich abgelenkt wird. Das Ablenken der Strömung bewirkt bei der nachfolgenden Schaufel einen vollständigen Abriss der Strömung, während die Strömung an der Schaufel vor dem Staugebiet durch einen abnehmenden Anstellwinkel - bedingt durch die lokale zunehmende Strömungsgeschwindigkeit - wieder zum Anliegen gebracht wird [27]. Zu sehen ist dies ab der Lieferzahl von $\phi = 0.14$.

Es ist sehr gut zu erkennen, dass sich die Kennlinien der Serrations bis zum Stall-Bereich mit der Kennlinie der Baseline decken. Lediglich ab dem Bereich des Stalls zu niedrigeren Lieferzahlen hin besitzen die Serrations teilweise deutlich geringere Druckzahlen (Abbildung 5-3, A14 λ 4, A14 λ 13 und A22 λ 13). In Bezug auf die Baseline zeigen die Konfigurationen A6 λ 13 und A14 λ 22 eine ähnlich hohe aerodynamische Charakteristik im Bereich höherer Druckzahlen. Anhand der Drosselkennlinien wird deutlich, dass die aerodynamische Charakteristik mit dem Verhältnis aus Wellenlänge zu Amplitude (λ /A) skaliert. Mit sinkendem λ /A-Verhältnis, reduzieren sich auch die Druckzahlen nach dem Stall-Bereich. Da dieser Ventilator ab dem Stall-Bereich jedoch nicht wirtschaftlich betrieben wird, ist dies technisch von geringerer Relevanz. Diagramme für andere Turbulenzgrade (Gitter 2-5) zeigten sehr ähnliche Verläufe und Eigenschaften der Serrations in Bezug auf die Baseline. Sie können dem Anhang entnommen werden (Abbildung 11-1 bis Abbildung 11-4). Der aerodynamisch relevante Bereich für Axialventilatoren ist primär der Messpunkt des Auslegungspunktes und sekundär die Messpunkte des Pre- und Post-Stalls, rechts bzw. links neben dem Auslegungspunkt. Der Auslegungspunkt ist der Punkt mit dem höchsten Wirkungsgrad und liegt kurz vor dem Eintritt in den Stall-Bereich. In Abbildung 5-4 sind die Wirkungsgradkennlinien aller untersuchten Serrations und der Baseline gezeigt.



im Vergleich zur Baseline für Gitter 1 (Tu = 12,1 %)

Die Wirkungsgradkennlinien zeigen einen ähnlichen Verlauf wie sie auch in der Literatur zu finden sind. Das Diagramm aus Abbildung 5-4 zeigt den Auslegungspunkt bei $\phi = 0,17$ mit dem höchsten Wirkungsgrad. In Bezug auf das Diagramm in Abbildung 5-3 liegt der Auslegungspunkt wie beschrieben kurz vor dem Eintritt in den Stall-Bereich. Im Bereich höherer Lieferzahlen steigt der Wirkungsgrad zum Auslegungspunkt an, während nach diesem ein abnehmender Wirkungsgrad zu beobachten ist. Die Kennlinien der verschiedenen Serrations decken sich mit dem Wirkungsgrad der Baseline bzw. weichen nur teilweise leicht von diesem ab. Die Konfiguration A14 λ 22 besitzt den größten Wirkungsgrad von ca. 40 %. Da jedoch nicht alle Blätter bei gleicher Lieferzahl gemessen wurden, können auch andere Kennlinien ein größeres Maximum besitzen als hier dargestellt. Eine feinere Auflösung durch kürzere Abstände des Drosselzustandes hätte hier Abhilfe geschaffen, gleichzeitig jedoch in Abhängigkeit der Auflösung ein Vielfaches des Messaufwandes ergeben. Die vorherige Aussage, dass dieser Axialventilator nach dem Stall-Bereich nicht wirtschaftlich betrieben wird, kann anhand Abbildung 5-4 bestätigt werden. Der Wirkungsgrad nimmt in Richtung geringer Lieferzahlen stark ab.

Die Ergebnisse der Untersuchung zeigen, dass nicht jedes Maximum einer Wirkungsgradkennlinie vor dem Stall-Bereich liegt. Zur Veranschaulichung sind in Abbildung 5-5 die Maxima der untersuchten Wirkungsgradkennlinien aller untersuchten Serrations für Gitter 1-5 dargestellt.



alle Gitter und gerade Blätter

Es ist deutlich zu erkennen, dass sich die meisten Maxima der Wirkungsgrade im Bereich des angesprochenen Auslegungspunktes zwischen $\phi = 0,16 - 0,18$ befinden. Neben diesen liegen drei Maxima der Wirkungsgrade außerhalb des üblichen Bereichs der Lieferzahlen. Die Abweichung dieser Wirkungsgrade zu den Wirkungsgraden im Bereich zwischen $\phi = 0,16 - 0,18$ beträgt jedoch nur <1,5 %, sodass im Folgenden von einem Auslegungspunkt gesprochen wird, der zwischen $\phi = 0,16 - 0,18$ und vor dem Stalleintritt liegt.

In Bezug auf den Auslegungspunkt sind in Abbildung 5-6 die Differenzen der Wirkungsgrade der untersuchten Serrations im Vergleich zur Baseline im Auslegungspunkt für alle Turbulenzgrade dargestellt.





Die Grafik zeigt, dass Serrations sowohl eine Steigung als auch eine Senkung des Wirkungsgrades bewirken können. Die Änderungen des Wirkungsgrades in Bezug zur Baseline reichen von -3,2 % bis zu +3,6 %. Ergebnisse, die eine Differenz von ± 1 % besitzen, werden als konstant angesehen. Mehr als zwei Drittel der untersuchten Serrations besitzen einen gleichbleibenden oder besseren Wirkungsgrad im Auslegungspunkt.

Die Konfiguration A14 λ 22 ist besonders zu erwähnen, da diese bei jedem Turbulenzgrad einen gleichbleibenden oder besseren Wirkungsgrad erzielt. Neben diesen Erkenntnissen besitzt die Serration A22 λ 13 den größten Abfall des Wirkungsgrades von 3,2 % für den Turbulenzgrad des Gitters 4 (T_U = 5,9 %), während die Serration A14 λ 13 die größte Steigerung von 3,6 % bei Gitter 2 (T_U = 9,7 %) erzielt. Werden die Ergebnisse aus der Sicht der einzelnen Gitter betrachtet, fällt auf, dass die Wirkungsgrade für Gitter 2 (T_U = 9,7 %) gefolgt von Gitter 5 (T_U = 3,7 %) den besten positiven Einfluss auf die Effizienz haben. Bei diesen Gittern bleibt die Effizienz der Serration konstant oder wird verbessert.

In Abbildung 5-7 sind die Differenzen der Wirkungsgrade aller Serrations in Bezug auf die Baseline für den Auslegungspunkt sowie den Pre- und Post-Stall Bereich für alle Turbulenzgrade dargestellt.



Abbildung 5-7: Differenz der Wirkungsgrade der untersuchten Serrations im Vergleich zur Baseline für alle Gitter im Auslegungspunkt, Pre- und Post-Stall-Bereich

Die Grafik dient zur Verdeutlichung, wenn eine Konfiguration nicht im Auslegungspunkt betrieben wird. Gemäß einleitender Definition ist der Auslegungspunkt der Baseline bei der Lieferzahl des höchsten Wirkungsgrades. Die Serrations besitzen im gleichen Drosselzustand ihren höchsten Wirkungsgrad, sodass bei diesem Messpunkt auch vom Auslegungspunkt gesprochen wird.

Je rechts eines Auslegungspunktes ist der Pre-Stall-Messpunkt und links der Post-Stall-Messpunkt aufgetragen. Die Betriebspunkte höherer Lieferzahlen (Pre-Stall) bewirken überwiegend Senkungen der Effizienz. Diese Differenzen liegen jedoch weitestgehend bei etwa 2 % in Bezug auf den Auslegungspunkt. Eine Ausnahme verzeichnet eine Abnahme von ca. 5 % (A14 λ 13, Gitter 2). Manche wenige Ausnahmen profitieren auch von diesem Betriebszustand, besonders bei Verwendung von Gitter 4 und 5 (A14 λ 13, A14 λ 22 in Abbildung 5-7). Im Post-Stall-Bereich kommt es hingegen teilweise zu sehr starken Differenzen. Die Serrations A14 λ 4, A14 λ 13 und A22 λ 13 verzeichnen die stärksten Abnahmen von bis zu 7,2 % (A14 λ 4, Gitter 5). Diese Konfigurationen besitzen im Vergleich zu den anderen beiden Serrations ein niedriges λ /A-Verhältnis. Da Ventilatoren für einen bestimmten Betriebspunkt ausgelegt sind und in diesem überwiegend betrieben werden, sollte das Hauptaugenmerk auf den Auslegungspunkt gerichtet sein. Etwa drei Viertel der Messpunkte besitzen im Auslegungspunkt eine Differenz des Wirkungsgrades von ± 1 % oder besser, was als positiv bewertet werden kann.

5.2 Ergebnisse der Aeroakustik

Die Ergebnisse der aerodynamischen Analyse zeigen, dass Serrations in Bezug auf die Baseline aerodynamisch vergleichbar sind und nicht zwangsläufig eine Reduzierung der Effizienz mit sich bringen. Besonders die Ergebnisse des Auslegungspunktes zeigen, dass Serrations größtenteils die gleiche aerodynamische Charakteristik bei annähernd gleicher Effizienz aufweisen. Welche schallreduzierende Eigenschaften Serrations haben, wird in den nächsten Kapiteln der Analyse der Schalldruckpegel und der Frequenzspektren erläutert.

5.2.1 Analyse der Schalldruckpegel

Abbildung 5-8 zeigt beispielhaft die Kennlinien der Schalldruckpegel aller untersuchten Serrations und der Baseline für Gitter 1 ($T_u = 12,1$ %). Die Ergebnisse der Schalldruckpegel beziehen sich - sofern nicht anders erwähnt - auf die Saugseite des Ventilators.



Abbildung 5-8: Schalldruckpegelkennlinien der untersuchten Serrations im Vergleich zur Baseline für Gitter 1 (T_U = 12,1 %)

Beginnend bei hohen Lieferzahlen zeigt der Verlauf der Baselinekennlinie im Auslegungspunkt einen deutlichen Anstieg des Schalldruckpegels. Bezüglich der Analyse der Ergebnisse der Aerodynamik in Abbildung 5-3 liegt dieser Punkt nur sehr kurz vor der Stabilitätsgrenze, sodass es hier bereits zu lokalen Strömungsablösungen an den Blättern kommt und der Schalldruckpegel ansteigt. Vermutlich ist die Ursache des verfrühten Abrisses auch der zu große Anstellwinkel des Blattspitzenbereichs. Die meisten Serrations besitzen in diesem Messpunkt im Vergleich zum vorherigen Drosselzustand (T₂) einen nahezu unveränderten Schalldruckpegel. Dies ist ein Indiz dafür, dass die Strömung bei Verwendung von Leading Edge Serrations erst bei stärkerer Drosselung bzw. höheren Anstellwinkeln abreißt. Auch der höhere Anstellwinkel des Blattspitzenbereichs deutet aufgrund des nicht angestiegenen Schalldruckpegels in diesem Messpunkt auf keinen Abriss hin. Die Konfiguration A6 λ 13 besitzt zwar in diesem Messpunkt einen geringeren Schalldruckpegel als die Baseline, jedoch scheint die Strömung früher abzureißen als bei den anderen Serrations, da der Schalldruckpegel deutlich höher liegt als bei allen anderen Serrations. Im weiteren Verlauf der Kennlinie (Übergang zur Tertiärcharakteristik, vgl. Kapitel 5.1) legt sich die Strömung teilweise wieder an, wodurch das Geräusch und folglich der Schalldruckpegel wieder gesenkt werden.

Ausgehend von der Kennlinie der Baseline, wird deutlich, dass die Kennlinien der Serrations überwiegend unterhalb des Verlaufs der Baseline liegen, was eine Schallreduzierung über einen breiten Betriebsbereich bedeutet. Lediglich im Bereich $\phi = 0,1$ gibt es Überschneidungen. Auch hier kann - wie im vorherigen Kapitel bereits erwähnt - damit argumentiert werden, dass der Ventilator dort nicht wirtschaftlich betrieben wird und es daher vernachlässigt werden kann. Generell kann gesagt werden, dass Serrations eine signifikante Schallreduktion bewirken. Der Schalldruckpegel wird im Auslegungspunkt des stärksten Turbulenzgrades (Gitter 1) zwischen 2,3 dB und 5,8 dB reduziert. Die stärkste Reduzierung des Schalldruckpegels aller Untersuchungen mit konstantem Anstellwinkel beträgt 8,1 dB bei kleinstem Turbulenzgrad (T_u = 3,7 %) für die Konfiguration A14 λ 4 (vgl. Abbildung 5-9).



Abbildung 5-9: Reduzierung des Schalldruckpegels der untersuchten Serrations im Vergleich zur Baseline für alle Gitter im Auslegungspunkt (T_U = 3,7-12,1 %), links mit Variation der Amplitude, rechts mit Variation der Wellenlänge
In dieser Darstellung ist sehr gut zu erkennen, dass alle Differenzen der Schalldruckpegel positiv sind und es daher zu keiner Erhöhung des Schalldruckpegels durch Serrations im Auslegungspunkt kommt. In der linken Grafik in Abbildung 5-9 zeigt sich eine Abhängigkeit, die eine bessere Reduzierung des Schalldruckpegels bei steigender Amplitude beschreibt. In der rechten Grafik zeigt sich für die Gitter 2 bis 4 eine Abhängigkeit zwischen der Reduzierung des Schalldruckpegels bei steigender Wellenlänge. Für Gitter 1 und 5 kann dies für den Auslegungspunkt nicht beobachtet werden.

In Bezug auf die stärkste Verbesserung des Wirkungsgrads (+3,6 %) der Serration A14 λ 13 im Auslegungspunkt bei Gitter 2 (vgl. Abbildung 5-6), wird der Schalldruckpegel zusätzlich um 3,8 dB reduziert. Im Vergleich dazu reduziert die Konfiguration A22 λ 13 den Schalldruckpegel um etwa 5,2 dB (Gitter 4, T_U = 5,9 %) bei einer Abnahme des Wirkungsgrades von -3,2 %. Diese beispielhaften Ergebnisse sollen nicht die Grenzen des Verhältnisses aus Änderung des Wirkungsgrades und der Schallreduzierung darstellen. Abbildung 5-10 stellt den Zusammenhang zwischen der Änderung des Wirkungsgrades und der Reduzierung des Schalldruckpegels für alle untersuchten Serrations im Auslegungspunkt dar.



Abbildung 5-10: Reduzierung des Schalldruckpegels der untersuchten Serrations im direkten Vergleich zur Änderung der Effizienz für alle Gitter im Auslegungspunkt

Anhand dieser Grafik lässt sich verdeutlichen, dass nicht nur deutlichere Schallreduzierungen bei gesteigertem Wirkungsgrad möglich sind (vgl. A14 λ 4 in Abbildung 5-10), sondern auch, dass es keinen klaren Zusammenhang zwischen Reduzierung des Schalldruckpegels und Änderung der Effizienz gibt. Es wird zwar teilweise beobachtet, dass Schallemissionen reduziert und gleichzeitig die Effizienz gesenkt werden, jedoch sind auch Fälle zu erkennen, wo dies nicht der Fall ist. Als Beispiel kann die Konfiguration A22 λ 13 (grün) diesen Fall bestätigen. Von Gitter 2 zu Gitter 3 steigt die Reduzierung der Schallemissionen und die Effizienz sinkt. Von Gitter 3 zu Gitter 4 nimmt die Reduzierung der Schallemissionen ab, während die Effizienz ebenfalls sinkt. Die Serration A14 λ 4 (gelb) verhält sich gegenläufig und deutet von Gitter 3 über Gitter 4 zu Gitter 5 an, dass es einen Zusammenhang zwischen Reduzierung des Schalldruckpegels und steigender Effizienz gibt. Ob sich also eine Reduzierung des Schalldruckpegels negativ auf den Wirkungsgrad auswirkt, muss in jedem einzelnen Fall gesondert überprüft werden.

Wie in Kapitel 5.1 bereits erwähnt, wird ein Ventilator nicht immer im Auslegungspunkt betrieben. Aus diesem Grund werden auch die Messpunkte des Pre- und Post-Stall Messpunktes aeroakustisch untersucht. In Abbildung 5-11 ist die Reduzierung des Schalldruckpegels zwischen der Baseline und jeder Serration für alle Turbulenzgrade im Pre-Stall-Messpunkt dargestellt. Die Ergebnisse für Gitter 5 ($T_u = 3,7\%$) werden nicht dargestellt. Dies ist auf das Gitter selbst zurückzuführen, da es bei hohen Volumenströmen zu tonalen Effekten kommt und diese den Gesamtschalldruckpegel negativ beeinflussen.



Abbildung 5-11: Reduzierung des Schalldruckpegels der untersuchten Serrations im Vergleich zur Baseline für alle Gitter im Pre-Stall-Messpunkt (T_U = 3,7-12,1 %), links mit Variation der Amplitude, rechts mit Variation der Wellenlänge

In der linken Grafik sind die Differenzen der Schalldruckpegel mit Variation der Amplitude dargestellt. Der Zusammenhang zwischen besserer Schallreduzierung und steigender Amplitude - wie er im Auslegungspunkt beobachtet wurde - kann hier ebenfalls beobachtet werden. Eine verbesserte Schallreduzierung bei steigender Wellenlänge kann in diesem Messpunkt nicht beobachtet werden. Es fällt auf, dass die Reduzierung des Schalldruckpegels im Vergleich zum Auslegungspunkt (Abbildung 5-9) geringer ausfällt. Die Reduzierung liegt im Mittel bei etwa 2 dB. Die maximale Schallreduzierung beträgt 3,0 dB für die Konfiguration A22 λ 13, bei einer Reduzierung des Wirkungsgrades um etwa 4 %. In Abbildung 5-12 werden die Differenzen der Schalldruckpegel im Post-Stall-Messpunkt untersucht. An diesem Punkt herrschen geringere Volumenströme, sodass keine tonalen Effekte bei Gitter 5 auftreten und auch hier der Schalldruckpegel untersucht werden kann.



Abbildung 5-12: Reduzierung des Schalldruckpegels der untersuchten Serrations im Vergleich zur Baseline für alle Gitter im Post-Stall-Messpunkt (T_U = 3,7-12,1 %), links mit Variation der Amplitude, rechts mit Variation der Wellenlänge

In der linken Grafik in Abbildung 5-12 sind die Differenzen der Schallemissionen mit Variation der Amplitude dargestellt. Im Post-Stall-Messpunkt ist im Vergleich zu Auslegungs- und Pre-Stall-Messpunkt kein genereller Zusammenhang zwischen der Änderung der Amplitude und besserer Schallreduzierung zu erkennen. Die Vergrößerung der Wellenlänge bewirkt eine bessere Reduzierung des Schalldruckpegels, wie die rechte Grafik in Abbildung 5-12 zeigt. Die maximale Reduzierung des Schalldruckpegels liegt in diesem Messpunkt bei 5,5 dB für die Konfiguration A14 λ 22 bei gleichbleibendem Wirkungsgrad.

Tabelle 5-1 fasst die prozentualen Änderungen der Wirkungsgrade und die Änderung der Schalldruckpegel bezogen auf die Baseline zusammen. Besonders gute Effekte, aufgrund zum Beispiel einer deutlichen Reduzierung des Schalldruckpegels bei gleichbleibenden oder besseren Wirkungsgraden ($\Delta \ge -1$ %) sind grün markiert. Schlechte Ergebnisse sind rot markiert. Anhand der Ergebnisse wird deutlich, dass die Absicht, den Schalldruckpegel bei gleichbleibender Effizienz zu reduzieren, für gerade Blätter überwiegend erfüllt ist.

	Einheit	G01	G ₀₂	G ₀₃	G ₀₄	G ₀₅
Α14λ4						
∆Wirkungsgrad	[%]	-0,9	-0,1	-3,2	0,2	1,4
Δ SPL	[dB]	5,8	1,5	0,5	4,0	8,1
Α14λ13						
∆Wirkungsgrad	[%]	-1,1	3,6	1,1	-1,6	0,5
ΔSPL	[dB]	5,0	3,8	2,9	4,4	3,0
Α14λ22						
Δ Wirkungsgrad	[%]	1,3	1,8	1,3	0,0	3,4
ΔSPL	[dB]	5,5	5,0	4,0	6,8	5,4
Α6λ13						
Δ Wirkungsgrad	[%]	-2,9	-0,6	-0,7	-2,8	0,8
ΔSPL	[dB]	2,3	1,8	0,8	1,4	1,1
Α22λ13						
∆Wirkungsgrad	[%]	-2,0	2,1	-1,8	-3,2	1,7
ΔSPL	[dB]	6,1	5,1	5,9	5,2	5,6

 Tabelle 5-1: Unterschiede zwischen der Änderung des Wirkungsgrades und des Schalldruckpegels für alle Serrations und Turbulenzgrade im Auslegungspunkt (gerade Blätter)

Zur besseren Analyse der Schallreduzierung werden im folgenden Kapitel Frequenzspektren analysiert, um besser zu verstehen, in welchem Frequenzbereich die Reduzierung des Schalls stattfindet.

5.2.2 Analyse der Frequenzspektren

Bevor auf die Schallreduzierung durch Serrations eingegangen wird, sind in Abbildung 5-13 die Frequenzspektren der Baseline mit (Gitter 1, $T_U = 12,1$ %) und ohne Gitter dargestellt, um die Eigenschaften der hochturbulenten Zuströmung akustisch zu bewerten.



Abbildung 5-13: Unterschied zwischen einer Strömung mit Gitter 1 (T_u = 12,1 %) und ohne Gitter (T_u = 2,6 %) der Baseline im Auslegungspunkt

Es ist ein deutlicher Unterschied zwischen den Frequenzspektren zu erkennen. Die Zunahme des Schalldruckpegels ist deutlich im unteren bis mittleren Frequenzbereich bei Verwendung eines Gitters zu erkennen. Im Frequenzbereich zwischen 300 Hz - 2 kHz wirkt das Spektrum mit Gitter beruhigter als ohne. Das passt zu der Beobachtung aus Kapitel 4.2.3, in dem festgestellt wurde, dass das Gitter - anhand der Abbildung der Strömungs- und Turbulenzprofile - für gleichmäßigere Zuströmbedingungen sorgt. Bei Auswertung der Spektren aller verwendeten Gitter ist eine Abhängigkeit zwischen steigendem Turbulenzgrad ($G_{05} \rightarrow G_{01}$) und Zunahme des Schalldruckpegels zu beobachten (vgl. Abbildung 11-5 im Anhang). In der Einleitung dieser Arbeit wurde erwähnt, dass die abgestrahlten Schallemissionen mit zunehmenden Turbulenzgrad steigen. Jedoch kann hier keine Aussage darüber getroffen werden, inwiefern die Turbulenzgitter selbst Schall durch Wirbelbildung emittieren und somit zum Gesamtschalldruckpegel beitragen. Besonders Gitter 5 erzeugte starke tonale Schallemissionen bei hohen Volumenströmen. Im höheren Frequenzbereich des Spektrums aus Abbildung 5-13 sind kaum noch Unterschiede im Bereich zwischen 2 kHz und 10 kHz festzustellen. Dieser Bereich ist nicht pegeldominant und wird in den folgenden Abbildungen nicht angezeigt. Als Beweis dafür, dass der Bereich zwischen 2 kHz und 10 kHz nicht pegeldominant ist, wurde der Schalldruckpegel für drei verschiedene Serrations im Frequenzbereich zwischen 10 Hz und 10 kHz sowie zwischen 10 Hz und 2 kHz berechnet. Die Differenz ergab eine Abweichung von lediglich 0,15 dB. Alle weiteren Auffälligkeiten im abgebildeten Frequenzspektrum werden in den folgenden Abbildungen erläutert.

In Abbildung 5-14 sind für die Serration A14 λ 13 alle sieben Drosselzustände (T₁ - T₇) bei Gitter 1 (T_U = 12,1 %) dargestellt.



Abbildung 5-14: Frequenzspektren der sieben Drosselzustände der Serration A14 λ 13 für Gitter 1 (T_u = 12,1 %)

Die ersten Drosselzustände T_1 und T_2 (rot und schwarz) zeigen außer der Blattfolgefrequenz (BFF) bei etwa 200 Hz und etwa 400 Hz (1. Harmonische der BFF), die in allen Spektren zu sehen ist, keine Auffälligkeiten. Im Zustand T₃ (Auslegungspunkt, grün) fällt eine Erhöhung des Schalldruckpegels bei ca. 280 Hz auf. Dieser Punkt liegt kurz vor dem Stall-Bereich, an dem sich das Geräusch auch während der Messung hörbar verändert hat. Hier könnten erste Strömungsablösungen aufgrund eines zu großen Anstellwinkels im Blattspitzenbereich die Ursache sein. Dass sich der Drosselzustand T₄ vollständig im Stall-Bereich befindet, beweist das Frequenzspektrum (blau). Es ist ein Anstieg des Schalldruckpegels zwischen 100 - 180 Hz und zwischen 220 - 280 Hz aufgrund von Strömungsablösungen zu erkennen. Letzterer hat sich aus dem Drosselzustand T₃ weiter zu tieferen Frequenzen verschoben. Auch im restlichen Spektrum ist der Schalldruckpegel angestiegen. Dies passt ebenfalls zu den Beobachtungen während der Messung. Das Geräusch und der tieffrequente Anteil nahmen zu. Im Zustand T₅ (orange) hat sich das Geräusch aus dem Frequenzbereich 220 - 280 Hz fast vollständig zu niedrigen Frequenzen verschoben. Der Bereich zwischen 100 - 180 Hz ist weiterhin deutlich erhöht. Der Schalldruckpegel im Bereich bis 40 Hz steigt im Zustand T₅ ebenfalls etwas an. In den Drosselzuständen T₆ (hellblau) und T₇ (pink) liegt die Strömung - wie bereits anhand Abbildung 5-3 erläutert - teilweise wieder an und der Schalldruckpegel nimmt im Bereich bis 40 Hz und zwischen 100 - 180 Hz ab. Auch die Blattfolgefrequenz wird deutlich reduziert.

Neben der Serration A14 λ 13 wurden auch alle Drosselzustände der anderen Serrations für Gitter 1 untersucht. Besonderheiten in den Drosselzuständen T₂ bis T₄ wurden nicht beobachtet. Die Untersuchung aller Drosselzustände für Gitter 2-5 für alle Serrations ergab, dass die größten Unterschiede bis zu einer Frequenz von 300 Hz zu finden sind. Auch hier werden die Drosselzustände T₃ - T₅ am meisten beeinflusst.

Zur detaillierten Analyse der Schallreduzierung zwischen einer Serration und der Baseline sind in Abbildung 5-15 beispielhaft Frequenzspektren im Auslegungspunkt für Gitter 1 dargestellt.



Abbildung 5-15: Frequenzspektrum (logarithmisch) der Serration A14λ13 im Vergleich zur Baseline für Gitter 1 im Auslegungspunkt

Anhand dieser Grafik ist die breitbandige Schallreduzierung im tief- und mittelfrequenten Bereich deutlich zu erkennen. Bei 201,87 Hz ist die erste BFF zu sehen. Die zweite BFF ist bei 402,4 Hz zu erkennen. Auch der Sprung der Cut-On Frequenz bei etwa 503 Hz ist zu sehen. Sie ist die Grenzfrequenz, bei der sich die erste Mode quer zum Rohr ausbildet und das ebene Schallfeld ins diffuse Schallfeld übergeht. Stehen Moden senkrecht im Rohr, befinden sich ihre Druckmaxima an der Rohrinnenwand. Diese Maxima bewirken eine Verstärkung des Schalldruckpegels, da die Mikrofone wandbündig an der Rohrinnenwand installiert sind. Die Grenzfrequenz wird gemäß Gleichung (5-4) berechnet:

$$f_{1,0} = \frac{c_{Schall}}{D_{Rohr}} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{U}{c_{Schall}}\right)^2}$$
(5-4)

In der Berechnung beträgt die Schallgeschwindigkeit $c_{Schall} = 343 \text{ m/s}, D_{Rohr} = 0,4 \text{ m}$ und die Strömungsgeschwindigkeit U = 5,1 m/s, sodass sich eine Grenzfrequenz von

$$f_{1,0} = \frac{343 \ \frac{m}{s}}{0,4 \ m} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{5,1 \ \frac{m}{s}}{343 \ \frac{m}{s}}\right)^2}$$

 $f_{1,0} = 502,36 Hz$ ergibt. Die Abweichung zwischen diesem Ergebnis und des Ergebnisses in Abbildung 5-15 liegt an der nicht exakten Markierung, bedingt durch die Frequenzauflösung von $\Delta f = 1,3$ Hz.

Der Anstieg des Schalldruckpegels im Frequenzbereich von etwa 280 Hz ist auf das vermehrte Geräusch im Auslegungspunkt zurückzuführen. Dies wurde bereits anhand Abbildung 5-14 erläutert.

Bei einer Frequenz von etwa 2.688 Hz fällt ein Peak auf, der bei allen analysierten Serrations auf der Saugseite festgestellt wurde. Die Ursache dafür liegt vermutlich nicht an den Blättern, da sich dort mit großer Wahrscheinlichkeit Änderungen zwischen verschiedenen Blättern gezeigt hätten. Dieser Peak ist vermutlich auf den Prüfstand zurückzuführen. Auf die Drehzahlordnungen (DZO) wird in der nächsten Abbildung Bezug genommen.

In Abbildung 5-16 ist das Frequenzspektrum in linearer Skalierung dargestellt. Durch diese sind Drehzahlordnungen und Blattfolgefrequenzen besser zu erkennen.



Ibbildung 5-16: Frequenzspektrum (linear) der Serration A14A13 im Vergleich zur Baseline f
ür Gitter 1 im Auslegungspunkt

Bei einer Frequenz von 33,65 Hz ist die erste DZO zu erkennen. Diese spiegelt die Drehzahl des Ventilators wider. Die vierte DZO ist bei 134,58 Hz zu sehen. Auch die erste BFF und ihre Harmonischen sind zu erkennen. Die dritte BFF ist grafisch nicht eindeutig zu benennen. Sie liegt im Bereich kurz hinter der Cut-On-Frequenz bei etwa 600 Hz und ist in Abbildung 5-18 markiert. Bei allen anderen Serrations wurde ein ähnliches Verhalten festgestellt.

In Abbildung 5-17 ist die Blattfolgefrequenz der Baseline und der Serration in größerer Ansicht dargestellt. Die Blattfolgefrequenz wird ebenfalls durch die Serration deutlich (2,3 dB) reduziert.



im Vergleich zur Baseline für Gitter 1 im Auslegungspunkt

Im Vergleich zur Saugseite gibt es auf der Druckseite leichte Unterschiede. Anhand der Serration A14 λ 13 wurden in Bezug auf die Baseline bei verschiedenen Gittern Unterschiede im Schalldruckpegel im Mittel von etwa 0,3 dB beobachtet. Werden zwei Mikrofone je eins auf der Saug- und Druckseite spektral untersucht, sind kleine Unterschiede in bestimmten Frequenzbereichen festzustellen. Hier muss jedoch erwähnt werden, dass Schalldruckpegel verglichen werden und die Mikrofone der Druckseite weiter entfernt waren als die auf der Saugseite. Auf die Ergebnisse der Druckseite wird daher nicht weiter eingegangen.

In Abbildung 5-18 sind die Spektren der Saug- und Druckseite der Serration A14 λ 13 im Auslegungspunkt dargestellt.



Abbildung 5-18: Frequenzspektrum der Serration A14λ13 saug- und druckseitig für Gitter 1 im Auslegungspunkt

Auffällig ist hier, dass ab der Cut-On-Frequenz in Abständen von 300 - 330 Hz kurze Frequenzbereiche zu sehen sind, in denen der Schalldruckpegel ansteigt. Eine Ursache dafür kann nicht gefunden werden. Der angesprochene Peak aus Abbildung 5-15 bei einer Frequenz von 2.688 Hz ist auf der Druckseite nicht zu erkennen. Der Effekt tritt wohl ausschließlich auf der Saugseite auf. Wie in Abbildung 5-16 erwähnt, ist die dritte BFF in diesem Spektrum deutlich zu sehen.

Die Ergebnisse der Frequenzspektren für gerade Blätter zeigen, dass Leading Edge Serrations in der Lage sind die Schallemissionen sowohl breitbandig als auch tonal zu reduzieren. Dieser Effekt wurde bereits in anderen Studien herausgestellt und kann an dieser Stelle bestätigt werden.

5.3 Einfluss der Amplitude und der Wellenlänge der Serrations

Neben den bereits genannten Eigenschaften der Serrations, können weitere Effekte bei reiner Betrachtung der Änderung der Amplitude oder der Wellenlänge beobachtet werden. Bei Fokussierung auf die Änderung der Amplitude ist festzustellen, dass die aerodynamische Charakteristik im Auslegungspunkt in etwa gleichbleibt bzw. bei hohen Volumenströmen (geringere Drosselung) etwas verbessert wird (Abbildung 5-19). Hierbei ist zu beachten, dass - wie bereits zu Beginn dieses Kapitels beschrieben - die reduzierte Fläche zur Berechnung der Lieferzahl berücksichtigt wurde.



Abbildung 5-19: Einfluss der Amplitude auf die aerodynamische Charakteristik mit geraden Blättern und Gitter 1 (T_u = 12,1 %)

Abbildung 5-20 stellt den Einfluss der Wellenlänge auf die aerodynamische Charakteristik dar. Durch Vergrößerung der Wellenlänge bzw. mit steigenden λ /A-Verhältnis wird eine Erhöhung der Druckzahl bewirkt. Im Auslegungspunkt und im Pre-Stall-Messpunkt ist nur ein Unterschied zwischen der kürzesten Wellenlänge (4 mm) und der mittleren (13 mm) zu sehen.



Abbildung 5-20: Einfluss der Wellenlänge auf die aerodynamische Charakteristik mit geraden Blättern und Gitter 1 (T_u = 12,1 %)

Eine grafische Erklärung ist in Abbildung 5-21 dargestellt. Bei Betrachtung der grünen Blasen wird deutlich, dass sich unter einem großen Zacken ein höherer Druck aufbauen kann als unter mehreren kleineren Zacken (Abbildung 5-21, links). Die Strömung kann bei einem großen λ /A-Verhältnis leichter abgeleitet werden, sodass kein hoher Druck aufgebaut werden kann.



Abbildung 5-21: Variierung der Wellenlänge bei konstanter Amplitude (links) und Variierung der Amplitude bei konstanter Wellenlänge (rechts)

Abbildung 5-22 zeigt Schalldruckpegelkennlinien bei Änderung der Amplitude. Anhand des Diagramms lässt sich darstellen, dass die Reduzierung des Schalldruckpegels mit steigender Amplitude bzw. mit sinkendem λ /A-Verhältnis wächst. Dieses Verhalten wurde bereits in Kapitel 5.1 anhand eines Messpunktes erläutert.



Abbildung 5-22: Einfluss der Amplitude auf den Schalldruckpegel mit geraden Blättern und Gitter 1 (T_u = 12,1 %)

Auch bei der Änderung der Wellenlänge bei konstanter Amplitude können Effekte beobachtet werden. Mit steigender Wellenlänge bzw. mit steigenden λ /A-Verhältnis verschiebt sich der Eintritt in den Stallbereich in Richtung geringere Lieferzahlen (Abbildung 5-23). Der Schalldruckpegel wird nur sehr gering im Auslegungspunkt beeinflusst. Im Post-Stall-Messpunkt kann ein Zusammenhang zwischen steigender Wellenlänge und reduziertem Schalldruckpegel vermutet werden.



Abbildung 5-23: Einfluss der Wellenlänge auf den Schalldruckpegel mit geraden Blättern und Gitter 1 (T_u = 12,1 %)

6 Analyse der Ventilatorblätter mit schaufelkongruentem Anstellwinkel

In diesem Kapitel werden neben der aerodynamischen und der aeroakustischen Charakteristik auch der Unterschied zwischen Blättern mit über den Spann konstanten und Blättern mit über den Spann schaufelkongruenten Anstellwinkeln (variable Staffelungswinkel) untersucht. Die Ergebnisse werden ebenfalls wie in Kapitel 5 dimensionslos und unter Berücksichtigung der reduzierten Oberfläche der Blätter dargestellt.

6.1 Ergebnisse der Aerodynamik

Ausgehend von der Blattmitte beträgt der Unterschied zwischen den Blättern mit konstantem und schaufelkongruentem Anstellwinkel $\pm 3,5$ °. Durch die im Blattspitzenbereich stärkere Belastung werden höhere Druckzahlen bei hohen Lieferzahlen für gerade Blätter erwartet. Abbildung 6-1 zeigt die aerodynamische Leistung der geraden und verdrehten Blätter für die Baseline und zwei beispielhaften Konfigurationen der Serrations.





Anhand der beiden Kennlinien der Baseline (schwarz) kann kein signifikanter Unterschied zwischen geraden und verdrehten Blättern festgestellt werden, sodass die Erwartung der höheren Druckzahlen bei hohen Lieferzahlen bei geraden Blättern nicht erfüllt wird. Andere Ergebnisse liefert hingegen die Serration A22 λ 13 (grün). Diese Kennlinien unterscheiden sich deutlich im Bereich des Auslegungspunktes sowie im Pre- und PostStall-Bereich. Ob diese Differenz jedoch wirklich durch die schaufelkongruente Anströmung resultiert, kann nicht bestätigt werden, da die Druckzahlen der Serration A14 λ 4 (rot) mit geraden Blättern bei hohen Lieferzahlen nicht größer sind als bei verdrehten Blättern. Diese Eigenschaft erschwert die Argumentation für höhere Druckzahlen bei hohen Lieferzahlen für Blätter mit konstantem Anstellwinkel. Serrations können auch im Vergleich zur Baseline bei geraden Blättern höhere Druckzahlen bei hohen Lieferzahlen erreichen (Abbildung 6-1, BSLN Gerade/A22 λ 13 Gerade). Eine mögliche Begründung dafür könnte sein, dass die geraden Blätter mit zu geringem Anstellwinkel im Nabenbereich durch Querströmungen und möglichen höheren Geschwindigkeiten positiv beeinflusst werden. Zusätzlich muss bedacht werden, dass der Anstellwinkel zur Auslegung der Baseline galt und sich möglicherweise für Serrations geringfügig unterschiedliche Anstellwinkel ergeben würden.

Dennoch liefern die untersuchten Blätter brauchbare Ergebnisse. Abbildung 6-2 zeigt die aerodynamische Charakteristik der Baseline und aller untersuchten Serrations für Gitter 1.



Abbildung 6-2: Aerodynamische Charakteristik der untersuchten Serrations mit verdrehten Blättern im Vergleich zur Baseline für Gitter 1 (T_U = 12,1 %)

Ähnlich wie bei den Blättern mit konstantem Anstellwinkel (Abbildung 5-3) liegen die Kennlinien eng beieinander - was für nahezu gleiche Eigenschaften spricht - und decken die Kennlinie der Baseline. Ab dem Bereich nach dem Auslegungspunkt verlieren die Konfigurationen A14 λ 4 und A22 λ 13 etwas an Leistung, während A6 λ 13 und A14 λ 22 eng an der Kennlinie der Baseline liegen. Die Kennlinie des Zentralpunkts A14 λ 13 bewegt sich zwischen den Kennlinien. Dieses Verhalten kann bei allen Gittern beobachtet werden und bestätigt die Ergebnisse der geraden Blätter (vgl. Kapitel 5.1). Die aerodynamische Charakteristik skaliert mit dem λ /A-Verhältnis. Ein steigendes λ /A-Verhältnis bewirkt eine bessere aerodynamische Charakteristik. Der Auslegungspunkt bezieht sich, wie bereits für die geraden Blätter definiert, vor dem Eintritt in den Stall-Bereich auf einen Bereich von $\phi = 0,16 - 0,18$. Geringfügige Abweichungen über diesen Bereich hinaus wurden analog zu den geraden Blättern auch für verdrehte Blätter festgestellt. Die Verteilung der maximalen Wirkungsgrade ist in Abbildung 6-3 dargestellt. Drei der Wirkungsgrade befinden sich außerhalb des üblichen Bereiches, weisen jedoch lediglich eine Abweichung von <1,5 % auf, sodass ebenfalls für verdrehte Blätter der Auslegungspunkt (Bereich) bei $\phi = 0,16 - 0,18$ liegt.



Abbildung 6-3: Verteilung der maximalen Wirkungsgrade der untersuchten Serrations mit verdrehten Blättern für alle Gitter und verdrehte Blätter

In Abbildung 6-4 sind die Kennlinien des Wirkungsgrades dargestellt.



Abbildung 6-4: Wirkungsgradkennlinien der untersuchten Serrations mit verdrehten Blättern im Vergleich zur Baseline für Gitter 1 (Tu = 12,1 %)

Signifikante Unterschiede zu den geraden Blättern (Abbildung 5-4) wurden nicht beobachtet. Die Konfiguration A14 λ 4 fällt im Vergleich zu der Konfiguration A14 λ 4 mit geraden Blättern negativ auf, da diese bei jedem Turbulenzgrad den schlechtesten Wirkungsgrad besitzt (vgl. Abbildung 6-5 und Abbildung 11-6 bis Abbildung 11-8 im Anhang). Da zwischen den geraden und verdrehten Blättern der einzige Unterschied der Anstellwinkel ist, könnten die geraden Blätter der Konfiguration A14 λ 4 durch ein mögliches "Fehlanströmen" im Naben- und Spitzenbereich positiv beeinflusst werden. Wie die Analyse der aerodynamischen Charakteristik aller verdrehten Blätter und Gitter zeigt, liefert die Serration A14 λ 4 mit dem geringsten λ /A-Verhältnis generell niedrigere Druckzahlen, sodass dadurch ein schlechterer Wirkungsgrad erzielt wird. Auch die Stromaufnahme der Serration A14 λ 4 ist teilweise deutlich höher, sodass sich dies auch in einem schlechteren Wirkungsgrad bemerkbar macht.

Positiv fällt die Konfiguration A6 λ 13 auf. Besonders bei Gitter 5 (T_U = 3,7 %) erzielt diese Serration im Vergleich zu allen anderen einen sehr guten Wirkungsgrad. Die Kennlinie stimmt annähernd mit der Kennlinie der Baseline bis zum Stall-Bereich überein. (Abbildung 6-5). Die Serration A6 λ 13 besitzt das größte λ /A-Verhältnis mit den besten Ergebnissen der Wirkungsgrade, während die Serration A14 λ 4 mit dem kleinesten λ /A-Verhältnis die schlechtesten Ergebnisse erzielt. Dass der Wirkungsgrad auch mit dem λ /A-Verhältnis skaliert, kann nicht durchgängig für jede Konfiguration beobachtet werden. Eine weitere Begründung der guten Ergebnisse könnte die geringe Amplitude der Serrations sein, die in Verbindung mit dem Turbulenzgrad des Gitters 5 positiv beeinflusst wird.



Abbildung 6-5: Wirkungsgradkennlinien der untersuchten Serrations mit verdrehten Blättern im Vergleich zur Baseline für Gitter 5 (T_U = 3,7 %)

Auffällig in dem Diagramm aus Abbildung 6-5 ist der große Unterschied zwischen der Baseline und den Serrations (außer der Serration A6 λ 13) bis zum Post-Stall-Bereich. In Abbildung 6-4 ist dieser Effekt nicht zu erkennen. Auch ein Zusammenhang (Trend) zwischen sinkendem Turbulenzgrad und sinkendem Wirkungsgrad der Serrations wurde nicht beobachtet.

In Abbildung 6-6 sind die Differenzen der Wirkungsgrade aller untersuchten Serrations im Auslegungspunkt für alle Gitter dargestellt.



■ A6λ13 ■ A22λ13 ■ A14λ4 ■ A14λ13 ■ A14λ22

Abbildung 6-6: Differenzen der Wirkungsgrade aller untersuchten Serrations mit verdrehten Blättern im Vergleich zur Baseline für alle Gitter im Auslegungspunkt

Auffällig ist hier, dass im Vergleich zu den geraden Blättern (Abbildung 5-6) vermehrt schlechtere Wirkungsgrade erzielt werden, obwohl die Blätter - gemäß Theorie - aerodynamisch besser ausgelegt sind. Etwa ein Drittel der Ergebnisse verzeichnen einen gleichbleibenden ($\Delta \eta \ge -1$) oder besseren Wirkungsgrad, während es bei den geraden Blättern zwei Drittel waren. Besonders der Turbulenzgrad des Gitters 5 bewirkt überwiegend eine deutliche Senkung der Effizienz. Der größte Abfall beträgt 8,5 % für die Konfiguration A14 λ 4, die auch hier besonders negativ auffällt, da sie bei keinem der Turbulenzgrade einen besseren oder gleichbleibenden Wirkungsgrad erzielt (siehe auch Abbildung 6-7).

In Bezug auf den Auslegungspunkt sind in Abbildung 6-7 die Änderungen des Wirkungsgrades im Pre- und Post-Stall-Bereich dargestellt.





Besonders die Untersuchungen neben dem Auslegungspunkt fallen negativ ins Auge. Lediglich ein Fünftel der Betriebszustände im Pre- und Post-Stall-Bereich verzeichnen einen konstanten oder besseren Wirkungsgrad, alle anderen verzeichnen einen Abfall von bis zu 9,6 %. Eine mögliche Ursache könnte die Fehlanströmung im Pre- und Post-Stall-Bereich sein, die aus der zu hohen (Pre-Stall) und zu geringen (Post-Stall) Strömungsgeschwindigkeiten resultiert. Überwiegend sind die Ergebnisse des Post-Stall-Messpunktes schlechter als die des Pre-Stall-Messpunktes. Die Ursache hierfür könnte an den starken Strömungsablösungen liegen, die auch während der Messung deutlich stärker im Post-Stall-Messpunkt zu hören waren.

Besonders positiv fällt die Serration A6 λ 13 bei allen Turbulenzgraden auf. Ihre Wirkungsgrade sind überwiegend konstant oder verzeichnen eine Verbesserung. Eine mögliche Begründung für die überwiegend guten Wirkungsgrade der Konfiguration A6 λ 13 im Vergleich zur Baseline könnte sein, dass sie - wie bereits erwähnt - sehr der Geometrie der Baseline und dadurch überwiegend der Charakteristik der Baseline ähnelt.

Wie bei den geraden Blättern, leistet der Turbulenzgrad des Gitters 2 eine Begünstigung des Wirkungsgrades für die meisten Serrations im Auslegungspunkt. Es scheint als würde der Turbulenzgrad des Gitters 2 generell sehr gut mit den Serrations harmonieren.

Starke Abweichungen zu den geraden Blättern konnten jedoch bei kleinen Turbulenzgraden (Gitter 4 und 5) beobachtet werden. Die Konfiguration A14 λ 4 erzielte einen ca. 5 % schlechteren Wirkungsgrad mit verdrehten Blättern bei Gitter 4 und sogar 10 % bei Gitter 5 (vgl. Abbildung 6-7 und Abbildung 5-7, A14 λ 4, Auslegungspunkt). Bei Gitter 1 und Gitter 3 sind die Unterschiede im Wirkungsgrad bei geraden und verdrehten Blättern teilweise vernachlässigbar.

In Abbildung 6-8 sind die Wirkungsgrade für gerade und verdrehte Blätter in Bezug auf ihre Baseline im direkten Vergleich für alle Gitter im Auslegungspunkt dargestellt.





In nur etwa einem Drittel der Fälle wird der Wirkungsgrad durch die Verdrehung sichtlich verbessert. Die Steigerung der Wirkungsgrade reicht bis hin zu 4 % für die Serration A6 λ 13 bei Gitter 2. Die Verringerung hingegen reicht vor allem bei Gitter 5 bis zu 10 % (A14 λ 4). Die Ursache kann nur an der Verdrehung der Blätter liegen, da sonst keine weiteren Änderungen vorgenommen wurden. Da der Auslegungspunkt sehr nah am kritischen Punkt des Abrisses liegt, kann es sein, dass es besonders durch eine schaufelkongruente Anströmung über den gesamten Spann zu vermehrten frühzeitigen Strömungsablösungen kommt. Bei geraden Blättern könnte es sein, dass es im Nabenbereich zu einem geringeren Abriss der Strömung durch den höheren Anstellwinkel der Blätter kommt. Es

könnte zusätzlich sein, dass die Qualität der gefertigten Blätter produktionsbedingt stark abweicht, sodass gerade und verdrehte Blätter unterschiedliche Eigenschaften besitzen.

Zusammenfassend wird deutlich, dass schaufelkongruente Anstellwinkel im Vergleich zu Blättern mit über den Spann konstanten Anstellwinkeln keine eindeutigen Verbesserungen in jedem Fall der aerodynamischen Leistung bewirken. Ob die Verwendung von Leading Edge Serrations die Eigenschaften von Blättern an einem Ventilator in diesem Maße beeinflussen, müsste in einer weiteren Studie durch reproduzierte Untersuchungen nachgewiesen werden.

6.2 Ergebnisse der Aeroakustik

Zwischen den geraden und den verdrehten Blättern wurden unerwartet große Unterschiede in der aerodynamischen Charakteristik festgestellt. Die Blätter des Ventilators mit schaufelkongruenten Anstellwinkeln sind in der Praxis aerodynamisch nicht unbedingt besser als Blätter mit über den Spann konstanten Anstellwinkeln. Welche aeroakustischen Eigenschaften verdrehte Blätter mit Serrations besitzen, wird in den folgenden Diagrammen diskutiert.

6.2.1 Analyse der Schalldruckpegel

In Abbildung 6-9 sind beispielhaft die Kennlinien des Schalldruckpegels aller untersuchten Serrations und der Baseline für Gitter 1 dargestellt.



Abbildung 6-9: Schalldruckpegelkennlinien der untersuchten Serrations im Vergleich zur Baseline für Gitter 1 (T_U = 12,1 %)

Im Vergleich zu den Blättern mit konstantem Anstellwinkel (Abbildung 5-8) zeigen die Kennlinien in Abbildung 6-9 einen sehr ähnlichen Verlauf. Die Reduzierung des Schalldruckpegels liegt im Auslegungspunkt zwischen 0,4 dB und 2,3 dB. Damit liegen die Werte für verdrehte Blätter deutlich unter dem Bereich (2,3 dB und 5,8 dB) der geraden Blätter. Diese Angabe gilt an dieser Stelle nur für den Betriebszustand mit Gitter 1. Auffällig ist hier, dass die Serration A14 λ 4 (orange) im Post-Stall-Bereich einen höheren Schalldruckpegel als die Baseline besitzt (vgl. Abbildung 6-13, negative Werte). Diese Serration ist bereits in der Aerodynamik in Kapitel 6.1 negativ aufgefallen, da sie größtenteils schlechte Wirkungsgrade erzielte.

In Abbildung 6-10 sind die Differenzen des Schalldruckpegels aller untersuchten Serrations im Vergleich zur Baseline für alle Gitter im Auslegungspunkt dargestellt.



Abbildung 6-10: Reduzierung des Schalldruckpegels der untersuchten Serrations im Vergleich zur Baseline für alle Gitter im Auslegungspunkt (T_U = 3,7-12,1 %), links mit Variation der Amplitude, rechts mit Variation der Wellenlänge

Anhand der linken Grafik in Abbildung 6-10 kann der Effekt, dass die Reduzierung der Schallemissionen bei steigender Amplitude zunimmt, für verdrehte Blätter ebenfalls beobachtet werden. Dass eine steigende Wellenlänge einen positiven Einfluss auf die vermehrte Reduzierung der Schallemissionen hat, kann hingegen nicht beobachtet werden (Abbildung 6-10, rechts). Der Effekt verhält sich gegenläufig für die Turbulenzgrade der Gitter 1, 3 und 4. Wie auch schon für Gitter 1 beschrieben, ist die Schallreduzierung insgesamt geringer als bei geraden Blättern. Die beste Schallreduzierung beträgt 3,7 dB für die Konfiguration A22 λ 13 bei einer um 2,3 % verbesserten Effizienz. Eine Erhöhung des Schalldruckpegels wurde nur bei Gitter 5 und Serration A14 λ 22 festgestellt. Diese Erhöhung beträgt jedoch lediglich 0,1 dB und wird als gleichbleibend bewertet.

Abbildung 6-11 stellt den Zusammenhang zwischen der Änderung des Wirkungsgrades und der Schallreduzierung im Auslegungspunkt dar.



Abbildung 6-11: Darstellung der Änderung des Wirkungsgrades im Vergleich zur Änderung des Schalldruckpegels der untersuchten Serrations in Bezug zur Baseline für alle Gitter im Auslegungspunkt

Auch bei verdrehten Blättern lässt sich kein eindeutiger Zusammenhang zwischen Reduzierung des Schalldruckpegels und der Änderung der Effizienz feststellen. Am Beispiel der Serration A6 λ 13 (rot) lässt sich dies verdeutlichen. Zwischen den Turbulenzgraden der Gitter 1 und 2 verhält sich die Reduzierung des Schalldruckpegels relativ konstant. Der Wirkungsgrad hingegen steigert sich um ca. 5 %. Im Vergleich zu Gitter 3 sinkt die Reduzierung des Schalldruckpegels etwas, während der Wirkungsgrad deutlich (um ca. 5 %) gesenkt wird.

In Abbildung 6-12 sind die Schalldruckpegel im Pre-Stall-Bereich dargestellt. Wie bereits in Kapitel 5 beschrieben wurde, kommt es bei Gitter 5 zu tonalen Effekten bei hohen Volumenströmen. In diesem Fall ist die Baseline besonders betroffen, sodass die Serrations rechnerisch eine starke Reduzierung des Schalldruckpegels bewirken. Zur besseren Beurteilung der Ergebnisse der anderen Turbulenzgrade, werden die Ergebnisse für Gitter 5 nicht dargestellt.



Abbildung 6-12: Reduzierung des Schalldruckpegels der untersuchten Serrations im Vergleich zur Baseline für alle Gitter im Pre-Stall-Messpunkt (T_U = 3,7-12,1 %), links mit Variation der Amplitude, rechts mit Variation der Wellenlänge

Im Pre-Stall-Bereich zeigt sich die Abhängigkeit der vermehrten Schallreduzierung bei steigender Amplitude (Abbildung 6-12, links). Gleicher Zusammenhang gilt für eine steigende Wellenlänge hingegen nicht (Abbildung 6-12, rechts). Wie auch im Auslegungspunkt teilweise beobachtet, sinkt die Reduzierung des Schalldruckpegels überwiegend mit steigender Wellenlänge. Anhand dieser Darstellung fällt allerdings auf, dass die Schallreduktion mit dem Turbulenzgrad skaliert. Mit steigendem Turbulenzgrad steigt die Reduzierung des Schalldruckpegels.

Die stärkste Schallreduzierung beträgt im Pre-Stall-Bereich 2,7 dB für die Serration A22 λ 13 für Gitter 1, bei einer Reduzierung des Wirkungsgrades von 1,1 %. Auch bei den geraden Blättern konnte die Serration A22 λ 13 den Schalldruckpegel am stärksten reduzieren. Dort jedoch für Gitter 2.

In Abbildung 6-13 sind die Differenzen der Schalldruckpegel im Post-Stall-Messpunkt dargestellt. Wie auch bei geraden Blättern kann Gitter 5 aufgrund geringerer Volumenströme für verdrehte Blätter im Post-Stall-Messpunkt ausgewertet werden.



Abbildung 6-13: Reduzierung des Schalldruckpegels der untersuchten Serrations im Vergleich zur Baseline für alle Gitter im Post-Stall-Messpunkt (T_U = 3,7-12,1 %), links mit Variation der Amplitude, rechts mit Variation der Wellenlänge

In Abbildung 6-13 fällt besonders auf, dass es vermehrt zu einer Zunahme des Schalldruckpegels durch Serrations kommt. Mehrfach betroffen ist hier die Konfiguration A14 λ 4 (rechts in der Abbildung) mit einer Zunahme von bis zu 0,7 dB. Das Verhalten der besseren Schallreduzierung bei steigender Amplitude gilt hier nicht bei Betrachtung der kleinsten und mittleren Amplitude (vgl. Abbildung 6-13, links). Der Zusammenhang, dass die Senkung des Schalldruckpegels bei Vergrößerung der Wellenlänge zunimmt, gilt für alle Turbulenzgrade außer für den des Gitters 2 (vgl. Abbildung 6-13, rechts). Die maximale Reduzierung des Schalldruckpegels beträgt in diesem Messpunkt 3,0 dB für die Konfiguration A22 λ 13, bei Senkung der Effizienz um 3,4 %. Diese Serration besitzt für jeden Turbulenzgrad die beste Schallreduzierung.

Tabelle 6-1 fasst die prozentualen Änderungen der Wirkungsgrade und die Änderung der Schalldruckpegel bezogen auf die entsprechende Baseline zusammen. Wie auch bei den geraden Blättern sind besonders gute Effekte, aufgrund zum Beispiel einer deutlichen Reduzierung des Schalldruckpegels bei gleichbleibenden oder besseren Wirkungsgraden ($\Delta \ge -1$ %) grün markiert. Schlechte Ergebnisse sind rot markiert.

	Einheit	G ₀₁	G ₀₂	G ₀₃	G ₀₄	G ₀₅
Α14λ4						
Δ Wirkungsgrad	[%]	-4,2	-1,8	-3,8	-4,5	-8,5
ΔSPL	[dB]	2,3	0,8	3,4	2,5	1,9
Α14λ13						
Δ Wirkungsgrad	[%]	-1,7	2,7	-3,8	-0,4	-5,3
ΔSPL	[dB]	1,8	2,1	2,0	2,1	2,0
Α14λ22						
Δ Wirkungsgrad	[%]	-2,3	1,4	0,0	-0,6	-5,6
ΔSPL	[dB]	0,4	1,5	1,4	0,5	-0,1
Α6λ13						
Δ Wirkungsgrad	[%]	-1,5	3,8	-1,5	-0,2	0,5
ΔSPL	[dB]	1,0	1,0	0,9	0,7	1,5
Α22λ13						
∆Wirkungsgrad	[%]	-0,6	2,3	-1,7	-1,9	-5,0
ΔSPL	[dB]	2,3	3,7	3,2	3,3	2,9

 Tabelle 6-1: Unterschiede zwischen der Änderung des Wirkungsgrades und des Schalldruckpegels für alle Serrations und Turbulenzgrade im Auslegungspunkt (verdrehte Blätter)

Im Vergleich zu den geraden Blättern sind weniger positive Ergebnisse erzielt worden. Viele Ergebnisse sind neutral bewertet, da die Auswirkungen zu den positiven Ergebnisse sen vergleichsweise unbedeutend ausgefallen sind. Die negativ bewerteten Ergebnisse haben zugenommen, besonders für die Serration A14 λ 4 und die Ergebnisse für Gitter 5 für fast jede Konfiguration. Da die Ergebnisse bei teilweise geringfügig abweichenden Lieferzahlen aufgenommen wurden, könnten sich bei erneuter Untersuchung mit höherer Anzahl der Messungen für eine Kennlinie abweichende Ergebnisse ergeben.

In Abbildung 6-14 sind die Unterschiede des Schalldruckpegels zwischen geraden und verdrehten Blättern im direkten Vergleich dargestellt.





Die Schallreduzierung für gerade Blätter ist mit Ausnahme von drei Fällen in allen Fällen besser. In zwei von den drei Fällen, in denen verdrehte Blätter besser sind, liefern verdrehte Blätter gleichbleibende Ergebnisse der Schallreduzierung. Die Analyse der Schalldruckpegel der Baseline für gerade und verdrehte Blätter ergab, dass die Schalldruckpegel der geraden Blätter bei jedem Gitter im Bereich des Auslegungspunktes sowie Pre- und Post-Stall-Messpunktes deutlich höher lagen als bei verdrehten Blättern. Durch die Grafik aus Abbildung 6-14 wird deutlich, dass der Effekt von Leading Edge Serrations bei geraden Blättern deutliche besser zu sehen ist.

In Tabelle 6-2 sind die Unterschiede der Schallreduzierung und der Wirkungsgrade für gerade und verdrehte Blätter zusammengefasst. Der Wirkungsgrad ist die Differenz aus dem Wirkungsgrad der verdrehten Blätter abzüglich des Wirkungsgrades der geraden Blätter. Ein positiver Wert entspricht somit einer Verbesserung durch die verdrehten Blätter und ist grün markiert. Die Differenz des Schalldruckpegels wird gleichermaßen berechnet. In diesem Zusammenhang bedeutet ein positiver Wert eine Erhöhung des Schalldruckpegels durch verdrehte Blätter und ist dementsprechend rot markiert.

			-			
	Einheit	G01	G02	G03	G 04	G05
Α14λ4						
Δ Wirkungsgrad	[%]	-2,1	-1,4	0,0	-5,2	-5,3
∆SPL	[dB]	0,8	-0,8	-3,9	-0,9	3,8
Α14λ13						
Δ Wirkungsgrad	[%]	0,6	-0,5	-4,3	0,8	-1,1
ΔSPL	[dB]	0,5	0,1	0,0	-0,2	-1,2
Α14λ22						
Δ Wirkungsgrad	[%]	-2,5	-0,1	-0,6	-1,1	-4,4
ΔSPL	[dB]	2,4	2,0	1,7	3,8	3,3
Α6λ13						
Δ Wirkungsgrad	[%]	2,5	4,8	-0,1	2,2	4,3
ΔSPL	[dB]	-1,5	-0,7	-1,0	-1,8	-2,7
Α22λ13						
∆Wirkungsgrad	[%]	2,6	0,4	0,7	0,9	-2,0
ΔSPL	[dB]	1,1	-0,1	1,8	-0,6	0,4

 Tabelle 6-2: Unterschiede zwischen geraden und verdrehten Blättern in Bezug

 auf die Wirkungsgrade und die Schalldruckpegel für alle Serrations

 und Turbulenzgrade im Auslegungspunkt

Die Tabelle spiegelt die Aussagen über die sowohl überwiegend schlechten Ergebnisse der Serration A14 λ 4 (kleinstes λ /A-Verhältnis) als auch guten Ergebnisse der Serration A6 λ 13 (größtes λ /A-Verhältnis) wider. Des Weiteren kann beobachtet werden, dass die Konfiguration A14 λ 22 ebenfalls gleichbleibende bis abnehmende Wirkungsgrade bei deutlicher Zunahme des Schalldruckpegels liefert.

6.2.2 Analyse der Frequenzspektren

Verdrehte Blätter zeigen neben der aerodynamischen Charakteristik auch in der Aeroakustik deutliche Unterschiede in Bezug auf die geraden Blätter. Ob es zudem Unterschiede in der spektralen Zusammensetzung kommt, wird anhand folgenden Frequenzspektren diskutiert.

In Abbildung 6-15 sind Frequenzspektren der Baseline für gerade und verdrehte Blätter im Auslegungspunkt gezeigt.



Abbildung 6-15: Frequenzspektren der Baseline für gerade und verdrehte Blätter bei Gitter 1 im Auslegungspunkt

Die Analyse hat ergeben, dass verdrehte Blätter in diesen Messpunkt um 3,0 dB leiser sind als gerade Blätter. Besonderheiten sind zum einen der deutlichere Anstieg zwischen 200 und 300 Hz (gerade, rot), der sich typisch im Auslegungspunkt ausbildet und zum anderen der Anstieg zwischen 100 Hz und 200 Hz, der möglicherweise aus der nicht schaufelkongruenten Anströmung resultiert.

Im Abbildung 6-16 sind die Frequenzspektren des Auslegungspunktes sowie des Pre- und Post-Stall-Messpunktes der Serration A14λ13 mit geraden und verdrehten Blättern dargestellt.



Abbildung 6-16: Frequenzspektren der Serration A14λ13 für gerade und verdrehte Blätter bei Gitter 1 im Auslegungspunkt sowie Pre- und Post-Stall-Messpunkt

Signifikante Unterschiede wurden für den Pre- (T_2) und Post-Stall-Messpunkt (T_4) nicht beobachtet. Im Auslegungspunkt (T_3) zeigt sich eine sehr geringe Abweichung in bestimmten Frequenzbereichen. Die Unterschiede beziehen sich auf die Bereiche zwischen 400 - 500 Hz und zwischen 600 - 1.000 Hz (hier aufgrund der besseren Auflösung der Spektren nicht dargestellt), in denen das Spektrum der verdrehten Blätter etwas über dem der geraden Blättern liegt. Die Differenz des Schalldruckpegels beträgt 0,5 dB. Eine mögliche Begründung dafür könnte sein, dass die Strömung aufgrund der schaufelkongruenten Anstellwinkel an diesem Drosselzustand bereits vermehrt abreißt als bei geraden Blättern, da sich der Drosselzustand T_3 sehr nah am kritischen Punkt befindet und es dort bereits zu lokalen Strömungsablösungen kommen kann.

In Abbildung 6-17 und Abbildung 6-18 werden die unterschiedlichen schallreduzierenden Eigenschaften der geraden und verdrehten Blätter in Bezug auf ihre Baseline dargestellt. In beiden Abbildungen sind die Spektren der Drosselpunkte für den Auslegungspunkt (T_3) sowie für den Pre- (T_2) und Post-Stall-Messpunkt (T_4) dargestellt. Anhand dieser Spektren wird erläutert wie unterschiedlich sehr ähnliche Blätter sein können. Zur Auswertung werden im Folgenden beide Abbildungen (Abbildung 6-17 und Abbildung 6-18) miteinander verglichen.



Abbildung 6-17: Frequenzspektren der Serration A14λ22 und der Baseline für gerade Blätter bei Gitter 1 im Auslegungspunkt sowie Pre- und Post-Stall-Messpunkt



Abbildung 6-18: Frequenzspektren der Serration A14λ22 und der Baseline für verdrehte Blätter bei Gitter 1 im Auslegungspunkt sowie Pre- und Post-Stall-Messpunkt

In Bezug auf den Pre-Stall-Messpunkt (T_2 , schwarz und orange) fällt auf, dass die Serration A14 λ 22 gegenüber ihrer Baseline für gerade und verdrehte Blätter einen über den gesamten Frequenzbereich geringfügig reduzierten Schalldruckpegel aufweist (vgl. Abbildung 6-17 und Abbildung 6-18). Auch in diesem Messpunkt reduzieren Serrations den Schall breitbandig.

Im Auslegungspunkt (T₃, grün) gibt es hingegen deutlichere Unterschiede. In einem Frequenzbereich von 100 Hz bis 160 Hz (Baseline, gerade Blätter, Abbildung 6-17) kann eine Erhöhung des Schalldruckpegels beobachtet werden, die bei der Baseline mit verdrehten Blättern (Abbildung 6-18) nicht beobachtet werden kann. Da der einzige Unterschied der Anstellwinkel der Blätter ist, ist eine schaufelkongruente Umströmung vorteilhafter und es kommt zu verringerten Strömungsablösungen bei der Serration A14 λ 22. Beide Typen der Serration - ob gerade oder verdreht - verhalten sich in diesem Bereich unauffällig.

Des Weiteren kann für die Baseline der geraden Blätter im Auslegungspunkt (Abbildung 6-17, T₃, grün) eine Erhöhung des Schalldruckpegels in einem Bereich von 240 Hz bis 300 Hz festgestellt werden. Im Vergleich zur Baseline mit verdrehten Blättern (Abbildung 6-18), ist diese Erhöhung etwas schmaler (260 - 320 Hz) und um etwa 5 dB geringer. Auch für diesen Bereich scheinen verdrehte Blätter durch eine mögliche bessere Umströmung besser zu sein als gerade Blätter.

Das Gegenteil wurde bei den Serrations festgestellt. Bei geraden Blättern (Abbildung 6-17, T₃, grau) ist zwischen 260 - 320 Hz eine kleine Erhöhung im Spektrum zu erkennen, die bei verdrehten Blättern (Abbildung 6-18) um etwa 10 dB höher liegt. Hier scheinen gerade Blätter in Verbindung mit Serrations deutlich bessere Ergebnisse zu erzielen. Dieser Zusammenhang, dass der Effekt der Serration in Verbindung mit geraden Blättern besser ist, wurde bereits in Kapitel 6.2.1 und Abbildung 6-14 erwähnt. Dort waren die Reduzierungen der Schalldruckpegel für gerade und verdrehte Blätter im direkten Vergleich dargestellt.

Auch im Post-Stall-Messpunkt (T₄) gibt es teilweise deutliche Unterschiede. Die Baseline (blau, Abbildung 6-17) mit geraden Blättern weist in einem Frequenzbereich bis 180 Hz eine deutliche Erhöhung des Schalldruckpegels auf, während dieser Bereich bei verdrehten Blättern (Abbildung 6-18) deutlich geringer (etwa 7 dB) ausfällt. In diesem Frequenzbereich besitzen verdrehte Blätter deutlich bessere Eigenschaften als gerade Blätter. Der Bereich zwischen 220 - 400 Hz ist ebenfalls bei geraden und verdrehten Blättern ausgebildet. In diesem Bereich besitzt die Baseline mit verdrehten Blättern (Abbildung 6-18) die höheren Schalldruckpegel. Im Vergleich zur Baseline zeigen die Serrations mit geraden und verdrehten Blättern in den angesprochenen Bereichen ein gleichbleibendes und unauffälliges Verhalten. Die Frequenzspektren der Baseline und der Serration für gerade und verdrehte Blätter zeigen keine eindeutigen Zusammenhänge, dass verdrehte Blätter, aufgrund der theoretisch besseren Auslegung ihrer Anstellwinkel, den Schall besser reduzieren als gerade Blätter. Gerade und verdrehte Blätter sowie mit und ohne Serrations zeigen in unterschiedlichen Bereichen Vor- und Nachteile.

Wie bereits in Kapitel 6.1 und 6.2 erwähnt wurde, ist die Serration A14 λ 4 negativ bzgl. ihrer Effizienz aufgefallen. Aus diesem Grund sind in Abbildung 6-19 die Spektren der Baseline und der Serration A14 λ 4 zur Verdeutlichung der Abweichung im Post-Stall-Messpunkt dargestellt.



Abbildung 6-19: Frequenzspektrum der Serration A14λ4 mit verdrehten Blättern im Vergleich zur Baseline für Gitter 4 im Post-Stall-Messpunkt

Obwohl die Serration überwiegend unterhalb der Baseline liegt bzw. den gleichen Verlauf annimmt, ist der Anstieg des Schalldruckpegels zwischen 100 - 200 Hz deutlich oberhalb der Baseline ausgebildet. Die Differenz von 0,6 dB aus Abbildung 6-19 ist relativ gering, jedoch scheint dieses Verhältnis zwischen Amplitude und Wellenlänge möglicherweise in Verbindung mit verdrehten Blättern ungeeignet zu sein, was ebenfalls durch die Messpunkte für Gitter 1 - 3 bestätigt wird. Diese Spektren sind dem Anhang zu entnehmen (Abbildung 11-10 bis Abbildung 11-12).

6.3 Einfluss der Amplitude und der Wellenlänge der Serrations

Im Kapitel 5 "Analyse der Ventilatorblätter mit konstantem Anstellwinkel" wurde der Einfluss der Änderung der Amplitude und der Wellenlänge auf die Eigenschaften der aerodynamischen Charakteristik und des Schalldruckpegels beschrieben. Es konnte ein Zusammenhang zwischen steigender Amplitude bzw. Wellenlänge und Reduzierung des Schalldruckpegels herausgestellt werden. Die aerodynamische Charakteristik blieb bei Änderung der Amplitude im Bereich des Auslegungspunktes sowie des Pre- und Post-Stall-Messpunktes konstant, während eine steigende Wellenlänge eine Erhöhung der Druckzahl bewirkte. Für verdrehte Blätter wurden ähnliche Erkenntnisse gewonnen. In Abbildung 6-20 ist der Einfluss der Amplitude auf die aerodynamische Charakteristik der verdrehten Blätter dargestellt.



Abbildung 6-20: Einfluss der Amplitude auf die aerodynamische Charakteristik mit verdrehten Blättern und Gitter 1, (T_u = 12,1 %)

Analog zu den geraden Blättern liegen die Ergebnisse der Serrations im Bereich des Auslegungspunktes sowie des Pre- und Post-Stall-Messpunktes etwas unterhalb der Ergebnisse der Baseline. Es zeigt sich ein Zusammenhang zwischen sinkender Amplitude und steigender Druckzahl ab dem Pre-Stall-Messpunkt.

Abbildung 6-21 stellt den Einfluss der Wellenlänge der verdrehten Blätter auf die aerodynamische Charakteristik dar. Analog zu den geraden Blättern beobachtet, wird bei verdrehten Blättern eine Erhöhung der Druckzahl bei steigender Wellenlänge ab dem Stallbereich bewirkt.



Abbildung 6-21: Einfluss der Wellenlänge auf die aerodynamische Charakteristik mit verdrehten Blättern und Gitter 1 (T_u = 12,1 %)

In Abbildung 6-22 ist der Einfluss der Amplitude auf den Schalldruckpegel dargestellt. Über nahezu den gesamten Bereich der Kennlinien ist der Zusammenhang erkennbar, dass der Schalldruckpegel mit steigender Amplitude sinkt. Dies konnte - wenn auch nicht über den gesamten Verlauf der Kennlinie so eindeutig - bei den geraden Blättern beobachtet werden.



Abbildung 6-22: Einfluss der Amplitude auf den Schalldruckpegel mit verdrehten Blättern und Gitter 1 (T_u = 12,1 %)

Abbildung 6-23 stellt den Einfluss der Änderung der Wellenlänge auf den Schalldruckpegel bei konstanter Amplitude dar.


Abbildung 6-23: Einfluss der Wellenlänge auf den Schalldruckpegel mit verdrehten Blättern und Gitter 1 (T_u = 12,1 %)

Mit steigender Wellenlänge verschiebt sich der Eintritt in den Stallbereich in Richtung geringere Lieferzahlen, was mit den Beobachtungen der geraden Blätter übereinstimmt. Zusätzlich wird in dieser Abbildung deutlich, dass der Schalldruckpegel mit sinkender Wellenlänge im Auslegungspunkt reduziert wird. Dieser Effekt konnte bei geraden Blättern nicht festgestellt werden. Der Zusammenhang zwischen steigender Wellenlänge und sinkendem Schalldruckpegel, wie bei den geraden Blättern im Post-Stall-Messpunkt beobachtet wurde, kann für verdrehte Blätter nicht bestätig werden.

7 Analyse des Ventilators mit vorwärtsgekrümmten Blättern

Die Untersuchung von vorwärtsgekrümmten Blättern stellte sich als deutlich schwieriger heraus. Die 13 % größeren Blätter (vgl. Kapitel 3.5) neigten bei zunehmenden Drosselzustand dazu, sich zu verformen, wodurch sich der Durchmesser vergrößerte und die Blätter die Rohrinnenwand berührten. Auch geringfügiges Kürzen durch Schleifen der Blätter führte nicht zum Erfolg, die Serration in allen Drosselzuständen zu untersuchen. In den folgenden Abbildungen können daher stellenweise Ergebnisse fehlen.

7.1 Ergebnisse der Aerodynamik

Wie in Kapitel 3.5 beschrieben, wurden die Oberflächen der vorwärtsgekrümmten Blätter vergrößert, da eine Vorwärtskrümmung die aerodynamische Charakteristik negativ beeinflusst. Der Vergleich zwischen verdrehten und vorwärtsgekrümmten Blättern soll bei ähnlichen aerodynamischen Charakteristiken erfolgen.

In Abbildung 7-1 sind die Kennlinien der aerodynamischen Charakteristik für verdrehte und vorwärtsgekrümmte Blätter dargestellt.





Bei Betrachtung der beiden Kennlinien der vorwärtsgekrümmten Blätter (Baseline und Serration, blau) fallen die sehr ähnlichen Ergebnisse im Bereich des Auslegungspunktes sowie des Pre- und Post-Stall-Messpunktes auf, was für annähernd gleiche Eigenschaften spricht. Die beiden Kennlinien der Baseline besitzen im Bereich des Auslegungspunktes sowie des Pre- und Post-Stall-Messpunktes Unterschiede, die eventuell durch die vergrößerte Oberfläche der vorwärtsgekrümmten Blätter zugeordnet werden könnten. Mit dem Hintergrund die Blätter aufgrund der Krümmung zu vergrößern, um gleiche aerodynamische Ergebnisse zu erhalten (wie es in Kapitel 3.5 beschrieben wurde), wäre dies allerdings ein Widerspruch. Vermutlich weicht die theoretische Berechnung der zu vergrößernden Oberflächen von 13 % geringfügig von der experimentellen Untersuchung ab, wodurch die Oberflächen etwas zu groß gefertigt wurden.

Zwischen den Kennlinien der beiden Serrations fällt ein großer Unterschied auf. Die vorwärtsgekrümmte Serration liefert eine deutlich bessere aerodynamische Charakteristik im Bereich des Auslegungspunktes sowie des Pre- und Post-Stall-Messpunktes als die verdrehte Serration. Zu begründen ist dies eventuell durch die größere Oberfläche der vorwärtsgekrümmten Blätter oder dadurch, dass vorwärtsgekrümmte Blätter in Verbindung mit Serrations bessere Eigenschaften besitzen als verdrehte Blätter. An dieser Stelle wären andere Konfigurationen mit vorwärtsgekrümmten Blättern hilfreich, um die Eigenschaften zu vergleichen und gegebenenfalls zu bestätigen.

In Abbildung 7-2 sind die Kennlinien der Wirkungsgrade für verdrehte und vorwärtsgekrümmte Blätter dargestellt.



Abbildung 7-2: Wirkungsgrade der vorwärtsgekrümmten und verdrehten Blätter der Baseline und der Serration A14λ13 bei Gitter 1 (T_U = 12,1 %)

Die Kennlinien der vorwärtsgekrümmten Blätter decken sich vor allem im Bereich des Auslegungspunktes sowie des Pre- und Post-Stall-Messpunktes. Große Differenzen zwischen den Serrations mit verdrehten und gekrümmten Blättern sind im relevanten Bereich nicht zu beobachten. Leichte Abweichungen können zwischen den beiden Kennlinien der Baseline beobachtet werden. Die Analyse der Parameter zur Berechnung des Wirkungsgrades (Stromaufnahme und Druckdifferenz, Volumenstrom überwiegend konstant) ergab, dass die Stromaufnahme verhältnismäßig zur Druckdifferenz höher war, sodass der Wirkungsgrad der vorwärtsgekrümmten Baseline etwas verringert wurde.

7.2 Ergebnisse der Aeroakustik

Die Ergebnisse der aerodynamischen Charakteristik zeigen, dass vorwärtsgekrümmte Blätter höhere Druckzahlen bei (im Vergleich zur Baseline der verdrehten Blätter) leicht verringertem Wirkungsgrad liefern. Vorwärtsgekrümmte Blätter sind in der Theorie leiser, jedoch wurden hier die Oberflächen der vorwärtsgekrümmten Blätter vergrößert, um die aerodynamischen Verluste auszugleichen. Welche aeroakustischen Eigenschaften die hier untersuchten vorwärtsgekrümmten Blätter mit und ohne Serrations haben, wird im folgenden Kapitel diskutiert.

7.2.1 Analyse der Schalldruckpegel

In Abbildung 7-3 sind die Kennlinien der Schalldruckpegel für verdrehte und vorwärtsgekrümmte Blätter dargestellt.





Vorwärtsgekrümmte Blätter mit Serrations besitzen einen geringeren Schalldruckpegel als die vorwärtsgekrümmte Baseline (Abbildung 7-3, beide Kennlinien in blau). Vorwärtsgekrümmte Blätter ohne Serrations sind im Auslegungspunkt trotz der um etwa 13 % größeren Fläche leiser als (nur) verdrehte Blätter (Abbildung 7-3, beide Kennlinien der Baseline). Im Auslegungspunkt wird der Schalldruckpegel um etwa 1 dB reduziert, während es im Post-Stall-Messpunkt zu einer Erhöhung des Schalldruckpegels kommt und im Pre-Stall-Messpunkt keine Änderung gibt. Die gekrümmte Serration senkt den Schalldruckpegel im Vergleich zur gekrümmten Baseline nur geringfügig im Auslegungspunkt und um etwa 3 dB im Post-Stall-Messpunkt. Im Auslegungspunkt und Post-Stall-Messpunkt liefern beide Serrations ähnliche Ergebnisse. Nach dem Post-Stall-Messpunkt steigt der Schalldruckpegel der gekrümmten Blätter deutlich an. Dieser Bereich ist jedoch - wie auch bereits bei geraden und verdrehten Blättern genannt - nicht von hoher technischer Bedeutung, da der Axialventilator in diesem Bereich nicht wirtschaftlich betrieben wird.

In Abbildung 7-4 ist die Reduzierung des Schalldruckpegels des Auslegungspunktes im Vergleich zum Pre- und Post-Stall Bereichs dargestellt.



Abbildung 7-4: Differenz der Reduzierung des Schalldruckpegels der vorwärtsgekrümmten Serration A14λ13 im Vergleich zur vorwärtsgekrümmten Baseline für alle Gitter im Auslegungspunkt sowie Pre- und Post-Stall-Messpunkt

Die Reduzierung des Schalldruckpegels ist im Auslegungspunkt generell etwas größer als im Pre- oder Post-Stall-Messpunkt. Die stärkste Reduzierung beträgt 5,4 dB im Post-Stall-Messpunkt und ist neben den restlichen Ergebnissen ein Einzelfall. Die sonstige Reduzierung des Schalldruckpegels liegt hier im Mittel zwischen 1,0 - 1,5 dB. Positiv fällt auf, dass es auch bei vorwärtsgekrümmten Blättern zu keiner Erhöhung des Schalldruckpegels kommt. Jedoch wird hier auch nur eine gefertigte Serration untersucht.

In Abbildung 7-5 sind die Änderung des Wirkungsgrades und die Änderung des Schalldruckpegels für verdrehte und gekrümmte Blätter im Auslegungspunkt dargestellt.



Abbildung 7-5: Änderung des Wirkungsgrades im Vergleich zur Änderung des Schalldruckpegels für Gitter 1-4 im Auslegungspunkt für verdrehte und gekrümmte Blätter

Im Vergleich zu den verdrehten Blättern besitzen die vorwärtsgekrümmten Blätter - in Abhängigkeit des Turbulenzgrades - einen überwiegend konstanten Wirkungsgrad. Anhand der sekundären Achse in Abbildung 7-5 lässt sich eine bessere Reduzierung des Schalldruckpegels für verdrehte Blätter erahnen. Abbildung 7-6 zeigt dazu die Gesamtschalldruckpegel der gekrümmten und verdrehten Blätter.



Abbildung 7-6: Schalldruckpegel der Baseline und Serration für verdrehte und gekrümmte Blätter im Auslegungspunkt

Werden die Ergebnisse der Baseline für gekrümmte und verdrehte Blätter verglichen, fällt auf, dass die gekrümmten Blätter einen geringeren Schalldruckpegel besitzen als die verdrehten. Den gleichen Effekt liefern die Ergebnisse der beiden Serrations. Vorwärtsgekrümmte Blätter und Serrations haben trotz der größeren Oberfläche bessere Eigenschaften den Schall zu reduzieren als nur verdrehte Blätter.

Wie die Ergebnisse der Aerodynamik gezeigt haben, besitzen die hier gefertigten vorwärtsgekrümmten Blätter eine deutlich bessere Charakteristik im Vergleich zu den verdrehten Blättern. Um die Ergebnisse der verdrehten und der vorwärtsgekrümmten Blätter besser zu vergleichen, könnten die vorwärtsgekrümmten Blätter etwas kleiner entworfen werden, um die Schallemissionen durch eine geringere Fläche eventuell weiter zu reduzieren. Dies könnte sich möglicherweise auch positiv auf den Wirkungsgrad auswirken.

7.2.2 Analyse der Frequenzspektren

Die Auswertung der Schalldruckpegel hat gezeigt, dass vorwärtsgekrümmte Blätter leiser sind als rein verdrehte Blätter. Im Folgenden werden Unterschiede der frequenzabhängigen Schallreduktion zwischen verdrehten und vorwärtsgekrümmten Blätter verglichen. Zur besseren Darstellung der Unterschiede zwischen den Spektren werden die Frequenzbereiche von 10 Hz bis 500 Hz dargestellt. Der Frequenzbereich von 500 Hz bis 10.000 Hz wurde während der Analyse ebenfalls untersucht. In Abbildung 7-7 sind die Frequenzspektren der verdrehten und gekrümmten Baseline dargestellt.



Abbildung 7-7: Frequenzspektren der verdrehten und vorwärtsgekrümmten Baseline für Gitter 1 (T_U = 12,1 %) im Auslegungspunkt

Der Unterschied des Gesamtschalldruckpegels zwischen der verdrehten und gekrümmten Baseline beträgt 0,9 dB über den gesamten Frequenzbereich. Die gekrümmte Baseline reduziert besonders das entstehende Geräusch im Auslegungspunkt bei etwa 280 Hz. Dieser Effekt zeigt, dass vorwärtsgekrümmte Blätter bessere aeroakustischen Eigenschaften bei Strömungsablösungen besitzen als (nur) verdrehte Blätter. Auch der Bereich kurz hinter der zweiten Harmonischen der Blattfolgefrequenz bei etwa 420 Hz wird deutlich reduziert. Der ausgeprägte Peak zwischen 100 - 200 Hz (etwa 134 Hz) ist die vierte Drehzahlordnung. Im restlichen Spektrum bewegt sich die gekrümmte Baseline zwischen 500 - 2.000 Hz unterhalb der verdrehten Baseline und nimmt ab 2.000 Hz etwa die gleichen Werte an. Die Eigenschaften können teilweise ebenfalls in Abbildung 7-8 bei der Darstellung der Spektren für verdrehte und gekrümmte Serrations beobachtet werden.



Abbildung 7-8: Frequenzspektren der verdrehten und vorwärtsgekrümmten Serration A14 λ 13 für Gitter 1 (T_u = 12,1 %) im Auslegungspunkt

Auffällig für die beiden Serrations ist, dass der Bereich um 280 Hz bei gekrümmten Serrations nicht zu sehen ist (Abbildung 7-8). Anders als bei der Baseline werden die Spektren nicht bei exakt gleicher Lieferzahl vergleichen ($\phi_{gekrümmt} > \phi_{verdreht}$). Jedoch bildet sich der Bereich um 280 Hz auch im Post-Stall-Messpunkt für gekrümmte Serrations nicht so stark aus wie bei der verdrehten Serration, sodass der Schalldruckpegel in diesem Bereich gezielt durch eine Vorwärtskrümmung beeinflusst wird (vgl. auch Abbildung 7-9). Während der Messung war zudem ein Unterschied zur bekannten Geräuschentwicklung aus Messungen der geraden und verdrehten Blätter zu hören, der vermutlich darauf zurückgeführt werden kann. Es hörte sich an als würde der Ventilator verspätet in den Stall-Bereich eintreten.

Des Weiteren fällt der Bereich bis 260 Hz auf, in dem die verdrehte Serration etwas leiser ist als die gekrümmte Serration. Die bessere Reduzierung des breitbandigen Geräusches durch vorwärtsgekrümmte Blätter (und Serrations) könnte daran liegen, dass die grenzschichtnahe Strömung während des Betriebs nach außen geschleudert wird und sie auf den Blättern einen geringeren Weg zurücklegen muss, als bei (nur) verdrehten Blättern [4].

In Abbildung 7-9 sind die Frequenzspektren der verdrehten und gekrümmten Drosselzustände des Auslegungspunktes sowie Pre- und Post-Stall-Messpunktes dargestellt. Sie dient zur Veranschaulichung der unterschiedlichen Eigenschaften der verdrehten und vorwärtsgekrümmten Serration im Drosselzustand des Auslegungspunktes sowie des Preund Post-Stall-Messpunktes bei gleichem Turbulenzgrad.



Abbildung 7-9: Frequenzspektren der Drosselzustände im Auslegungspunkt sowie Pre- und Post-Stall-Messpunkt für die vorwärtsgekrümmte und verdrehte Serration und Gitter 1 (Legende: Sichel = Gekrümmt)

Im Pre-Stall-Messpunkt T₂ fallen zwischen den gekrümmten und den verdrehten Serrations - wie es ebenfalls in Abbildung 7-8 für den Auslegungspunkt zu sehen war - auf, dass die verdrehte Serration im Frequenzbereich zwischen 10 Hz und 300 Hz unterhalb des Frequenzspektrums der gekrümmten Serration liegt. Ob dieses Verhalten typisch für vorwärtsgekrümmte Blätter ist, muss in weiteren Messreihen mit weiteren vorwärtsgekrümmten Serrations untersucht werden. Der Auslegungspunkt T₃ wurde bereits anhand Abbildung 7-8 erläutert. Im Post-Stall-Messpunkt T₄ unterscheiden sich die vorwärtsgekrümmten und verdrehten Blätter teils deutlich. In den Bereichen zwischen 80 Hz und 200 Hz sowie 220 Hz bis 420 Hz sind die verdrehten Blätter deutlich lauter. In diesen Bereichen werden die Schallemissionen durch vorwärtsgekrümmte Serrations signifikant reduziert.

8 Zusammenfassung

Zur Schallreduzierung eines Niederdruck Axialventilators wurden Leading Edge Serrations unter hochturbulenten Anströmbedingungen untersucht. Die aerodynamischen und aeroakustischen Analysen erfolgten in einem Rohrprüfstand in Anlehnung an DIN ISO 5136 und DIN ISO 5801. Ziel der Arbeit war es zu untersuchen, inwieweit sich Leading Edge Serrations positiv auf die abgestrahlten Schallemissionen bei gleichbleibender Aerodynamik auswirken. Der verwendete Axialventilator ist ein eigens ausgelegter und per Rapid Prototyping gefertigter Axialventilator, dessen Blattform gemäß eines NACA65(12)-10 Profils gewählt wurde. Der Anstellwinkel der Blätter blieb für die erste Messreihe über den Spann konstant. In der zweiten Messreihe wurde der Anstellwinkel über den Spann für eine schaufelkongruente Anströmung ausgelegt. Die dritte Messreihe umfasste zusätzlich eine Vorwärtskrümmung der verdrehten Blätter.

Durch das Herausschneiden der Leading Edge Serrations verringert sich die Oberfläche der Blätter, was sich geringfügig auf die aerodynamische Leistung auswirkt. Der Wirkungsgrad bleibt für Blätter mit über den Spann konstanten Anstellwinkeln (gerade Blätter) überwiegend konstant oder wird verbessert. Blätter mit über den Spann schaufelkongruenten Anstellwinkeln (verdrehte Blätter) besitzen hingegen vermehrt reduzierte Wirkungsgrade. Aufgrund von Problemen während der Fertigung der vorwärtsgekrümmten Blätter, wurde nur die Baseline und eine Serration gefertigt. Die aerodynamischen Ergebnisse der vorwärtsgekrümmten Blätter zeigen jedoch vielversprechende Ergebnisse in Bezug auf die Aeroakustik. Trotz der vergrößerten Oberfläche der vorwärtsgekrümmten Blätter, die aufgrund der theoretisch verringerten aerodynamischen Leistung - durch die Vorwärtskrümmung - angepasst werden musste, konnten vorwärtsgekrümmte Blätter den Schall weiter reduzieren als rein verdrehte Blätter.

Die Ergebnisse der Schalldruckpegel zeigen eine signifikante Schallreduktion im Auslegungspunkt sowie im Pre- und Post-Stall-Bereich über nahezu den gesamten Frequenzbereich zwischen 10 Hz und 10 kHz. Im hochfrequenten Bereich - in Abhängigkeit der Parameter der Amplitude und Wellenlänge - wird der Schalldruckpegel in einem Frequenzbereich zwischen 2 - 10 kHz um etwa 0,15 dB erhöht. Es können in einigen Fällen Zusammenhänge zwischen steigender Schallreduktion und steigender Amplitude bzw. Wellenlänge beobachtet werden. Der Zusammenhang der steigenden Schallreduktion bei steigender Wellenlänge zeigte sich jedoch für eine Untersuchung gegenläufig, sodass kein eindeutiger Zusammenhang zwischen der Schallreduktion und steigender Amplitude bzw. Wellenlänge herausgestellt werden kann.

Spektral wurde eine deutliche Schallreduzierung im Bereich zwischen 10 Hz und 2 kHz festgestellt, indem die Eigenschaften der Serrations bei verschiedenen Drosselzuständen

untersucht wurden. Das entstehende breitbandige Geräusch im Auslegungspunkt und im Stall-Bereich konnte durch Leading Edge Serrations signifikant reduziert werden. Besonders im Vergleich zwischen verdrehten und vorwärtsgekrümmten Blättern mit Serrations wurde das Entstehen des Geräuschs im Auslegungspunkt deutlich beeinflusst und dieses bei vorwärtsgekrümmten Serrations zu stärker gedrosselten Zuständen verschoben. Auch der Schalldruckpegel der Blattfolgefrequenz und anderer drehzahlspezifischer tonaler Komponenten konnten durch die Verwendung von Leading Edge Serrations maßgeblich reduziert werden.

Auffällig ist, dass gerade Blätter oftmals bessere Ergebnisse lieferten als verdrehte Blätter. Die besten Ergebnisse für gerade Blätter liefert die Konfiguration A14 λ 4 mit einer Reduktion des Schalldruckpegels von bis zu 8,1 dB bei einer Verbesserung der Effizient von etwa 1,5 %. Diese Konfiguration besitzt das kleinste λ /A-Verhältnis. Ebenfalls mit einem geringen λ /A-Verhältnis reduzierte die Konfiguration A22 λ 13 mit verdrehten Blättern den Schall um 3,7 dB, bei einer Steigerung der Effizienz von etwa 2 %.

Im Vergleich zwischen verdrehten und vorwärtsgekrümmten Blättern stellten sich trotz der 13 % größeren Oberfläche, vorwärtsgekrümmte Blätter als leiser heraus. Da aufgrund von fertigungstechnischen Gründen nur zwei Konfigurationen der vorwärtsgekrümmten Blätter untersucht wurden, kann keine Aussage darüber getroffen werden, welche Serration mit vorwärtsgekrümmten Blättern die besten Eigenschaften bietet.

Die Fertigung durch das Verfahren des Rapid Prototypings ist eine sehr zeit- und kostensparende Methode, um experimentelle Untersuchungen anzustellen. Gleichzeitig muss jedoch erwähnt werden, dass die Blätter nicht bei jeder Fertigung der gleichen Qualität entsprachen. Eine numerische Untersuchung zur Validierung der erhaltenen Ergebnisse würde zeigen, ob es abweichende Ergebnisse gibt und es ggf. einer erneuten Vermessung für bestimmte Konfigurationen bedarf.

9 Ausblick

Leading Edge Serrations wurden bisher nur sehr gering an Axialventilatoren untersucht. Die in dieser Arbeit beschriebenen Ergebnisse zeigen einen kleinen Einblick, welche Vorteile Leading Edge Serrations in Bezug auf aeroakustische Eigenschaften bieten. Aufbauend auf dieser Arbeit können in der Zukunft einige weitere Parameter zur Untersuchung variiert werden, um das Wissen über Leading Edge Serrations an Axialventilatoren zu erweitern. Folgende Geometrien können zukünftig untersucht werden:

- Variable Amplitude und Wellenlänge
- Doppel oder mehrfach Amplitude
- Größere Winkel der Vorwärtskrümmung
- Blätter mit in Umfangsrichtung spitz zulaufenden Enden
- Nach vorne oder hinten geneigte Blätter
- Blätter mit Serrations und konstanter Oberfläche
- Sichelförmige Blätter (vorwärts und rückwärts)
- Andere Formen als Sinus Funktionen (zum Beispiel Sägezahn)
- Rückwärtsgekrümmte Blätter

Neben anderen Geometrien können weitere Veränderungen untersucht werden:

- Den Ausschnitt der Serrations mit Materialien auffüllen, wie zum Beispiel:
 - Wabengitter (per Rapid Prototyping)
 - Offenporige Schäume
 - Dünne Platten aus leichten Materialien (Kohlefasern)
 - Materialien natürlichen Ursprungs (zum Beispiel eine Feder eines Vogels)
- Die Variierung des Anstellwinkels zur Untersuchung des erweiterten Betriebsbereichs
- Die Schließung des Spalts zwischen Blatt und Rohrinnenwand

Neben der Variierung von Parametern sollte vermehrt die Region des Blattspitzenbereichs untersucht werden, da dort die meisten Schallemissionen abgestrahlt werden [3].

Das Gebiet der Vorderkantenmodifikation an Axialventilatoren ist noch sehr unerforscht und bietet - wie die Auflistung möglicher Veränderungen - einen breiten Bereich an möglichen Untersuchungen, die eventuell vermehrt Aufschluss über die herrschenden Mechanismen an Blättern eines Axialventilators mit Leading Edge Serrations geben. Durch das entstehende und erweiterte Wissen könnten die Technologien zukünftig sowohl in der Industrie als auch im Privaten vermehrt zur Schallreduzierung eingesetzt werden.

10 Literaturverzeichnis

- R. K. Amiet: Noise Produced by turbulent Flow into a Propeller or Helicopter Rotor. AIAA Journal (1977)
- [2] TH. H. Carolus u. M. Stremel: Blade Surface Pressure Fluctuations and Acoustic Radiation from an Axial Fan Rotor Due to Turbulent Inflow. Acta Acoustica United with Acoustica Vol. 88 (2002)
- [3] Florian Zenger, Gert Herold, Stefan Becker (Hrsg.): Acoustic Characterization of Forward- and Backward-Skewed Axial Fans Under Increased Inflow Turbulence. Reston, Virginia: American Institute of Aeronautics and Astronautics 05302016
- [4] Carolus, T.: Ventilatoren. Aerodynamischer Entwurf, Schallvorhersage, Konstruktion. Wiesbaden, s.I.: Imprint Vieweg+Teubner Verlag 2013
- [5] Schlender, F., Klingenberg, G. u. Franke, D.: Ventilatoren im Einsatz. Anwendung in Geräten und Anlagen. Düsseldorf: VDI-Verl. 1996
- [6] Schirmer, W. (Hrsg.): Technischer Lärmschutz. Grundlagen und praktische Maßnahmen zum Schutz vor Lärm und Schwingungen von Maschinen ; mit 40 Tabellen. VDI-Buch. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2006
- [7] Henn, H.: Ingenieurakustik. Wiesbaden: Springer Fachmedien 2008
- [8] Reduktion und Analyse von Tragflächen-Vorderkantenschall, verursacht durch eine turbulente Anströmung, Till Biedermann, Tze Pei Chong u. Frank Kameier
- [9] Paruchuri, C., Subramanian, N., Joseph, P., Vanderwel, C., Kim, J. W. u. Ganapathisubramani, B.: Broadband noise reduction through leading edge serrations on realistic aerofoils. 21st AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference. Reston, Virginia: American Institute of Aeronautics and Astronautics 06222015, S. 1
- [10] Paruchuri, C. C., Narayanan, S., Joseph, P. u. Kim, J. W.: Leading edge serration geometries for significantly enhanced leading edge noise reductions, S. 107114
- [11] M. ROGER u. S. MOREAU: Airfoil Turbulence-Impingement Noise Reduction by Porosity or Wavy Leading-Edge Cut: Experimental Investigations (2016)

- [12] Till M. Biedermann, Pasquale Czeckay: Noise Source Identification of Aerofoils Subjected to Leading Edge Serrations using Phased Array Beamforming. AIAA (2018)
- [13] Karolin Küntzel: Buckelwale: Fabelhafte Flossen, 2014. http://hallimaschund-mollymauk.de/buckelwale-fabelhafte-flossen/, abgerufen am: 20.04.2018
- [14] Goldbacher, A.: Neuartiger Ventilator von Ziehl-Abegg: Buckelwale als Vorbild, 2018. http://www.elektroniknet.de/elektronik/e-mechanik-passive/buckelwale-als-vorbild-128465.html, abgerufen am: 15.04.2018
- [15] Federsaum einer Schleiereulen-Feder. http://www.fotocommunity.de/photo/federsaum-einer-schleiereulen-feder-katrin-sdun/3203521, abgerufen am: 20.05.2018
- [16] Biedermann, T. M., Chong, T. P., Kameier, F. u. Paschereit, C. O.: Statistical–Empirical Modeling of Airfoil Noise Subjected to Leading-Edge Serrations. AIAA Journal 55 (2017) 9, S. 3128–3142
- [17] Chong, T. P., Vathylakis, A., McEwen, A., Kemsley, F., Muhammad, C. u. Siddiqi, S.: Aeroacoustic and Aerodynamic Performances of an Aerofoil Subjected to Sinusoidal Leading Edges. 21st AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference. Reston, Virginia: American Institute of Aeronautics and Astronautics 06222015, S. 172
- [18] Alessandro CORSINI, Giovanni DELIBRA, Franco RISPOLI and Anthony G. SHEARD: AEROACOUSTIC ASSESSMENT OF LEADING EDGE BUMPS IN INDUSTRIAL FANS. fan2015 (2015)
- [19] F. KRÖMER u. S. BECKER: Reduzierung der Schallemission von Axialventilatoren durch Vorderkantenmodifikationen (2018)
- [20] Till Biedermann, Tze Pei Chong u. Frank Kameier: Statistical-Empirical Modelling of Aerofoil Noise and Performance Subjected to Leading Edge Serrations (2016)
- [21] Schade, H., Kameier, F., Ewald, K. u. C., O., Paschereit: Strömungslehre. De Gruyter Studium. Berlin: de Gruyter 2013
- [22] Michael Beiler: Untersuchung der dreidimensionalen Strömung durch Axialventilatoren mit gekrümmten Schaufeln. Fortshrittberichte VDI 1996 298
- [23] Krömer, F. J.: Sound emission of low-pressure axial fans under distorted inflow conditions. FAU University Press 2018

- [24] Biedermann, T., Kameier, F., and Paschereit, O.: Optimised Test Rig for Measurement of Aerodynamic and Aeroacoustic Performance of Leading Edge Serrations in Low-Speed Fan Application. Proceedings of ASME Turbo Expo 2018 (2018)
- [25] Laws, E. M. u. Livesey, J. L.: Flow Through Screens. Annual Review of Fluid Mechanics 10 (1978) 1, S. 247–266
- [26] Oertel, H., Böhle, M. u. Reviol, T.: Strömungsmechanik. Für Ingenieure und Naturwissenschaftler. Wiesbaden: Springer Vieweg 2015
- [27] Pfleiderer, C. u. Petermann, H.: Strömungsmaschinen. Klassiker der Technik. Berlin: Springer 2005
- [28] Rick, H.: Gasturbinen und Flugantriebe. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg 2013

11 Anhang

1	Diag	ramme der Ventilatorblätter mit konstantem Anstellwinkel	. 89		
	1.1	Aerodynamik	. 89		
	1.2	Frequenzspektren der Strömung mit und ohne Gitter	.91		
2	Diagramme der Ventilatorblätter mit schaufelkongruenten Anstellwinkel92				
	2.1	Wirkungsgradkennlinien der untersuchten Serrations für Gitter 2-4	92		
	2.2	Aerodynamische Charakteristik der geraden und verdrehten Blätte im Bezug zur Baseline	er . 94		
	2.3	Frequenzspektren der Serration A14λ4	. 95		
3	Repr	räsentative Durchmesser	. 97		

1 Diagramme der Ventilatorblätter mit konstantem Anstellwinkel

1.1 Aerodynamik



Abbildung 11-1: Aerodynamische Charakteristik der untersuchten Serrations im Vergleich zur Baseline für Gitter 2 (T_U = 9,7 %)



Abbildung 11-2: Aerodynamische Charakteristik der untersuchten Serrations im Vergleich zur Baseline für Gitter 3 (T_U = 7,8 %)



Abbildung 11-3: Aerodynamische Charakteristik der untersuchten Serrations im Vergleich zur Baseline für Gitter 4 (T_U = 5,9 %)



Abbildung 11-4: Aerodynamische Charakteristik der untersuchten Serrations im Vergleich zur Baseline für Gitter 5 (T_U = 3,7 %)



1.2 Frequenzspektren der Strömung mit und ohne Gitter

Abbildung 11-5: Unterschied zwischen einer Strömung mit den Gittern 1-5 und ohne Gitter der Baseline im ungedrosselten Zustand

2 Diagramme der Ventilatorblätter mit schaufelkongruenten Anstellwinkel

2.1 Wirkungsgradkennlinien der untersuchten Serrations für Gitter 2-4







Abbildung 11-7: Wirkungsgradkennlinien der untersuchten Serrations im Vergleich zur Baseline für Gitter 3 (T_U = 7,8 %)







2.2 Aerodynamische Charakteristik der geraden und

Abbildung 11-9: Aerodynamische Charakteristik der geraden und verdrehten Blätter für die Baseline und die Serrations A22λ13 und A14λ4 bei Gitter 0 (große Darstellung)



2.3 Frequenzspektren der Serration A14 λ 4

Abbildung 11-10: Frequenzspektrum der Serration A14λ4 mit verdrehten Blättern im Vergleich zur Baseline für Gitter 1 im Post-Stall-Messpunkt



Abbildung 11-11: Frequenzspektrum der Serration A14λ4 mit verdrehten Blättern im Vergleich zur Baseline für Gitter 2 im Post-Stall-Messpunkt



Abbildung 11-12: Frequenzspektrum der Serration A14λ4 mit verdrehten Blättern im Vergleich zur Baseline für Gitter 3 im Post-Stall-Messpunkt

3 Repräsentative Durchmesser

In Kapitel 5 wurde beschrieben, dass die Oberfläche der Blätter der Axialventilatoren durch einen repräsentativen Durchmesser ausgedrückt werden. Für jede Serration gibt es einen anderen repräsentativen Durchmesser. In Tabelle 11-1 sind sie zusammengefasst.

	Repräsentativer Durchmesser		
	Gerade	Verdreht	Gekrümmt
Serration	[mm]		
Α14λ13	0,375	0,377	0,379
Α14λ4	0,378	0,379	-
Α14λ22	0,375	0,376	-
Α6λ13	0,384	0,386	-
Α22λ13	0,365	0,367	-

Tabelle 11-1: Zusammenfassung der repräsentativen Durchmesser

Eidesstattliche Erklärung

Hiermit versichere ich, Nils Hintzen, an Eides statt, die vorliegende Masterthesis selbständig verfasst und keine weiteren als die angegebenen Hilfsmittel und Quellen benutzt zu haben.

Dies ist die von der Hochschule Düsseldorf zu bewertende Version.

Düsseldorf, 25.06.2018 Unterschrift