





Master-Thesis

Simulations- und Experimentaltechnik Fachbereich Maschinenbau und Verfahrenstechnik

Versuchsstandskonzeption zur strömungsakustischen Analyse von bioinspirierten PC-Lüftern auf 3D-Druck Basis

Von

Nina Maimuna Balde

629790

Hochschule Düsseldorf

Düsseldorf

August 2022

Erster Prüfer
Dr. -Ing. Till Biedermann
Institute of Sound and Vibration Engineering
Fachbereich Maschinenbau und
Verfahrenstechnik
Münsterstraße 156
40476 Düsseldorf
till.biedermann@hs-duesseldorf.de

Zweiter Prüfer
Prof. Dr.-Ing. Frank Kameier
Institute of Sound and Vibration Engineering
Fachbereich Maschinenbau und
Verfahrenstechnik
Münsterstraße 156
40476 Düsseldorf
frank.kameier@hs-duesseldorf.de

Aufgabenstellung

Versuchsstandskonzeption zur strömungsakustischen Analyse von bioinspirierten PC-Lüftern auf 3D-Druck Basis

Sowohl vorausgegangene als auch noch laufende Arbeiten an einem DFG-Forschungsprojekt widmen sich der Analyse von Niederdruck-Axialventilatoren unter aerodynamischen und akustischen Gesichtspunkten. In diesem Rahmen wurde eine experimentelle Testumgebung gemäß des Kanalverfahrens in Anlehnung an DIN ISO 5136 konzipiert, welches die parallele Erfassung strömungsakustischer Eigenschaften der untersuchten Maschinen erlaubt. Als ein Forschungsschwerpunkt wurden die Effekte von bioinspirierten Rotorblättern in Form von Leading Edge Serrations untersucht.

Die hier zu bearbeitende Aufgabe ist an das bereits existente Versuchsdesign angelehnt und widmet sich a) der Erprobung einer Skalierung einzelner erprobter Rotordesigns, b) Möglichkeiten der Simplifizierung der bisher verwendeten Fertigungsmethoden sowie c) einer Erweiterung bisheriger Versuchsergebnisse um eine Visualisierung der Strömungstopologie.

Konkret soll ein Ventilatordesign erarbeitet werden, welches sich an den geometrischen Eigenschaften eines bereits vorhandenen und in zurückliegenden Untersuchungen erprobten Ventilators mit und ohne *Leading Edge Serrations* im Maßstab 1:3 orientiert. Diese Axialventilatoren in PC-Lüftergröße sollen mittels Rapid-Prototyping-Verfahren als Vollmodell gefertigt und strömungsakustisch vermessen werden. Dies geschieht auch in diesem Fall mittels eines zu konzipierenden Prüfstand gemäß DIN EN ISO 5136 inklusive der Quantifizierung der Zuströmbedingungen. Mit Hilfe von Ähnlichkeitsgesetzen und dimensionslosen Kenngrößen soll untersucht werden, ob ein Übertragbarkeitsvergleich der aerodynamischen sowie aeroakustischen Versuchsergebnisse dieser geometrisch ähnlichen Axialventilatoren möglich ist. Letzteres schließt auch eine Analyse des Spektralbereichs mit ein. Als methodische Komponente soll zur Reduktion des Versuchsaufwandes auf die statistischen Versuchsplanung zurückgegriffen werden, welche eine effiziente Beschreibung des Versuchsraum mittels Regressionsfunktionen erlaubt. Um eine Beurteilung der Aussagekraft des statistischen Ansatzes zu erhalten, sollen die Ergebnisse mit Validierungsmessungen überprüft und miteinander verglichen werden.

Als zusätzlicher Teil der Arbeit soll die Anwendungsmöglichkeit eines 2-D PIV-Systems (*Particle Image Velocimetry*) an dem Ventilatorprüfstand im Sinne einer Strömungsvisulisierung in unmittelbarer Nähe zu den zu untersuchenden Rotoren erprobt werden.

War.

Unterschrift Erstprüfer:

Unterschrift Zweitprüfer:

Inhaltsverzeichnis

Auf	gabenstellungII
Inha	altsverzeichnisIII
Abk	xürzungsverzeichnisVI
Sym	nbolverzeichnisVII
1	Abstract1
2	Einleitung
3	Design des Axialventilators
	3.1 Tragflügelprofil
	3.1.1 Bestimmung des Staffelungswinkels
	3.2 Rotorblattvarianten
	3.2.1 Leading Edge Serration
	3.3 Prototypenanfertigung
	3.4 Geometrische Unterschiede zum akustischen Modell
4	Messtechnischer Versuchsaufbau und Übersichtsmessungen 13
	4.1 Rohrprüfstand nach DIN EN ISO 5136 und 5801
	4.2 Messinstrumente und Einbauten
	4.2.1 Druckmessungen
	4.2.2 Hitzdrahtanemometer zur Bestimmung der Geschwindigkeit 16
	4.2.3 PT1000 Widerstandsthermometer
	4.2.4 ½"-Mikrofon mit Nasenkonus
	4.2.5 Antrieb und Einstellung der Drehzahl
	4.2.6 Strömungsgleichrichter
	4.3 Ermittlung der aerodynamischen Kenngrößen
	4.3.1 Ermittlung der Turbulenzgrade und der Strömungsprofile 28
	4.3.2 Generierung einer turbulenten Zuströmung

	4.3.3 Bestimmung der Turbulenzgrade und der Strömungsprofile 3	32
	4.4 Ermittlung der aeroakustischen Kenngrößen	35
	4.4.1 Geräuschentstehungsmechanismen	35
	4.4.2 Wahl des geeigneten Messsondenvorsatzes	37
	4.4.3 Nasenkonus	8
	4.4.4 Schlitzrohrsonde Turbulenzschirm	9
	4.4.5 Vergleichsmessungen der Messsondenvorsätze	Ю
5	Messergebnisse und Versuchsauswertung4	1 5
	5.1 Aerodynamische Auswertung der Messergebnisse	ŀ5
	5.1.1 Analyse der aerodynamischen Kennlinien	16
	5.1.2 Übertragbarkeit des Vergleichsmodells auf das akustische Mode56	:11
	5.2 Aeroakustische Auswertung der Messergebnisse	51
	5.3 Vergleich der Spektralen Geräuschreduzierungen	56
6	Statistische Versuchsplanung DoE7	' 0
	6.1.1 Faktorstufen7	⁷ 0
	6.2 Systemgrenzen/ Versuchsraum	1
	6.3 Zentralzusammengesetzter Plan (ZZP)	13
	6.4 Box-Behnken-Design (BBD)	15
	6.4.1 Testdatensatz	⁷ 6
	6.4.2 Modellansatz/ Regressionskoeffizient	7
	6.5 Prognosefähigkeit der Modelle7	18
	6.5.1 Prognose-Beobachtungsplots - Residual-Plot7	19
	<u> </u>	
	6.5.2 Effektanalyse	32
	6.5.2 Effektanalyse	33
7	6.5.2 Effektanalyse	33 36

	7.1.1 Partikel-Seeding	
	7.1.2 CCD-Kamerasystem 90	
	7.1.3 Lasersystem	
	7.2 Datenauswertung/ Partikel-Tracking	
	7.3 PIV-Messergebnisse	
8	Fazit und Ausblick96	
9	Abbildungsverzeichnis98	
10	Tabellenverzeichnis	
11	Anhang	
12	References	

Abkürzungsverzeichnis

A/D Analog/Digital

ABS Acrylnitril-Butadien-Styrol

AK Anlagenkennlinie
AM Akustisches Modell
APS Amplitudenspektrum
BBD Box-Behnken-Design
BFF Blattfolgefrequenz

BNC Bayonet Neill Concelman

BSLN Baseline

CFD Computational Fluid Dynamics

COM-Port Communication Port

CTA Constant Temperature Anemometer

dB Dezibel

DIN Deutsches Institut für Normung

DoE Design of Experiments
DPS Druckmessumformer
DZO Drehzahlordnung
EN Europäische Norm

FDM Fused Deposition Modeling

ISAVE Institute of Sound And Vibration Engineering der HS Düsseldorf

ISO International Organization for Standardization

LHD Latin-Hypercube-Design

MTG Microtech Gefell

NACA National Advisory Committee for Aeronautics

OASPL Overall Sound Pressure Level

PBPF Bandpassfilter PC Personal Computer

PIV Particle Image Velocimetry PWM Pulsweitenmodulation

RAA Reflexionsarmer Abschluss RAR Reflexionsarmer Raum SPL Sound Pressure Level

SRN Serration Tu Turbulenz

VM Vergleichsmodell

ZZP Zentralzusammengesetzter Plan

Symbolverzeichnis

<u>c</u>	Anströmgeschwindigkeit	[m/s]
D_{Rohr}	Innendurchmesser der Rohrstrecke	[m]
D_{Rotor}	Rotordurchmesser	[m]
f	Frequenz	[Hz]
f_0	Cut-on Frequenz	[Hz]
L_W	Schallleistungspegel	[dB]
L_{Ws}	Schallleistungspegel nach Madison	[dB]
ṁ	Massenstrom	[<i>kg</i> /s]
P	Leistung	[Watt]
p_{atm}	Atmosphärendruck	[Pa]
r	Radius	[m]
Sr_{axial}	Strouhal-Zahl auf Axialgeschwindigkeit normiert	[-]
Sr_{umf}	Strouhal-Zahl auf Umfangsgeschwindigkeit normiert	[-]
\underline{u}_{BM}	Umfangsgeschwindigkeit Blattmitte	[m/s]
\underline{u}_{Nabe}	Umfangsgeschwindigkeit Nabe	[m/s]
\underline{u}_{Spitze}	Umfangsgeschwindigkeit Blattspitze	[m/s]
\dot{V}	Volumenstrom	$[m^3/s]$
<u>w</u>	Relativgeschwindigkeit	[m/s]
Y	Spezifische Stutzenarbeit	$[m^2/s^2]$
α	Anstellwinkel	[°]
eta_{∞}	Anströmwinkel	[°]
γ	Staffelungswinkel	[°]
Δp	Differenzdruck des Fan	[Pa]
Δp_D	Düsen-Differenzdruck	[Pa]
Δp_t	Totaldruckerhöhung des Fan	[Pa]
Δz	Gitterabstand	[m]
\varOmega	Umfangsgeschwindigkeit	[m/s]
η	Wirkungsgrad	[%]
μ	dynamischen Viskosität	[Pa·s]
ho	Luftdichte im Prüfstand	$[kg/m^3]$

σ	Schnelllaufzahl	[-]
$\sigma_{_{S}}$	Festigkeit	[N/mm ²]
arphi	Lieferzahl	[-]
ψ	Druckzahl	[-]

Abstract 1

1 Abstract

Fans are responsible for high energy consumption in Europe. These flow machines for example are the main component in building ventilation systems such as air handling units and air conditioning systems and represent a major energy consumer [1]. Furthermore, fans are used in manufacturing processes. According to a study from 2011 by the German Federal Environment Agency, a reduction in final energy consumption can lead to potential savings of 6.3 TWh in Germany per year. This savings potential could have led to a reduction of 1.6 power plants in 2020 compared to the trend [2]. Consequently, it is especially important to reduce energy consumption when using fans and to operate them in an energy-efficient manner.

Previous studies have shown that bioinspired leading edge modifications can provide both aerodynamic and aeroacoustic benefits [3]. Using the example of the humpback whale, which has tubercles on its flippers, and the barn owl, whose wings have a serrated feather fringe, the leading edges of the aerfoils were modified (Figure 2 1). It has been shown that a transfer of these leading edge characteristics, depending on their amplitude and wavelength, can lead to an extension of the working range of the fan, since by a shift of the boundary layer separation, high lift values can be exhibited at a larger range of angles of attack [6].

In fan design, similarity and model laws are important methods for investigating different fans. These have the goal of analyzing aerodynamic as well as aeroacoustic operating behavior [7].

Scaling methods for fan noise with changes in fan diameter and speed are already in use, but are largely considered sufficiently accurate for estimation purposes. Therefore, the development of an axial fan noise scaling method should allow the noise of larger axial fans to be predicted without having to perform computationally intensive aeroacoustic simulations [8]. In order to keep the financial and technical research effort as small as possible, this thesis will investigate whether it is possible to reproduce fluidic as well as acoustic characteristics of an axial fan on a smaller scale to a comparative model. For this purpose, a previously investigated axial fan is scaled down by one third of its diameter. The work is intended to determine whether aeroacoustic and aerodynamic relationships can be identified with the aid of model laws and dimensional analyses.

Einleitung 2

2 Einleitung

Ventilatoren halten einen beachtlichen und zumeist unterschätzten Anteil des Energieverbrauches in Europa. Diese Strömungsmaschinen sind beispielsweise Hauptbestandteil im Gebäudebereich bei lüftungstechnischen Systemen wie Lüftungsanlagen und Klimaanlagen und stellen einen großen Energieverbraucher dar [1]. Des Weiteren werden bei Herstellungsprozessen (unter anderem Zement-, Spanplatten-, Metallverarbeitung wie Produktion von Schrauben) Ventilatoren eingesetzt. Laut einer Studie des Umweltbundesamtes von 2011 kann eine Reduzierung des Endenergieverbrauches zu einem Einsparpotential von 6,3 TWh in Deutschland pro Jahr führen. Dieses Einsparpotential hätte 2020 gegenüber dem Trend zu einer Reduzierung von 1,6 Kraftwerken führen können [2]. Demzufolge ist es besonders wichtig den Energieverbrauch beim Einsatz von Ventilatoren zu reduzieren und diese nach Möglichkeit Energieeffizient zu betreiben.

Vorausgegangene Studien haben gezeigt, dass beispielsweise bioinspirierte Veränderungen der Vorderkante am Laufradeintritt sowohl aerodynamische als auch aeroakustischen Vorteile hervorrufen können [3].



Abbildung 2-1 Tuberkel an den Flippern eines Buckelwals (links) [4] kammartige Vorderkante der Primärflügelfedern einer Schleiereule (rechts) [5]

Am Beispiel des Buckelwals, welcher Tuberkel an seinen Flippern besitzt sowie von an Land jagenden Eulen, deren Flügel einen gezackten Federsaum aufweisen, wurden die Vorderkanten der Tragflügel modifiziert (Abbildung 2-1). Es hat sich gezeigt, dass eine Übertragung dieser Vorderkanteneigenschaften, abhängig von deren Amplitude und Wellenlänge, zu einer Erweiterung des Arbeitsbereichs des Ventilators führen kann, da durch

Einleitung 3

eine Verschiebung der Grenzschichtablösung, hohe Auftriebswerte bei einem größeren Bereich von Anstellwinkeln aufgewiesen werden können [6].

Im Ventilatorenbau werden Ähnlichkeits- und Modellgesetze zur Dimensionierung verschiedener Ventilatoren eingesetzt. Diese haben das Ziel aerodynamische sowie aeroakustische Betriebsverhalten zu analysieren [7].

Skalierungsmethoden für Lüftergeräusche bei Änderungen des Lüfterdurchmessers und der Drehzahl finden bereits Anwendung, werden jedoch größtenteils zu Schätzungszwecken als ausreichend genau angesehen. Die Entwicklung einer Methode zur Skalierung des Axialventilatorgeräusches soll es daher ermöglichen, das Geräusch größerer Axiallüfter vorherzusagen, ohne rechenintensive aeroakustische Simulationen durchführen zu müssen [8]. Um den finanziellen und technischen Forschungsaufwand so klein, wie möglich zu halten, soll in dieser Arbeit untersucht werden, ob es möglich ist, strömungstechnische sowie akustische Charakteristiken eines Axiallüfters in einem kleineren Maßstab zu einem Vergleichsmodell abzubilden. Dazu wird ein zuvor untersuchter Axialventilator um ein Drittel des Durchmessers herab skaliert. Die vorliegende Arbeit soll herausstellen, ob mit Hilfe von Modellgesetzen und Dimensionsanalysen aeroakustische sowie aerodynamische Zusammenhänge reproduzierbar sind.

3 Design des Axialventilators

Bei der Auslegung und dem Design des Axialventilators wurde sich an einem bereits vorhandenen und experimentell ausreichend vermessenen Ventilator orientiert, welcher im Folgenden als akustisches Modell (AM) bezeichnet wird. Der neu erstellte Rotor wird als Vergleichsmodell (VM) angegeben. Dabei wurden zwei unterschiedliche Versionen der Schaufelblätter berücksichtigt. Zum einen Rotorblätter mit geraden Vorderkanten - im Folgenden als Baseline bezeichnet - und zum anderen Rotorblätter, bei welchem die Vorderkante mit sogenannten *Leading Edge Serrations* modifiziert wurden. Um die Größe eines PC-Lüfters wiederzugeben, wurde der zuvor untersuchte Ventilator auf etwa 34% des ursprünglichen Durchmessers herab skaliert. Abbildung 3-1 zeigt die mit *Creo-Parametric* 3D-konstruierten Geometrien der untersuchten Axialventilatoren.

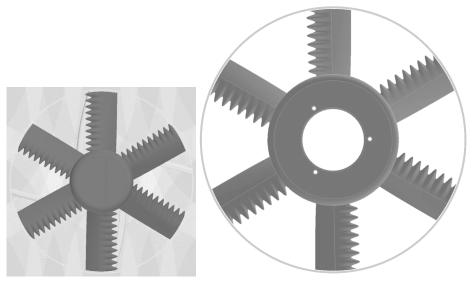


Abbildung 3-1 Axialventilatorgeometrien Vergleichsmodell (links), akustisches Modell (rechts) → Alle Designparameter folgen der Reduktion um 34 %

3.1 Tragflügelprofil

Für die Modellierung einer möglichst geometrisch ähnlichen Strömungsmaschine wurde das gleiche Tragflügelprofil wie bei dem akustischen Modell verwendet. Hierbei handelt es sich um ein NACA 65(12)-10 Profil, welches zuvor bereits im rotierenden sowie im Windkanal ausgiebig untersucht worden ist. Abbildung 3-2 zeigt die charakteristischen Eigenschaften des untersuchten NACA -Tragflügelprofils (National Advisory Committee for Aeronautics).

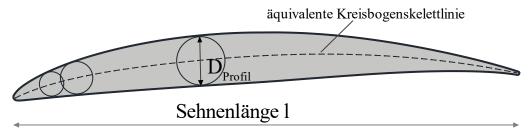


Abbildung 3-2 Eigenschaften des NACA 65(12)-10-Profils

Bei vier-ziffrigen NACA-Profilen wird folgende Nomenklatur beachtet: Die erste Ziffer gibt die prozentuale Wölbung der Profiltiefe an. Die zweite Ziffer beschreibt die Wölbungsrücklage der Profiltiefe in Zehnteln, während die dritte und die vierte Ziffer die prozentuale Dicke der Profilhöhe angibt. Für alle vier-ziffrigen NACA-Profile gilt eine Dickenrücklage x_d/t_p von 0,3 [9]. Tabelle 3-1 zeigt einen Überblick der Dimensionen der untersuchten Tragflügen. Hierbei steht die Bezeichnung VM₁₆₀ für das Vergleichsmodell und AM₄₀₀ für das akustische Modell.

Tabelle 3-1 Dimensionen der untersuchten Tragflügelprofile

Parameter	Einheit	VM_{160}	AM_{400}	Verhältnis
Blattprofil	[]	NACA6	55(12)-10	1,00
Sehnenlänge l	[mm]	24,8	75,0	0,34
Spannweite	[mm]	44,8	99,0	0,46
D_Profil	[mm]	2,6	7,5	0,35
Fläche BSLN	$[mm^2]$	1112,1	7442,2	0,15

3.1.1 Bestimmung des Staffelungswinkels

Der Staffelungswinkel γ ist die Summe des festgelegten Anstellwinkels α und des Anströmwinkels $\beta \infty$ Formel (3-1). Wie in Abbildung 3-3 zu sehen, ist der Staffelungswinkel der Winkel zwischen Schaufelsehne und Axialebene des Rotors.

$$\gamma = \alpha + \beta_{\infty}$$
 (3-1)

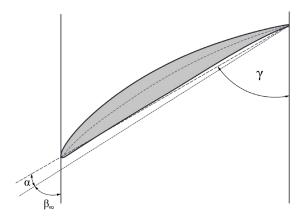


Abbildung 3-3 Staffelungswinkel des Tragflügelprofils nach Carolus [10]

Um den aerodynamischen Anstellwinkel α zu bestimmen, wurden Ergebnisse aus einer vorausgegangenen Studie herangezogen. Bei dieser Studie wurde ein einzelnes NACA 65(12)-10 Profil in einem Windkanal auf seine aerodynamischen Eigenschaften untersucht. , wobei der Wert der maximalen Festigkeit σ_s bei < 0,7 liegt, da so von einer Vernachlässigung der amplitudenabhängigen Interaktionen aufeinanderfolgender Schaufeln ausgegangen wird [11]. Die Ergebnisse des Auftriebsbeiwertes, bei sich änderndem Anstellwinkel α sind in Abbildung 3-4 (links) zu sehen. Dieses Polardiagramm zeigt, dass unter Berücksichtigung des Punktes des Strömungsabrisses der höchste Auftriebsbeiwert bei einem Anstellwinkel von 7° vorliegt. Auf der rechten Seite der Abbildung ist das sogenannte lift-to drag Verhältnis bei variierendem Anstellwinkel abgebildet. Im Bereich der 7° ist das Verhältnis von Auftriebs- zu Widerstandskraft groß und begünstigt somit die Wahl des angenommenen Anstellwinkels beiträgt.

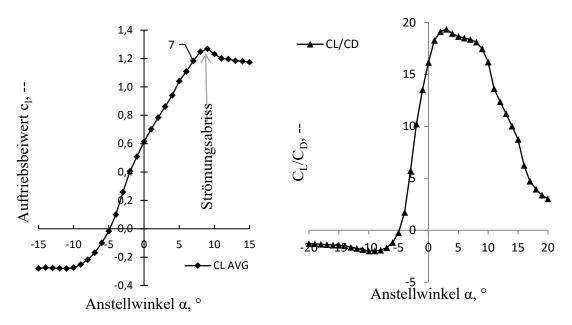


Abbildung 3-4 Polardiagramm des Anstellwinkels (links) Verhältnis von Auftriebs- zu Widerstandskraft (rechts)

Zur Analyse der Strömungsverhältnisse und Kinematik von Strömungsmaschinen wurden Geschwindigkeitsdreiecke erstellt. In dieser Betrachtung ist \underline{c} die Absolutgeschwindigkeit und \underline{w} die Relativgeschwindigkeit der Luft. Da mit Hilfe der Umfangskomponente sowie Meridiankomponente der Staffelungswinkel bestimmt werden kann, welcher sich aus dem vorher festgelegten Anstellwinkels α von 7° und dem Profilanströmwinkel β zusammensetzt, welcher mit Hilfe von Geschwindigkeitsdreiecken bestimmt wurde. Bei Axialventilatoren wächst die Umfangsgeschwindigkeit mit der Spannweite, was zur Folge hat, dass sich β entsprechend von der Blattwurzel bis zur Blattspitze erhöht [10]. Dies führt zu einer Verdrehung der Rotorblätter über den Spann, damit für alle Teilschnitte des Rotorblattes ein möglichst optimaler Anstellwinkel erreicht wird. Der Lüfter wurde bei einer Drehzahl von 2000 min⁻¹ ausgelegt.

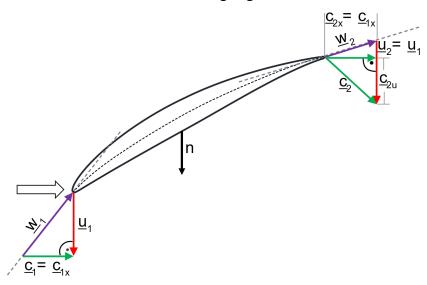


Abbildung 3-5 Geschwindigkeitsdreiecke des Tragflügelprofils an der Blattmitte

Bei der axialen Arbeitsmaschine sind die Umfangsgeschwindigkeiten an Schaufeleinund -austritt konstant. Es gilt folgende Gleichung für die Blattspitze mit der Umfangsgeschwindigkeit Ω :

$$\underline{u}_1 = \underline{u}_2 = \underline{u} = \Omega = \pi \cdot n \cdot D \tag{3-2}$$

Daraus ergibt sich für das Profil an der Nabe diese Umfangsgeschwindigkeit:

$$\underline{u}_{Nabe} = \pi \cdot D_{Nabe} \cdot n = 5 \, m/s \tag{3-3}$$

Umfangsgeschwindigkeit der Blattmitte:

$$\underline{u}_{BM} = \pi \cdot (S_{Spann} + D_{Nabe}) \cdot n = 9.6 \, \text{m/s}$$
 (3-4)

Umfangsgeschwindigkeit Blattspitze:

$$\underline{u}_{Spitze} = \pi \cdot D_{Rotor} \cdot n = 14.2 \, m/s \tag{3-5}$$

Bei einer drallfreien Zuströmung, bei welcher sich der Ein- und Austrittsquerschnitt nicht ändert, gilt:

$$\underline{c}_1 = \underline{c}_{1x} = \underline{c}_{2x} \tag{3-6}$$

$$\underline{c} = \underline{u} + \underline{w} \tag{3-7}$$

Für die Auslegung der Geschwindigkeitsdreiecke wird angenommen, dass die Anströmgeschwindigkeit <u>c</u> über den Spann des Rotorblattes verteilt konstant bei der gleichen Geschwindigkeit bleibt. Nach Bruno van Eck [12] sind die Strömungszustände eines Axialläufers abhängig vom jeweiligen Drosselzustand. Abbildung 3-6 zeigt bspw. für den "Fall d", dass im Auslegungspunkt das Anströmungsprofil nahezu konstant ist und vereinfacht als Rechteckprofil angesehen werden kann [12].

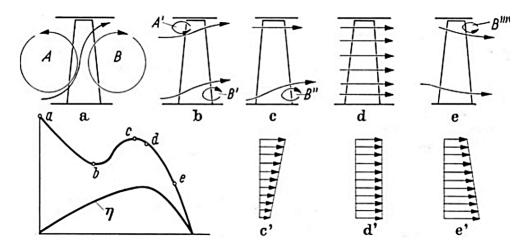


Abbildung 3-6 Unterschiedliche Strömungszustände eines Axialventilators bei verschiedenen Drosselzuständen [12]

Gemäß dem Satz des Pythagoras kann die Relativgeschwindigkeit wwie folgt berechnet werden:

$$\underline{w} = \sqrt{\underline{u}^2 + \underline{c}^2} \tag{3-8}$$

Der Anströmwinkel β zwischen \underline{w} und \underline{u} wurde folgendermaßen bestimmt:

$$\beta = \left(\frac{\arccos\left(\frac{\underline{u}_1}{\underline{w}_1}\right) * 180}{\pi}\right) \tag{3-9}$$

Eingesetzt in Gleichung (3-1) ergibt sich ein Staffelungswinkel von 20° für eine Auslegung in der Blattmitte.

Tabelle 3-2 Eintrittswinkel des Tragflügels

		Eintrittswinkel	
Position		VM_{160}	AM_{400}
Rotorblattspitze	[°]	8,9	14,6
Rotorblattmitte	[°]	12,9	19,1
Rotorblattwurzel	[°]	23,6	27,4

Da für eine möglichst ähnliche Strömungsmaschine die Komponenten des Vergleichsmodells sowie des akustischen Modells ähnlich sein sollen, wurden diese in Tabelle 3-3 miteinander verglichen. Es zeigt sich, dass die Verhältnisse der Vektoren der Geschwindigkeitsdreiecke im Eintrittsbereich beider Rotoren ähnlich zueinander sind. Des Weiteren zeigt sich in Tabelle 3-2, dass die Eintrittswinkel fast vergleichbar sind. Infolgedessen werden die Geschwindigkeitsdreiecke beider Rotoren als sich einander ähnelnd angenommen.

Tabelle 3-3 Komponenten der Geschwindigkeitsdreiecke am Schaufeleintritt sowie Schaufelaustritt

	Komponente	VM_{160}	AM_{400}	Verhältnis
D + 11 + '-	C_1	2,20	10,88	0,20
Rotorblattspitze [m/s]	$U_{\rm s}$	14,12	41,89	0,34
	W_{1s}	14,29	43,28	0,33
D + 11 + 24	C_1	2,20	10,88	0,20
Rotorblattmitte [m/s]	U_{m}	9,57	31,42	0,30
[111/3]	W_{1m}	9,82	33,25	0,30
D - 41.1 - 44	C_1	2,20	10,88	0,20
Rotorblattwurzel [m/s]	U_n	5,03	20,94	0,24
[111/3]	W_{ln}	5,49	23,60	0,23

3.2 Rotorblattvarianten

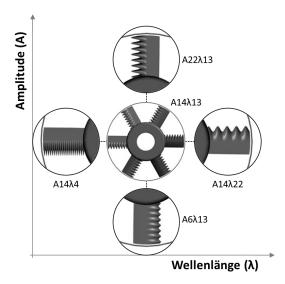


Abbildung 3-7 Variationen der Parameter Amplitude (A_{Serr}) und Wellenlänge (λ) der Serrations aus vorgegangen Studien [13]

Um eine Analyse und Identifizierung von aerodynamischen und akustischen Ähnlichkeiten zu ermöglichen, wurden für das Design des Rotors komplexe Schaufelgeometrien wie gesichelte oder stark verdrehte Tragflügel bewusst vermieden. Auf Basis der Erkenntnisse vorheriger Studien wurde entschieden, die Serration zu wählen, welche einen Kompromiss aus Aeroakustik und Aerodynamik bietet. Abbildung 3-7 zeigt die zuvor untersuchten Serrationtragflügel. Der Vergleichsrotor A14λ13 ist im Zentrum abgebildet.

Für eine Vergleichbarkeit und eine bessere Abschätzbarkeit der Schallreduktion der Serrationmodifikationen wurde neben der Serration auch ein Rotor vermessen, welcher eine unmodifizierte, gerade Vorderkante aufweist. Dieser wird im Folgenden auch als Baseline (BSLN) bezeichnet.

3.2.1 Leading Edge Serration

Vorausgegangene Untersuchungen haben gezeigt, dass Tragflügelprofile mit Vorderkanten, sogenannte *Leading Edge Serrations* (SRN), aeroakustische Vorteile bieten. Durch die sinusförmigen Aussparungen an der Vorderkante werden Wirbel gebildet, welche frühzeitig im Wurzelbereich ablösen. Jedoch besitzen sie eine lange anliegende Grenzschicht im Spitzenbereich, wodurch es zu einem höheren Auftrieb im Post-Stallbereich kommt. Dies führt zu einer Zunahme des Anstellwinkels. Vorherige aeroakustische Studien haben gezeigt, dass Wechselwirkungen zwischen den ankommenden Turbulenzen

und der Serrationvorderkanten zu einer Verringerung des breitbandigen Rauschens führen können [14]. Darüber hinaus hat sich gezeigt, dass die Minderung tonaler Geräusche eng mit der Bildung von Wirbeln zusammenhängt, die durch die Serrationvorderkanten emittiert werden [15].

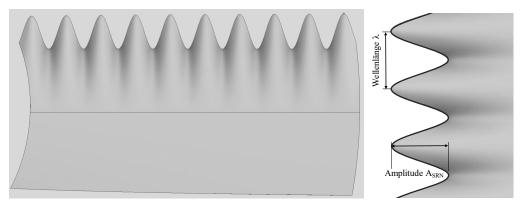


Abbildung 3-8 Tragflügel mit Leading Edge Serrations und Bezeichnungen

Die geometrischen Parameter der sinusförmigen Serrations der Vorderkante setzen sich aus der Amplitude A_{SRN} und der Wellenlänge λ zusammen. Bei den Serrations ist die Amplitude als der Abstand zwischen dem Spitzenwert und dem Tal-Wert definiert. Als Basis wurde der Baselinetragflügel so modifiziert, dass die Serrations aus dem Vorderkantenbereich "herausgeschnitten" worden sind. Bei der Verteilung der Sinuskurve wurde darauf geachtet, dass vor allem im Blattspritzenbereich die Form der Serration mit der Krümmung des Rohrradius abschließt, um dort keine zusätzlichen tonalen Geräuschquellen sowie Blattspitzeneffekte zu generieren.

3.3 Prototypenanfertigung

Die Rotoren des Vergleichsmodells wurden in zwei unterschiedlichen Druckverfahren und Materialien hergestellt. Die Serration wurde mit einem Kunstharz-Drucker hergestellt, bei welchem eine Schichthöhe von 0,05 mm eingestellt wurde. Bei dem verwendeten Material handelt es sich um Kunstharz auf Urethan-Acrylat-Basis.

Der Rotor mit geraden Vorderkanten wurde mit einem FDM (Fused Deposition Modeling) Druckverfahren hergestellt, wobei es sich bei dem verwendeten Material um das Thermoplast ABS (Acrylnitril-Butadien-Styrol) handelt. Das Objekt wurde mit Hilfe eines mechanischen Polierverfahrens geglättet, indem es in einer vibrierenden Trommel mit Schleifkörpern zugesetzt wurde.



Abbildung 3-9 Verwendete Prototypen: Serration aus UV Resin (links) Baseline aus ABS Material (rechts)

3.4 Geometrische Unterschiede zum akustischen Modell

Tabelle 3-4 Übersicht der Unterschiede des VM und AM

	Einheit	VM	AM	Verhältnis
D Rohr	[mm]	160,0	400,0	0,40
Nabe	[mm]	48,0	200,0	0,24
D-fan	[mm]	134,8	397,9	0,34
l_Blade	[mm]	44,8	100,0	0,45
b_Blade	[mm]	24,8	73,1	0,34
d_blade	[mm]	2,6	7,5	0,34
A_BSLN	$[mm^2]$	1112,1	7442,2	0,15
A_SRN	$[mm^2]$	1012,5	6721,8	0,15
Gewicht	[g]	23,0	894,0	0,03
Preis	[€]	32,0	365,0	0,09
Abstand Mic	[mm]	8000,0	12000,0	0,67

Obwohl versucht wurde, zwei geometrisch ähnliche Strömungsmaschinen zu untersuchen, konnten nicht alle Parameter im gleichen Verhältnis zueinander gehalten werden. Bei der akustischen Vermessung des Vergleichsmodells wurde ein ¼" Mikrofon mit Nasenkonusvorsatz verwendet, während der Rotor des akustischen Modells mit mehreren wandbündigen Mikrofonen vermessen wurde, wobei zum Vergleich die Messergebnisse eines wandbündigen Mikrofons ausgewertet wurden. Tabelle 3-4 fasst die wichtigsten Unterschiede des Vergleichsmodells und des akustischen Modells zusammen.

Die Preise für die Rotoren wurden auf der Homepage der Firma iMaterialise im August 2022 überprüft [16].

4 Messtechnischer Versuchsaufbau und Übersichtsmessungen

4.1 Rohrprüfstand nach DIN EN ISO 5136 und 5801

Der für diese Arbeit aufgebaute Rohrprüfstand wurde an die DIN EN ISO 5136 sowie an die DIN EN ISO 5801 angelehnt und entspricht dem in Abbildung 4-1 schematisch dargestellten Aufbau. Ein großer Vorteil dieses Prüfstandes, der einen Rohrinnendurchmesser von 160 mm misst, ist, dass er dank seiner Messvorrichtungen- und Instrumente die simultane Aufnahme aerodynamischer und aeroakustischer Zielgrößen ermöglicht.

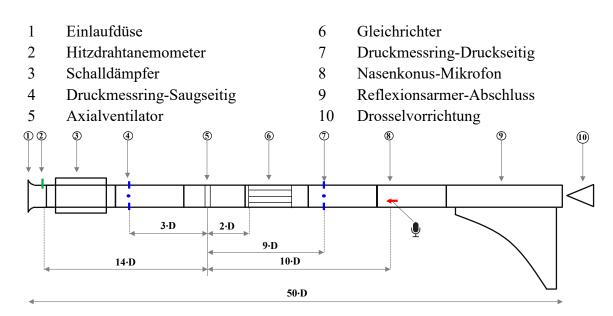


Abbildung 4-1 Schematische Darstellung des Rohrprüfstandes nach DIN EN ISO 5136

Damit die Luft möglichst ungestört in den Messkanal einströmen kann, wurde eine Einlaufdüse, welche nach der DIN EN ISO 5801 angefertigt wurde, eingebaut. Messbohrungen an deren Hals zur Erfassung des statischen Druckes dienen der Ermittlung von Strömungsgeschwindigkeiten. Anstelle des Druckmessringes wurde aufgrund der niedrigen Geschwindigkeiten der Anströmung und dadurch resultierenden niedrigen, mit dem Messequipment kaum messbaren Differenzdrücken zur Bestimmung der mittleren Strömungsgeschwindigkeit ein Hitzdraht-Anemometer verwendet. Zur Minderung von Ansauggeräuschen und Schallreflexionen des Ventilators wurde saugseitig ein Schalldämpfer installiert. Der montierten Ventilatoreinheit folgt ein Rohrabschnitt inklusive Druckmessring, mit welchem druckseitig der statische Druck gemessen werden kann. Der Axialventilator wurde in einem Acrylglasrohr montiert, welches einen Innendurchmesser von

154 mm aufweist. Die Drehzahl des PWM-gesteuerten Ventilators kann mittels eines Potentiometers stufenlos bis zu einer Drehzahl von 2500 min⁻¹ eingestellt. Zusätzlich wurde ein sternförmiger Gleichrichter nach ISO5801 verbaut, um den vom Rotor erzeugten Drall in Druckenergie umzuwandeln. Dieser wird gefolgt von einem Druckmessring, welcher zur Bestimmung der vom Rotor resultierenden Druckdifferenz dient. Die akustische Messwerterfassung erfolgt durch ein 1/4"-Kondensatormikrofon, welches mit einem Nasenkonus versehen wurde. Die unterschiedlichen Lastzustände können mittels eines stufenlos einstellbaren Drosselkegels eingestellt werden. An dieser Stelle wird jedoch durch die Querschnittsverengung ein Teil des Schalls reflektiert, wodurch es zu einem Impedanzsprung kommen kann, welcher die akustischen Messergebnisse stark beeinflussen kann. Aus diesem Grund wurde ein reflexionsarmer Abschluss vor der Drosselvorrichtung platziert, welcher zudem Störgeräusche außerhalb des Prüfstandes vermindern soll. Die Gesamtlänge des Rohrprüfstandes bemisst das fünfzigfache des Rohrdurchmessers, was einer Länge von ca. acht Metern entspricht.

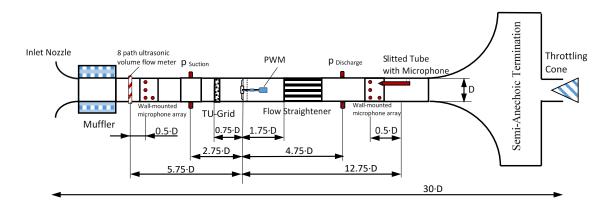


Abbildung 4-2 Schematischer Rohrprüfstand des akustischen Modells [17]

4.2 Messinstrumente und Einbauten

Die Genauigkeit der Messwerte hängt stark von der richtigen Verwendung und Positionierung der Messgeräte ab. Aus diesem Grund wurden die Hitzdrahtsonden, das Kondensatormikrofon sowie der Druckmessumformer vor den Messungen kalibriert und überprüft.

Im folgenden Abschnitt werden die Eigenschaften der Messgeräte sowie deren jeweiligen Kalibrierverfahren erläutert. Die Messdatenerfassung der aerodynamischen Kenngrößen erfolgte mit dem Messwerterfassungssystem *DASYLab*. Die Messgeräte wurden mittels Tischmultimetern und serieller Schnittstellen mit der Software verbunden. Die Ermittlung der Turbulenzgrade wurden mit Hilfe von Hitzdrahtsonden realisiert, dessen Signale über

das Frontend MKII (*Müller-BBM*) und der zugehörigen Messsoftware VAS-PAK erfasst wurden. Die Hitzdrahtanemometer, welche an einem Mini-CTA (constant temperature anemometer) angeschlossen wurden, wurden sowohl für die Turbulenzgradermittlung als auch die Ermittlung der Strömungsgeschwindigkeit im Rohr eingesetzt. Die Daten des Kondensatormikrofons wurden mittels eines Signalvorverstärkers (Nexus) über eine *ROGA* Soundkarte ebenfalls mit der Messsoftware VAS-PAK aufgezeichnet.

4.2.1 Druckmessungen

Um eine möglichst hohe Genauigkeit der Druckmessergebnisse zu erlangen, wurde in Vorversuchen der zu erwartende Differenzdruckbereich des Axialventilators ermittelt. Bei maximalgedrosseltem Zustand und maximaler Drehzahl wurde ein maximaler Differenzdruck von 40 Pa gemessen. So wurde ein zu erwartender Messbereich von 0-50 Pa festgelegt. Um eine möglichst hohe absolute Genauigkeit der Messergebnisse zu erreichen, musste ein Druckmessgerät mit möglichst kleiner Messrange herangezogen werden. Dabei fiel die Wahl auf den Druckmessumformer des Typs DPS der Firma *Althen*, welches eine Messrange von 0-1 mbar also 0-100 Pa aufweist (Abbildung 4-3). Die Gesamtungenauigkeit liegt laut Herstellerangaben bei 1%. Diese Genauigkeit entspricht der maximal zulässigen Messabweichung des Sensorsignals bei einem anliegenden Druckwert [18].



Abbildung 4-3 Druckmessumformer DPS der Firma *Althen*

Für die Spannungsversorgung des Messumformers wurde eine 24 V Gleichspannungsquelle der Firma *Voltcraf* verwendet.

Der Differenzdruck Δp_{fan} wurde über Druckmessringe jeweils saugseitig sowie druckseitig ermittelt. Die Druckmessringe besitzen je vier Druckmessbohrungen, welche äquidistant über den Umfang des Rohres verteilt sind. So kann über den Querschnitt der ge-

mittelte statische Druck aufgenommen werden. Die Druckmessschläuche saugseitig sowie druckseitig wurden an demselben Druckmessumformer angeschlossen, um so die Druckerhöhung des Ventilators zu ermitteln. Dadurch konnte die vom Rotor erzeugte Druckdifferenz Δp_{fan} direkt, ohne weitere Verrechnungen abgenommen werden. Diese entspricht aufgrund der nichtvorhandenen Querschnittsänderung der Rohrstrecke der Totaldruckerhöhung des Rotors.

Tabelle 4-1 Eigenschaften des Druckmessgeräts

Druckmessgerät Eigenschaften		
Hersteller	Althen GmbH Mess- und Sensortechnik	
Serien- Nr.	00034611 B Ro	
Modell	DPS	
Messbereich	0 1 mbar	
Ausgang	0 10 V	

4.2.2 Hitzdrahtanemometer zur Bestimmung der Geschwindigkeit

Da im Rohrprüfstand sehr kleine Strömungsgeschwindigkeiten und Differenzdrücke zu erwarten sind, wurde für die Ermittlung der mittleren Strömungsgeschwindigkeit ein Hitzdrahtanemometer der Firma Dantec Dynamics verwendet. Vorversuche zur Strömungsgeschwindigkeitsbestimmung unter Verwendung einer Einlaufdüse inklusive Druckmessring haben zu keinen auswertbaren Ergebnissen geführt, da die Drücke am Druckmessring so niedrig waren, dass der Messbereich des Druckmessumformers zu groß war. Das Messgerät besitzt einen Messbereich von 0-100 Pa, während die gemessenen Drücke im Bereich von wenigen Pascal lagen. Wenn die Messungenauigkeit des DPS mit eingerechnet wird, fällt diese in Relation zu den geringen, aufgenommenen Differenzdrücken und der dafür großen Messrange zu hoch aus. Wie bei der Einlaufdüse hat auch die Messung mit einem Prandtl'schen Staurohr zu minimalen, kaum messbaren Druckunterschieden geführt. Um eine Geschwindigkeitsbestimmung mittels Druckmessung zu umgehen, wurden Voruntersuchungen mit Hilfe eines Flowmasters durchgeführt. Auch bei diesen Messungen waren die Strömungsgeschwindigkeiten so niedrig, dass die mittlere Geschwindigkeit innerhalb der Rohrstrecke nicht ausfindig zu machen war. Hitzdrahtanemometer sind empfindliche Messgeräte, welche einen dünnen, mit Gold überzogenen Draht halten. Dieser fasst in diesem Fall einen Durchmesser von 5 μm. Die in dieser Arbeit verwendeten Hitzdrahtsonden der Firma Dantec Dynamics sind in Abbildung 4-4 dargestellt [19].

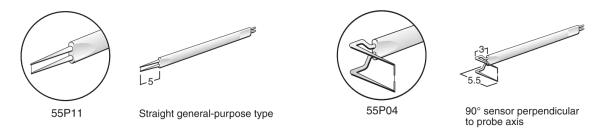


Abbildung 4-4 Verwendete Hitzdrahtsonden der Firma Dantec Dynamics [19]

Die Anströmgeschwindigkeit wird durch die Kühlwirkung auf den beheizten Hitzdraht gemessen. Hierbei wird der physikalische Effekt angewendet, bei dem sich die Wärme- übergangszahl dem Hitzdraht proportional zur Quadratwurzel der Strömungsgeschwindigkeit verändert. Der durch den Draht geleitete elektrische Strom erhitzt diesen. Je höher die Wärmeübergangszahl ist, desto stärker sinkt die Temperatur des Drahtes [20]. Durch das in den Versuchen angeschlossene mini-CTA (Constant Temperature Anemometer) der Firma *Dantec Dynamics* wird der Sensor auf einer konstanten Temperatur gehalten. So gibt das Anemometer ein kontinuierliches Spannungssignal ab, welches im direkten Zusammenhang der zu messenden Strömungsgeschwindigkeit steht.

Folglich können kleinste Fluktuationsschwankungen der Strömung mit einer hohen Frequenzauflösung aufgenommen werden.

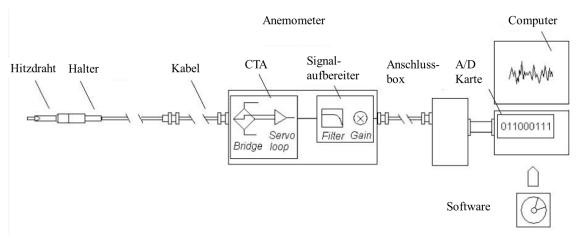
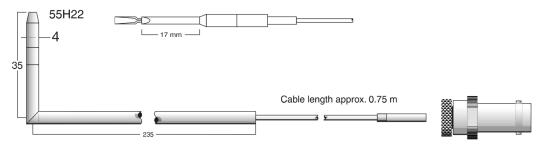


Abbildung 4-5 Messkette für Hitzdrahtmessungen [21]

Die Messkette der Hitzdrahtmessungen ist in Abbildung 4-5 schematisch abgebildet. So wird der Hitzdraht an einem Sondenhalter montiert, welcher mittels eines BNC Kabels an einem Mini-CTA angeschlossen wird. Das Signal des Mini-CTAs wird mit Hilfe eines Digitalmultimeters über eine COM-Port-Schnittstelle an den PC weitergeleitet.



The short 4 mm support (type 55H20) fits into both the 4 mm chuck and the 4 mm mounting tubes shown below.

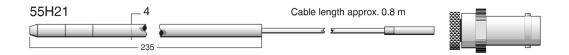


Abbildung 4-6 Rechtwinkliger Sondenhalter (oben) gerader Sondenhalter (unten) [19]

Um die Hitzdrahtsonden optimal zur Strömung auszurichten, wurden zwei unterschiedliche Sondenhalter verwendet. Zum einen wurde ein gerader Halter und zum anderen ein rechtwinkliger Sondenhalter eingesetzt, wie sie in Abbildung 4-6 schematisch dargestellt werden.

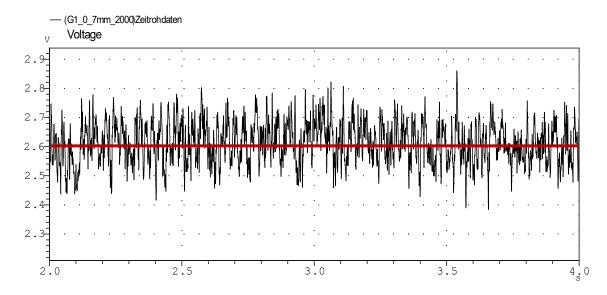


Abbildung 4-7 Zeitverlauf des Messsignals einer Hitzdrahtmessung (schwarz) und zeitlicher Mittelwert der Schwankungsgröße (rot)

Abbildung 4-7 zeigt einen Ausschnitt der Zeitrohdaten einer Hitzdrahtmessung mit einer Abtastrate von 32kHz und einer Frequenzauflösung von 1 Hz bei einer Rotordrehzahl von 2000 min⁻¹. Es wurde die Schwankungsgröße des vom Hitzdraht gemessene Spannungssignals über der Zeit aufgetragen. Es ist zu erkennen, wie das Signal um den zeitlichen Mittelwert fluktuiert.

4.2.2.1 Hitzdrahtkalibrierung

Um die mittleren Strömungsgeschwindigkeiten des Versuchsprüfstandes zu ermitteln, kann laut DIN-5801 eine Einlaufdüse in Verbindung eines Druckmessrings verwendet werden. Mit Hilfe der Druckdifferenz und der Bernoulli'schen Gleichung kann die mittlere Geschwindigkeit ermittelt werden.

$$\frac{c_{\infty}^2}{2} + \frac{p_{\infty}}{\rho} = \frac{c_1^2}{2} + \frac{p_1}{\rho} \quad \text{mit } c_{\infty} = 0$$
 (4-1)

Für eine möglichst genaue Ermittlung der Messwerte der Strömungsgeschwindigkeiten ist es wichtig, die Sonden in einem geeigneten Verfahren zu kalibrieren. Hierbei ist darauf zu achten, dass die verwendeten Kabel sowie das Mini-CTA die gleichen sind, welche auch im Prüfstand verwendet werden. Die Kalibrierung erfolgte mit der Düseneinheit *DISA* 55D45. Bei der Wahl der passenden Düse wurde darauf geachtet, dass im zu erwartenden Strömungsgeschwindigkeitsbereich von 0,1 - 4 m/s nur Differenzdrücke im Bereich der Messränge des Druckmessumformers aufgenommen werden.



Abbildung 4-8 Düseneinheit DISA 55D45 zur Hitzdrahtkalibrierung

Mit den so gemessenen Werten der Lufttemperatur, des Differenzdrucks vor der Düse und den Spannungswerten der Hitzdrahtsonde, konnte mit Hilfe der vereinfachten Bernoulli'sche Gleichung zu jedem gemessenen Spannungswert die zugehörige Strömungsgeschwindigkeit ermittelt werden. Um die Werte der Kalibrierfunktion zu bestimmen, wurde eine Trendlinie eines Polynoms vierten Grades durch die Messwerte gelegt. Somit konnte für den Hitzdraht 55P11 aus der polynomischen Trendlinie folgende Kalibrierfunktion hergeleitet werden:

$$c_{HD,P11}0,130 \cdot x^3 - 0,155 \cdot x^2 + 0,297 \cdot x - 0,151$$
 (4-2)

Kalibrierfunktion des Hitzdrahtes 55P05:

$$c_{HDP05} = 0.399 \cdot x^3 - 1.052 \cdot x^2 + 1.258 \cdot x - 0.734$$
 (4-3)

Nicht nur die genaue Positionierung des Hitzdrahtes in der Strömung ist wichtig für genaue Kalibrierwerte, sondern auch die Positionierung des Sondenhalters. Je nachdem wie die Sonde inklusive Halter in der Strömung positioniert wird, ergeben sich leicht unterschiedliche Kalibrierkurven, wie in Abbildung 4-9 für den Hitzdraht P11 zu sehen ist. Dementsprechend ist darauf zu achten, die Hitzdrahtanemometer entsprechend in der Strömung zu positionieren und dementsprechend die passende Kalibrierfunktion anzuwenden.

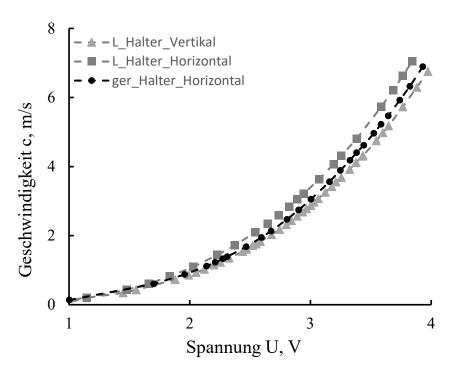


Abbildung 4-9 Mit der Düseneinheit ermittelte Kalibrierkurven des Hitzdrahtes 55P11, unterschiedlicher Halter und Anströmpositionen

4.2.3 PT1000 Widerstandsthermometer

Die Temperatur der Zuströmung innerhalb der Rohrstrecke wird anhand eines temperaturabhängigen Widerstandthermometers des Typen Pt1000 aufgenommen. Die über den Widerstandswert aufgenommene Temperatur wurde mit der Umkehrfunktion der Kennlinie für Platin-Widerstandssensoren nach DIN EN 60751 ermittelt [22].

$$R(v) = R_0(1 + A \cdot v + B \cdot v^2) \tag{4-4}$$

$$\frac{v(R)}{{}^{\circ}C} = -\frac{A}{2B} - \sqrt{\left(\frac{A}{B}\right)^{2} + \frac{-1}{B}\left(\frac{R}{R_{0}} - 1\right)}$$
(4-5)

Wobei die Konstanten wie folgt definiert wurden:

A=+3,9083 10^{-3} °C⁻¹; B=-5,775 10^{-7} °C⁻² und für das verwendete Pt1000 R₀=1000 Ω [23].

4.2.4 1/4"-Mikrofon mit Nasenkonus



Abbildung 4-10 1/4" Messmikrofon MTG MV 302 [24]

Die akustischen Messdaten wurden mit einem ¼" Messmikrofonverstärker MV 302 der Firma *Microtech Gefell* und der dazugehörigen extern polarisierten, Kondensator-Messmikrofonkapsel MK 302 aufgezeichnet. Die Kalibrierung des Mikrofons wurde mittels eines Kalibrators der Klasse 1 der Firma *Brüel und Kjaer* des Typen 4231 realisiert.

Das Kondensatormessmikrofon wurde zur Spannungsversorgung und Signalverstärkung an einem Mikrofonkonditionierer des Typen 2690 Nexus der Firma *Brüel & Kjaer* angeschlossen.

4.2.5 Antrieb und Einstellung der Drehzahl

Zum Antrieb des Ventilators wurde ein industrieller PC-Lüfter NF-A14 der Firma *Noctua* (Abbildung 4-11) den Anforderungen entsprechend modifiziert. Für den Einbau in die Rohrstrecke wurden die Kanten des Gehäuses entfernt. Darüber hinaus wurden die ursprünglichen Rotorblätter an deren Blattwurzel abmontiert, sodass lediglich die Nabe des Lüfters genutzt werden kann. Auf diese Weise können die Prototypen zerstörungsfrei aufgesetzt und abgenommen werden.

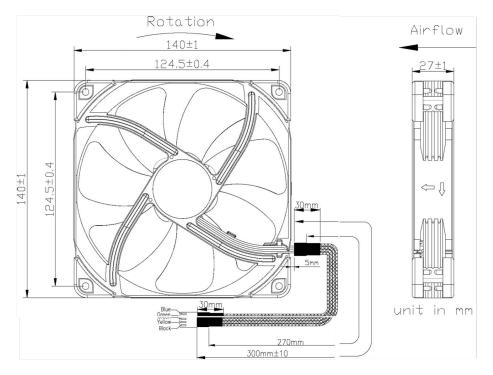


Abbildung 4-11 Verwendete Axialventilatorbasis NF-A14 industrial PPC-3000 PWM der Firma *Noctua* [25]

Die Wahl fiel auf den PC-Lüfter NF-A14, da er laut Herstellerangaben einen Drehzahlbereich bis 3000 Umdrehungen aufweist und besonders leise sein soll [25]. Zudem wird er mittels eines dreiphasigen PWM-Motors mit sechs Ankern angetrieben, welcher mit einer externen Steuerung geregelt werden kann. Die Drehzahl wurde stufenlos durch die Steuerung NA-FC1 der Firma Noctua geregelt. Aufgenommen wurde die Drehzahl mittels einer photoelektrischen Lichtschranke des Typen MM-0024 der Firma Brüel und Kjaer. Diese detektiert das zurückgeworfene Licht eines Reflektionsstreifens, welcher an den Rand eines Schaufelblatts angebracht wurde. Das DasyLab Schaltbild, welches zur Aufnahme der aerodynamischen Kenngrößen verwendet wird, wurde mit einem Modul erweitert, das das Kamerasignal in Form eines PWM-Signals triggert und so die Drehzahl aufzeichnet.



Abbildung 4-12 Messaufbau zur Bestimmung der Drehzahl

4.2.6 Strömungsgleichrichter

Abbildung 4-13 zeigt schematisch einen im Kanalprüfstand eingebauten sternförmigen Gleichrichter mit radialen Schaufeln, welcher nach der DIN EN ISO 5801 ausgerichtet wurde. Sobald ein Drall in der Strömung vorhanden ist, muss laut Norm ein Gleichrichter verbaut werden. Hier fiel die Wahl auf einen sternförmigen Gleichrichter, da dieser den Drall, welcher vom Axialventilator erzeugt wird unterbindet während gleichzeitig der statische Druck durch seine geometrischen Eigenschaften radial ausgeglichen wird [26].

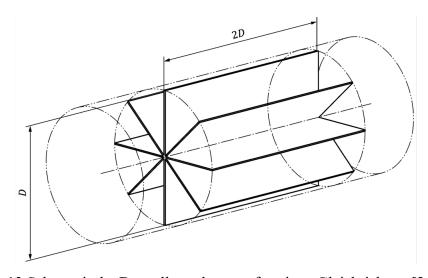


Abbildung 4-13 Schematische Darstellung des sternförmigen Gleichrichters [26]

4.3 Ermittlung der aerodynamischen Kenngrößen

Zur Beschreibung des aerodynamischen Betriebsverhaltens von Ventilatoren werden charakteristische Kennlinien verwendet. Dabei wird die Abhängigkeit des geförderten Volumenstroms und der von der Strömungsmaschine erzeugten Druckerhöhung untersucht. Für die dimensionsbehafteten Kennlinien gelten folgende Gleichungen:

$$\dot{V} = A \cdot c \tag{4-6}$$

$$\dot{m} = \dot{V} \cdot \rho \tag{4-7}$$

$$\rho = \frac{p_{\infty}}{R_L \cdot T_{\infty}} \tag{4-8}$$

$$Y = \frac{\Delta p}{\rho} \tag{4-9}$$

$$P = U \cdot I \tag{4-10}$$

$$\eta_{aero} = \frac{\Delta p \cdot \dot{V}}{P} \tag{4-11}$$

Die Darstellung mehrerer Drosselkennlinien bei unterschiedlichen Drehzahlen wird als Kennfeld einer Strömungsmaschine bezeichnet. Neben den Drosselkurven wird häufig die Anlagenkennlinie dargestellt. Diese wird an dem Drosselpunkt des höchsten Wirkungsgrades, über dem gesamten Drehzahlbereich aufgenommen. Der Schnittpunkt der Anlagenkennlinie mit der Drosselkennlinie wird im Folgenden als Betriebspunkt oder als Designpoint bezeichnet.

Laut *Bommes* wird bei der Verwendung von Modellgesetzen zwischen einer typengebundenen und nichttypengebundenen Analyse unterschieden. Für die Annahme der typengebundene Analyse gilt folgende Beziehung [7]:

$$(\lambda, \psi, \eta, \delta, \sigma) = f(\varphi, Re) \tag{4-12}$$

Für den Vergleich von Ventilatoren unterschiedlicher Baugrößen werden die dimensionsbehafteten Kennlinien häufig in dimensionslose Kennlinien umgerechnet.

Die Lieferzahl berechnet sich wie folgt:

$$\varphi = \frac{\dot{V}}{\frac{\pi^2}{4}D^3n} \tag{4-13}$$

Die dimensionslose Druckzahl Ψ ist das Verhältnis der spezifischen Nutzarbeit Y zur spezifischen Energie des Ventilators:

$$\psi = \frac{Y}{\frac{\pi^2}{2}D^2n^2} = \frac{2 \cdot \Delta p}{\rho \pi^2 n^2 D^2}$$
 (4-14)

Die Reynoldszahl wurde mit folgender Gleichung bestimmt:

$$Re = \frac{\rho \cdot c \cdot d}{\eta} \tag{4-15}$$

Die Schnelllaufzahl σ und Durchmesserzahl δ werden im Kapitel 5.1.1 näher erläutert. Abbildung 4-14 zeigt neben der Kennlinie eines Radialventilators die ideale Kennlinie nach Euler, die sogenannte *Euler-Gerade*. Reale Kennlinien weichen von dieser ab, da unterschiedliche Verluste wie Stoßverluste, Verluste innerhalb der Strömungskanäle sowie Verluste der endlichen Schaufelanzahl einen Einfluss ausüben. Wohingegen Abbildung 4-15 einen typischen Kennlinienverlauf eines Axialventilators darstellt.

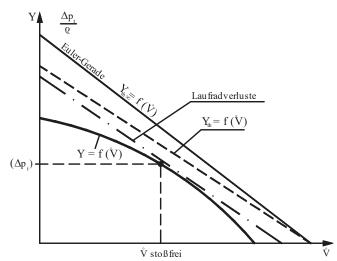


Abbildung 4-14 Reale Kennlinie für radiale Arbeitsmaschinen [27]

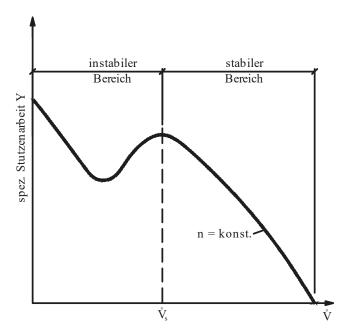


Abbildung 4-15 instabile Drosselkurven eines Axialventilators [27]

Zur Beurteilung der Funktionalität der Messkette sowie des Rohrprüfstandes wurden zunächst Voruntersuchungen mit dem PC-Lüfter *Noctua* NF A14 durchgeführt und im Anschluss die Messergebnisse auf Plausibilität überprüft und bewertet. Hierzu wurden Kennlinien bei drei unterschiedlichen Drehzahlen aufgenommen. Die dimensionsbehafteten Kennlinien sind in

Abbildung 4-16 aufgetragen. Die dazugehörige Anlagenkennlinie wurde am Bestpunkt der höchsten Drehzahl gefahren. Hierfür wurde der Drosselzustand des höchsten Wirkungsgrades eingestellt, während die Drehzahl stetig erhöht wurde.

Abbildung 4-16 zeigt die Drosselkurven des *Noctua* PC-Lüfters bei den Drehzahlen 2000 min⁻¹, 1750 min⁻¹ und 1500 min⁻¹. Diese weisen, wie in Abbildung 4-15 zu sehen ist, einen instabilen Bereich auf, welcher sich links neben dem Auslegungspunkt befindet. Dimensionslos aufgetragen kann auch hier die Plausibilität der Messergebnisse überprüft werden. Abbildung 4-17 zeigt, dass sowohl die Drosselkurven als auch die Punkte der Anlagenkennlinie weitgehend aufeinander fallen. Somit kann davon ausgegangen werden, dass die Messkette und die Messinstrumente plausible Ergebnisse liefern. Zusätzlich zu den Drosselkurven wurde der Betriebspunkt als Linie eingezeichnet. Links dieser Linie arbeitet der Lüfter im Teillast-Bereich. Rechts der Linie, bei höheren Drehzahlen, arbeitet der Ventilator im Überlast-Bereich.

Grundsätzlich sollte die Strömungsmaschine ausschließlich im stabilen Bereich der Kennlinie betrieben werden, da es im instabilen Bereich zu instationären, zeitlich fluktuierenden Druckschwankungen kommen kann, welche Schwingungen an den Rotorblättern induzieren könnten und so zu Festigkeitsproblemen führen können [28].

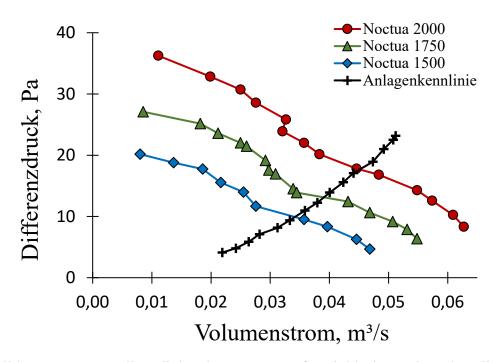


Abbildung 4-16 Drosselkennlinien des NF A14 Lüfters inklusive Anlagenkennlinie

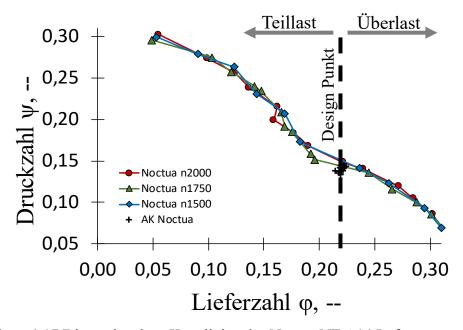


Abbildung 4-17 Dimensionslose Kennlinien des Noctua NF A14 Lüfters

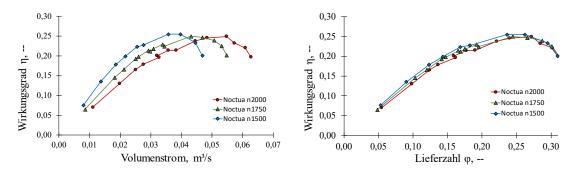


Abbildung 4-18 Wirkungsgrad über Volumenstrom (links) Wirkungsgrad über der Lieferzahl (rechts)

Die Ergebnisse aus Abbildung 4-18 wurden als Anhaltspunkt genommen, um sicherzugehen, dass die Messung der Leistungsmessung des Ventilators zu plausiblen Ergebnissen führen kann. Es wurde der Wirkungsgrad über dem Volumenstrom sowie der Lieferzahl aufgetragen. Der höchste Wirkungsgrad wird dabei im stabilen Bereich der Kennlinie bei einer Lieferzahl von ca. 0,26 erreicht.

4.3.1 Ermittlung der Turbulenzgrade und der Strömungsprofile

In Rohren mit einem kreisrunden Querschnitt gibt es zwei verschiedene Strömungszustände. Zum einen den laminaren Fall, bei dem die Strömung in sich nicht vermischenden Schichten fließt. Zum anderen gibt es den turbulenten Fall, bei dem die Strömungsbewegung von unregelmäßigen Fluktuationsbewegungen überlagert wird, was zu einer verstärkten Durchmischung führt. Die Strömungsverhältnisse sind in erster Linie abhängig von der Strömungsgeschwindigkeit, dem Rohrradius und der kinematischen/dynamischen Zähigkeit des Fluids [29].

Ein wichtiger Einflussfaktor der Eigenschaften einer Strömung ist der Turbulenzgrad der Strömung. Im Folgenden werden das Messverfahren und seine Auswertung zur Bestimmung der Turbulenzeigenschaften des Induzierens von Turbulenzen erläutert. Die Strömungsgeschwindigkeit c beschreibt die Ortsveränderung entlang einer Bahnlinie, welche sich in u, v und w-Richtung bewegen können.

$$\bar{c} = \sqrt{\overline{c_u^2} + \overline{c_v^2} + \overline{c_w^2}} \tag{4-16}$$

$$\overline{|c'|} = \sqrt{\overline{c'_u}^2 + \overline{c'_v}^2 + \overline{c'_w}^2}$$
 (4-17)

Da der Turbulenzgrad das Verhältnis vom Betrag der mittleren Geschwindigkeit und dem quadratischen Mittelwert der Schwankungsgeschwindigkeit ist, kann dieser durch folgende Gleichung formuliert werden:

$$Tu = \frac{1}{\sqrt{3}} \cdot \frac{|c'|}{\bar{c}} = \sqrt{\frac{\overline{c'_u}^2 + \overline{c'_v}^2 + \overline{c'_w}^2}{3(\overline{c_u}^2 + \overline{c_v}^2 + \overline{c_w}^2)}}$$
(4-18)

Es wird angenommen, dass die Schwankungsbewegungen der Fluidteilchen in alle drei Raumrichtungen gleich sind, womit sich folgende Beziehung herstellen lässt:

$$\overline{c'_{u}^{2}} = \overline{c'_{v}^{2}} = \overline{c'_{w}^{2}} \tag{4-19}$$

Somit kann die Gleichung vereinfacht dargestellt werden, indem idealisiert angenommen wird, dass die mittleren Schwankungskomponenten der Geschwindigkeit richtungsunabhängig sind:

$$Tu_{isotrop} = \frac{\sqrt{\overline{c'_u}^2}}{c_{\infty}} \tag{4-20}$$

4.3.2 Generierung einer turbulenten Zuströmung

Zur Generierung verschiedener Strömungsturbulenzen mit hohen isotropen Eigenschaften, wurden zwei unterschiedliche Turbulenzgitter konstruiert und per 3D-Druck angefertigt. Diese können in die Rohrstrecke eingesetzt und stufenlos auf der Rohrachse verschoben werden.

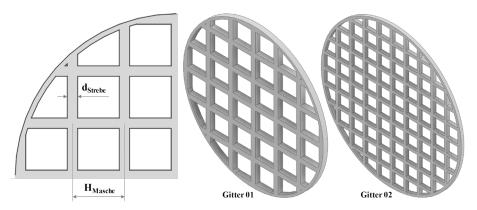


Abbildung 4-19 Verwendete Turbulenzgitter Gitter1 (links) Gitter2 (rechts)

Um verschiedene Strömungsturbulenzen mit hohen isotropen Eigenschaften zu generieren, können Siebe oder Turbulenzgitter verwendet werden. Da die Turbulenzgitter der

Voruntersuchungen nach den Erkenntnissen von *Laws* und *Livesey* ausgelegt wurden, wurde dieses Kriterium auch für diese Arbeit angewandt. Diesem Ansatz zufolge besitzen die Gitter ein konstantes Verhältnis zwischen Maschenweite H_{Masche} und der Gitterstabbreite d_{Strebe} von 5 [30]. Demnach wurden zwei unterschiedliche Turbulenzgitter konstruiert, welche in die Rohrstrecke eingesetzt und auf der Rohrachse verschoben werden können (Abbildung 4-19). Diese Turbulenzgitter erzeugen, der Gitter Geometrie entsprechend, unterschiedliche Turbulenzgrade in der Strömung. Es wurden zusätzlich Messreihen ohne Gitter erstellt, um einen Vergleich zu einer "ungestörten" Anströmung zu erhalten. Diese werden nachfolgend als Gitter₀₀ bezeichnet.

Tabelle 4-2 Übersicht der Gittermaße

Gitterbezeich-	d_{Strebe}	H_{Masche}	H/d
nung	[mm]	[mm]	[]
G ₀₀			
G_{01}	5	25	5
G_{02}	3	15	5

Um das Strömungsprofil und die Turbulenzgrade der Strömung an der Stelle des Rotors zu vermessen, wurde der Axialventilator 13 cm in Strömungsrichtung verschoben und an der Stelle des Bohrloches für die Kabel des Ventilators eine Traversiereinrichtung für einen Hitzdrahtanemometer eingebaut. Mit Hilfe dieser Vorrichtung konnte der Hitzdraht über dem Rohrquerschnitt verschoben und platziert werden.

Bei der Erstellung des Messplans wurde darauf geachtet, dass die Messpunkte zur Rohrwand kleinere Abstände zueinander haben, da im wandnahen Bereich die größten Geschwindigkeits- und Druckgradienten zu erwarten sind. Damit diese im Detail dargestellt werden können, wurden die Abstände der traversierten Punkte von der Rohrmitte bis zur Rohrwand hin von 10 mm bis 1 mm verringert, um die dort zu erwarteten Geschwindigkeitsgradienten möglichst genau aufzulösen. Abbildung 4-20 zeigt schematisch die gewählten Hitzdrahtanemometerpositionen.



Abbildung 4-20 traversierte Messpunkte längst der y-Achse des Rohres

Um den Messaufwand so klein, wie möglich zu halten, ohne dabei Informationen zu verlieren, wurden bei den Messungen lediglich der halbe Rohrdurchmesser vermessen. Mit einer zusätzlichen Messreihe, bei der der gesamte Rohrquerschnitt traversiert wurde, konnte überprüft werden, ob achsensymmetrisch gleiche Strömungsbedingungen über den Querschnitt vorherrschen. Zur Überprüfung dieser Annahme wurde zur optischen Analyse das gemessene Profil der jeweiligen Rohrseite über den dimensionslosen Rohrradius aufgetragen. Abbildung 4-21 zeigt, dass eine Achsensymmetrie angenommen werden kann, da die Messpunkte nahezu aufeinander fallen. Die geringen Abweichungen der Messpunkte können auf Fluktuationen in der Strömung zurückzuführen sein. Mit dieser Erkenntnis wurde für die darauffolgenden Profilvermessungen lediglich der halbe Rohrdurchmesser, dementsprechend der Rohrradius, vermessen und so die Anzahl der benötigten Messpunkte pro Messreihe halbiert.

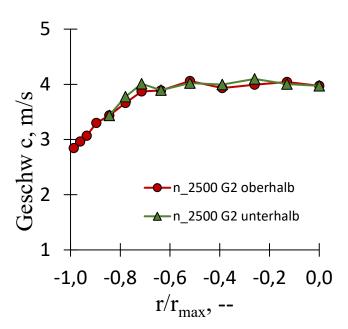


Abbildung 4-21 Strömungsprofil zur Überprüfung achsensymmetrischer Strömungsverhalten

4.3.3 Bestimmung der Turbulenzgrade und der Strömungsprofile

Da die Hitzdrahtsonde nicht in der Rohrwand positioniert werden konnte, wurde aufgrund der Rohrrauigkeit und der resultierenden Haftbedingungen die Strömungsgeschwindigkeit an der Wand mit 0 m/s definiert. Abbildung 4-22 zeigt die gemessenen turbulenten Strömungsprofile hinter dem Turbulenzgitter₀₂.

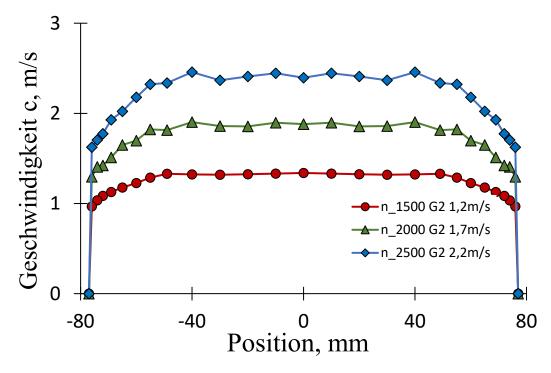


Abbildung 4-22 Dimensionsbehaftete, turbulente Strömungsprofile Gitter₀₂

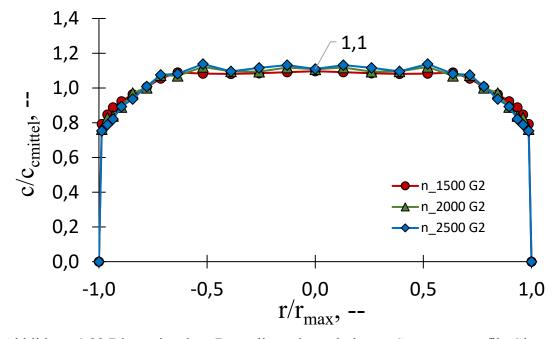


Abbildung 4-23 Dimensionslose Darstellung der turbulenten Strömungsprofile Gitter₀₂

Um besser erkennen zu können, ob die Datenakquirierung mittels Hitzdrahtmessungen zu plausiblen Ergebnissen führt, wurden die Profile dimensionslos aufgetragen. Abbildung 4-23 zeigt die drei Geschwindigkeitsprofile normiert auf die mittlere Geschwindigkeit über den normierten Radius. Hier ist gut auszumachen, dass alle drei Kurven aufeinander fallen, womit von der Richtigkeit der Messungen ausgegangen werden kann.

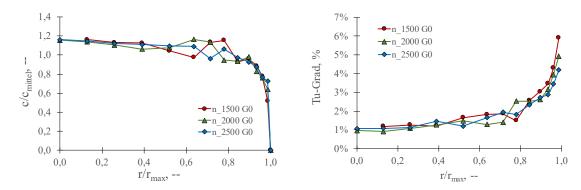


Abbildung 4-24 Ohne Gitter (Gitter₀₀): dimensionslose Darstellung des Strömungsprofils (links) und Verlauf des Turbulenzgrades (rechts)

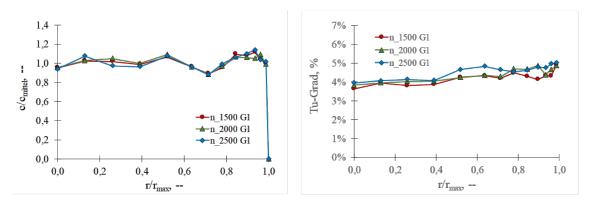


Abbildung 4-25 Gitter₀₁: dimensionslose Darstellung des Strömungsprofils (links) und Verlauf des Turbulenzgrades (rechts)

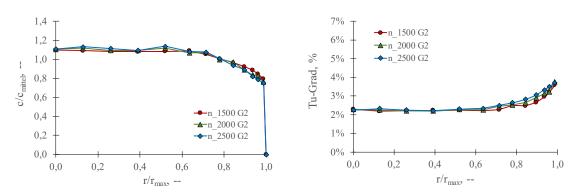


Abbildung 4-26 Gitter₀₂: dimensionslose Darstellung des Strömungsprofils (links) und Verlauf des Turbulenzgrades (rechts)

Bei turbulenten Strömungen beträgt das Verhältnis der maximalen Geschwindigkeit c_{max} zur mittleren Geschwindigkeit im vollausgebildeten Zustand etwa 1,2 [31]. Die ermittelten Werte der Hitzdrahtmessungen sind für die Messungen ohne Turbulenzgitter 1,17, für das Gitter₀₁ 1,14 und für das Gitter₀₂ 1,13 und liegen dementsprechend nah an dem theoretischen Wert von 1,2. Da dieser Wert für ungestörte Strömungen ohne Einbauten festgelegt wurde, ist es hier plausibel, dass die Messergebnisse ohne Gittereinbauten die geringsten Abweichungen zu 1,2 aufweisen.

Bei der Betrachtung der dimensionslosen Strömungsprofile ist besonders im Vergleich der Abbildung 4-24 und der Abbildung 4-26 gut zu erkennen, dass das Turbulenzgitter₀₂ eine Strömungsglättende Wirkung erzielt. Im Gegensatz zu den Strömungsprofilen ohne Gittereinbau, fallen die dimensionslosen Kennlinien über den gesamten Rohrradius zusammen. Sie bilden ein ausgeglichenes, für turbulente Strömungen typisches Profil. In Abbildung 4-25 ist der Einfluss des Gitters₀₁ und seiner Streben auf die Strömungsgeschwindigkeit zu erkennen.

Der mittlere Turbulenzgrad wird im Folgenden als der Turbulenzgrad bezeichnet, welcher der Mittelwert der Turbulenzgrade von der Rohrmitte bis zu 60% des Rohrradius bildet, um sicher zu gehen, dass der Einfluss wandnahen Zone nicht zu stark ins Gewicht fällt. In diesem Bereich bleibt der Turbulenzgrad weitgehend konstant. Beim Vergleich der Tu-Gradverläufe fällt auf, dass beide Turbulenzgitter, wie zu erwarten, Turbulenzen in die Strömung induzieren und den mittleren Turbulenzgrad entsprechend der Gittergeometrie erhöhen.

Tabelle 4-3 Ermittelte Tu-Grade bei einem Gitterabstand von 0,8·D zum Rotor

G:#	n	c	Tu-Grad	Tu_Mittel
Gitter	[min ⁻¹]	[min ⁻¹]	[%]	[%]
G ₀₀	1500	0,9	2,5	
	2000	1,2	2,2	2,3
	2500	1,7	1,9	
G_{01}	1500	0,9	2,8	
	2000	1,2	2,9	2,9
	2500	1,5	3,0	
G_{02}	1500	0,7	2,7	
	2000	1,0	2,6	2,7
	2500	1,4	2,9	

4.4 Ermittlung der aeroakustischen Kenngrößen

4.4.1 Geräuschentstehungsmechanismen

Die primären Quellen von Ventilatorgeräuschen bei niedrigen Strömungsgeschwindigkeiten sind instationäre Kräfte, die bei der Wechselwirkung zwischen den festen Wänden von Laufrad, Stator und Gehäuse mit der turbulenten Strömung im Ventilator entstehen. Eine Zuordnung der drei Geräuschentstehungsmechanismen von Monopol-, Dipol- und Quadrupolstrahlung ist in Abbildung 4-27 zu sehen [7].

Die rotierenden Schaufelblätter führen einer Massenstromänderung an einem festen Ort, welche zu einem Verdrängungsmechanismus der Luft und so zu Monopolquellen führen. Bei der Umströmung an den Schaufelblättern kommt es zu sich zeitlich ändernden Kräften für die Druckfluktuationen verantwortlich sind. Diese Geräusche sind Dipolquellen zuzuordnen. Bei turbulenten Strömungen können bei starken Geschwindigkeitsfluktuationen Quadrupolquellen auftreten [32].

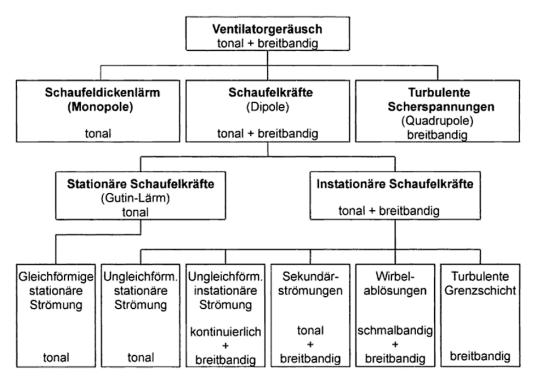


Abbildung 4-27 Übersicht der Geräuschentstehungsmechanismen von Ventilatoren [7]

Abbildung 4-28 zeigt die von Nash vorgestellte Rückkopplungsschleife zwischen T-S (Tollmien-Schlichting-Wellen) und akustischen Wellen, an denen die Strömung instabil wird. Nash und Alpine haben festgestellt, dass das Auftreten der Wirbelstraße durch verstärkte T-S-Instabilitätswellen durch eine sich ablösende Strömung verursacht wird [33].

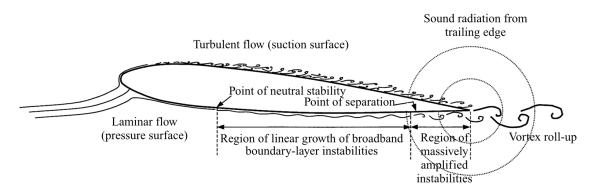


Abbildung 4-28 Aeroakustische Rückkopplungsschleife nach Nash [34]

Blake hebt hervor, dass der von Auftriebsflächen ausgehende Schall aus den Kräften der Strömungskörper-Interaktion und aus der strömungsinduzierten Vibration resultiert. Er stellt folgende hydroakustische Quellen für die Übertragung von Tragflächen heraus:

Turbulenz stromaufwärts

Ein durch die Strömung oszillierender Anstellwinkel induziert lokale Druckschwankungen an der Vorderkante. Dadurch wird das Längenmaß der einfallenden Wirbel vergleichbar mit der Höhe der Vorderkante, welche einen Einfluss auf das Grenzschichtwachstum in der Nähe der Vorderkante ausübt [35].

Wirbelbildung an der Hinterkante

Hier bestehen große Abhängigkeiten der Reynoldszahl und der Randgeometrie. Die Nachlaufströmung in der Nähe der Hinterkante ist eine wesentliche Quelle für die Entstehung eines tonalen Charakters. Die Geometrie der Hinterkante beeinflusst sowohl die Stärke als auch die Frequenz der Bildung von Nachlaufwirbeln [35].

Turbulenz an der Grenzschicht

Breitbandig in Frequenz sowie Wellenzahl. In der Nähe der Mittelsehne lediglich als Quelle von Strukturschwingungen wirksam, wenn die Turbulenz an der Hinterkante vorbeigeführt wird [35].

Diese Effekte der Geräuschentstehung werden in Abbildung 4-29 veranschaulicht dargestellt.

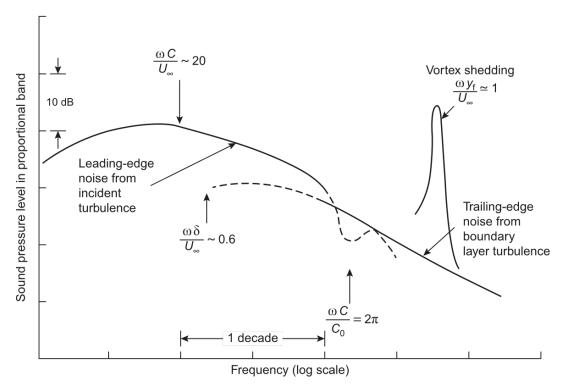


Abbildung 4-29 Veranschaulichung der strömungsbedingten Geräusche bei einer Auftriebsfläche einer turbulenten Strömung unterhalb der Schallgeschwindigkeit [35]

4.4.2 Wahl des geeigneten Messsondenvorsatzes

Bei Schallmessungen mit überlagerter Strömung ist das Mikrofon nicht nur dem Wechseldruck der Schallquelle ausgesetzt, sondern auch noch anderen Schwankungen, die ihre Ursache in der Strömung haben. Diese sind zum einen die hydrodynamischen Schwankungen des Drucks in der Strömung und zum anderen zusätzliche Druckschwankungen, welche durch Wechselwirkungen zwischen dem Mikrofon und der Strömung entstehen. All diese Schwankungsgrößen haben bei der Schallmessung nur die Bedeutung eines Störpegels am Mikrofon, da ihre Abstrahlwirkung wegen ihres in-kohärenten Charakters klein ist [36]

Besonders bei hohen Strömungsgeschwindigkeiten können in Rohrprüfständen am Mikrofon überhöhte Messwerte ausgegeben werden. Um die turbulenten Störpegel zu vermeiden, können gemäß der DIN EN ISO 5136 Windschirme wie beispielsweise eine Schlitzrohrsonde, ein Nasenkonus oder ein Schaumstoff-Windball eingesetzt werden [37].

Um den für den Prüfstand geeigneten Aufsatz herauszustellen, wurden akustische Voruntersuchungen durchgeführt. Dabei wurden Messungen bei den für den Prüfstand relevanten minimal- und maximal Geschwindigkeiten durchgeführt. Die minimale Geschwindigkeit betrug ca. 1 m/s bei einer Drehzahl von 1500 min⁻¹ und die maximale Strömungsgeschwindigkeit ca. 2 m/s bei einer Drehzahl von 2500 m/min. Die miteinander verglichenen Messsondenvorsätze sind in Abbildung 4-30zu sehen.

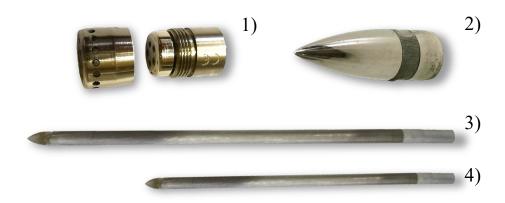


Abbildung 4-30 Untersuchte Messsondenaufsätze, welche auf das Mikrofon gesetzt wurden – 1) Mikrofongrill, 2) Nasenkonus, 3) Schlitzrohrsonde 50 cm, 4) Schlitzrohrsonde 25 cm

4.4.3 Nasenkonus

Ein Nasenkonus ist ein Mikrofonvorsatz, welcher anstelle des Mikrofongitters auf die Messsonde aufgeschraubt werden kann (Abbildung 4-31). Die höchstzulässige mittlere Strömungsgeschwindigkeit bei der Verwendung des Nasenkonus ist 20 m/s [37], welche in dieser Arbeit deutlich unterschritten wird. Die zu erwartenden Maximalgeschwindigkeiten liegt bei 5 m/s.

Die stromlinienförmige Geometrie des Konus sorgt für einen möglichst kleinen Strömungswiderstand, sodass das Mikrofon die Strömung möglichst ablösefrei messen kann. Das feine Drahtgeflecht, das das Mikrofon umspannt, erlaubt es den Schalldruck auf der Mikrofonmembran zu messen, während gleichzeitig ein Kegelstumpf hinter dem Drahtgeflecht aerodynamische Druckwellen vor der Membran reduziert. Ein Aufstauen von axialen Geschwindigkeitsfluktuationen turbulenter Strömungen soll durch die parallel zur Strömungsrichtung angeordnete Druckaufnahmefläche vermieden werden [36].

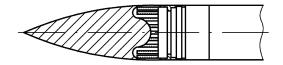


Abbildung 4-31 Schematische Darstellung eines Nasenkonus [37]

4.4.4 Schlitzrohrsonde Turbulenzschirm

Bei einer Schlitzrohrsonde (auch Turbulenzschirm genannt) handelt es sich um ein Metallrohr, welches mit einem Längsschlitz versehen wird. Dieses Rohr wird mit einem speziellen, offenporigen Material umhüllt. Die in diesem Versuch verwendeten Schlitzrohrsonden sind von der Hochschule Düsseldorf ausgelegte und erprobte Sonden, bei denen das Polyester-Vlies *Sefar Recap* sowie das Edelstahl Feindrahtgewebe von *Haver & Boecker* den Schlitz des Aluminiumkonus überdecken.

- 1 Nasenkonus
- 2 Schlitzrohr
- 3 Mikrofon
- 4 Schlitz
- 5 Poröses Material

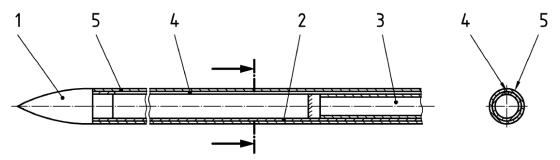


Abbildung 4-32 Schematische Darstellung einer Schlitzrohrsonde [37]

Am Mikrofon kommt es zur Überlagerung der rein akustischen Druckschwankungen sowie turbulenten Druckschwankungen. Durch den Aufsatz der Schlitzrohrsonde, soll vermieden werden, dass diese nicht-akustischen-Druckschwankungen mitgemessen werden. Diese turbulenten Druckschwankungen sollen durch die Geometrie, das Drahtgewebe und den Schlitz überdeckenden Polyester-Vlies so weit abgeschwächt werden, dass lediglich akustische Schalldruckwellen in die Schlitzrohrsonde eindringen und gemessen werden.

Zudem sollen durch das Dämpfungsmaterial die außerhalb des Rohres vorhandenen Druckschwankungen geschwächt werden. Diese können im Inneren der Rohrwand Elementarwellen hervorrufen, welche sich mit Schallgeschwindigkeit ausbreiten [38].

4.4.5 Vergleichsmessungen der Messsondenvorsätze

Zunächst wurde das ¼" Kondensatormikrofon der Firma Microtech Gefell mit Gitteraufsatz in der Strömung verwendet. Im Anschluss wurde das Gitter entfernt und mit einem Nasenkonusvorsatz von Brüel&Kjaer (UA0385 (¼")) gemessen. Zuletzt wurden zwei ¼"-Schlitzrohrsonden (Selbstbau) verwendet, bei der die kürzere Sonde eine Gesamtlänge von 25 cm und die längere Sonde von 50 cm aufweist. Hierbei wurde bei der Anbringung darauf geachtet, dass der Schlitz in Richtung der unteren Rohrwand positioniert wurde, um einem möglichen Drall der Strömung abgewandt zu sein, wie es die DIN EN ISO 5136 vorschreibt. Somit sind die Messungen in Anlehnung an das sogenannte Kanalverfahren zur Schalleistungsmessung zu verstehen. Zur Verminderung von Störgeräuschen der Halterung, wurden alle vier Messkonfigurationen mit Hilfe eines aerodynamisch geformten Sondenhalters in der Rohrstrecke, parallel zur Strömungsrichtung verbaut. Wobei an dieser Stelle erwähnt werden sollte, dass Voruntersuchungen gezeigt haben, dass ein Halter aus zwei flachen Blechen leiser ist als das verwendete aerodynamische Profil. Im vorliegenden Fall sind die Strömungsgeschwindigkeiten jedoch derart klein, dass es sich hierbei um nur aufwendig zu quantifizierende Unterschiede handelt.

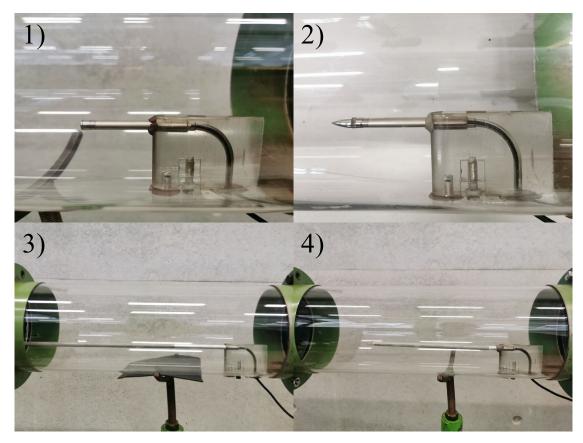


Abbildung 4-33 Eingebaute Mikrofonaufsätze in der Rohrstrecke - 1) Mikrofongrill, 2) Nasenkonus, 3) Schlitzrohrsonde 25 cm, 4) Schlitzrohrsonde 50 cm

Die vier unterschiedlichen Mikrofonaufsätze, welche jeweils entgegengesetzt der Strömungsrichtung eingebaut wurden, sodass diese möglichst gerichtet die vom Rotor abgestrahlten Geräusche aufnehmen können, werden in Abbildung 4-33 gezeigt. Die Mikrofonmesssonde befindet sich jeweils 10·D von der Rotorschallquelle entfernt.

Die Voruntersuchungen wurden mit einer Abtastrate von 44,1 kHz, einem Hanning-Fenster mit einer Überlappung von 66% und einer Frequenzauflösung von 0,67 Hz bei insgesamt 100 Mittelungen durchgeführt, welche in einer Messzeit von 51 Sekunden resultieren.

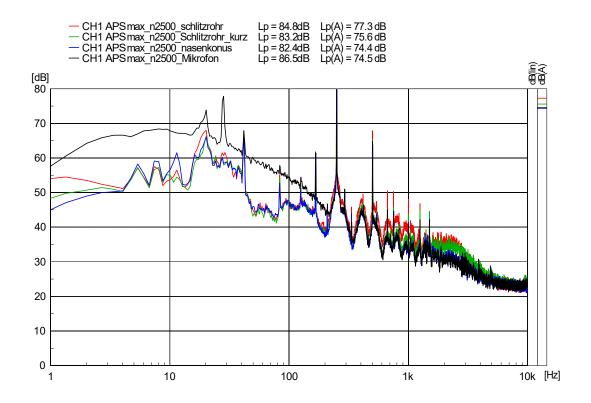


Abbildung 4-34 Vergleich Sondenaufsätze - logarithmische Darstellung

Das Amplitudenspektrum (APS) der vier Sondenaufsätze bei maximaler Drehzahl ist in Abbildung 4-34 dargestellt. Hierbei ist die x-Achse logarithmisch skaliert. In dieser Darstellung wird deutlich, dass das aufgenommene Signal des Mikrofons (schwarze Kurve) ohne Vorsatz besonders im tieffrequenten Bereich bis 200 Hz weit oberhalb der anderen Kurven liegt. Es ist ein erhöhter Schalldruckpegel von bis zu 10 dB auszumachen. Dies ist der zu erwartende Bereich der turbulenten Druckfluktuationen, welche durch aerodynamische Anteile der Strömung zustande kommen. In Tabelle 4-4 werden die ermittelten Gesamtschalldruckpegel zusammengefasst aufgelistet. Dabei werden die Pegel im Frequenzbereich von 0-5000 Hz denen im Bereich von 0-1000 Hz sowie 1000-5000 Hz gegenübergestellt. Dabei wurde jeweils ein Bandpassfilter (BPF) angewendet, um die zu interessierenden Frequenzbereiche gesondert auszuwerten und miteinander zu vergleichen.

Tabelle 4-4 Übersicht der Gesamtschalldruckpegel der unterschiedlichen Sondenvorsätze

	SPL-	SPL (BPF 0-1000 Hz)	SPL (BPF 1000 - 5000 Hz)		
Messsondenvorsatz	Gesamt [dB]	(BPF 0-1000 HZ) [dB]	(BPF 1000 - 3000 Hz)		
	լաոյ	լահյ	լաքյ		
Mikrofongitter	94,8	86,4	65,5		
Nasenkonus	82,4	82,2	66,0		
Schlitzrohrs. 50 cm	83,2	83,0	68,4		
Schlitzrohrs. 25 cm	84,8	84,6	69,4		

In Abbildung 4-34 ist zu erkennen, dass die Schlitzrohrsonde im Vergleich zum Nasenkonus den Gesamtpegel um bis zu 4 dB anhebt. Bei genauerer Betrachtung der Signalverläufe, wie sie in Abbildung 4-35 zu sehen sind, wird deutlich, dass die tonalen Anteile
(Ausbreitung mit Schallgeschwindigkeit) des Ventilatorgeräusches nicht mehr gedämpft
werden, als dies bei dem Nasenkonus der Fall ist. Die, durch Turbulenzen erzeugten
Schalldruckschwankungen werden von der Schlitzrohrsonde verstärkt und führen so zu
einer Abweichung zwischen akustischen Eigenschaften der Strömung und dem eigentlich
zu messenden akustischen Signal. Auch die durch die Drehzahl hervorgerufenen Peaks
unterscheiden sich in der Höhe der Amplituden.

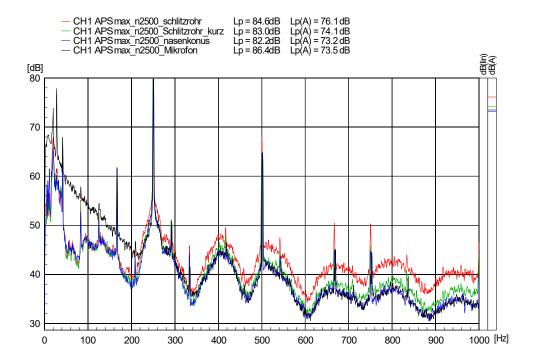


Abbildung 4-35 Vergleich der Sondenaufsätze 0-1000 Hz – lineare Darstellung

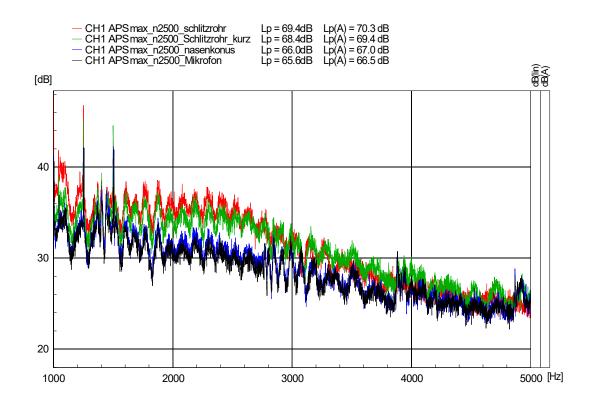


Abbildung 4-36 Vergleich Sondenaufsätze 1000-5000 Hz – lineare Darstellung

Besonders in Abbildung 4-36 ist ersichtlich, dass nicht der Nasenkonus das Signal dämpft, sondern die Schlitzrohrsonde das Signal verstärkt. So wird einerseits die Differenz zwischen turbulenten und akustischen Schalldruckschwankungen erhöht, während andererseits gleichzeitig eine Überbewertung der höheren Frequenzen stattfindet. Diese Überbewertung ist bei dem Kurvenverlauf des Nasenkonus nicht zu beobachten.

Die Messergebnisse des Nasenkonus wurden in dieser Arbeit nicht mit einer Korrekturfunktion angeglichen, da zum einen bei der Betrachtung der Amplitudenspektren ab einer Frequenz von ca. 400 Hz die Kurvenverläufe des Nasenkonus und des Mikrofons ohne Vorsatz fast identisch verlaufen und sehr nah beieinander liegen und zum anderen laut Messergebnissen aus dem FLT Abschlussbericht *Schlitzrohrsonde* eine Korrektur bei Geschwindigkeiten unter 20 m/s nicht zwingend notwendig ist [39]. Bei der Schlitzrohrsonde hätten die Ergebnisse mittels einer Übertragungsfunktion angepasst werden müssen.

5 Messergebnisse und Versuchsauswertung

5.1 Aerodynamische Auswertung der Messergebnisse

Da, wie in Kapitel 3.2.1 beschrieben, die Vorderkanten der Serrrationprofile so modifiziert wurden, dass eine sinusförmige Kurve aus der Geometrie des Baselinetragflügels "herausgeschnitten" wurde, musste für eine Vergleichbarkeit der Ergebnisse der dimensionslosen Betrachtung für die Lieferzahl ϕ und die Druckzahl ψ eine Korrektur der berücksichtigten Tragflügelfläche und somit des Rotordurchmessers stattfinden. Abbildung 5-1 zeigt die repräsentative Serrationtragflügelfläche. Die schraffierte Fläche zeigt den Bereich an, an dem die eigentliche Serrationfläche im Vergleich zur Baseline reduziert wurde. Die Unterschiede in der Schaufelfläche wirken sich neben der Lieferzahl und der Druckzahl zudem auf die aerodynamische Leistung des Rotors aus, da der Durchfluss sowie der statische Druckanstieg Δp_{fan} von der Profilfläche abhängig sind.

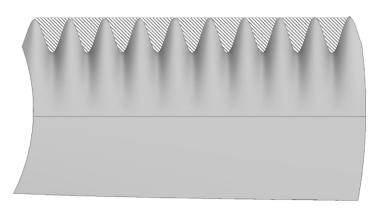


Abbildung 5-1 Repräsentative Serrationtragflügelfläche entsprechend der Baselinetragflügelfläche

Um einen flächenäquivalenten Vergleich durchzuführen, wurde ein repräsentativer Durchmesser D_{rep} eingeführt. Dieser wurde mit Hilfe von *Creo Parametric* bestimmt, indem die Projektionsfläche des Serration-Profils sowie die des Baselinetragflügels vermessen wurde. Das Verhältnis der beiden Tragflügelflächen wurde mit dem ursprünglichen Durchmesser der Rotoren verrechnet, um so einen repräsentativen Durchmesser D_{rep} von 0,123 m zu erhalten.

$$A_{Verh\"{a}ltnis} = \frac{A_{SRN}}{A_{BSLN}} \approx 0.9 \rightarrow D_{rep} = D_{BSLN} \cdot A_{Verh\"{a}ltnis} \approx 0.123 \, m \quad (5-1)$$

Aus diesem Grund wurde die Lieferzahl mit folgender Formel korrigiert:

$$\varphi_{korr} = \frac{4 \cdot \dot{V}}{\pi D_{rep}^2 \cdot (\pi n D)} \tag{5-2}$$

Für die korrigierte Druckzahl wurde die nachstehende Formel verwendet:

$$\psi_{korr} = \frac{2 \cdot \Delta p}{\rho \pi^2 n^2 D_{rep}^2} \tag{5-3}$$

5.1.1 Analyse der aerodynamischen Kennlinien

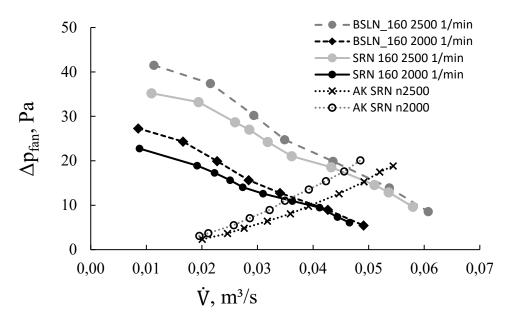


Abbildung 5-2 Dimensionsbehaftete Kennlinien der BSLN und SRN des Vergleichsmodells

In Abbildung 5-2 sind die aerodynamischen Kennlinien der Drosselkurven bei zwei unterschiedlichen Drehzahlen der Baseline und der Serration in einem Diagramm aufgetragen. Zusätzlich zu den Drosselkurven wurden die Anlagenkennlinien (AK) der Serration bei einer Drehzahl von 2500 min⁻¹ und 2000 1/ min⁻¹ dem Diagramm hinzugefügt. Die Schnittpunkte mit den Drosselkurven markieren jeweils die Bestpunkte. Die Anlagenkennlinie zeigt auf, wie hoch die Druckdifferenz sein soll, die der Ventilator erzeugen muss, um einen bestimmten Volumenstrom im Arbeitspunkt zu fördern. Es ist hier der typische, mit der Anströmgeschwindigkeit quadratisch ansteigende Verlauf zu erkennen, der bei einer turbulenten Strömung zu erwarten ist.

Dadurch, dass besonders die Druckerhöhung des Rotors von der Tragflügelfläche abhängt, fallen die Kurven der Serration und der Baseline der jeweils gleichen Drehzahl

nicht aufeinander. Der Bereich des Durchflusses ist jeweils von ungefähr 0,01 – 0,05 m³/s bei einer Drehzahl von 2000 min⁻¹ und von ca. 0,01 – 0,06 m³/s bei der Drehzahl von 2500 min⁻¹ sehr ähnlich, während die maximale Druckdifferenz bei der Baseline um mindestens 5 Pa erhöht ist. Insbesondere bei einem kleinen Durchsatz und hohem Differenzdruck ist ein Versatz zwischen den Kurven der unterschiedlichen Rotorgeometrien zu erkennen. Dementsprechend ist dieser Versatz auch in Abbildung 5-3 bei der dimensionslosen Darstellung vor allem bei hohen Druckzahlen und niedrigen Lieferzahlen zu erkennen. Dies lässt sich durch die reduzierte Oberfläche der Serrationprofile erklären, welche zu Beginn des Kapitels erläutert wurde. Um die Kennlinien beider Rotoren besser miteinander vergleichen zu können, wurde ein zusätzliches Diagramm erstell, bei dem die berücksichtigte Serrationoberfläche kompensiert wurde.

Abbildung 5-4 stellt diesbezüglich die Kennlinien mit angepasstem Serrationdurchmesser dar. Den Durchmesser betreffend wurden die Lieferzahl und die Druckzahl gemäß Gleichung (5-2) und (5-3) angepasst. Es ist zu beobachten, dass die Kurven im Vergleich zur Abbildung 5-3 weitgehend aufeinander fallen. Durch die Korrektur der dimensionslosen Kennzahlen wird insbesondere der Differenzdruck bei kleinen Lieferzahlen dem der Baseline angeglichen. Lediglich im Bereich des Auslegungspunktes sind kleine Differenzen auszumachen. Die Serration erreicht in diesem Bereich einen etwas höheren Druckanstieg. Insgesamt ist jedoch zu erkennen, dass durch die Berücksichtigung des repräsentativen Durchmessers die Kennlinienverläufe fast aufeinander rücken. Die gestrichelte Linie markiert den Designpunkt der Rotoren. Der Betriebspunkt hat sich aufgrund der angepassten Lieferzahl nach rechts verschoben und befindet sich ungefähr bei einem φ von 0,24.

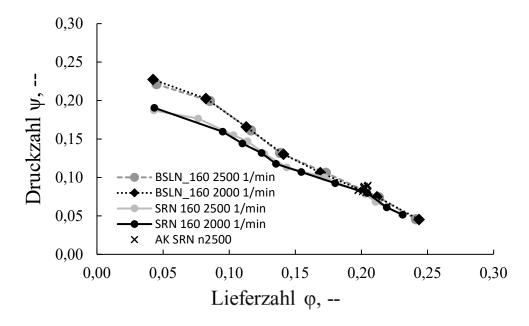


Abbildung 5-3 Dimensionslose Kennlinien der SRN und BSLN ohne angepasster Serrationfläche des VM

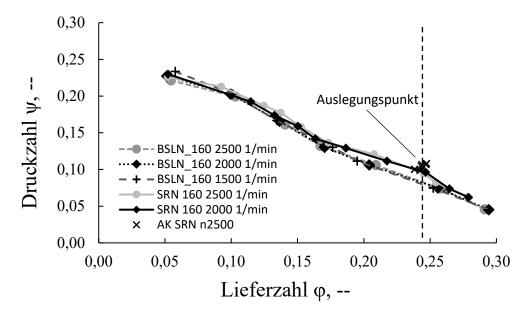


Abbildung 5-4 Dimensionslose Kennlinien der SRN und BSLN mit angepasster Serrationfläche des VM

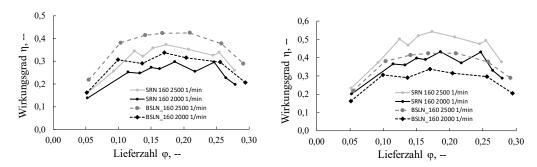


Abbildung 5-5 Wirkungsgrad über die Lieferzahl (links) Wirkungsgrad über die Lieferzahl mit korrigiertem Wirkungsgrad (rechts)

Der aerodynamische Wirkungsgrad der Baseline sowie der Serration ist in Abbildung 5-5 über der Lieferzahl aufgetragen. Auf der linken Seite der Abbildung ist der Wirkungsgrad aufgetragen, welcher tatsächlich gemessen wurde. Es ist zu erkennen, dass die Baseline jeweils der Rotordrehgeschwindigkeit entsprechend höhere Wirkungsgrade erzielt als die der Serration. Insgesamt ist zu beobachten, dass je höher die Drehzahl eingestellt wurde, desto höhere Wirkungsgrade erreicht werden können. Besonders bei den Kurven der Serration ist ein sehr "zackiger" Verlauf auszumachen. Dies liegt daran, dass die Messwerte der Leistungsvermessung trotz Mittelungen stark schwanken. Die Messergebnisse sind dadurch mit Vorsicht zu beobachten und zu interpretieren.

Auf der linken Seite der Abbildung wurde der Wirkungsgrad der Serration mit angepasstem Differenzdruck und Volumenstrom aufgetragen. Hier liegen die Werte der Serration über denen der Baseline. Da jedoch nicht ausgeschlossen werden kann, dass die Vermessung der Leistung und so die Bestimmung des Wirkungsgrades fehlerbehaftet ist, sind auch diese Ergebnisse nicht evident.

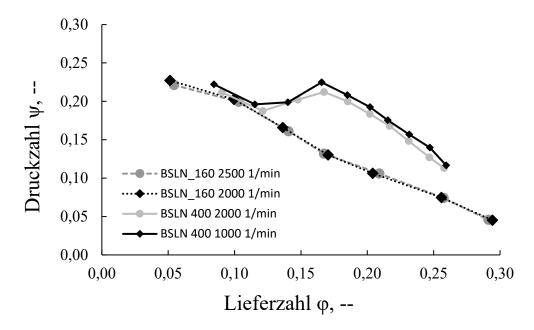


Abbildung 5-6 Dimensionslose Kennlinien der Baseline des akustischen Modells sowie des Vergleichsmodells

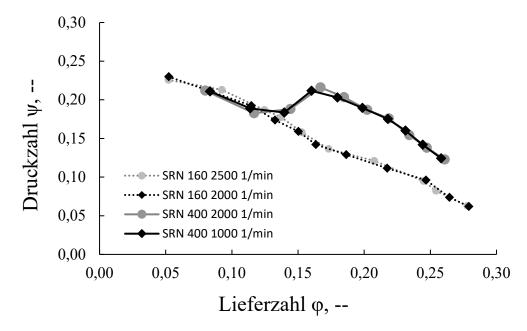


Abbildung 5-7 Dimensionslose Kennlinien der Serration des akustischen Modells sowie des Vergleichsmodells

Um die Messergebnisse des akustischen Modells mit denen des Vergleichsmodells miteinander zu vergleichen, wurden die Kennlinien der Baseline beider Ausführungen zusammen in einem Diagramm (Abbildung 5-6) dargestellt. Da es sich um geometrisch ähnliche Strömungsmaschinen handelt, liegt die Vermutung nahe, dass die Kurven ähnlich verlaufen sollten. Die Kennlinien des Vergleichsmodells sowie des akustischen Modells weisen beide einen ähnlichen Bereich der Lieferzahl auf. Der Lieferzahlbereich des

Vergleichsmodells ist etwas größer, was an der Tatsache liegen kann, dass die Drossel dieses Versuchsstandes im Verhältnis weiter geschlossen und geöffnet werden kann. Aus diesem Grund kann bei einer hohen Druckzahl, bei geschlossenem Zustand ein niedriger Volumenstrom gefördert und bei geöffnetem Drosselzustand ein höherer Lieferzahlbereich erreicht werden. Zudem ist bei beiden Modellen ein Wendepunkt in der Kennliniencharakteristik zu erkennen, der für axiale Bauarten typisch ist. Es fällt jedoch auf, dass der Sattelpunkt bei dem akustischen Modell weit mehr ausgeprägt ist und sich bei einer kleineren Lieferzahl ausbildet als bei dem Vergleichsmodell. Auf der Höhe des Sattelpunktes des Vergleichsmodells lässt sich der höchste Differenzdruck des akustischen Modells ausmachen. Auffällig ist, dass im Teillast Bereich bei einer Lieferzahl von bis zu ca. 0,10 sowohl bei der Baseline als auch bei der Serration die Druckzahlen des akustischen Modells und des Vergleichsmodells fast aufeinander fallen und analog verlaufen. Der Sattelpunkt kommt dadurch zustande, dass bei sich änderndem Drosselzustand und sich dadurch ändernder Anströmgeschwindigkeit, sich der Anstellwinkel auf das Tragflügelprofil ändert. Je niedriger der Durchfluss ist, desto größer wird der Anstellwinkel. Wird dieser zu hoch, kann es zu einer Fehlanströmung und so zu Ablösungen an der Oberseite der Schaufel kommen. Das Abreißgebiet rotiert relativ zum Schaufelgitter, wodurch ein rotierendes Abreißen der Strömung (engl. Rotating Stall) hervorgerufen wird [40]. Ein solcher Abriss der Strömung ist in Abbildung 5-8 abgebildet.

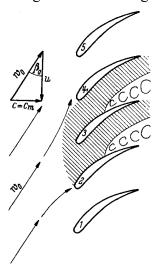


Abbildung 5-8 Entstehung von rotierender Abreißströmung im Teillastgebiet [40]

Die Unterschiede der Kennlinienverläufe können verschiedenste Ursachen haben. Bei den Versuchsreihen konnte eine Reynoldsähnlichkeit der Zuströmung nicht eingehalten werden, da die Drehzahl des Vergleichsmodells nicht über den Wert von 2500 min⁻¹ eingestellt werden konnte. Dies führt zu einer Maximalgeschwindigkeit von 3 m/s, was einer

Reynoldszahl von 32.000 entspricht. Bei dem Prüfstand des akustischen Modells hingegen betraf die kleinste Drehzahl, bei der die Messergebnisse konstant blieben, 1000 Umdrehungen die Minute. Dies entspricht einer mittleren Reynoldszahl von ca. 100.000, welche um ein dreifaches höher als die maximale Reynoldszahl des Vergleichsmodells ist. Neben den abweichenden Reynoldszahlen der Anströmung unterscheiden sich darüber hinaus das Verhältnis der Spaltweite zwischen Rotorblattspitze und Rohrdurchmesser. Die Größe dieses Spaltes kann einen großen Einfluss auf das aerodynamische sowie aeroakustische Verhalten eines Ventilators haben. Der Spalt zwischen dem Gehäuse und den rotierenden Blattspitzen (Abbildung 5-9) kann sich negativ auf die Schallemission sowie den Wirkungsgrad auswirken [41].

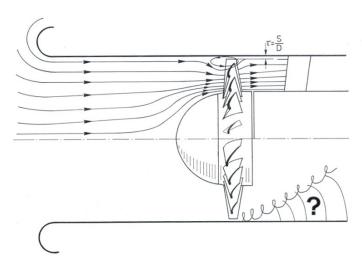


Abbildung 5-9 Schematische Ansicht der Sekundärströmung, welche durch die Druckdifferenz zwischen Saug- und Druckseite in der Region des Blattspitzenbereichs zustande kommt [42]

Laut *Bleier* hängt die Differenz der Kennlinienverläufe vor allem von dem Verhältnis der Rotorblattspitze zur Größe der Nabe des Rotors ab. Demnach wirkt sich der Nabendurchmesser wie folgt auf die statische Druckerhöhung aus:

$$\Delta p_{st}[inH_2O] = \left(D_{Nabe}[in] \cdot \frac{n\left[\frac{1}{min}\right]}{19000}\right)^2$$
 (5-4)

Abbildung 5-10 zeigt die Drosselkurven zweier geometrisch ähnlicher Ventilatoren bei gleicher Drehzahl, welche sich jedoch hinsichtlich der Abmessung des Nabendurchmessers unterscheiden. Der Ventilator mit dem ausgeprägteren Sattelpunkt und der höheren maximalen Druckerhöhung hat ein Nabe-zu-Blattspitzenverhältnis von 0,68. Dieser ist mit der Drosselkurve des akustischen Modells vergleichbar, während der Ventilator mit

einem Verhältnis von 0,52 dem Verlauf der Kennlinien des Vergleichsmodells sehr ähnelt (Abbildung 5-11). Das akustische Modell besitzt ein Verhältnis von Nabe zu Rotorblattspitze zu Nabendurchmesser von 0,5 und das Vergleichsmodells von 0,36.

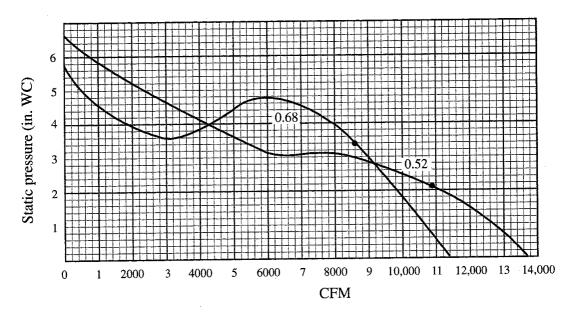


Abbildung 5-10 Vergleich der Performances zweier Ventilatoren mit unterschiedlichen Nabendurchmessern [43]

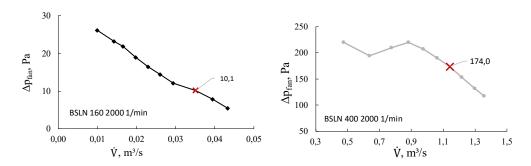


Abbildung 5-11 Drosselkennlinien der BSLN bei einer Drehzahl von 2000 min⁻¹ des VM (links) und des AM (rechts)

Umgerechnet in die Einheit Pascal ergibt sich für eine Drehzahl von 2000 min⁻¹ ein Differenzdruck von 171 Pa für das akustische Modell und ein Differenzdruck von 10 Pa für das Vergleichsmodell. Die gemessenen Totaldrücke der Baseline liegen bei 174 Pa (AM) und 10 Pa (VM). Abbildung 5-11 zeigt die zu diesen Werten gehörigen Drosselkurven bei der Drehzahl von 2000 min⁻¹. Auf der linken Seite ist der Verlauf des Vergleichsmodells zu sehen, während rechts die Kurve des akustischen Modells abgebildet ist. In beiden Diagrammen ist jeweils der Betriebspunkt mit einem roten Kreuz markiert. Diese

gemessenen Druckwerte liegen sehr nahe an den nach *Bleier* berechneten Werten der statischen Druckerhöhung.

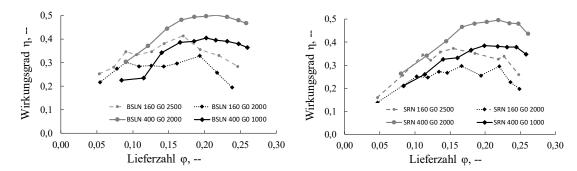


Abbildung 5-12 Vergleich der Modelle: Wirkungsgrad über der Lieferzahl – BSLN-Vergleich (links) SRN-Vergleich (rechts)

Abbildung 5-12 zeigt jeweils die Wirkungsgrade über der Lieferzahl des akustischen Modells sowie des Vergleichsmodells. Dabei wurden auf der linken Seite die Verläufe der Baseline miteinander verglichen, während auf der rechten Seite die Wirkungsgrade der Serrations über der Lieferzahl aufgetragen wurden.

Es ist zu beobachten, dass sowohl bei der Baseline als auch bei der Serration höhere Wirkungsgrade bei dem akustischen Modell erreicht werden. Besonders bei steigender Lieferzahl ist eine Zunahme der Wirkungsgraddifferenz zum Vergleichsmodell festzustellen. Bei beiden Modellen ist ein steigender Wirkungsgrad bei zunehmender Drehzahl auszumachen.

Mit Hilfe eines Cordier-Diagramms kann abgeschätzt werden, ob die Strömungsmaschine richtig ausgelegt wurde. Außerdem kann mit Hilfe dieses Diagramms eine Klassifizierung der Strömungsmaschine abgeleitet werden. Es wird hauptsächlich zwischen Arbeitsmaschinen (wie einer Pumpe oder einem Ventilator) und Kraftmaschinen (wie Windkraftanlagen und Dampfturbinen) unterschieden. Bei radialen Maschinen findet eine Umlenkung der Strömung statt, welche eine größere Druckerhöhung ermöglicht. Bei axialen Maschinen hingegen können höhere Volumenströme gefördert werden, wobei der Differenzdruck geringer ist. Für die Erstellung des Cordier-Diagramms werden die Schnelllaufzahl σ_{opt} und Durchmesserzahl δ_{opt} der Optimalpunkte übereinander aufgetragen. Schnelllaufzahl:

$$\sigma = \frac{n}{(2\pi^2)^{-\frac{1}{4}} \cdot Y_t^{\frac{3}{4}} \cdot \dot{V}^{-\frac{1}{2}}}$$
 (5-5)

Durchmesserzahl:

$$\delta = \frac{D}{\left(\frac{8}{\pi^2}\right)^{\frac{1}{4}} \cdot Y_t^{-\frac{1}{4}} \cdot \dot{Y}^{\frac{1}{2}}}$$
(5-6)

Abbildung 5-13 zeigt das doppellogarithmische *Cordier*-Diagramm mit Messwerten des Vergleichsmodells (links). Hier ist auffällig, dass bei einer Drehzahl von 2000 min⁻¹ die Messpunkte am nächsten an der Polynomkurve nach *Bommes* liegen. Obwohl die Lüfter mit Hilfe von Geschwindigkeitsdreiecken nach winkelkonstanter Anströmung ausgelegt wurden, kann dies dazu führen, dass die Messpunkte nicht in dem für die Bauart typischen Bereich liegen. Darüber hinaus spielt bei der Betrachtung der Schnelllaufzahl sowie der Durchmesserzahl der Wirkungsgrad eine große Rolle. Dabei sind die Messpunkte des Wirkungsgrades, wie zuvor beschrieben, nicht eindeutig aussagekräftig genug.

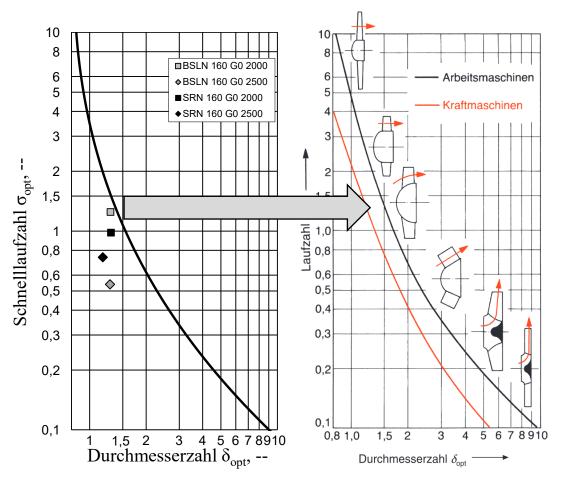


Abbildung 5-13 Cordier-Diagramm mit *Bommes*-Polynom (links) Cordier-Diagramm mit zugehörigen Laufradtypen (rechts) [44]

5.1.2 Übertragbarkeit des Vergleichsmodells auf das akustische Modell

Um eine Übertragung der Ergebnisse des Vergleichsmodells auf das akustische Modell zu generieren, können Ähnlichkeitsgesetze und Modellgesetze angewandt werden. Um diese Gesetze anwenden zu können, müssen die zu vergleichenden Ventilatoren in einem geometrischen Verhältnis zueinanderstehen. Folgende drei wichtige Kriterien müssen dabei beachtet werden [43]:

- 1. Beide Ventilatoren müssen die gleiche Anzahl an Rotorblättern aufweisen
- 2. Die Schaufelwinkel sollten die gleichen sein
- 3. Die Abmessungen der Ventilatoren sollten das gleiche Verhältnis der Durchmesser (D_{VM}/D_{AM}) haben.

Proportionalitätsgesetzt für den Volumenstrom:

$$\frac{\dot{V}_1}{\dot{V}_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^3 \cdot \frac{n_1}{n_2} \tag{5-7}$$

Beziehung für die Druckerhöhung:

$$\frac{\Delta p_{t1}}{\Delta p_{t2}} = \frac{\rho_1}{\rho_2} \cdot \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 \cdot \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 \tag{5-8}$$

Verhältnis der Leistung:

$$\frac{P_{L_1}}{P_{L_2}} = \frac{\rho_1}{\rho_2} \cdot \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^5 \cdot \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3 \tag{5-9}$$

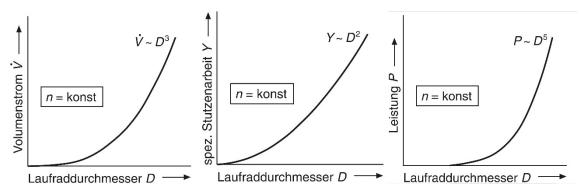


Abbildung 5-14 Abhängigkeiten des Volumenstroms (links) der Stutzenarbeit (mitte) und der Leistung (rechts) vom Laufraddurchmesser bei konstanter Drehzahl [44]

zeigt exemplarisch die Ergebnisse der Skalierungsgesetze auf. Hier wurden die Messergebnisse der Baseline des Vergleichsmodells sowie des akustischen Modells mit den Ergebnissen der Skalierungsgesetze miteinander verglichen. Um festzustellen, ob die Proportionalitätsgesetze auf die ausgewerteten Rotoren zutreffen, wurden die Abweichungen

der Messergebnisse zu den berechneten Werten in der Tabelle angegeben. Besonders bei der Betrachtung des geförderten Volumenstroms besteht eine gute Übereinstimmung des errechneten Wertes und des gemessenen Ergebnisses. Bei dem Vergleich des Differenzdruckes hingegen sind die Abweichungen um einiges größer. Das liegt insbesondere daran, dass die Drosselkurven zwar den gleichen Bereich der Lieferzahl aufweisen, jedoch bei der Druckerhöhung weit voneinander abweichen. Aus diesem Grund ist es nicht verwunderlich, dass auch bei den Skalierungsgesetzen Abweichungen zu erkennen sind.

Zudem weisen die miteinander verglichenen Messpunkte nicht alle den exakt gleichen Drosselpunkt und somit punktgleichen Bedingungen auf, weshalb in der Tabelle lediglich die Punkte gewählt wurden, welche in der dimensionslosen Kennlinie einen ähnlichen Lieferzahlbereich aufweisen.

Die aerodynamische Leistung der Rotoren kann ebenso gut bis sehr gut abgeschätzt werden, wenn die zu vergleichenden Drehzahlen miteinander übereinstimmen. Es lässt sich mutmaßen, dass das Durchmesserverhältnis nicht mit dem Drehzahlverhältnis einer Potenz von drei multipliziert werden muss, sondern für diese Rotoren eine niedrigere Potenz zu besseren Ergebnissen führt.

Tabelle 5-1 zeigt exemplarisch die Ergebnisse der Skalierungsgesetze auf. Hier wurden die Messergebnisse der Baseline des Vergleichsmodells sowie des akustischen Modells mit den Ergebnissen der Skalierungsgesetze miteinander verglichen. Um festzustellen, ob die Proportionalitätsgesetze auf die ausgewerteten Rotoren zutreffen, wurden die Abweichungen der Messergebnisse zu den berechneten Werten in der Tabelle angegeben. Besonders bei der Betrachtung des geförderten Volumenstroms besteht eine gute Übereinstimmung des errechneten Wertes und des gemessenen Ergebnisses. Bei dem Vergleich des Differenzdruckes hingegen sind die Abweichungen um einiges größer. Das liegt insbesondere daran, dass die Drosselkurven zwar den gleichen Bereich der Lieferzahl aufweisen, jedoch bei der Druckerhöhung weit voneinander abweichen. Aus diesem Grund ist es nicht verwunderlich, dass auch bei den Skalierungsgesetzen Abweichungen zu erkennen sind.

Zudem weisen die miteinander verglichenen Messpunkte nicht alle den exakt gleichen Drosselpunkt und somit punktgleichen Bedingungen auf, weshalb in der Tabelle lediglich die Punkte gewählt wurden, welche in der dimensionslosen Kennlinie einen ähnlichen Lieferzahlbereich aufweisen.

Die aerodynamische Leistung der Rotoren kann ebenso gut bis sehr gut abgeschätzt werden, wenn die zu vergleichenden Drehzahlen miteinander übereinstimmen. Es lässt sich

mutmaßen, dass das Durchmesserverhältnis nicht mit dem Drehzahlverhältnis einer Potenz von drei multipliziert werden muss, sondern für diese Rotoren eine niedrigere Potenz zu besseren Ergebnissen führt.

Tabelle 5-1 Anwendung der Skalierungsgesetze auf Messergebnisse der Baseline

	n	V	Δp_{fan}	P	$V_{VM}\!/V_{AM}$	V skal	V abw	$\Delta p_{VM}/\Delta p_{AM}$	Δp skal	$\Delta p \ abw$	P_{AM}/P_{VM}	P skal	P abw
BSLN	[min ⁻¹]	$[m^3/s]$	[Pa]	[W]	[-]	[-]	[%]	[-]	[-]	[%]	[-]	[-]	[%]
VM	2500	0,044	16	3	0,1009	0,0971 49	49/ 0.2660	0.1147	570/	0.0402	0.000	720/	
AM	1000	0,436	58	66			470	0,2660	0,1147	57%	0,0402	0,0696	73%
VM	2000	0,035	10	2	0,0399	0,0389 3%	20/	0,0459	0,0287	38%	0,0045	0,0045	0%
AM	2000	0,881	220	402			3 /0						
VM	2500	0,050	12	3	0,1037	0,0971	6%	0,2180	0,1147	47%	0,0375	0,0696	86%
AM	1000	0,487	54	67			0 / 0	0,2180	0,1147	47/0	0,0373	0,0090	00 /0
VM	2000	0,039	8	2	0,0372	0,0389	5%	0,0410	0,0287	30%	0,0047	0,0045	6%
AM	2000	1,063	190	407									

Um das Vergleichsmodell unabhängig von Skalierungsgesetzen mit dem akustischen Modell vergleichen zu können, wurden zur Übertragung der aerodynamischen Eigenschaften die dimensionslosen Kennlinien der Baseline beider Modelle miteinander verglichen.

Hierzu wurde für das Vergleichsmodell jeweils der Mittelwert der Liefer- sowie Druckzahl der Drehzahlen 2500 min⁻¹ und 2000 min⁻¹ gewählt, während für das akustische Modell die Werte der Drehzahlen 2000 min⁻¹ und 1000 min⁻¹ gemittelt wurden. Diese arithmetisch gemittelten Werte wurden in einem weiteren dimensionslosen Diagramm aufgetragen. Hierbei wurden die Punkte mit einer Trendlinie fünften-grades miteinander verbunden, aus denen jeweils eine Funktion abgeleitet wurde. Die Trendlinienfunktion des akustischen Modells wird in Gleichung (5-10) dargestellt, während die des Vergleichsmodells in Gleichung (5-11) gezeigt wird. Hierbei wurde darauf geachtet, ausschließlich die Messergebnisse der Baseline auszuwerten, um die Prognosefähigkeit mit Hilfe einer Differenzfunktion anhand der Messergebnisse der Serration abzuschätzen. Aus den beiden ermittelten Funktionen wurde eine Differenzfunktion gebildet, indem die Gleichung (5-11) von (5-10) subtrahiert wurde. Mit der gebildeten Differenzfunktion (Gleichung (5-12) soll für die gemessenen Versuchswerte des Vergleichsmodells, rotorunabhängig eine Prognose für das akustische Modell getätigt werden können.

So kann für jede mit dem Vergleichsmodell gemessene Kennlinie aus der Lieferzahl und der berechneten Differenz der Druckzahl, ein prognostizierter Wert bestimmt werden.

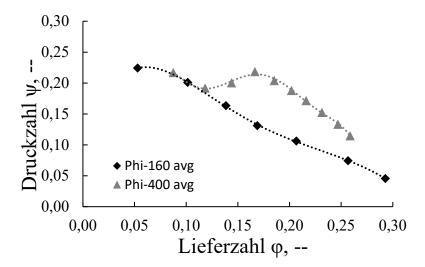


Abbildung 5-15 Trendlinienfunktionen der gemittelten dimensionslosen Kenngrößen der Baseline des VM sowie AM

$$\Psi_{AM} = -280977x^6 + 287404x^5 - 117986x^4 + 24705x^3$$
 (5-10)
- 2764,9x² + 155,8x - 3,2

$$\Psi_{VM} = 642.6x^5 - 780.5x^4 + 344.4x^3 - 68.2x^2 + 5.1x + 0.1$$
 (5-11)

$$\Psi_{diff\ fkt} = -280977x^6 + 286761x^5117206x^4 + 24361x^3$$

$$-2697x^2 + 151x + 3$$
(5-12)

Um zu überprüfen, ob die aus den Messergebnissen der Baseline hergeleitete Differenzfunktion rotorgeometrieunabhängig gültig ist, wurde anhand der Messergebnisse des Vergleichsmodells am Beispiel der Serration mit Hilfe der Differenzfunktion eine neue dimensionslose Kennlinie berechnet. Abbildung 5-16 zeigt jeweils die Kennlinien des Vergleichsmodells auf, aus welchen die prognostizierten Kennlinien für das akustische Modell hergeleitet wurden. Es ist zu erkennen, dass sowohl bei den Messwerten des VM bei
einer Drehzahl von 2000 min⁻¹ (links) und den Messwerten bei einer Drehzahl von 1000
min⁻¹ (rechts) die durch die Differenzfunktion hergeleiteten Kennlinien des AM im Verlauf nahe an den tatsächlich gemessenen Kennlinienpunkten liegen. Lediglich im Bereich
des Sattelpunktes liegen Abweichungen den Druckzahlen vor. Auch bei der prognostizierten Kennlinie bei einer Drehzahl von 2000 min⁻¹ liegt der letzte Punkt bei hohen Lieferzahlen im Druckzahlbereich unterhalb des gemessenen Wertes. Dies ist damit zu begründen, dass der Kennlinienbereich bei der Baseline des AM nicht so weit reicht, wie
der des VM wodurch die Trendlinie, die für die Differenzfunktion verwendet wurde in

dem Bereich nicht optimal bestimmt wurde. Generell kann jedoch gesagt werden, dass im stabilen Bereich der Ventilatorkennlinien die Vorhersage für die Messpunkte des akustischen Modells sehr gut ist.

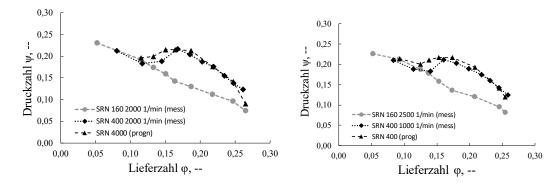


Abbildung 5-16 Mit Hilfe der Differenzfunktion prognostizierten Kennlinien für die SRN des AM aus Drehzahl von 2000 min⁻¹ (links) und aus der Drehzahl von 2500 min⁻¹ (rechts)

Da bei den dimensionslosen Drosselkennlinien die jeweiligen Punkte drehzahlunabhängig aufeinander fallen, können für geometrisch ähnliche Rotoren die theoretischen Kurven für beliebige Drehzahlen berechnet werden. Dies ist in Abbildung 5-17 für die Serration des akustischen Modells am Beispiel der Drehzahl 2000 min⁻¹ verdeutlicht. Durch Verwendung der dimensionslosen Kenngrößen der Lieferzahl und der Druckzahl konnte der theoretische Verlauf der Kurven prognostiziert werden.

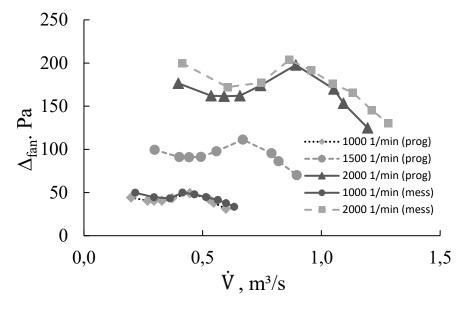


Abbildung 5-17 Dimensionsbehaftete Kennlinien der gemessenen und prognostizierten Werte der Serration des AM

5.2 Aeroakustische Auswertung der Messergebnisse

Die akustischen Messdaten des Vergleichsmodells wurden mit bei einer Abtastrate von 32768 Hz und einer Blockgröße von 32768 aufgenommen, was zu einer Frequenzauflösung von 1 Hz führt. Bei der Fensterung wurde das Hanning-Fenster mit einer Überlappung von 66,7 % eingestellt. Die Daten des akustischen Modells wurden mit den gleichen Messeinstellungen vorgenommen, während anstelle einer Mittelungszahl von 60, 300 Mittelungen durchgeführt worden sind.

$$BFF = n \cdot Blattanzahl = \frac{2000 \frac{1}{min} \cdot 6}{60 \frac{s}{min}} = 200 Hz$$
 (5-13)

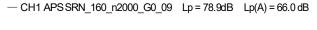
Abbildung 5-18 zeigt das Amplitudenspektrum der Serration bei einer Drehzahl von 2000 min⁻¹. Es wurde der Schalldruckpegel SPL über der Frequenz aufgetragen. Um den zu interessierenden Bereich von 10 Hz – 5 kHz abzubilden, wurde ein Bandpassfilter angewandt. In der logarithmischen Darstellung ist zu erkennen, dass der Verlauf im hochfrequenten Bereich einen "Sprung" macht. Hier wird von einer Cut-On Frequenz gesprochen. Ab dieser Grenzfrequenz ist bei der Schallausbreitung in einem kreisrunden Rohr der Schalldruck über dem Rohrquerschnitt nicht mehr konstant. Wenn sich der Schalldruck nicht als ebene Welle im Rohr ausbreitet, werden die Schwingungsformen als höhere Moden oder Rohrmoden bezeichnet. Im Hinblick auf die Verteilung des akustischen Druckfeldes kann es insbesondere bei axialen Strömungsmaschinen zur Ausbreitung nicht ebener Wellen kommen, aufgrund der Wechselwirkung der rotierenden Tragflügel mit feststehenden Bauteilen wie Statoren oder Stützstreben. Unterhalb der Cut-On-Frequenz breiten sich höhere akustische Moden als exponentiell gedämpfte Wellen entgegen der Strömungsrichtung aus. Diese sind dementsprechend quasi nicht ausbreitungsfähig [45].

Laut Möser lasst sich die tiefste Cut-on Frequenz wie folgt berechnen [38]:

$$f_0 < 0.59 \cdot \frac{c_a}{D_{Rohr}} = 0.59 \cdot \frac{343 \frac{m}{s}}{0.16 m} = 1265 \text{ Hz}$$
 (5-14)

Abbildung 5-18 zeigt das Amplitudenspektrum der Serration des Vergleichsmodells bei einer Drehzahl von 2000 min⁻¹ ohne Gittereinfluss im Auslegungspunkt. Bei allen hier aufgeführten Amplitudenspektren wird der zu interessierende Bereich von 10 bis 5000 Hz angezeigt. Die Abbildung stellt unter anderem die drehzahlabhängigen Amplituden, sowie die Cut-on-Frequenz dar. Um das Signal besser auswerten zu können, wurde eine

Ausschnitt des Spektrums ausgewählt und dieses in Abbildung 5-19 mit einer linear skalierten X-Achse aufgetragen.



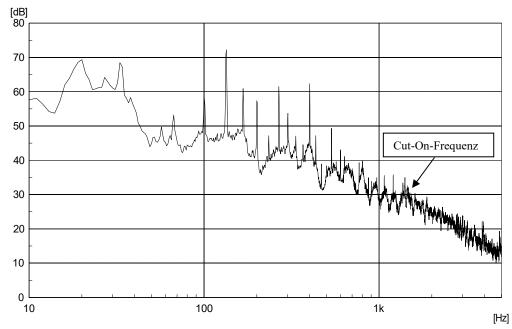


Abbildung 5-18 Amplitudenspektrum der Serration bei einer Drehzahl von 2000 min⁻¹ ohne Gittereinfluss im Auslegungspunkt (logarithmische Darstellung)

— CH1 APS SRN_160_n2000_G0_09 Lp = 78.9dB Lp(A) = 66.0 dB

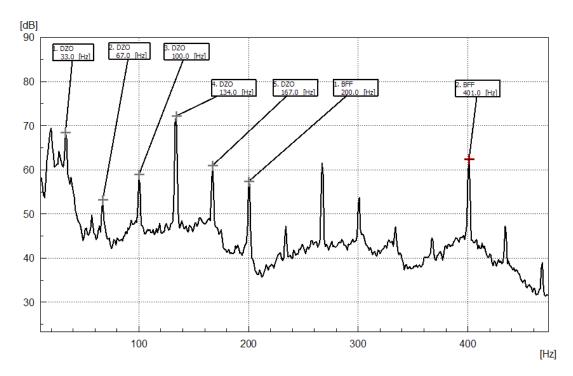


Abbildung 5-19 Ausschnitt des Amplitudenspektrum der SRN mit Angabe der Drehzahlordnungen und BFF im Auslegungspunkt bei einer Drehzahl von 2000 min⁻¹ (lineare Darstellung)

Bei der Betrachtung der harmonischen Vielfachen ist eine lineare Darstellung sinnvoll, da so die gleichbleibenden Abstände der Peaks optisch besser zu erfassen sind. Abbildung 5-19 zeigt einen Ausschnitt des Amplitudenspektrums der vorangegangenen Grafik. Hier sind die rotationsabhängigen Drehzahlordnungen, sowie Blattfolgefrequenzen deutlich zu erkennen. Die erste DZO ist bei 33 Hz zu sehen, gefolgt von der zweiten DZO bei 67 Hz und der dritten DZO bei 100 Hz. Der Peak mit der höchsten Amplitude stellt die vierte DZO bei 134 Hz dar. Obwohl erwartet wurde, dass die Blattfolgefrequenz den größten Einfluss auf den Schalldruckpegel hat, liegen mehrere Harmonischen der Drehzahlordnung oberhalb dieser Peaks. Es kann sein, dass besonders bei der vierten DZO eine Eigenfrequenz des Prüfstandes oder des Rotors angeregt wird. Es liegt nahe zu vermuten, dass die Ursache prüfstandsabhängig ist, da im Vergleich zum akustischen Modell, dieses Phänomen nicht auftaucht. Zudem ist nicht auszuschließen, dass die Befestigung des Lüfters mit seinen vier Streben dazu beiträgt, dass die Amplituden des Spektrums anders stark ausgeprägt sind. Abbildung 5-20 zeigt einen Ausschnitt des Amplitudenspektrums der Serration (schwarz) und der Nabe des Noctua-Lüfters ohne Rotorblätter (blau) bei einer Drehzahl von 2000 min⁻¹. Obwohl das Spektrum der Nabe aufgrund der fehlenden

Rotorblätter keine Blattfolgefrequenzen aufweisen kann, ist der Einfluss der Drehzahl in den Peaks und dessen Harmonischen klar erkennbar.



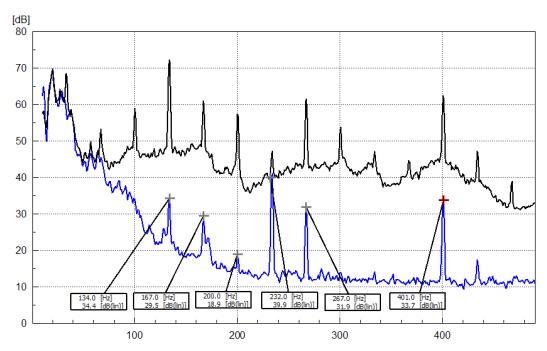


Abbildung 5-20 Ausschnitt des APS der Serration und der Nabe ohne Tragflügel (lineare Darstellung)

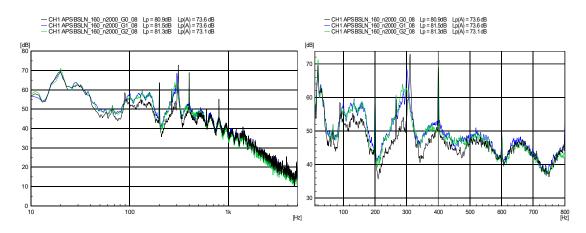


Abbildung 5-21 APS der Baseline der unterschiedlichen Gittereinbauten - log. Darstellung (links) - Ausschnitt des APS von 0-800 Hz lin. Darstellung der X-Achse (rechts)

In Abbildung 5-21 wird die Auswirkung der Turbulenzgitter auf die Schalldruckpegel deutlich. Die Gittereinbauten führen im unteren bis mittleren Frequenzbereich zu einer Zunahme des Schalldruckpegels. Dies ist besonders in der rechten Seite der Abbildung zu erkennen. Im Bereich von 0 bis ca. 800 Hz verlaufen die Kurven mit Turbulenzgit-

tereinfluss oberhalb der Kurvenverläufe ohne Gitter. Dies ist auch im Gesamtschalldruckpegel zu beobachten. Der OASPL wurde leicht von 80,9 dB auf 81,5 dB mit Einfluss des Gitters₀₁ erhöht und auf 81,3 dB des Gitters₀₂ erhöht. Da die Strömung durch das Gitter₀₁ insgesamt einen höheren Turbulenzgrad (2,9 %) als das Gitter₀₂ (2,7%) aufweist, liegt es nahe daraus abzuleiten, dass eine Steigerung des Turbulenzgrades zu einem erhöhten Schalldruckpegel führt.

Um die Rotoren auf drehzahlunabhängige Geräusche zu untersuchen, kann unter anderem ein *Campbell*-Diagramm erstellt werden. Um ein solches Diagramm auszuwerten, wurden sowohl die Serration als auch die Baseline bei sich stetig erhöhender Drehzahl vermessen. Dabei wurde die Drosselung jeweils im Betriebspunkt eingestellt. Abbildung 5-22 zeigt ein *Campbell*-Diagramm der Baseline. Hier wurde in einem Zeitraum von 170 Sekunden die Drehzahl von ca. 600 min⁻¹ bis auf ca. 2500 min⁻¹ möglichst konstant gesteigert.

Anhand dieser Visualisierung konnten keine besonderen drehzahlfrequenzunabhängigen Resonanzen herausgestellt werden. Die auftretenden Drehzahlordnungen verlaufen parallel als Diagonalen mit einer Steigung entsprechend der Drehzahlzunahme. Es sind keine dominanten Linien zu erkennen, welche parallel zur X-Achse verlaufen, die auf Resonanzfälle oder Schaufeleigenfrequenzen hindeuten könnten.

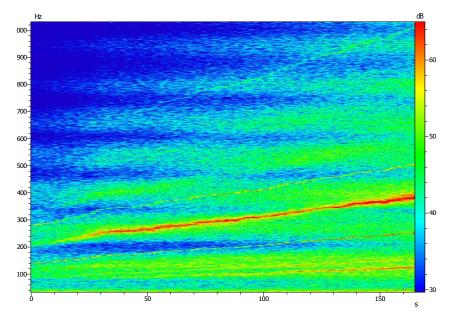


Abbildung 5-22 *Campbell*-Diagramm der Baseline ohne Gittereinfluss im Auslegungspunkt

5.3 Vergleich der Spektralen Geräuschreduzierungen

Für die Bewertung der akustischen Messdaten der Rotoren sowie einem drehzahlunabhängigen Vergleich untereinander, wurde der Frequenzbereich mit Hilfe der Strouhal-Zahl normiert. Dabei wurde zum einen die Umfangsgeschwindigkeit als Grundlage der Normierung verwendet und zum anderen die Axialgeschwindigkeit am Rotorblatt.

$$Sr_{umf} = \frac{f \cdot S_{Spann}}{\pi \cdot D_{rator} \cdot n}$$
 (5-15)

$$Sr_{axial} = \frac{f \cdot S_{Spann}}{c_{axial}} \tag{5-16}$$

Für eine Veranschaulichung des spektralen Geräuschminderungspotentials der Rotoren mit Serrations modifizierten Vorderkanten, wurde die Veränderung des Schalldruckpegels gemäß Gleichung (5-17) aufgetragen (grauer Verlauf). Um diese "Zeitrohdaten" der Schalldruckpegeldifferenz zu glätten, wurde ein Medianfilter angewandt. Hierbei variiert der Filter zwischen der Ordnung 40 und 60.

Die Anwendung des Filters resultiert in einem Verlauf, welcher in Abbildung 5-23 erfasst wird. Die roten Kurven bewirken eine Glättung der grauen, verrauschten Schalldruckpegeldifferenz und gibt einen Aufschluss darüber, wie groß das spektrale Geräuschminderungspotential der Serrations in Bezug auf die Baseline ist. Es wurde darauf geachtet, die Messpunkte miteinander zu vergleichen, welche ähnliche Lieferzahlbereiche aufweisen. So wurde für dieses Beispiel bei der Drehzahl von 2000 min⁻¹ der Messpunkt 05 der Baseline des VM gewählt, der Messpunkt 04 der Serration des VM und die Messpunkte 03 für BSLN sowie SRN miteinander verglichen. Durch den Medianfilter ist gut zu erkennen, dass die Serration den Schalldruckpegel bis über zwei dB reduziert, während das akustische Modell sogar Schallreduktionen von über drei dB aufweist.

$$\Delta SPL = SPL_{RSIN} - SPL_{SRN} \tag{5-17}$$

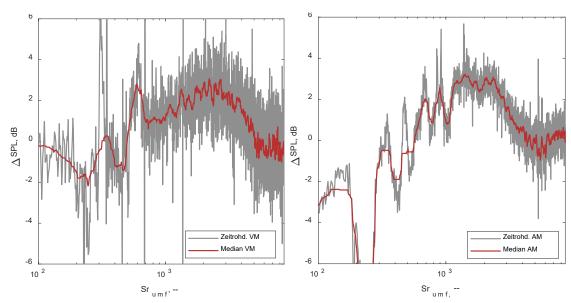


Abbildung 5-23 normierte Schalldruckpegeldifferenzen inklusive Glättung mittels Medianfilters aufgetragen über der Strouhal-Zahl des Vergleichsmodells (links) und des akustischen Modells (rechts)

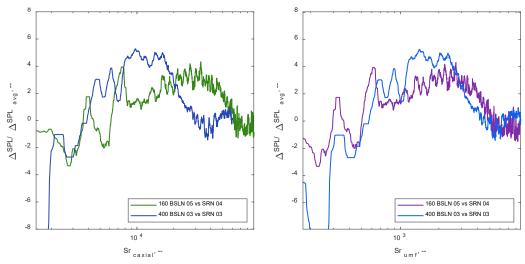


Abbildung 5-24 normierte Schalldruckpegeldifferenzen des VM und AM unter Anwendung des Medianfilters aufgetragen mit der Axialgeschwindigkeit normierten Strouhal-Zahl (links) und der auf die Umfangsgeschwindigkeit normierten Strouhal-Zahl (rechts) bei einer Drehzahl von 2000 min⁻¹

Abbildung 5-24 zeigt die normierten Schalldruckpegeldifferenzen aufgetragen über der auf die Axialgeschwindigkeit bezogene Strouhal-Zahl (links) und über der Umfangsgeschwindigkeit bezogenen Strouhal-Zahl (rechts). Hierbei wurde die Differenz des Schalldruckpegels normiert auf die mittlere Differenz des SPL aufgetragen. Diese Normierung wurde durchgeführt, um die Kurven des akustischen Modells sowie des Vergleichsmo-

dells dimensionslos miteinander vergleichen zu können. Bei dieser Darstellung ist zu beobachten, dass die durch die Umfangsgeschwindigkeit normierte Strouhal-Zahl die Kurvenverläufe des akustischen Modells sowie des Vergleichsmodells zusammenrücken und
einen sehr ähnlichen Verlauf aufweisen. Aufgrund dieser Beobachtung wird im Folgenden die Strouhal-Zahl Normierung in Bezug auf die Umfangsgeschwindigkeit berücksichtigt.

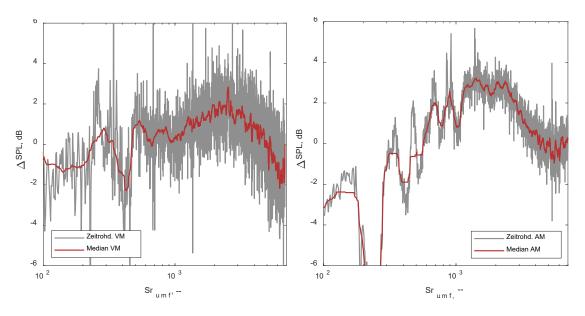


Abbildung 5-25 Normierte Schalldruckpegeldifferenzen inklusive Medianfilter aufgetragen über der Strouhal-Zahl des Vergleichsmodells bei n 2500 min⁻¹(links) und des akustischen Modells 2000 min⁻¹ (rechts)

Abbildung 5-25 stellt, wie Abbildung 5-23 die normierten Schalldruckpegeldifferenzen inklusive Glättung mittels Medianfilters dar, mit dem Unterschied, dass sich auf der linken Seite die Schalldruckpegelreduktion der Messpunkte 04 der Serration und der Baseline des VM bei einer Drehzahl von 2500 min⁻¹ befinden. Dieser Vergleich soll zeigen, dass durch die Normierung der Strouhal-Zahl die Spektren drehzahlunabhängig vergleichen lassen. Aus der Grafik in Abbildung 5-26 wird dies in der Ähnlichkeit der Kurvenverläufe sichtbar. Die über die mittlere Differenz des SPL normierten Schallreduktionen des Vergleichsmodells sowie des akustischen Modells wurden über Sr_{umf} aufgetragen.

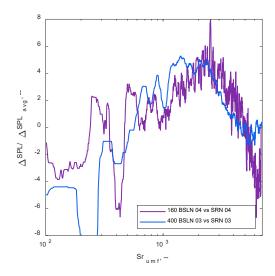


Abbildung 5-26 Normierte Schalldruckpegeldifferenzen des VM und AM unter Anwendung des Medianfilters über der Sr_{umf} bei einer Drehzahl des VM von 2500 min⁻¹ und 2000 min⁻¹ bei dem AM

6 Statistische Versuchsplanung DoE

Der nachfolgende Abschnitt befasst sich mit dem Thema der statistischen Versuchsplanung, welche in dieser Arbeit auch *Design of Experiments* (DoE) bezeichnet wird. Ziel der statistischen Versuchsplanung ist es, die gewünschten Versuchsergebnisse mit möglichst geringem experimentellen Aufwand zu erhalten. Hier werden die Zusammenhänge zwischen Einflussparametern und den Zielgrößen systematisch untersucht. Wobei durch die geeignete Auswahl von Messpunkten mit möglichst hohem Informationsgehalt, der Prüfumfang reduziert werden soll [46]. Neben dem Ziel der Versuchsaufwandreduzierung, sollen durch die Entwicklung eines statistisch-empirischen Modells zur Beschreibung der unabhängigen Effekte und die gegenseitigen Abhängigkeiten die Einflussparameter auf die Zielgrößen herausgestellt werden.

6.1.1 Faktorstufen

Die Stufen eines Versuchsplanes sind die Werte, auf die die Versuchsparameter eingestellt werden. Aus der Anzahl der Faktorstufen kann die Anzahl der notwendigen Versuchspunkte eines vollfaktoriellen Versuchsplanes berechnet werden. Die Versuchsanzahl n hängt somit von der Anzahl der Einstellparameter k und den Stufen m ab. Bei der Analyse eines Versuchsraums durch Variation mehrerer Einflussparameter, wäre der Ansatz bei einer klassischen Methode, wie der Gitterlinien-Methode, einen Versuchsraum durch Variation mehrerer Einflussparameter zu erstellen. Dabei wird jeweils ein Parameter variiert, während die anderen konstant bleiben. Dieses Verfahren wird für jeden Parameter wiederholt. So kann der Einfluss von Parametern auf eine bestimmte Zielgröße beschrieben werden. Jedoch kann es, je nachdem wie fein das Raster gewählt wird, zu einer sehr hohen Anzahl von Versuchen führen.

$$n = m^k \tag{6-1}$$

So hat ein 5-stufiger Versuchsplan mit drei Einstellparametern herkömmlich 5³ und somit 125 Versuchspunkte.

Unter Anwendung der statistischen Versuchsplanung kann diese Anzahl an Versuchspunkten signifikant reduziert werden. Je nachdem, welches Modell ausgesucht wird und wie viele Testmessungen zur Validierung durchgeführt werden.

6.2 Systemgrenzen/ Versuchsraum

Wie Abbildung 6-1 zeigt, besteht das Versuchssystem aus Einstellparametern, welche den n-dimensionalen Raum aufspannen und aus Einflussparametern, welche auf das System einwirken. DoE ermöglicht es, eine statistische Korrelation zwischen den Einflussgrößen und den Zielgrößen herzustellen. In dieser Arbeit werden sowohl aeroakustische als auch aerodynamische Zielgrößen untersucht.

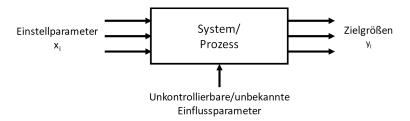


Abbildung 6-1 Schematische Darstellung eines Versuchssystems

Abbildung 6-1 zeigt die Grenze der Eingangsgrößen, welche für beide verwendeten Modell-Ansätze gelten. Jegliche Einstellparameter sind n-stufig einstellbar, damit die Versuchspläne mit maximaler Einstellgenauigkeit ausgeführt werden können. So wird der Gitterabstand Δz von 35 bis 130 mm zum Ventilator variiert, der Drosselzustand Q von 0% (Drossel geöffnet) zu 45% geschlossen verändert und die Drehzahl von 1500 bis 2500 Umdrehungen die Minute eingestellt. Es wurde bewusst entschieden nicht den gesamten Drosselbereich (voll geöffnet bis voll geschlossen) abzubilden, um den instabilen Bereich der Kennlinien zu vermeiden und den für technische Anwendungszwecke wichtigeren stabilen Bereich zu untersuchen. Der für die Versuchsplanung maßgebende Bereich wird in Abbildung 6-2 hervorgehoben.

$$Q = 1 - \frac{\dot{V}}{\dot{V}_{Max}} \tag{6-2}$$

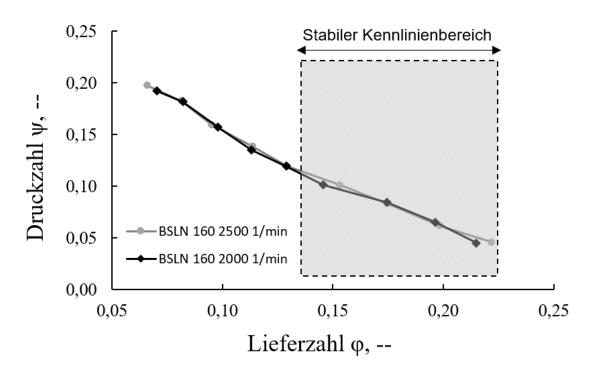


Abbildung 6-2 Für die DoE-Planung relevanter Kennlinienbereich

Neben dem Drosselzustand und der Drehzahl wurde als dritte Einflussgröße der Turbulenzgrad gewählt. Da dieser nicht direkt eingestellt werden konnte, wurde hierzu das Turbulenzgitter01 gewählt und der Abstand zwischen Rotor und Gitter variiert, um unterschiedliche Turbulenzen in der Strömung zu generieren. Durch die Variation und Kombination dieser Einflussgrößen wird erwartet, dass sie ausreichende Informationen über die Leistungsfähigkeit des Systems liefern können.

Tabelle 6-1 Systemgrenzen für die DoE-Planung

Systemgrenze	Gitterabsand Δz	Drosselzust. Q	Drehzahl n	
	[mm]	[%]	[min ⁻¹]	
Min	35	0	1500	
Max	130	45	2500	

Es wurde darauf geachtet ausschließlich Eingangsgrößen zu wählen, welche stufenlos und reproduzierbar einstellbar sind.

Hinzukommend zu den einstellbaren Eingangsgrößen gibt es zusätzliche unkontrollierbare Parameter, welche auf das System einwirken, werden auch Störgrößen genannt. Die Störgrößen sind teils unbekannt und können sich während der Versuche verändern. Dazu gehören Einstellfehler und Messfehler, aber auch Größen wie die Umgebungstemperatur, der Umgebungsdruck und Störgeräusche [47].

Außerdem wurden die Versuche in randomisierter Reihenfolge durchgeführt, um eine Streuung der Versuchspunkte zu vermeiden. Durch die zufällige Reihenfolge der Versuchspunkte soll erreicht werden, dass der Einfluss nicht steuerbarer Parameter, wie die Temperatur oder der barometrische Luftdruck, minimiert wird.

6.3 Zentralzusammengesetzter Plan (ZZP)

Ein Zentral Zusammengesetzter Plan (ZZP) setzt sich aus drei Teilen zusammen. Den Eckpunkten des Versuchsraumen und dem Zentralpunkt in der Mitte des Versuchsraumes, welcher von vier weiteren Punkten, den sogenannten Sternpunkten erweitert wird. Abbildung 6-3 zeigt die Zusammensetzung eines Zetral-Zusammegesetzten Versuchsraums.

Abbildung 6-3 Zentral-zusammengesetzter Versuchsplan, grafische Darstellung [47]

Ein großer Vorteil des ZZP besteht darin, dass durch die Sternpunkte quadratische Wirkungen des Systems mitberücksichtigt werden können. Ein Nachteil des Versuchsplanes liegt hingegen darin, dass Aufgrund der Experimentvorgaben der faktorieller Kern des zentral zusammengesetzten Versuchsplanes näher an das Zentrum rücken muss, da die physikalischen Grenzen für diesen Fall nicht erweitert werden können. Der Rotor kann beispielsweise nicht schneller als 2500 min⁻¹ eingestellt werden, da dort seine maximale Drehzahl erreicht wird. Selbiges gilt für den Drosselzustand Q. Die Drossel kann nicht weiter als 100% geöffnet werden. Dadurch kann es vorkommen, dass die Eckpunkte des Versuchsraumes nicht gut abgetastet werden können. Dies kann zu einer schlechteren Prognose in diesen Bereichen führen.

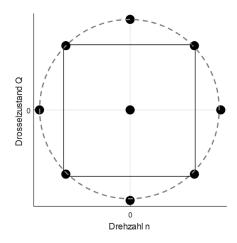


Abbildung 6-4 Schematische Darstellung des ZZP

Die Lage des faktoriellen Kerns ist dabei abhängig von α. Der faktorielle Kern rückt umso näher an den Zentralpunkt, desto größer der α -Wert ist. Je nachdem, wie α gewählt wird, kann unter anderem ein orthogonaler und ein drehbarer Versuchsplan generiert werden. In dieser Arbeit wird sich für einen drehbaren und pseudo orthogonal ausgelegten Plan entschieden, da bei einem solchen Plan kaum Vermengungen zwischen den quadratischen Wirkungen bestehen. Dies resultiert in einem Alphawert von 1,41. Abbildung 6-4 zeigt schematisch die Versuchspunkte des ZZP.

Tabelle 6-2 Normierter und nicht-normierter Versuchsplan des ZZP

	normiert		auf α normiert		
VP	Drehzahl	Drosselzustand	Drehzahl	Drosselzustand Q	
V I	n	Q	n	Diosseizustana Q	
1	-1,00	-1,00	-0,71	-0,71	
2	-1,00	1,00	-0,71	0,71	
3	1,00	-1,00	0,71	-0,71	
4	1,00	1,00	0,71	0,71	
5	-1,41	0,00	-1,00	0,00	
6	1,41	0,00	1,00	0,00	
7	0,00	-1,41	0,00	-1,00	
8	0,00	1,41	0,00	1,00	
9	0,00	0,00	0,00	0,00	
10	0,00	0,00	0,00	0,00	
11	0,00	0,00	0,00	0,00	

6.4 Box-Behnken-Design (BBD)

Das Box-Behnken Design (BBD) ist ein vollfaktorieller, dreistufiger Versuchsplan, bei dem sich die Versuchspunkte in der Mitte der Kanten des Modellraumes befinden. Dies führt dazu, dass die zwei verbleibenden Einstellparameter auf mittlerem Level verbleiben, während der dritte Parameter das jeweilige Minimum oder Maximum anfährt. Der schematische Versuchsplan ist in Abbildung 6-5 dreidimensional dargestellt.

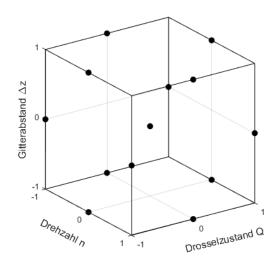


Abbildung 6-5 schematische Darstellung des normierten BBD Versuchsraums

Dank des Zentralpunkts in der Mitte des Versuchsraums können nicht nur lineare, sondern auch quadratische Abhängigkeiten bestimmt werden. Vorteil des Versuchsplans ist, dass dieser im Vergleich zu Zentral-Zusammengesetzten Versuchsplänen (bei gleicher Stufenanzahl) weniger Versuchspunkte vorweist. Ohne Versuchswiederholungen am Zentralpunkt weist der Plan insgesamt 13 Punkte auf. Außerdem vermeidet das BBD "Extremstellen", die Faktorkombinationen in den Ecken des Versuchsraumes. Dies kann sowohl Vor- als auch Nachteile haben. Für Versuche, bei denen die Extrema schwer zu erreichen sind, ist dieser Versuchsplan vorteilhaft. In anderen Fällen könnte es zu schlechteren Prognose-Fähigkeiten in den Ecken des Versuchsraums kommen [47].

Durch lineare Interpolation der normierten Größen können die Stufenwerte der Einflussfaktoren berechnet werden. Der Versuchsplan des BBD inklusive konstanter Einflussgrößen ist in Tabelle 6-3 zu sehen.

normiert			Versuchsplan			
VP	Dreh- zahl n	Drosselzu- stand Q	Gitterabst. Δz	Drehzahl n [min ⁻¹]	Drosselzu- stand Q	Gitterabst. Δz [mm]
1	-1	-1	0	1500	0,00	8,3
2	-1	1	0	1500	0,45	8,3
3	1	-1	0	2500	0,00	8,3
4	1	1	0	2500	0,45	8,3
5	-1	0	-1	1500	0,23	3,5
6	-1	0	1	1500	0,23	13,0
7	1	0	-1	2500	0,23	3,5
8	1	0	1	2500	0,23	13,0
9	0	-1	-1	2000	0,00	3,5
10	0	-1	1	2000	0,00	13,0

2000

2000

2000

2000

2000

0,45

0,45

0,23

0,23

0,23

3,5

13,0

8,3

8,3

8,3

Tabelle 6-3 Normierter und nicht-normierter Versuchsplan des BBD

6.4.1 Testdatensatz

0

0

0

0

1

0

0

11

12

13

14

15

Um die Genauigkeit und somit die Effizienz der verwendeten Modellansätze zu validieren, wurden zusätzlich 10 Testpunkte für das Box-Behnken-Design vermessen, welche in Abbildung 6-6 zu sehen sind. Dadurch, dass die Versuchspunkte unabhängig von den Vergleichsmodellen gewählt wurden, ist es möglich die Testdaten zur Validierung der Modellperformance zu verwenden. Erstellt wurde der Testdatensatz nach einem Latinhypercube Design. Bei einem solchen Testdatensatz kann eine Generalisierung des Modells besonders gut untersucht werden, wenn bestimmte Kriterien angewandt werden. In dieser Arbeit wurde für den Testdatensatz das "maximin" Kriterium bei 10000 Iterationen eingestellt. Dies gewährleistet eine gleichmäßige Verteilung im Versuchsraum, da die Versuchspunkte so verteilt werden, dass dessen maximale bis minimale euklidische Abstände untereinander möglichst hoch sind.

Um die Gleichmäßigkeit der Versuchspunkte der Testdaten-Pläne zu beurteilen, wurden die euklidischen Abstände *d* der Versuchspunkte *x* und *y* mit folgender Formel berechnet:

$$d_{euklid} = \sqrt{\sum_{i=1}^{n_f} (x_i - y_i)^2}$$
 (6-1)

Die Versuchspunkte des Testdatensatzes für den Box-Behnken Plan ist in Abbildung 6-6 und der auf das α normierte Testdatensatz für den zentral-zusammengesetzten Versuchsplan ist in Abbildung 6-7 abgebildet.

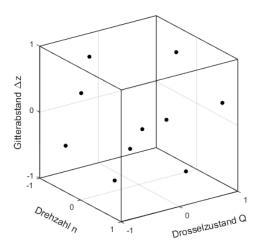


Abbildung 6-6 LHD-Testdaten für die Box-Behnken Validierung

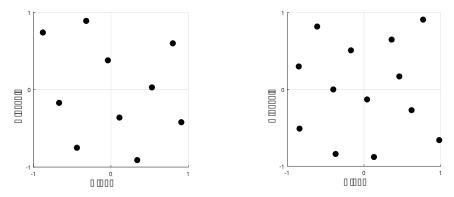


Abbildung 6-7 normierter Versuchsraum der ZZP-Testdaten (links) normierter Versuchsraum der DoE Testdaten (rechts)

6.4.2 Modellansatz/ Regressionskoeffizient

Um die Versuchspläne auszuwerten, werden mit Hilfe von mathematischen Modellen Funktionen herangezogen, die alle signifikanten Einflussparameter berücksichtigen. Das Modell beschreibt die mathematische Beziehung zwischen den Zielgrößen y_i , den Einflussgrößen x_i sowie den freien Parametern β_i , welche durch Versuche bestimmt werden [48].

Aus den Versuchsergebnissen können Regressionsfunktionen hergeleitet werden, welche im gesamten Versuchsraum gelten.

So ergibt sich bei einem linearen Modell folgende Gleichung:

$$y = \beta_0 + \beta_1 x_1 + \beta_2 x_2 + \dots + \beta_k x_k$$
 (6-2)

Dabei ist y die gemessene Größe, β sind Parameterkoeffizienten, x_i sind die Eingangsvariablen und ein Fehlerterm für Modelle mit Wechselwirkungen und quadratischen Funktionen:

$$y = \beta_0 + \sum_{i=1}^k \beta_i x_i + \sum_{i=1}^{k-1} \sum_{k-1}^{k-1} \beta_{ij} x_i x_j + \sum_{i=1}^k \beta_{ii} x_i^2$$
 (6-3)

Dieses Regressionspolynom zweiten Grades erlaubt es, zu den linearen Abhängigkeiten auch quadratische Abhängigkeiten zu analysieren.

Tabelle 6-4 Regressionskoeffizienten des BBD

	Regressionskoeffizienten				
Faktor	dp_fan	Volumenstrom	Wirkungsgrad	LWs	SPL
MW/Konstante	9,92	-0,00600	0,080	61,64	81,68
n	5,48	0,00761	0,067	-3,47	2,92
n^2	0,81	0,00022	-0,002	1,40	0,55
Q	6,32	-0,00868	0,025	-1,03	2,64
Q^2	0,75	0,00005	-0,025	1,30	-0,20
Δz	-0,03	-0,00007	0,000	-0,01	-0,03
Δz^2	-0,02	0,00001	0,000	-0,17	-0,15
n by Q	3,25	-0,00263	0,009	0,03	0,21
n by Δz	0,03	0,00010	0,001	0,32	0,33
Q by Δz	-0,17	-0,00013	-0,005	0,03	-0,12

Tabelle 6-4 zeigt die Regressionskoeffizienten des ZZP, wobei die in Rot hinterlegten Ziffern die für das Modell signifikanten Einflüsse darstellen. Unter anderem wegen dieser Tabelle wurde entschieden, für das ZZP den dritten Einstellparameter, Gitterabstand Δz nicht als variierender Einflussparameter im System zu berücksichtigen. Bei den Versuchsreihen dieses Plans wurde das Turbulenzgitter auf der normierten Position 0 belassen, ohne diese zu verändern.

6.5 Prognosefähigkeit der Modelle

Um die Anpassungsgenauigkeit der Regressionsfunktionen der gewählten Vergleichsmodelle zu prüfen, können qualitative und quantitative Bewertungskriterien angewandt werden.

In technischen Bereichen ist es üblich, dass eine Irrtumswahrscheinlichkeit von α mit 5 % angenommen wird. Dies führt dazu, dass das Vertrauensniveau 95 % beträgt, sodass

die berechneten Vertrauensbereiche in 95 % aller Fälle den gesuchten Parameter überdecken [49].

Um die qualitative Bewertung der Prognosefähigkeit und somit die Güte der Anpassung zu beurteilen, wurden die Bestimmtheitsmaße der Modelle berechnet. Das Bestimmtheitsmaß ist das Quadrat des Pearson'schen Korrelationsoeffizienten. Es gibt an, wie gut ein gemessener Wert prognostiziert werden kann, es gibt die Approximationsgüte an. Folgende Formel wurde zur Bestimmung des Bestimmtheitsmaß R² verwendet:

$$R^{2} = \left(\frac{\sum (x - \overline{x})(y - \overline{y})}{\sqrt{\sum (x - \overline{x})^{2} \sum (y - \overline{y})^{2}}}\right)^{2}$$
(6-3)

6.5.1 Prognose-Beobachtungsplots - Residual-Plot

Um die quantitativen Kriterien zur Anpassungsqualität bestätigen zu können, werden Prognose-Beobachtungs-Plots für das BBD-Modell sowie das ZZP-Model an den Versuchspunkten und Testdatenpunkten erstellt. Hierbei werden die gemessenen Versuchswerte über die mit Hilfe der Regressionsfunktion bestimmten Versuchswerte aufgetragen. Mit Hilfe der Darstellung von Beobachtungen und Vorhersagen können die potenziellen Ausreißer der Daten ausgemacht werden. In den Diagrammen aus Abbildung 6-8 und aus Abbildung 6-9 ist jeweils die rot-gestrichelte Linie die "100 %-Fit" Linie. Das heißt, dass an diesen Punkten eine hundertprozentige Übereinstimmung des gemessenen Wertes mit dem prognostizierten Wert vorliegt. Sollten die Punkte in der Darstellung weit dieser Linie abweichen, sind die zugehörigen Werte der Residuen groß [49].

Abbildung 6-8 und Abbildung 6-9 zeigen die Prognose-Beobachtungs-Plots aller untersuchten Zielgrößen, wobei links die Ergebnisse des BBD und rechts die Ergebnisse des ZZP dargestellt werden. Die Diagramme wurden jeweils mit den dazugehörigen Bestimmtheitsmaßen ergänzt. Wie zuvor erwähnt, wurden die Versuchspunkte der Testdaten so gewählt, dass sie den größten minimalen Abstand zueinander haben. Hinzukommt, dass keine Faktorstufe wiederholt vorkommt, was dazu führt, dass ein möglichst großer Bereich günstig abgetastet werden kann.

In Abbildung 6-8 ist ein besonders guter Fit der aerodynamischen Zielgrößen des Volumenstroms und der Druckdifferenz Δp_{fan} zu erkennen. Die Punkte der Modelldaten sowie der Testdaten liegen sehr nahe an der diagonalen Linie. Das heißt, dass die prognostizierten Zielgrößen sehr nah an den tatsächlich gemessenen Werten liegen. Dies ist sowohl bei den Ergebnissen des Box-Behnken-Designs zu beobachten als auch bei denen des

Zentral-Zusammengesetzen Plans. Besonders die Modelldaten zeigen einen bemerkenswert guten Fit, was vor allem dadurch zustande kommt, dass die Regressionskoeffizienten zur Bestimmung der Zielgrößen mit den Messergebnissen der Modellpunkte erstellt worden sind. Bei einer 100-prozentigen Übereinstimmung wäre das Verhältnis eins zu eins und das Bestimmtheitsmaß 1,0.

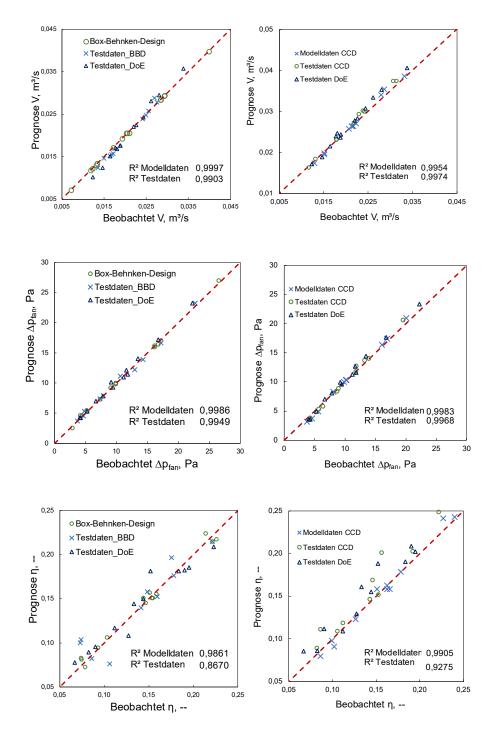


Abbildung 6-8 Prognose- Beobachtungsplots der aerodynamischen Zielgrößen. Ergebnisse des BBD (links) Ergebnisse des ZZP (rechts)

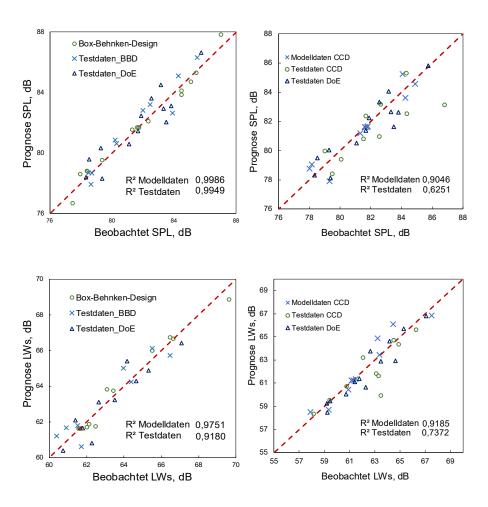


Abbildung 6-9 Prognose- Beobachtungsplots der aeroakustischen Zielgrößen der Modelldaten sowie der Testdaten. Ergebnisse des BBD (links) Ergebnisse des ZZP (rechts)

Obwohl die aeroakustischen Zielgrößen aus Abbildung 6-9 grundsätzlich aufgrund ihres nicht-linearen Charakters schwieriger zu prognostizieren sind, sind die Modelldaten sowie Testdaten nah an der gestrichelten Linie. Es ist zu beobachten, dass die Ergebnisse des ZZP weiter von der Diagonalen streuen und insgesamt besonders bei den Testdaten ein niedrigeres Bestimmtheitsmaß als die des BBD aufweisen.

6.5.2 Effektanalyse

Zur Ermittlung der Effekte der Faktoren wird lediglich eine Einflussgröße variiert, um die Veränderung der Zielgröße ausschließlich von diesem Faktor zu ermitteln. Diese Effekte werden auch Haupteffekte oder Faktoreffekte genannt. Um den Effekt herausstellen zu können kann folgende Formel verwendet werden:

$$\frac{\sum_{i=1}^{N_{+}} y(x_{i})}{N_{+}} - \frac{\sum_{i=1}^{N_{-}} y(x_{i})}{N}$$
 (6-4)

Hier wird die Differenz zwischen oberem und unterem Mittelwert gebildet. Dabei steht N+ für die Anzahl bzw. die Versuchsnummern der oberen Faktorstufen (+1) und N- für die der unteren Faktorstufen (-1). Wechselwirkungseffekte beschreiben hingegen die Abhängigkeit eines Faktors auf die Zielgröße eines weiteren Faktors. Es wird somit untersucht, wie sich zwei Einflussgrößen auf die Zielgrößen auswirken [49].

Folgende Gleichung kann zur Bestimmung der Effekte angewandt werden:

$$\frac{\sum_{i=1}^{N_{+}} \sum_{j=1}^{N_{+}} y(x_{i} x_{j})}{N_{+}} - \frac{\sum_{i=1}^{N_{-}} \sum_{j=1}^{N_{-}} y(x_{i} x_{j})}{N_{-}}$$
(6-5)

Abbildung 6-10 stellt die grafische Darstellung dieser Effekte als Pareto-Diagramme dar. Das Pareto-Diagramm ermöglicht es, das Ausmaß sowie den Einfluss eines Effekts auf die Zielgrößen zu betrachten. Auf der linken Seite sind jeweils die Ergebnisse des BBD aufgetragen und auf der rechten Seite die des ZZP. Die Pareto-Diagramme des BBD weisen mehr Effekte auf, da durch den drei-stufigen Versuchsplan und dessen Versuchspunktanordnung sowohl lineare als auch quadratische Wechselwirkungen berücksichtigt werden können. Die Diagramme zeigen die absoluten Werte der Effekte vom größten Effekt absteigend zum kleinsten Effekt. Die Balken, welche die rot eingezeichnete Signifikanzlinie - das sogenannte 95 % Konfidenzniveau - übereschreiten, besitzen einen statistisch signifikanten Einfluss auf die jeweiligen Zielgrößen. Sowohl die Balken des linearen Drosselzustands als auch die der Drehzahl überschreiten, die in jedem Diagramm rot eingezeichnete Linie, sie gehören damit zu den statistisch ausschlaggebenden Effekten. Auch die lineare Wechselwirkung zwischen der Drehzahl und dem Drosselzustand zeigt in allen Diagrammen, bis auf dem des Schalldruckpegels (ZZP) einen zu berücksichtigenden Effekt auf die Zielgrößen an.

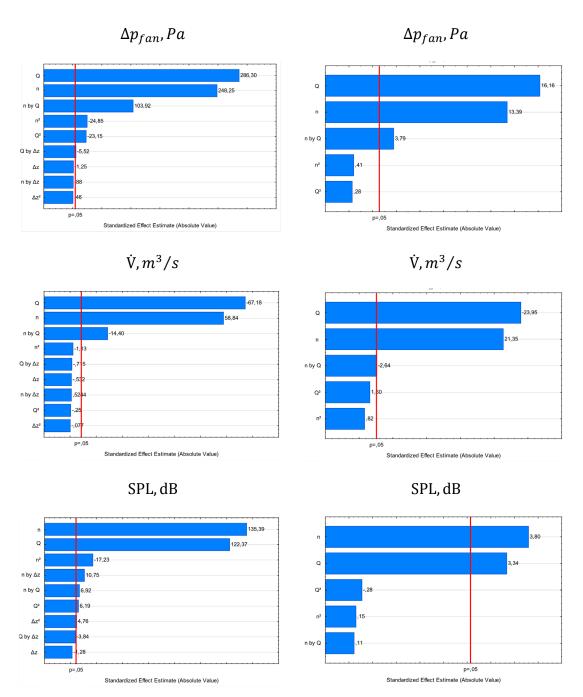


Abbildung 6-10 Pareto-Diagramme ausgewählter Zielgrößen mit eingetragener, roter Signifikanzlinie (95 %-Konfidenzniveau). Ergebnisse des BBD (links), Ergebnisse des ZZP (rechts)

6.5.3 Konturliniendiagramme

Mit Hilfe von Konturliniendiagrammen können optimale Einstellungen der dargestellten Faktoren abgelesen werden, wenn bestimmte Werte der Zielgrößen erreicht werden sollen. Diese zweidimensionalen sowie die eindimensionalen Wirkungsdiagramme können zur grafischen Veranschaulichung von Haupt- und Wechselwirkungen verwendet werden.

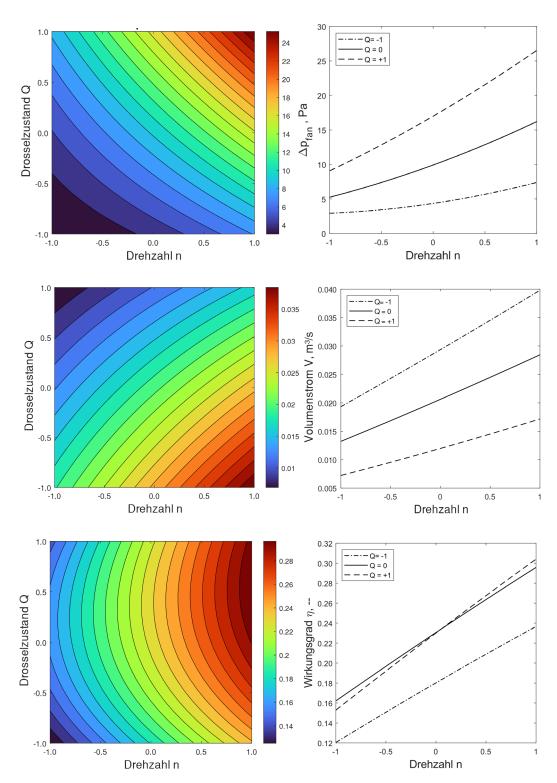


Abbildung 6-11 Konturliniendiagramm der aerodynamischen Zielgrößen des BBD (links) und Wirkungsdiagramme (rechts)

Abbildung 6-11 zeigt auf der linken Seite die zweidimensionale Darstellung der errechneten Zielgröße in Form von Isolinien. Dabei wurde der dritte Einflussparameter, der Gitterabstand Δz , auf der normierten Position 0 gehalten, während der Drosselzustand Q

und die Drehzahl n jeweils in 20 Schritten von -1 bis 1 variieren. In den Konturliniendiagrammen ist zu erkennen, dass die größte Druckdifferenz des Rotors erzielt wird, wenn sowohl der Drosselzustand als auch die Drehzahl am größten sind. Bei der Zielgröße des Volumenstroms sollte die Drehzahl maximal sein und die Drossel so weit, wie möglich geöffnet sein, um ein Maximum zu erreichen. Der höchste aerodynamische Wirkungsgrad kann erzielt werden, indem der Drosselzustand auf einer normierten Größe von 0,5 eingestellt wird und die Drehzahl maximal hochgefahren wird.

In den Wirkungsdiagrammen auf der rechten Seite sind aufgrund der fast geraden Linien kaum Wechselwirkungen zu erkennen. Im Gegensatz dazu weisen die Wirkungsdiagrammlinien aus Abbildung 6-12 (rechte Seite) bei den aeroakustischen Zielgrößen eine größere Krümmung auf, was auf größere Wechselwirkungen hinweist.

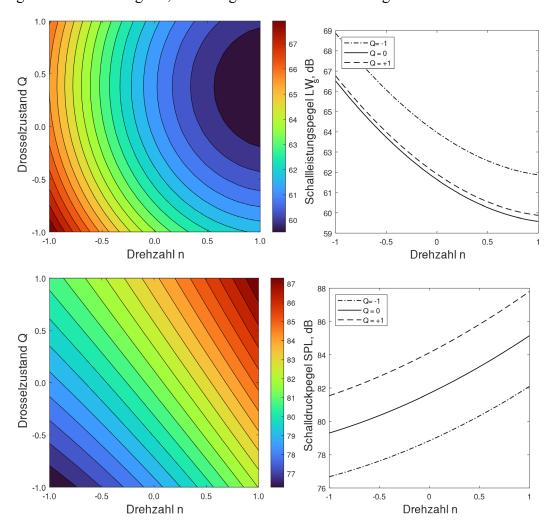


Abbildung 6-12 Konturliniendiagramm der aeroakustischen Zielgrößen des BBD (links) und Wirkungsdiagramme (rechts)

6.5.4 Pearson-Koeffizient - Güte Maß

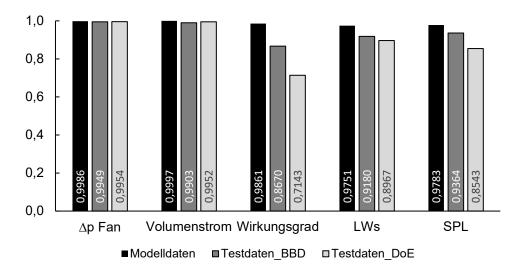


Abbildung 6-13 Übersicht der Bestimmtheitsmaße R² des Box-Behnken-Designs

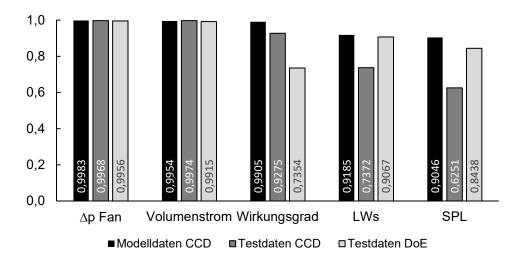


Abbildung 6-14 Übersicht der Bestimmtheitsmaße R² des Zentral-Zusammengesetzten Plans

Zur Übersichtlichen Darstellung und der Beurteilung der Prognosegüte, wurden die Bestimmtheitsmaße der Modelldaten als auch Testdaten als Balkendiagramme dargestellt. Dabei zeigt Abbildung 6-13 die Ergebnisse des Box-Behnken-Designs, während Abbildung 6-14 die Ergebnisse des zentralzusammengesetzten Plans darstellt.

Aus beiden Diagrammen geht hervor, dass beide Modelle eine hohe Anpassungsgenauigkeit besitzen. Insbesondere die aerodynamischen Zielgrößen konnten sehr gut prognostiziert werden. Lediglich die Zielgröße des Wirkungsgrades konnte bei den Testdaten nur bedingt hohe Bestimmtheitsmaße erzielen. Dies könnte unter anderem daran liegen, dass

die Messung der Leistung wahrscheinlich nicht fehlerfrei war und so der Wirkungsgrad nicht ausreichend gut bestimmt werden kann.

Wie bei den Prognose-Beobachtungplots zu erkennen war, wurden die akustischen Zielgrößen besonders beim BBD mit einem hohen Bestimmtheitsmaß prognostiziert. Die besten Werte konnten allerding bei beiden Modellen bei den Zielgrößen des Differenzdruckes und des Volumenstroms erreicht werden. Es lässt sich feststellen, dass diese aerodynamischen Kenngrößen sehr gut durch die statistische Versuchsplanung prognostizieren lassen können.

7 Particle Image Velocity (PIV)

Zur Visualisierung der rotornahen Strömung in der Kanalstrecke, wurde ein Particle Image Velocimetry (PIV) Messsystem implementiert. Es wird getestet, ob es möglich ist, mit Hilfe dieses Messverfahrens an dem Prüfstand Strömungen und Geschwindigkeitsfelder zu quantifizieren. Dabei handelt es sich um ein berührungsloses, non-intrusives, optisches Verfahren. In den Übersichtsmessungen mittels PIV-Verfahren dieser Arbeit soll herausgestellt werden, ob dieses Verfahren an dem Prüfstand anwendbar ist, um Strömungen in Rotornähe sichtbar zu machen und qualitative Informationen in diesem Bereich zu erlangen.

7.1 PIV Messverfahren

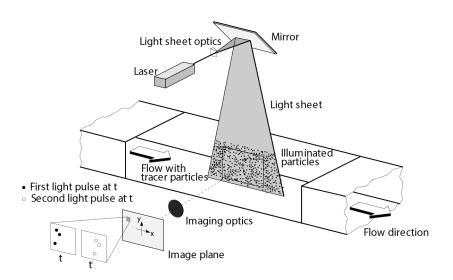


Abbildung 7-1 Schematische Dartstellung eines PIV-Systems [50]

Als Lichtquelle dient ein Klasse-4 Hochleistungslaser der Firma *Dantec Dynamics*, welcher in einer kurzen zeitlichen Abfolge zwei Lichtblitze erzeugen kann. Über eine Lichtschnittoptik aufgeweiteter Laserstrahl lässt sich ein Laserlichtschnitt von ca. 1 mm Dicke formen. Der Laser wurde so positioniert, dass er den für die Untersuchung relevanten Bereich der Strömung erfassen kann. In diesem Fall die Rohrmitte entlang der x-Achse. Das reflektierte Streulicht der dem Fluid zugeführten Tracerpartikel wird mittels einer hochauflösenden CCD-Kamera der Firma *Dantec Dynamics* in einer kurzen zeitlichen Abfolge in einem sogenannten Double-Frame-Modus zweifach aufgenommen. Wenn bei dem Seeding-Verfahren genügend Partikel in die Strömung induziert worden sind, können diese mit der CCD-Kamera in einem möglichst rechten Winkel zur Rohrstrecke aufgenommen werden [51].

7.1.1 Partikel-Seeding

Das Einbringen von möglichst kleinen Schwebeteilchen in die Strömung wird als Seeding bezeichnet. Bei PIV-Messungen wird die Bewegung der Tracerpartikel bestimmt, nicht die Geschwindigkeit der Luft selbst. Mit der Annahme, dass diese Partikel der Strömung folgen, kann davon ausgegangen werden, dass diese die Bewegungseigenschaften der Luft wiederspiegeln. Zum Induzieren der Partikel in die Strömung wurde der Flow Tracker 700 CE verwendet, welcher in Abbildung 7-2 zu sehen ist. Hierbei muss darauf geachtet werden, dass die Partikel zum einen gerade groß genug sind, um Licht zu reflektieren und zum anderen klein genug sind, damit sie der Luftströmung möglichst trägheitsfrei und reibungslos folgen können.



Abbildung 7-2 Flüssigkeitsdispergierer Flow Tracker 700 CE

Nach der Theorie von Mie und Lorenz wird die Streulichtintensität nicht alleine von der Wellenlänge, der Stärke des einfallenden Lichtes und dem Brechungsindexes beeinflusst, sondern hängt vor allem vom Partikeldurchmesser d_p ab [52].

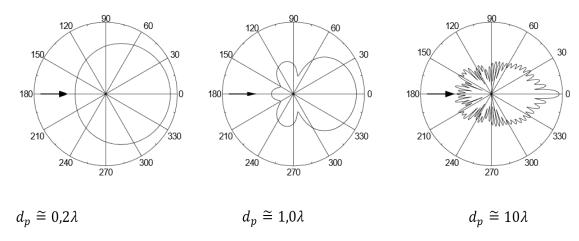


Abbildung 7-3 Mi Verteilungsdiagramm für unterschiedlich große Tracerpartikel [53]

Die charakteristische Streulichtintensitätsverteilung, abhängig vom Streuwinkel, eines kugelförmigen Partikels wird in Abbildung 7-3 dargestellt.

Das Streuverhalten lässt sich in drei Bereiche in Bezug auf das Verhältnis von Teilchengröße und Wellenlänge unterteilen. Der Bereich dP $\lambda \ll 1$ (Abbildung links) wird Rayleigh-Streuung genannt, der Bereich dP $\lambda \approx 1$ ist die Mie-Streuung, (Abbildung Mitte) während dP $\lambda \gg 1$ als geometrische Optik bezeichnet wird [54].

Aufgrund der Annahme, dass die Tracerpartikel einen Durchmesser von ca. 5µm aufweisen, kann davon ausgegangen werden, dass eine Mie-Streuung dominierend ist.

7.1.2 CCD-Kamerasystem

Für die Aufnahme der PIV Bilder wurde eine CCD (Charge Coupled Device) Kamerasystem FlowSense der Firma *Dantec Dynamics* eingesetzt. Diese Kamera erlaubt es, zwei Bilder in einem zeitlichen Abstand von weniger al 200 Nanosekunden hintereinander aufzuzeichnen.



Abbildung 7-4 CCD-Kamerasystem FlowSense 2m von Dantec Dynamics

Die Aufnahmen wurden mit dem Objektiv Makro-Planar T* 2/50 der Firma Zeiss mit einer Sensorauflösung von 1600x1200 Pixeln aufgenommen. Um nur die relevanten Wellenlängenbereiche aufzunehmen, wurde zusätzlich ein passendes TIRF Filterset für 532 nm (Zeiss) angebracht.

7.1.3 Lasersystem

Das Lasersystem, welches für die PIV Messungen verwendet wurde, besteht aus einem Nd-YAG (Neodym-dotierter Yttrium-Aluminium-Granat) DualPower Laser der Firma *Dantec Dynamics* mit Pulsenergien bis zu 30 mJ und Wiederholraten von 10 Hz. Dieser Klasse 4 Laser kann zwei hochintensive Lichtstrahlen mit einem zeitlichen Abstand von wenigen Nanosekunden (< 10 ns) hintereinander emittieren [55]. Abbildung 7-5 zeigt den verwendeten Laser mit zusätzlich montierter Optik zur Aufweitung des Lichtstrahls.



Abbildung 7-5 DualPower Laser der Firma Dantec Dynamics

Die für die PIV-Messungung modifizierte Rohrstrecke ist in Abbildung 7-6 zu sehen. Um möglichst viele Reflektionen zu vermeiden, wurde das Rohrstück um den Rotor herum mit matt-schwarzem Tonpapier von innen verkleidet. Die Stelle des Rotors, welche später maskiert wird, wurde mit einem matten Gewebeband beklebt.

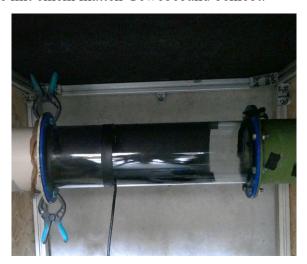


Abbildung 7-6 PIV-Messtrecke der zu vermessenden Rohrstrecke

7.2 Datenauswertung/ Partikel-Tracking

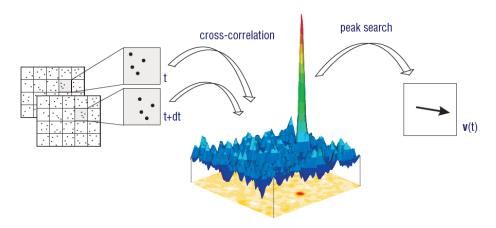


Abbildung 7-7 Block-Matching-Kreuzkorrelationstechnik [56]

Abbildung 7-7 Zeigt schematisch die Block-Matching-Kreuzkorrelationstechnik, welche bei PIV-Messungen zum Einsatz kommt.

Dantec-Dynamics Studio Software wendet folgende Formel für die Normalisierte Kreuz-Korrelation an:

$$\frac{1}{N-1} \sum_{x,y} \frac{(F1(x,y) - \overline{F1})(F2(x,y) - \overline{F2})}{\sigma_{F1}\sigma_{F2}}$$
(7-1)

Mit F1() und F2() als Untersuchungsbereiche von Bild 1 und 2 im Bild, F1 und F2 sind der Mittelwert des Untersuchungsbereichs und σ ist die Standardabweichung, während N für die Anzahl der Pixel steht.

Zusätzlich zu der Kreuzkorrelation wurden die Messergebnisse mit einer Adaptiven Korrelation ausgewertet. Bei der Adaptiven Korrelation handelt es sich um ein iteratives Verfahren, bei dem ein verschobenes Fenster angewendet wird, um den Korrelationspeak zu erhöhen. Durch ein iteratives Verfahren wird die Größe des Abfragebereichs verkleinert, um das Partikelmuster zwischen den beiden Zeitschritten anzupassen.

Die Hauptvorteile sind ein geringerer Partikelausfall in der Ebene, ein größerer dynamischer Bereich und eine bessere Genauigkeit bei Strömungen mit inhomogenem "Seeding" und variierender Partikeldichte [57]. Das adaptive Korrelationsverfahren berechnet Geschwindigkeitsvektoren mit einem anfänglichen Untersuchungsbereich (IA) der N-fachen der Größe des endgültigen IA und verwendet die Zwischenergebnisse als Information für den nächsten IA mit kleinerer Größe, bis die endgültige IA-Größe erreicht ist [58].

In dieser Arbeit wurde der Abfragebereich so gewählt, dass dieser eine Größe von 16x16 Pixel² mit einer Überlappung von 25 % aufweist.

7.3 PIV-Messergebnisse

Für die Auswertung der Aufgenommenen Daten wurden jeweils von Frame 1 und Frame 2 135 Aufnahmen analysiert und ausgewertet.

Um die Partikel richtig auszuwerten, musste vor der Auswertung der Bereich maskiert werden, in dem keine Partikel aufgezeichnet werden können. Da sich der Rotor in der Schnittebene des Laserstrahlt befindet, musste dieser markiert werden sowie der Bereich, bei dem sich durch die Aufweitung des Laserlichtes ein Schatten bildet.

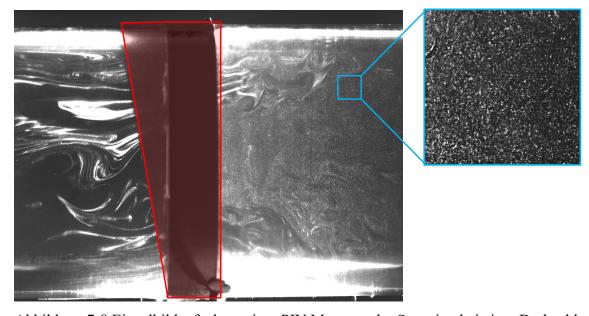


Abbildung 7-8 Einzelbildaufnahme einer PIV Messung der Serration bei einer Drehzahl von 1500 min⁻¹ – der zu maskierende Bereich ist rot umrandet

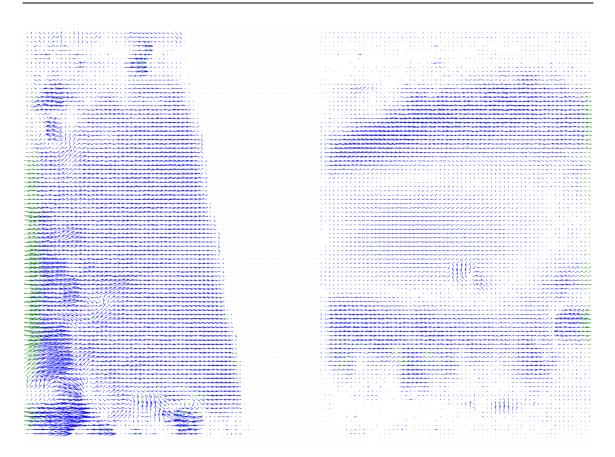


Abbildung 7-9 Vektordarstellung der Adaptiven Korrelation mit einer Interrogation Area von 16x16 und einer Überlappung von 25% (SRN G₀ n 2000 min⁻¹)

Abbildung 7-9 zeigt die von der Software interpolierten Vektoren als grüne Vektorpfeile an, während die durch das Partikel-Tracking ermittelten Vektoren in blau dargestellt werden.

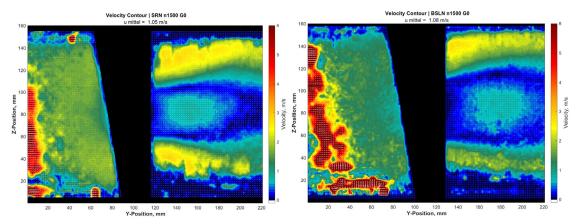


Abbildung 7-10 PIV-Konturplot der Geschwindigkeit cu bei n 1500 min⁻¹ ohne Gitter, SRN (links), BSLN (rechts)

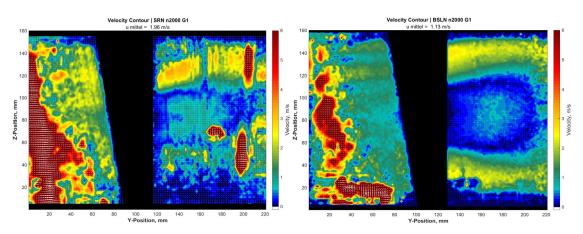


Abbildung 7-11 PIV-Konturplot der Geschwindigkeit cu bei n 2000 min⁻¹ Gitter₀₁, SRN (links), BSLN (rechts)

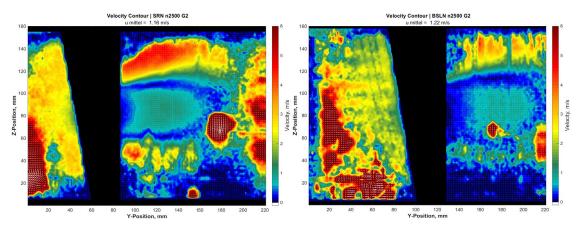


Abbildung 7-12 PIV-Konturplot der Geschwindigkeit cu bei n 2500 min⁻¹ Gitter₀₂, SRN (links), BSLN (rechts)

Abbildung 7-10 zeigt die Geschwindigkeitsverteilung längst der Rohrachse in Rotornähe. Der von der Software maskierte Bereich ist schwarz markiert. Hier ist eine Auswertung aufgrund des Schattenwurfes der Rotorhalterung nicht möglich. Die Ergebnisse druckseitig des Rotors sehen hingegen plausibel aus. Im Bereich der Nabe befindet sich ein Totwassergebiet, zudem kommt es dort zu Rückströmungen. Hinzukommt, dass das Strömungsbild annähernd achssymmetrisch ist.

Bei der Betrachtung der Ergebnisse kann gesagt werden, dass im unteren Bereich saugseitig des Lüfters eine zusätzliche Maskierung gesetzt werden kann, da dieser Bereich wahrscheinlich durch Reflektionen des Laser-Lichtes zu fehlerhaften Ergebnissen führt. Insgesamt kann gesagt werden, dass für die PIV-Messungen das "Proof of Concept" erfüllt wurde. Die Strömung kann mit Hilfe von Tracer-Partikeln sichtbar gemacht werden und ausgewertet werden. Jedoch besteht trotz getätigter Vorkehrungen bei dem Versuchsaufbau verbesserungspotential, um die durch das Acrylglasrohr entstehenden Reflektionen noch weiter zu vermindern.

Fazit und Ausblick 96

8 Fazit und Ausblick

Der Vergleich der untersuchten Axialventilatoren hat gezeigt, dass es mit Hilfe von Skalierungsgesetzen und Differenzfunktionen möglich ist, bei zwei sich physikalisch ähnlichen Rotoren Vorhersagen über dessen aerodynamischen und aeroakustischen Eigenschaften mit unterschiedlich gutem Erfolg zu erlangen.

Die Modell- und Skalierungsgesetze waren besonders dann zutreffend, wenn sich die zu vergleichenden Messpunkte in einem ähnlichen Lieferzahlbereich befinden. Für zukünftige Untersuchungen sollte aus diesem Grund darauf geachtet werden, dass bei der Messdatenerfassung die Lieferzahlen der Serration und der Baseline sich in unmittelbarer Nähe zueinander befinden.

Die Ergebnisse dieser Arbeit haben gezeigt, dass es die Normierung der Frequenzspektren auf die Strouhal-Zahl ermöglicht, Abschätzungen des Geräuschreduktionspotentials der Serration des Vergleichsmodells zu der Geräuschreduktion der Serration des akustischen Modells zu realisieren. Dabei lag der Fokus nicht auf der Geräuschreduzierung an sich, sondern an dem Vergleich der Geräuschreduzierungsverhältnisse des Vergleichsmodells und akustischen Modells. Da die Kurven fast aufeinander fallen, kann aus den Ergebnissen des VM auf das AM zurückgeschlossen werden.

Diese physikalischen sowie mathematischen Zusammenhänge ermöglichen die Simplifizierung des Versuchsprüfstandes sowie der Rotorgeometrie. Zum einen hat dies den Vorteil, dass der Versuchsaufwand durch eine geringere Anzahl an Messgeräten reduziert werden kann, zum anderen hat es ökonomische Vorteile, da das Vergleichsmodell um 90 % günstiger in der Herstellung ist, als das akustische Modell. Modifizierungen der Rotorgeometrie können durch die kleineren Abmessungen schneller realisiert und erprobt werden.

Außerdem hat gezeigt, dass der Einsatz von statistischer Versuchsplanung (DoE) sowohl bei aerodynamischen als auch aeroakustischen Zielgrößen gute Prognosefähigkeiten aufweist.

Um eine detailliertere Aussage über die quantitativen und qualitativen Möglichkeiten der PIV-Messungen zu erlangen, können die experimentell erfassten Messergebnisse im Nachhinein mit numerischen Strömungssimulationen verglichen werden.

Die Erkenntnisse dieser Arbeit dienen als Motivation, weitere Untersuchungen der skalierten Rotoren durchzuführen. In zukünftigen Forschungen könnte darauf geachtet werden das Naben-Blattspitzenverhältnis möglichst gleich zu halten. Außerdem könnte der

Fazit und Ausblick 97

PWM-Antrieb mit einem Motor höherer Leistung ausgetauscht werden, um durch schnellere Drehzahlen eine Reynoldsähnlichkeit zu dem akustischen Modell zu gewährleisten. Die PIV-Messungen könnten in der Hinsicht verbessert werden, dass der Laser auf einer höhenverstellbaren Vorrichtung montiert wird, sodass der belichtete Bereich optimiert werden kann.

9 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2-1 Tuberkel an den Flippern eines Buckelwals (links) [4] kammartige
Vorderkante der Primärflügelfedern einer Schleiereule (rechts) [5]
Abbildung 3-1 Axialventilatorgeometrien Vergleichsmodell (links), akustisches
Modell (rechts) → Alle Designparameter folgen der Reduktion um 34 % 4
Abbildung 3-2 Eigenschaften des NACA 65(12)-10-Profils
Abbildung 3-3 Staffelungswinkel des Tragflügelprofils nach Carolus [10] 6
Abbildung 3-4 Polardiagramm des Anstellwinkels (links) Verhältnis von Auftriebs-
zu Widerstandskraft (rechts)6
Abbildung 3-5 Geschwindigkeitsdreiecke des Tragflügelprofils an der Blattmitte 7
Abbildung 3-6 Unterschiedliche Strömungszustände eines Axialventilators bei
verschiedenen Drosselzuständen [12]
Abbildung 3-7 Variationen der Parameter Amplitude (A_{Serr}) und Wellenlänge (λ) der
Serrations aus vorgegangen Studien [13]
Abbildung 3-8 Tragflügel mit Leading Edge Serrations und Bezeichnungen 11
Abbildung 3-9 Verwendete Prototypen: Serration aus UV Resin (links) Baseline aus
ABS Material (rechts)
Abbildung 4-1 Schematische Darstellung des Rohrprüfstandes nach DIN EN ISO
5136
Abbildung 4-2 Schematischer Rohrprüfstand des akustischen Modells [17] 14
Abbildung 4-3 Druckmessumformer DPS der Firma Althen
Abbildung 4-4 Verwendete Hitzdrahtsonden der Firma Dantec Dynamics [19] 17
Abbildung 4-5 Messkette für Hitzdrahtmessungen [21]
Abbildung 4-6 Rechtwinkliger Sondenhalter (oben) gerader Sondenhalter (unten)
[19]
Abbildung 4-7 Zeitverlauf des Messsignals einer Hitzdrahtmessung (schwarz) und
zeitlicher Mittelwert der Schwankungsgröße (rot)
Abbildung 4-8 Düseneinheit <i>DISA</i> 55D45 zur Hitzdrahtkalibrierung

Abbildung 4-9 Mit der Düseneinheit ermittelte Kalibrierkurven des Hitzdrahtes
55P11, unterschiedlicher Halter und Anströmpositionen
Abbildung 4-10 1/4" Messmikrofon <i>MTG</i> MV 302 [24]
Abbildung 4-11 Verwendete Axialventilatorbasis NF-A14 industrial PPC-3000
PWM der Firma <i>Noctua</i> [25]
Abbildung 4-12 Messaufbau zur Bestimmung der Drehzahl
Abbildung 4-13 Schematische Darstellung des sternförmigen Gleichrichters [26] 23
Abbildung 4-14 Reale Kennlinie für radiale Arbeitsmaschinen [27]
Abbildung 4-15 instabile Drosselkurven eines Axialventilators [27]
Abbildung 4-16 Drosselkennlinien des NF A14 Lüfters inklusive Anlagenkennlinie
27
Abbildung 4-17 Dimensionslose Kennlinien des Noctua NF A14 Lüfters 27
Abbildung 4-18 Wirkungsgrad über Volumenstrom (links) Wirkungsgrad über der
Lieferzahl (rechts)28
Abbildung 4-19 Verwendete Turbulenzgitter Gitter1 (links) Gitter2 (rechts) 29
Abbildung 4-20 traversierte Messpunkte längst der y-Achse des Rohres 30
Abbildung 4-21 Strömungsprofil zur Überprüfung achsensymmetrischer
Strömungsverhalten
Abbildung 4-22 Dimensionsbehaftete, turbulente Strömungsprofile Gitter ₀₂ 32
Abbildung 4-23 Dimensionslose Darstellung der turbulenten Strömungsprofile
Gitter ₀₂
Abbildung 4-24 Ohne Gitter (Gitter ₀₀): dimensionslose Darstellung des Strömungsprofils (links) und Verlauf des Turbulenzgrades (rechts)
Abbildung 4-25 Gitter ₀₁ : dimensionslose Darstellung des Strömungsprofils (links)
und Verlauf des Turbulenzgrades (rechts)
Abbildung 4-26 Gitter ₀₂ : dimensionslose Darstellung des Strömungsprofils (links) und Verlauf des Turbulenzgrades (rechts)
Abbildung 4-27 Übersicht der Geräuschentstehungsmechanismen von Ventilatoren
[7]35
Abbildung 4-28 Aeroakustische Rückkopplungsschleife nach Nash [34]

Abbildung 4-29 Veranschaulichung der strömungsbedingten Geräusche bei einer
Auftriebsfläche einer turbulenten Strömung unterhalb der
Schallgeschwindigkeit [35]
Abbildung 4-30 Untersuchte Messsondenaufsätze, welche auf das Mikrofon gesetzt
wurden – 1) Mikrofongrill, 2) Nasenkonus, 3) Schlitzrohrsonde 50 cm, 4)
Schlitzrohrsonde 25 cm
Abbildung 4-31 Schematische Darstellung eines Nasenkonus [37]
Abbildung 4-32 Schematische Darstellung einer Schlitzrohrsonde [37]39
Abbildung 4-33 Eingebaute Mikrofonaufsätze in der Rohrstrecke - 1) Mikrofongrill,
2) Nasenkonus, 3) Schlitzrohrsonde 25 cm, 4) Schlitzrohrsonde 50 cm 41
Abbildung 4-34 Vergleich Sondenaufsätze - logarithmische Darstellung
Abbildung 4-35 Vergleich der Sondenaufsätze 0-1000 Hz – lineare Darstellung 43
Abbildung 4-36 Vergleich Sondenaufsätze 1000-5000 Hz – lineare Darstellung 44
Abbildung 5-1 Repräsentative Serrationtragflügelfläche entsprechend der
Baselinetragflügelfläche
Abbildung 5-2 Dimensionsbehaftete Kennlinien der BSLN und SRN des
Vergleichsmodells
Abbildung 5-3 Dimensionslose Kennlinien der SRN und BSLN ohne angepasster
Serrationfläche des VM
Abbildung 5-4 Dimensionslose Kennlinien der SRN und BSLN mit angepasster
Serrationfläche des VM
Abbildung 5-5 Wirkungsgrad über die Lieferzahl (links) Wirkungsgrad über die
Lieferzahl mit korrigiertem Wirkungsgrad (rechts)
Abbildung 5-6 Dimensionslose Kennlinien der Baseline des akustischen Modells
sowie des Vergleichsmodells
Abbildung 5-7 Dimensionslose Kennlinien der Serration des akustischen Modells
sowie des Vergleichsmodells
Abbildung 5-8 Entstehung von rotierender Abreißströmung im Teillastgebiet [40]
51
Abbildung 5-9 Schematische Ansicht der Sekundärströmung, welche durch die
Druckdifferenz zwischen Saug- und Druckseite in der Region des
Blattspitzenbereichs zustande kommt [42]

Abbildung 5-10 Vergleich der Performances zweier Ventilatoren mit
unterschiedlichen Nabendurchmessern [43]
Abbildung 5-11 Drosselkennlinien der BSLN bei einer Drehzahl von 2000 min ⁻¹ des
VM (links) und des AM (rechts)53
Abbildung 5-12 Vergleich der Modelle: Wirkungsgrad über der Lieferzahl – BSLN-
Vergleich (links) SRN-Vergleich (rechts)
Abbildung 5-13 Cordier-Diagramm mit Bommes-Polynom (links) Cordier-
Diagramm mit zugehörigen Laufradtypen (rechts) [44]55
Abbildung 5-14 Abhängigkeiten des Volumenstroms (links) der Stutzenarbeit (mitte)
und der Leistung (rechts) vom Laufraddurchmesser bei konstanter Drehzahl
[44]56
Abbildung 5-15 Trendlinienfunktionen der gemittelten dimensionslosen Kenngrößen
der Baseline des VM sowie AM
Abbildung 5-16 Mit Hilfe der Differenzfunktion prognostizierten Kennlinien für die
SRN des AM aus Drehzahl von 2000 min ⁻¹ (links) und aus der Drehzahl von
2500 min ⁻¹ (rechts)
Abbildung 5-17 Dimensionsbehaftete Kennlinien der gemessenen und
prognostizierten Werte der Serration des AM
Abbildung 5-18 Amplitudenspektrum der Serration bei einer Drehzahl von 2000 min
¹ ohne Gittereinfluss im Auslegungspunkt (logarithmische Darstellung) 62
Abbildung 5-19 Ausschnitt des Amplitudenspektrum der SRN mit Angabe der
Drehzahlordnungen und BFF im Auslegungspunkt bei einer Drehzahl von
2000 min ⁻¹ (lineare Darstellung)63
Abbildung 5-20 Ausschnitt des APS der Serration und der Nabe ohne Tragflügel
(lineare Darstellung)64
Abbildung 5-21 APS der Baseline der unterschiedlichen Gittereinbauten - log.
Darstellung (links) - Ausschnitt des APS von 0-800 Hz lin. Darstellung der
X-Achse (rechts)
Abbildung 5-22 Campbell-Diagramm der Baseline ohne Gittereinfluss im
Auslegungspunkt65

Abbildung 5-23 normierte Schalldruckpegeldifferenzen inklusive Glättung mittels
Medianfilters aufgetragen über der Strouhal-Zahl des Vergleichsmodells
(links) und des akustischen Modells (rechts)
Abbildung 5-24 normierte Schalldruckpegeldifferenzen des VM und AM unter
Anwendung des Medianfilters aufgetragen mit der Axialgeschwindigkeit
normierten Strouhal-Zahl (links) und der auf die Umfangsgeschwindigkeit
normierten Strouhal-Zahl (rechts) bei einer Drehzahl von 2000 min ⁻¹ 67
Abbildung 5-25 Normierte Schalldruckpegeldifferenzen inklusive Medianfilter
aufgetragen über der Strouhal-Zahl des Vergleichsmodells bei n 2500 min
¹ (links) und des akustischen Modells 2000 min ⁻¹ (rechts)
Abbildung 5-26 Normierte Schalldruckpegeldifferenzen des VM und AM unter
Anwendung des Medianfilters über der Sr _{umf} bei einer Drehzahl des VM von
2500 min ⁻¹ und 2000 min ⁻¹ bei dem AM
Abbildung 6-1 Schematische Darstellung eines Versuchssystems
Abbildung 6-2 Für die DoE-Planung relevanter Kennlinienbereich
Abbildung 6-3 Zentral-zusammengesetzter Versuchsplan, grafische Darstellung [47]
73
73 Abbildung 6-4 Schematische Darstellung des ZZP
Abbildung 6-4 Schematische Darstellung des ZZP

Abbildung 6-12 Konturliniendiagramm der aeroakustischen Zielgrößen des BBD
(links) und Wirkungsdiagramme (rechts)
Abbildung 6-13 Übersicht der Bestimmtheitsmaße R² des Box-Behnken-Designs 86
Abbildung 6-14 Übersicht der Bestimmtheitsmaße R² des Zentral-
Zusammengesetzten Plans
Abbildung 7-1 Schematische Dartstellung eines PIV-Systems [50]
Abbildung 7-2 Flüssigkeitsdispergierer Flow Tracker 700 CE
Abbildung 7-3 Mi Verteilungsdiagramm für unterschiedlich große Tracerpartikel
[53]90
Abbildung 7-4 CCD-Kamerasystem FlowSense 2m von Dantec Dynamics 90
Abbildung 7-5 DualPower Laser der Firma Dantec Dynamics
Abbildung 7-6 PIV-Messtrecke der zu vermessenden Rohrstrecke
Abbildung 7-7 Block-Matching-Kreuzkorrelationstechnik [56]
Abbildung 7-8 Einzelbildaufnahme einer PIV Messung der Serration bei einer
Drehzahl von 1500 min ⁻¹ – der zu maskierende Bereich ist rot umrandet 93
Abbildung 7-9 Vektordarstellung der Adaptiven Korrelation mit einer Interrogation
Area von 16x16 und einer Überlappung von 25% (SRN G ₀ n 2000 min ⁻¹). 94
Abbildung 7-10 PIV-Konturplot der Geschwindigkeit cu bei n 1500 min ⁻¹ ohne
Gitter, SRN (links), BSLN (rechts)94
Abbildung 7-11 PIV-Konturplot der Geschwindigkeit cu bei n 2000 min ⁻¹ Gitter ₀₁ ,
SRN (links), BSLN (rechts)95
Abbildung 7-12 PIV-Konturplot der Geschwindigkeit cu bei n 2500 min ⁻¹ Gitter ₀₂ ,
SRN (links), BSLN (rechts)95
Abbildung 0-1 Vergleich der Serration des VM (links) und der Serration des AM
(rechts)
Abbildung 0-2 BSLN Kennlinien unter Berücksichtigung der Druckverlustbeiwerte
106
Abbildung 0-3 APS der BSLN und SRN des VM bei einer Drehzahl von 2500 1/min
107
Abbildung 0-4 APS der BSLN und SRN des AM bei einer Drehzahl von 2500 1/min
107

Abbildung 0-5 Vermessung der Nabe des Lüfters bei unterschiedlichen Dre	zahlen
108	
Abbildung 0-6 Amplitudenspektrum der Baseline und der Serratio	n des
Vergleichsmodells bei einer Drehzahl von 2500 min ⁻¹ und Tu-Gitter ₀₂	108
Abbildung 0-7 Amplitudenspektrum der Baseline und der Serratio	n des
Vergleichsmodells bei einer Drehzahl von 2000 min ⁻¹ und Tu-Gitter ₀₁	109
Abbildung 0-8 Amplitudenspektrum der Baseline und der Serratio	n des
Vergleichsmodells bei einer Drehzahl von 2000 min ⁻¹ und Tu-Gitter ₀₂	109
Abbildung 0-9 Paretodiagramme des LWs und des Wirkungsgrades	110
Abbildung 0-10 Konturliniendiagramm der aerodynamischen Zielgrößen de	es ZZP
(links) und Wirkungsdiagramme (rechts)	111
Abbildung 0-11 Konturliniendiagramm der aeroakustischen Zielgrößen de	s ZZP
(links) und Wirkungsdiagramme (rechts)	112

Tabellenverzeichnis 105

10 Tabellenverzeichnis

Tabelle 3-1 Dimensionen der untersuchten Tragflügelprofile
Tabelle 3-2 Eintrittswinkel des Tragflügels
Tabelle 3-3 Komponenten der Geschwindigkeitsdreiecke am Schaufeleintritt sowie
Schaufelaustritt9
Tabelle 3-4 Übersicht der Unterschiede des VM und AM
Tabelle 4-1 Eigenschaften des Druckmessgeräts
Tabelle 4-2 Übersicht der Gittermaße
Tabelle 4-3 Ermittelte Tu-Grade bei einem Gitterabstand von 0,8·D zum Rotor 34
Tabelle 4-4 Übersicht der Gesamtschalldruckpegel der unterschiedlichen
Sondenvorsätze
Tabelle 5-1 Anwendung der Skalierungsgesetze auf Messergebnisse der Baseline 58
Tabelle 6-1 Systemgrenzen für die DoE-Planung
Tabelle 6-2 Normierter und nicht-normierter Versuchsplan des ZZP74
Tabelle 6-3 Normierter und nicht-normierter Versuchsplan des BBD
Tabelle 6-4 Regressionskoeffizienten des BBD
Tabelle 0-1 Spezifikationen des Lasers

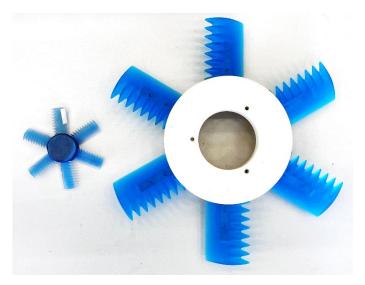


Abbildung 11-1 Vergleich der Serration des VM (links) und der Serration des AM (rechts)

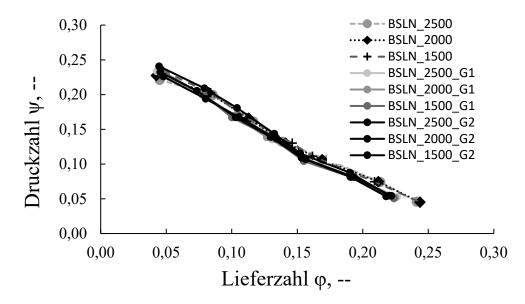
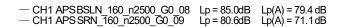


Abbildung 11-2 BSLN Kennlinien unter Berücksichtigung der Druckverlustbeiwerte



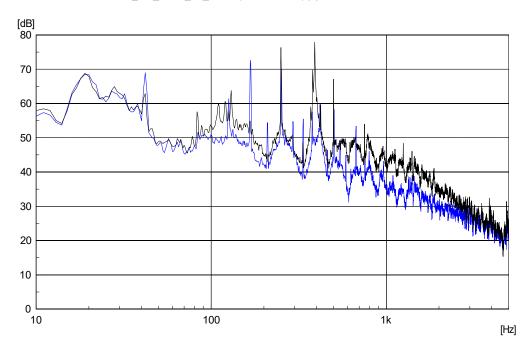
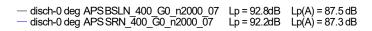


Abbildung 11-3 APS der BSLN und SRN des VM bei einer Drehzahl von 2500 1/min



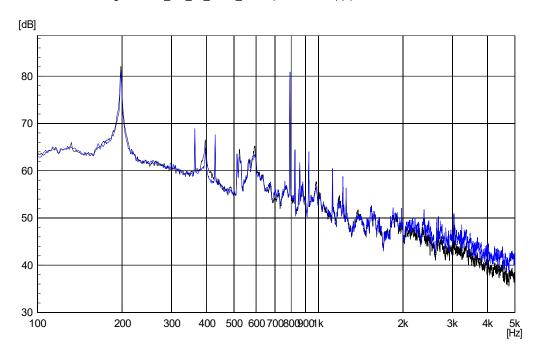


Abbildung 11-4 APS der BSLN und SRN des AM bei einer Drehzahl von 2500 1/min

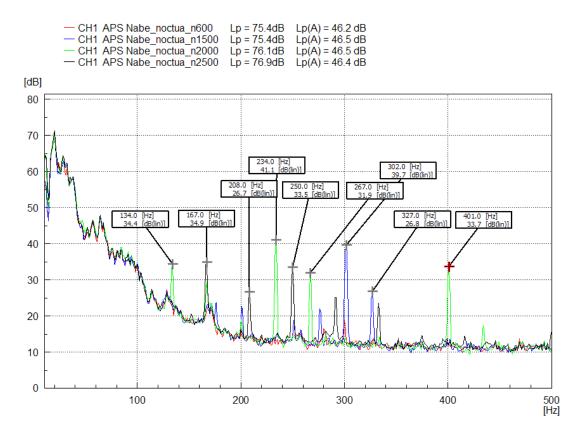


Abbildung 11-5 Vermessung der Nabe des Lüfters bei unterschiedlichen Drezahlen

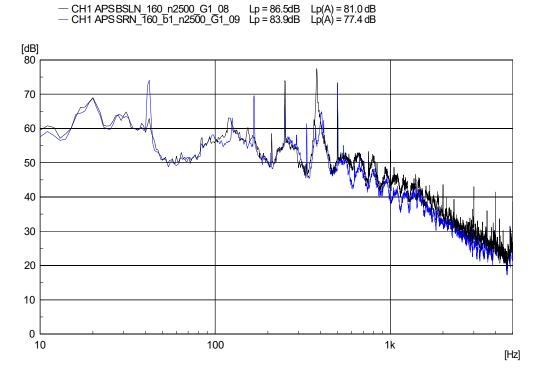
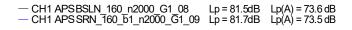


Abbildung 11-6 Amplitudenspektrum der Baseline und der Serration des Vergleichsmodells bei einer Drehzahl von 2500 min⁻¹ und Tu-Gitter₀₂



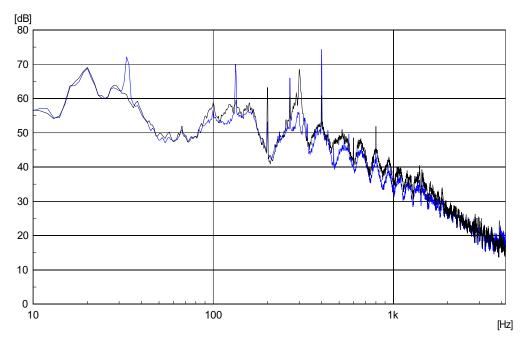
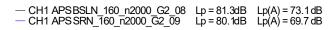


Abbildung 11-7 Amplitudenspektrum der Baseline und der Serration des Vergleichsmodells bei einer Drehzahl von 2000 min⁻¹ und Tu-Gitter₀₁



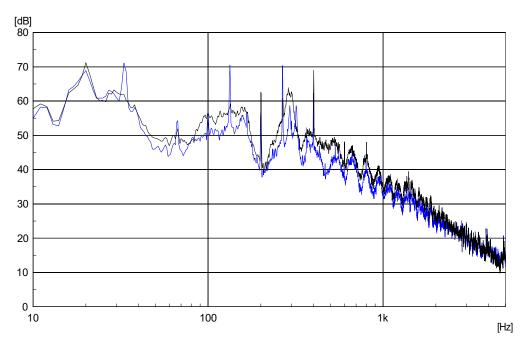


Abbildung 11-8 Amplitudenspektrum der Baseline und der Serration des Vergleichsmodells bei einer Drehzahl von 2000 min⁻¹ und Tu-Gitter₀₂

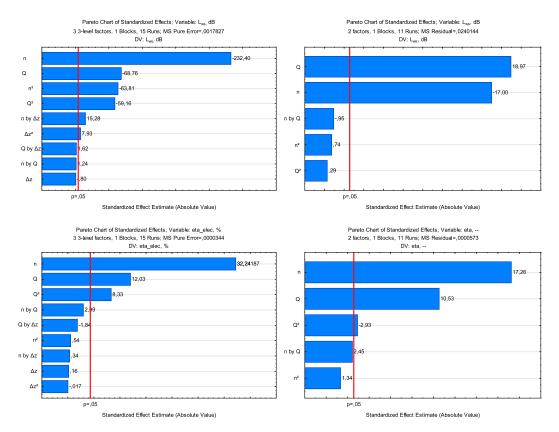


Abbildung 11-9 Paretodiagramme des LWs und des Wirkungsgrades

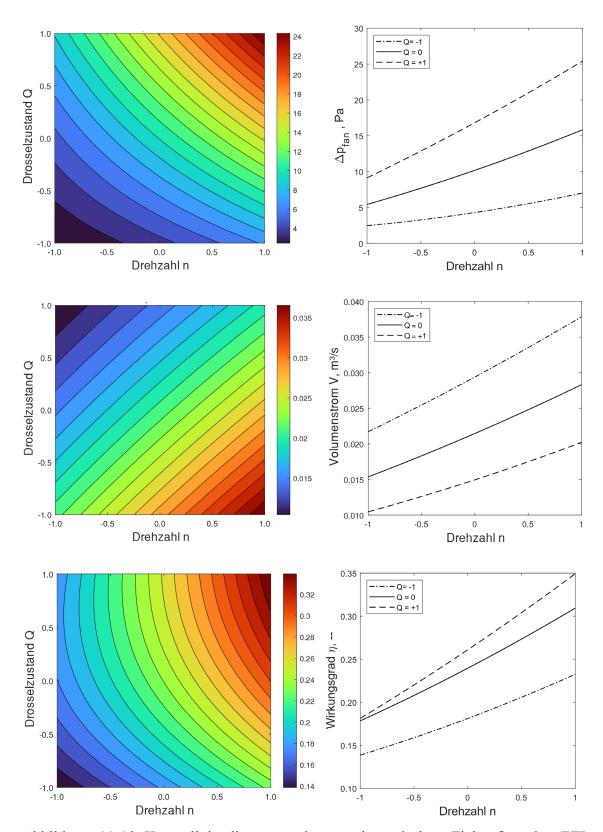


Abbildung 11-10 Konturliniendiagramm der aerodynamischen Zielgrößen des ZZP (links) und Wirkungsdiagramme (rechts)

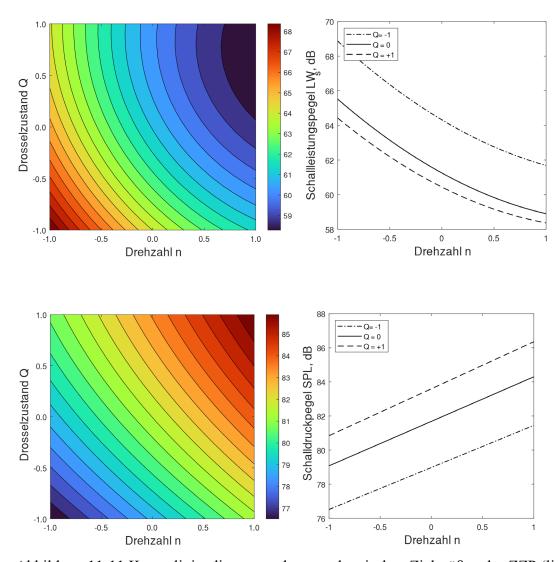


Abbildung 11-11 Konturliniendiagramm der aeroakustischen Zielgrößen des ZZP (links) und Wirkungsdiagramme (rechts)

Tabelle 11-1 Spezifikationen des Lasers

Specifications		
Max trigger frequency	15	Hz
Flash 1 trigger pulse width	10	μs
Flash 2 trigger pulse width	10	μs
Q-Switch1 trigger pulse width	10	μs
Q-Switch2 trigger pulse width	10	μs
Flash 1 trigger polarit	Positive	
Flash 2 trigger polarity	Positive	
Flash 1 to Q-Switch1 delay	157	μs
Flash 2 to O-Switch2 delay	153	μs
O-Switch1 activation delay	0,45	μs
Q-Switch2 activation delay	0,45	μs

12 References

[1] Uta Weiß, "Evolutions of energy labellingventilation: lessons from German energy labels for air-conditioning and," *ECEEE 2019 SUMMER STUDY*, 1 Jan. 2019.

- [2] Umwelt Bundesamt, "Ökodesign-Richtlinie Ventilatoren: EU-Verordnung Datenblatt," 1 Jan. 2012.
- [3] Biedermann, T. M., Kameier, F., and Paschereit, C. O., "Successive Aeroacoustic Transfer of Leading Edge Serrations From Single Airfoil to Low-Pressure Fan Application," *Volume 1: Aircraft Engine; Fans and Blowers; Marine; Honors and Awards*, American Society of Mechanical Engineers, 1 Jan. 2019.
- [4] © [willtu] / Adobe Stock, "Buckelwal,".
- [5] © Kay Schultz (ed.), Leading edge of Barn Owl feather.
- [6] Chong, T. P., Vathylakis, A., McEwen, A., Kemsley, F., Muhammad, C., et al., "Aeroacoustic and Aerodynamic Performances of an Aerofoil Subjected to Sinusoidal Leading Edges," 21st AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, American Institute of Aeronautics and Astronautics, Reston, Virginia, 1 Jan. 2015.
- [7] Bommes, L. (ed.), Ventilatoren, 2nd ed., Vulkan-Verl., Essen, 1 Jan. 2003.
- [8] Clarice du Plessis, "Scaling of axial fan noise," Stellenbosch University, Vol. 2022.
- [9] Schlichting, H., and Truckenbrodt, E., *Aerodynamik des Flugzeuges. Grundlagen aus der Strömungsmechanik Aerodynamik des Tragflügels (Teil I)*, Springer Berlin Heidelberg; Imprint; Springer, Berlin, Heidelberg, 1 Jan. 1959, 1 online resource.
- [10] Carolus, T., "Ventilatoren," 1 Jan. 2020. doi: 10.1007/978-3-658-29258-4.
- [11] Biedermann, T. M., Czeckay, P., Hintzen, N., Kameier, F., and Paschereit, C. O., "Applicability of Aeroacoustic Scaling Laws of Leading Edge Serrations for Rotating Applications," *Acoustics*, Vol. 2, No. 3, 1 Jan. 2020, pp. 579–594. doi: 10.3390/acoustics2030030.
- [12] Eck, B., Ventilatoren. Entwurf und Betrieb der Radial-, Axial- und Querstromventilatoren, Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, s.l., 1 Jan. 1972, 576.
- [13] Nils Hintzen, Till Biedermann, Frank Kameier, Christian Oliver Paschereit, "Aero-akustische und aerodynamische Analyse eines Niederdruck Axialventilators mit Leading Edge Serrations," *DAGA-Conference*, Vol. 2018.
- [14] Chen, W., Qiao, W., Wang, L., Tong, F., and Wang, X., "Rod-Airfoil Interaction Noise Reduction Using Leading Edge Serrations," 21st AIAA/CEAS Aeroacoustics

- Conference, American Institute of Aeronautics and Astronautics, Reston, Virginia, 1 Jan. 2015.
- [15] Hansen, K., Kelso, R., and Doolan, C., "Reduction of Flow Induced Tonal Noise Through Leading Edge Tubercle Modifications," *16th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference*, American Institute of Aeronautics and Astronautics, Reston, Virigina, 1 Jan. 2010.
- [16] imaterialise, "3D-Druck," URL: https://i.materialise.com/de.
- [17] Biedermann, T. M., Reich, M., and Paschereit, C. O., "Multi-Objective Modeling of Leading-Edge Serrations Applied to Low-Pressure Axial Fans," *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 142, No. 11, 1 Jan. 2020. doi: 10.1115/1.4048599.
- [18] Althen Sensors & Controls, "DPS Druckmessumformer / Pressure transducer /: Datenblatt,".
- [19] Dantec Dynamics, "Probes for Hot-wire Anemometry,".
- [20] Böckh, P. von, and Saumweber, C., *Fluidmechanik*. *Einführendes Lehrbuch*, 3rd ed., Springer Vieweg, Berlin, Heidelberg, 1 Jan. 2013, 382.
- [21] Finn Ekman Jørgsen, "HOW TO MEASURE TURBULENCE WITH HOT-WIRE ANEMOMETERS,".
- [22] DIN Deutsches Institut für Normung, "Industrielle Platin-Widerstandsthermometer und Platin-Temperatursensoren," No. 60751, Beuth Verlag GmbH, Berlin, 1 Jan. 2009.
- [23] ISAVE, Staurohr. Strömungstechnik Praktikum, 1 Jan. 2010.
- [24] Microtech Gefell GmbH, "Messmikrofon MM 302,".
- [25] Noctua, "Noctua NF-A14 industrialPPC-3000 PWM," Österreich, 1 Jan. 2014.
- [26] DIN Deutsches Institut für Normung e. V., "DIN EN ISO 5801: Ventilatoren Leistungsmessung auf genormten Prüfständen (ISO 5801:2017);," Beuth Verlag GmbH, 1 Jan. 2017.
- [27] Weber, G., *Strömungs- und Kolbenmaschinen im Anlagenbau*, 1st ed., Springer Fachmedien Wiesbaden, Wiesbaden, 1 Jan. 2019, Online-Ressource.
- [28] Frank Kameier, "Strömungsmaschinen: Vorlesungsskript," 1 Jan. 2010.
- [29] Schade, H., Kameier, F., and Paschereit, C. O., *Strömungslehre*, De Gruyter, 1 online resource.

[30] Laws, E. M., and Livesey, J. L., "Flow Through Screens," *Annual Review of Fluid Mechanics*, Vol. 10, No. 1, 1 Jan. 1978, pp. 247–266. doi: 10.1146/annurev.fl.10.010178.001335.

- [31] Kraume, M., Transportvorgänge in der Verfahrenstechnik. Grundlagen und apparative Umsetzungen, Springer Vieweg, Berlin, Heidelberg, 1 Jan. 2020, 853.
- [32] Frank Kameier, "Experimentelle Untersuchung zur Entstehung und Minderung des Blattspitzen-Wirbellärms axialer Strömungsmaschinen: Dissertation," 1 Jan. 1993.
- [33] McAlpine, A., Nash, E. C., and Lowson, M. V., "On the Generation of Discrete Frequency Tones by the Flow around an Aerofoil," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 222, No. 5, 1 Jan. 1999, pp. 753–779. doi: 10.1006/jsvi.1998.2085.
- [34] NASH, E. C., LOWSON, M. V., and McALPINE, A., "Boundary-layer instability noise on aerofoils," *Journal of Fluid Mechanics*, Vol. 382, 1 Jan. 1999, pp. 27–61. doi: 10.1017/S002211209800367X.
- [35] Blake, W. K., *Mechanics of Flow-Induced Sound and Vibration*, 2nd ed., Academic press, London, 1 ressource dématérialisée.
- [36] Möser, M., *Messtechnik der Akustik*, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, 1 Jan. 2010, 1 Online-Ressource.
- [37] DIN Deutsches Institut für Normung e.V., "DIN EN ISO 5136: Akustik Bestimmung der von Ventilatoren und anderen Strömungsmaschinen in," Beuth Verlag GmbH, Berlin, 1 Jan. 2009.
- [38] Möser, M., *Technische Akustik*, 10. Auflage, Springer, 1 Jan. 2015, 1 online resource.
- [39] Frank Kameier, Forschungsvereinigung für Luft- und Trocknungstechnik, "Schlitzrohrsonde: Konstruktionsrichtlinie sowie Hinweise zum Betrieb, zur Wartung und Fertigung von Schlitzrohrsonden (Turbulenzschirm gemäß ISO 5136): Abschlussbericht," *FLT*, Ausgabe 239.
- [40] Petermann, H., and Pfleiderer, C., *Strömungsmaschinen*, 7th ed., Springer-Verlag Berlin Heidelberg, [New York], 1 Jan. 2005.
- [41] Kameier, F., Experimentelle Untersuchung zur Entstehung und Minderung des Blattspitzen-Wirbellärms axialer Strömungsmaschinen, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1 Jan. 1994, 162.

[42] Kameier, F., and Neise, W., "ROTATING BLADE FLOW INSTABILITY AS A SOURCE OF NOISE IN AXIAL TURBOMACHINES," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 203, No. 5, 1 Jan. 1997, pp. 833–853. doi: 10.1006/jsvi.1997.0902.

- [43] Bleier, F. P., Fan handbook. Selection, application and design, McGraw-Hill, New York, N.Y., London, 1 Jan. 1998, 1 bd. (forskellig paginering).
- [44] Bohl, W., and Elmendorf, W., *Strömungsmaschinen 1. Aufbau und Wirkungsweise*, 11th ed., Vogel Buchverlag, Würzburg, 1 Jan. 2013, 416.
- [45] Frank Kameier, D. R., "Strömungsakustik: Strömungstechnik & Akustik," 1 Jan. 2001.
- [46] Isermann, R. (ed.), Modellgestützte Steuerung, Regelung und Diagnose von Verbrennungsmotoren, Springer Berlin Heidelberg; Imprint; Springer, Berlin, Heidelberg, 1 Jan. 2003.
- [47] Mario Adam, Statistische Versuchsplanung und Auswertung. (DoE Design of Experiments), Hochschule Düsseldorf, 1 Jan. 2012.
- [48] Gundlach, C., Entwicklung eines ganzheitlichen Vorgehensmodells zur problemorientierten Anwendung der statistischen Versuchsplanung, Kassel Univ. Press, Kassel, 1 Jan. 2004.
- [49] Davim, J. P., *Design of experiments in production engineering*, Springer, Cham, Heidelberg, New York, Dordrecht, London, 1 Jan. 2016, 196.
- [50] Raffel, M., Willert, C. E., Wereley, S. T., and Kompenhans, J., Particle image velocimetry. A practical guide; with 42 tables, Springer, Berlin, Heidelberg, New York, 1 Jan. 2007, 448.
- [51] Tim Wahl, P. R., "Exemplarische fachliche Vertiefung Strömungstechnik und Akustik: Particle Image Velocimetry," Vol. 2011.
- [52] Mie, G., "Beiträge zur Optik trüber Medien, speziell kolloidaler Metallösungen," Annalen der Physik, Vol. 330, No. 3, 1 Jan. 1908, pp. 377–445. doi: 10.1002/andp.19083300302.
- [53] K. D. Jensen, "Flow Measurements," *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, Vol. 2004, Vol. XXVI, No. 4, pp. 400–419.
- [54] Manuel Pschernig, "Messaufbau und –durchführung der Transition und Relaminarisierung entlang einer ebenen Platte," *Technischen Universität Graz*.
- [55] Dantec Dynamics, DualPower Lasers. Data Sheet, 1 Jan. 2020.

[56] Wieneke, B., *PIV uncertainty quantificatiob and beyond*, Bernhard Wieneke, Delft, 1 Jan. 2017, 200.

- [57] J Kitzhofer, G Ergin, and V Jaunet, "2D Least Squares Matching applied to PIV Challenge data (Part 1)," 1 Jan. 2012.
- [58] Dantec Dynamics, "DynamicStudio User's Guide," 1 Jan. 2013.