

Fachbereich Maschinenbau und Verfahrenstech Faculty of Mechanical and Process Engineering



Bachelor-Thesis

Prozess-, Energie- und Umwelttechnik Fachbereich Maschinenbau und Verfahrenstechnik

Aerodynamische und aeroakustische Vermessung eines Axialventilators unter Verwendung statistischer Methoden

Von

Nina Maimuna Balde 629790

Hochschule Düsseldorf

Düsseldorf April 2018

Betreuender Professor (Erster 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

Zweiter Prüfer M. Sc. Till Biedermann Institute of Sound and Vibration Engineering Fachbereich Maschinenbau und Verfahrenstechnik Münsterstraße 156 40476 Düsseldorf till.biedermann@hs-duesseldorf.de Hochschule Düsseldorf University of Applied Sciences



SAVE and ISAV

Institute of Sound and Vibration

Hochschule Düsseldorf, ISAVE, Kameier, Münsterstr. 156, 40476 Düsseldorf

Prof. Dr. Ing. Frank Kameier Professor im Fachbereich Maschinenbau und Verfahrenstechnik/ Professor of the Faculty of Mechanical and Process Engineering ISAVE – Institute of Sound and Vibration Engineering

Münsterstr. 156, Raum 05.E.061 40476 Düsseldorf

T +49 211 4351-9721 frank.kameier@hs-duesseldorf.de www.stroemungsakustik.de

Aerodynamische und aeroakustische Vermessung eines Axialventilators unter Verwendung statistischer Methoden

Thema einer Bachelor-Thesis

für

Frau Nina Maimuna Balde Matrikel-Nr.: 629790

Zur Charakterisierung der aerodynamischen und aeroakustischen Eigenschaften eines Axialventilators unter hochturbulenten Zuströmbedingungen wird im Regelfall das gesamte arbeitsspezifische Kennfeld mit Messpunkten äquidistanter Schrittweite untersucht. Die vorliegende Arbeit soll die Frage behandeln, ob man mit Hilfe statistischer Methoden einen gleichwertigen Erkenntnisgewinn bei einem wesentlich geringeren Versuchsaufwand, als mit der üblichen Ähnlichkeitstheorie erhalten kann. Zur experimentellen Analyse steht ein Rohrprüfstand in Anlehnung an DIN EN ISO 5136 zur Verfügung, welcher unter anderem die Messung aeroakustischer Zielgrößen ermöglicht.

Die Aufgabe umfasst eine intensive Einarbeitung in die themenspezifische Literatur und die Grundlagen der statistischen Modellierung sowie in die bereits geleisteten Vorarbeiten. Zur experimentellen Versuchsdurchführung müssen Einfluss- und Zielgrößen aeroakustischer und aerodynamischer Natur definiert und in Form von Vorversuchen untersucht werden, um die Eignung im Rahmen einer Modellbildung zu gewährleisten. Hierfür sollen die Zuströmbedingungen mittels 1-D Hitzdrahtmesstechnik im Zeit- und Frequenzbereich quantifiziert werden.

Zwecks Modellbildung sollen verschiedene Konzepte zur statistischen Versuchsplanung erarbeitet werden, um durch die Überbestimmtheit der Koeffizienten den Versuchsraum mit Regressionsfunktionen zweiter Ordnung beschreiben zu können. Die gewählten Konzepte sollen verglichen sowie Vor- und Nachteile herausgestellt werden. Abschließend sollen die generierten aerodynamischen und aeroakustischen Modelle mit umfangreichen Validierungsmessungen abgeglichen werden, um Rückschlüsse auf die Validität bzw. die Anpassungsgenauigkeit des statistischen Ansatzes zu gewinnen. Ein zusätzlicher Vergleich mit Modellierungsansätzen höherer Ordnung soll nach Möglichkeit eine Aussage über sinnvolle zukünftige Modellierungsstrategien zulassen.

Unterschrift Erstprüfer:

Unterschrift Zweitprüfer:







Symbolverzeichnis

Latein

А	[, m²]	(Kalibrier-) Konstante, Flächeninhalt	
а	[m/s]	Schallgeschwindigkeit	
В		(Kalibrier-) Konstante	
С	[m/s]	Strömungsgeschwindigkeit	
C 0	[m/s]	Anströmgeschwindigkeit	
Ci		Auftriebsbeiwert	
D	[m²]	Durchmesser	
d	[mm]	Profildicke	
f	[Hz]	Frequenz	
I	А	Stromstärke	
I	[m]	Länge	
ṁ	[kg/s]	Massenstrom	
n	[1/s]	Drehzahl	
n	[s ⁻¹ , min ⁻¹]	Drehzahl	
р	[Pa]		
Ρ	[W]	Leistung	
Q	[%]	Drosselzustand	
r, R	[mm, Ω]	Rohrradius, Radialkoordinate, el. Widerstand	
S	[mm]	Spannweite	
Tu	[%,]		
U	[V]	Spannung	











α	[°]	Anstellwinkel
Г(х)	[]	Gamma-Funktion
δ	[]	Durchmesserzahl
Δd	[mm]	Drosselposition
Δр	[Pa]	Differenzdruck
Δz	[mm]	Gitterabstand
3	[mm]	Rauigkeit
η	[%]	Wirkungsgrad
Ke	[1/m]	Wellenzahl
λ	[]	Rohrreibungszahl
Λսս	[mm]	integrales Längenmaß
ρ	[kg/m³]	Dichte
σ	[]	Schnelllaufzahl
φ	[]	Lieferzahl, Volumenzahl
ΦKuu	[dB/ Hz]	längslaufendes PSD nach Von Kármán
ΦL _{uu(}	[dB/ Hz]	längslaufendes PSD nach Liepmann
Ψ	[]	Druckzahl
Ω	[Ohm]	elektrischer Widerstand
ω	[rad/s]	Kreisfrequenz

IV



Fachbereich Maschinenbau und Verfahrenstechnik Faculty of Mechanical and Process Engineering



Abkürzungsverzeichnis

BNC	British Navy Connector
BS	Block Size (Blockgröße)
СТА	Constant Temperature Anemometer
DIN	Deutsches Institut für Normung
DoE	Design of Experiments
EN	Europäische Norm
FFT	Fast Fourier Transformation
HSD	Hochschule Düsseldorf
ICP	Integrated Circuit Piezoelectric sensor
ISAVE	Institute of Sound and Vibration Engineering
ISO	International Organization for S tandardizati o n
KNN	Künstliche Neuronale Netze
MV	Maschinenbau und Verfahrenstechnik
NACA	National Advisory Committee for Aeronautics
OFAT	One Factor at a Time
PSD	Power Spectral Density (Spektrale Leistungsdichte)
PWM	Pulsweiten Modulation
Re	Re ynolds-Zahl
RMS	Root Mean Square
Ruu	Autokorrelation der Funktion
SR	S ampling R ate (Abtastrate)
SST	Shear Stress Transport
St	St rouhal-Zahl
Tu	Tu rbulenzgrad



Fachbereich Maschinenbau und Verfahrenstechnik Faculty of Mechanical and Process Engineering



Inhaltsverzeichnis

Symbo	olverzeio	hnis	III
Abkür	zungsve	rzeichnis	V
Inhalts	sverzeicl	hnis	VI
1	Einleitu	ng	1
2	Theoret	ische Grundlagen	3
	2.1 G 2.1.1 2.1.2 2.1.3 2.1.4 2.1.5 2.1.6 2.1.7 2.2 S 2.2.1 2.2.2 2.2.3 2.2.4	Geräuschentisten und Anlagenkennlinien	
3	Messter	chnischer Versuchsaufbau und Übersichtsmessunger	1
	3.1 R 3.2 V 3.2.1	ohrprüfstand nach DIN EN ISO 5136 entilator-Geometrie Schaufelprofil und Geometrie	14 15 16
	3.3 M 3.3.1 3.3.2 3.3.3 3.3.4 3.3.5 3.3.6 3.3.7	lessinstrumente und Einbauten Schlitzrohrsonde/ Turbulenzschirm ¼" – Mikrofone Hitzdrahtsonde Strömungsgleichrichter - sternförmig Rotor-Stator Interaktion Prandtlsches Staurohr PT1000 Widerdstandsthermometer	17 17 18 19 19 20 21 23
	3.3.8 3.3.9 3.4 Ü	Beschleunigungsaufnehmer und Ventilatorantrieb Strommesszange bersichtsmessungen	23 23 24 24
4	Ermittlu 4.1 T	ng der Zuströmbedingungen urbulenzeigenschaften	28



Fachbereich Maschinenbau und Verfahrenstechnik Faculty of Mechanical and Process Engineering

Institute of Sound and Vibration Engineering **ISAVE**

	4.1.1 Windkanal	29	
	4.1.2 Ermittlung der Strömungsgeschwindigkeit (Prandtlsches		
	Staurohr)		
	4.1.3 Hitzarantmessungen		
	4.1.4 I urbulenzgitter		
	4.1.5 Stromungsprome		
	4.2 Spektralanalyse und Isotropiebetrachtung	48	
5	Design of Experiments	59	
	5.1 Versuchssystem	59	
	5.2 Einstellparameter	60	
	5.2.1 Variation der Drehzahl	60	
	5.2.2 Variation des Drosselzustandes	62	
	5.2.3 Variation des Turbulenzgrades	64	
	5.3 Versuchspläne	66	
	5.3.1 Box-Behnken Versuchsplan	66	
	5.3.2 Zentral Zusammengesetzter Versuchsplan	67	
	5.3.3 Latin Hypercube Modell	68	
	5.3.4 Testpunkte	69	
	5.4 Versuchsdurchführung	70	
6	Versuchsauswertung	72	
	6.1 Wirkparameter	72	
	6.1.1 Paretodiagramme – Einflussparameter auf die Zielgröße	72	
	6.1.2 Konturplots – Flächendiagramme	75	
	6.2 Prognosewerte	81	
	6.2.1 Regressionsfunktionen	81	
	6.2.2 Prognose von Anlagenkennlinien		
	6.3 Bestimmtheitsmaße		
7	Zusammenfassung	88	
•	7 1 Voruntersuchungen	88	
	7.2 Versuchsauswertung		
Q	Eazit und Ausblick	80	
0			
9	Literaturverzeichnis	92	
10	Abbildungsverzeichnis	95	
11	Tabellenverzeichnis		
12	Anhang A – Abbildungen100		
13	Anhang B – Tabellen	107	



1 Einleitung

Zur Auslegung von Ventilatoren sind aerodynamische Kenngrößen, wie der geförderte Volumenstrom oder die von der Strömungsmaschine erzeugte Druckerhöhung von großer Bedeutung. Dabei spielen die von ihnen abhängigen dimensionslosen Kennzahlen der Lieferzahl φ und der Druckzahl Ψ eine große Rolle. Mit diesen können sowohl Drossel- als auch Anlagenkennlinien dargestellt werden. Für die Betrachtung aerodynamischer Parameter kann das Cordier-Diagramm zur Hilfe gezogen werden, um durch Umrechnung von der Liefer- und der Druckzahl auf die Schnelllaufzahl σ und die Durchmesserzahl δ , den Optimal-Punkt eines Ventilators abzuschätzen.

Zur Prognose der Schalldruckpegel von Strömungsmaschinen werden die Berechnungsverfahren laut Lowson in drei Klassen unterteilt (Carolus 2013, S. 95). Dabei wird beispielsweise der Klasse I das Gesetz von Madison zugeordnet, bei welchem empirische Daten zur Ermittlung von aeroakustischen Kenngrößen ausgewertet werden. Zu dieser Klasse gehört außerdem der Ansatz von Regenscheit, welcher die abgestrahlte Schallleistung anhand der Verlustleistung und der Machzahl annähert.

Die vorliegende Arbeit ist als Voruntersuchung anzusehen, da im Rahmen von weiterführenden Untersuchungen eine Vielzahl geometrischer Parameter eines Axialventilators variiert werden sollen. Zur Reduzierung und Optimierung des Versuchs-Setups und Aufwandes sollen dabei die hier erprobten Methoden eingesetzt werden.

In diesem Zusammenhang sollen aerodynamische und aeroakustische Größen eines Niederdruckaxialventilators mit Hilfe von statistischer Versuchsplanung prognostiziert werden. Das Box-Behnken Design sowie das zentral-zusammengesetzte Design wurden dafür auf einen an die DIN EN ISO 5136 angelehnten Prüfstand für die statistische Versuchsplanung angewandt. Da die beiden dafür verwendeten Modelle durch die Überbestimmtheit der Koeffizienten den Versuchsraum nur mit Regressionsfunktionen erster und zweiter Ordnung abbilden können, wurde sich zusätzlich zur statistischen Versuchsplanung den neuronalen Netzen gewidmet.

Künstliche neuronale Netzwerke sind eine effiziente Alternative zu konventionellen statistischen Ansätzen, numerischen Analysen oder auch analytischen Verfahren. Die Tatsache, dass neuronale Netze trainiert werden können, um die Beziehung zwischen beliebigen nichtlinearen Input und Output Daten zu erlernen, hat dazu geführt, dass KNN in vielen unterschiedlichen Bereichen, wie Muster-Erkennung, Sprachverarbeitung oder Musikerkennung eingesetzt wird (Zhang et al. 2003). In diesem Zusammenhang wurde das Latin-Hypercube Design für die Versuchsplanung realisiert.

Diese Thesis beantwortet die Frage, ob sich die drei genannten Ansätze zur Prognose aerodynamischer, aeroakustischer und vibroakustischer Zielgrößen eignen und somit auf zukünftige Versuche höherer Komplexität angewandt werden können.

Die Ergebnisse aller Ansätze wurden miteinander verglichen, validiert und ausgewertet. Zudem wurden Vor- und Nachteile herausgestellt, um Rückschlüsse auf die Validität bzw. die Anpassungsgenauigkeit des statistischen Ansatzes zu gewinnen.

2 Theoretische Grundlagen

Im Folgenden werden die theoretischen Grundlagen erläutert, die zu einem besseren Verständnis der Arbeit führen sollen. Dabei liegt das Hauptaugenmerk auf den Grundlagen der statistischen Versuchsplanung und den für die Thesis relevanten Grundlagen der Strömungstechnik.

2.1 Grundlagen der statistischen Versuchsplanung

Der nachfolgende Abschnitt führt in die wichtigsten Grundlagen und Fachbegriffe der statistischen Versuchsplanung ein, welche im Folgenden auch als Design of Experiments (DoE) bezeichnet wird.

Die statistische Versuchsplanung findet immer häufiger Gebrauch im Bereich der Industrie. Besonders dann, wenn Produktionsprozesse optimiert werden sollen (Statistica). Dieses Werkzeug wird auch eingesetzt, wenn es darum geht, die optimalen Einstellungen für unterschiedliche Parameter und Faktoren, die den Produktionsprozess beeinflussen, zu ermitteln. So lassen sich Aussagen über die Abhängigkeiten innerhalb eines Systems und deren Einfluss- und Zielparameter untereinander treffen.

Zur Charakterisierung der aerodynamischen und aeroakustischen Eigenschaften eines Axialventilators unter hochturbulenten Zuströmbedingungen wird im Regelfall das gesamte arbeitsspezifische Kennfeld mit Messpunkten äquidistanter Schrittweite untersucht. Mit der Frage, inwiefern man mit Hilfe statistischer Methoden einen gleichwertigen Erkenntnisgewinn bei einem deutlich geringeren Versuchsaufwand erhält (Mario Adam 2017), wurde ein Niederdruck-Axialventilator untersucht. Unter Variation des Drosselzustands, der Drehzahl sowie des Turbulenzgrades der Zuströmung wurden Zielgrößen aerodynamischer und aeroakustischer Natur ausgewertet.

Im Folgenden werden die wichtigsten Begriffe der statistischen Grundlagen nach Vorlage der ISO 3534 erläutert.

2.1.1 Konventionelle Versuchsplanung

Für zwei Einflussgrößen x1 und x2 können für herkömmliche Methoden der Versuchsplanung beispielsweise folgende Ansätze verwendet werden:



Abbildung 2-1 Vereinfachte Einfaktor-Methode (links), einfaktor-Methode (rechts) (Mario Adam 2017, S. 6)

Bei der konventionellen Versuchsplanung werden pro Messreihe oftmals die Parameter konstant gehalten, während ein weiterer Parameter stufenweise verändert wird. Diese Methode wird Einfaktor-Methode (engl. One Factor at a Time, OFAT) genannt (Abbildung 2-1). Ein Nachteil dieses Ansatzes ist, dass keine Wechselwirkungen ermittelt werden können. Außerdem kann es durch Messwiederholungen zu vielen Versuchspunkten kommen



Abbildung 2-2 Zufalls-Methode (links), Gitterlinien-Methode (rechts) (Mario Adam 2017, S. 6)

Auch die Zufalls-Methode kann keinen Aufschluss über das Systemverhalten und dessem Wechselwirkungen der Parameter geben (Abbildung 2-2, links). Durch die Gitternetz-Methode können diese zwar ermittelt werden, jedoch kann es, je nachdem wie fein das Raster gewählt wird, zu einer sehr hohen Anzahl von Versuchspunkten kommen (Abbildung 2-2).

Um die Versuchsanzahl so gering, wie möglich zu halten, während der Informationsgewinn möglichst hoch bleibt, wird durch Modellbildung ein Versuchssystem, wie es in Abbildung 2-3 dargestellt wird, verwendet.





2.1.2 Systemgrenzen/ Versuchsraum

Wie Abbildung 2-4 zeigt, besteht das Versuchssystem aus Einstellparametern, welche den n-dimensionalen Raum aufspannen und aus Einflussparametern, die Randbedingungen, welche auf das System einwirken. Die aus der Systemanregung resultierenden Antworten sind die Zielgrößen, welche die spezifischen Systemeigenschaften charakterisieren. Die Zielgrößen sind sowohl aerodynamischer als auch aeroakustischer und vibroakustischer Natur.

Abbildung 2-4 Schematische Darstellung eines Versuchssystems

Die Systemgrenzen, welche in Tabelle 2-1 aufgelistet sind, gelten für alle drei verwendeten Modell-Ansätze. Die Einstellparameter sind alle stufenlos einstellbar, damit die Versuchspläne mit maximaler Einstellgenauigkeit abgefahren werden können. So wird der Gitterabstand Δz von 100 bis 500 mm variiert, der Drosselzustand Q von 0% (Drossel geöffnet) zu 100% (Drossel geschlossen) verändert und die Drehzahl von 1000 bis 2000 Umdrehungen die Minute eingestellt.

System-	Gitterabsand Δz	Drosselzust. Q	Drehzahl n
grenze	[mm]	[%]	[1/min]
Min	100	0	1000
Max	500	100	2000

Tabelle 2-1 Systemgrenzen für die DoE-Planung

2.1.3 Versuchsplan

Ein Versuch ist die Menge aller Einzelversuche, welche im Versuchsplan bestimmt werden. Die Versuchspläne sind an statistische Modelle gebunden, welche die Versuchspunkte innerhalb des Versuchsraumes festlegen. Sie enthalten somit Informationen über die Faktorkombinationen der Einstellparameter (Siebertz et al. 2017, S. 5).

2.1.4 Parameter und Faktoren

Als Parameter wird die Summe aller Eingangsgrößen bezeichnet, welche im Vorfeld definiert und festgestellt werden sollten. Wie im vorgehenden Kapitel erwähnt wurde, sollten die Faktoren stufenlos eingestellt werden können. Außerdem sollten sie reproduzierbar eingestellt werden können. Faktoren wirken sich auf das System aus und sollten sich durch Kombinationen nicht gegenseitig ausschließen. Aus diesem Grund müssen diese mit Bedacht ausgewählt werden (Siebertz et al. 2017, S. 5).

2.1.5 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.

n=m^k Formel 2-1

So hat ein 3-stufiger Versuchsplan mit vier Einstellparametern herkömmlich 3⁴ und somit 81 Versuchspunkte.

2.1.6 Modellansatz

Um einen optimalen Versuchsplan zu erstellen, werden mathematische Modelle benötigt. Das Modell beschreibt die mathematische Beziehung zwischen den Zielgrößen y_i, den Einflussgrößen x_i und den freien Parametern b_i, welche durch Versuche bestimmt werden (Gundlach 2004, S. 79).

So ergibt sich bei einem linearen Modell folgende Gleichung:

$$y = b_0 + b_1 x_1 + b_2 x_2 + ... + b_k x_k$$
 Formel 2-2

Für Modelle mit Wechselwirkungen und quadratischen Funktionen:

$$y = b_0 + b_1 x_1 + b_2 x_2 + b_{12} x_1 x_2 + b_{11} x_1^2 + b_{22} x_2^2 + \dots +$$

Fehleranteil Formel 2-3

2.1.7 Künstliche Neuronale Netzwerke

Neuronale Netze sind Systeme zum Verarbeiten und Weiterleiten von Informationen, welche vom menschlichen Gehirn und dessen Nervensystem inspiriert worden sind. Das menschliche Gehirn besteht aus Milliarden von Neuronen, welche durch Synapsen verbunden sind. Neuronen werden durch elektrische Impulse, welche vom Gehirn gesendet werden, aktiviert. Künstliche neuronale Netze bilden die Funktionsweise der Nervenzellen mit Hilfe von mathematischen Berechnungselementen nach (Richter 2003, S. 79).

2.2 Strömungstechnische Grundlagen

Neben den statistischen Grundlagen ist es für das Verständnis dieser Thesis ebenfalls wichtig, auf die relevanten strömungstechnischen Grundlagen einzugehen, welche im weiteren Verlauf der Bachelorarbeit aufgeführt werden.

2.2.1 Dimensionslose Kenngrößen

Die Dimensionsanalyse ist durch die Übertragung zwischen physikalisch ähnlichen Messgrößen besonders bei Strömungsmaschinen von Nutzen. So lässt sich die Anzahl der Variablen durch die Verwendung dimensionsloser Kennzahlen reduzieren (ISAVE 2017).

Die dimensionslose Druckzahl Ψ ist das Verhältnis der spezifischen Nutzarbeit Y zur spezifischen Energie des Ventilators am Umfang. So ergibt sich folgende Formel:

$$\Psi = \frac{Y \cdot 2}{U^2} = \frac{Y \cdot 2}{\pi^2 n^2 D^2} = \frac{\Delta p / \rho}{U^2 / 2} = \frac{\Delta p \cdot 2}{\rho \pi^2 n^2 D^2}$$
 Formel 2-4

Die ebenfalls dimensionslose Lieferzahl φ , welche auch als Volumenzahl oder Durchflusszahl bezeichnet wird, ist eine weitere wichtige Kennzahl zur Charakterisierung von Strömungsmaschinen. Sie beschreibt das Verhältnis vom geförderten Volumenstrom zu einem Volumenstrom, welcher über die Kreisfläche des Laufraddurchmessers berechnet wird.

$$\varphi = \frac{\dot{V}}{UA} = \frac{\dot{V}}{\pi Dn \frac{D^2}{4} \pi} = \frac{\dot{V} \cdot 4}{\pi^2 D^3 n}$$
 Formel 2-5

Die Reynolds-Zahl erhielt seinen Namen vom Physiker Osborne Reynolds, welcher im Jahre 1883 durch die "Reynoldsschen Farbfadenversuche" herausgefunden hat, dass in einem Rohr zwei verschiedene Strömungszustände auftreten können (Schade und Kameier 2013, S. 98). Die Reynolds-Zahl beschreibt das Verhältnis von Trägheitskräften zu den Zähigkeitskräften, wobei η die dynamische Viskosität und v die kinematische Viskosität darstellt.

$$Re = \frac{cD\rho}{\eta} = \frac{cD}{v}$$
 Formel 2-6

Das integrale Längenmaß Auu gibt den größten Durchmesser der gemessenen Wirbelstruktur einer turbulenten Strömung an.

$$\Lambda_{uu} = \int_0^\infty R_{uu}(x) dx \qquad \qquad \text{Formel 2-7}$$

Dabei ist Ruu die Autokorrelation der Funktion.

Die Machzahl ist eine dimensionslose Kenngröße, welche das Verhältnis der Strömungsgeschwindigkeit c zur Schallgeschwindigkeit a darstellt.

$$Ma = \frac{c}{a}$$
 Formel 2-8

2.2.2 Rohrhydraulik/ Strömungsverhältnisse

In einem kreisrunden Rohr wird von zwei unterschiedlichen Strömungsverhältnissen gesprochen. Zum einen dem laminaren Fall, in dem die Strömung in sich nicht vermischenden Schichten fließt. Zum anderen dem turbulenten Fall, bei dem die Strömungsbewegung von unregelmäßigen Schwankungsbewegungen überlagert wird und es so zu einer verstärkten Vermischung kommt. Die Strömungsverhältnisse sind vor allem von der dimensionslosen Kombination aus dem Volumenstrom, dem Durchmesser des Rohres und der kinematischen Zähigkeit des Fluides abhängig (Schade und Kameier 2013, S. 98).

Im Normalfall sind Strömungen bis zu einer Reynoldszahl von 2300 laminar und darüber hinaus turbulent.

$$c = \frac{m}{A\rho}$$
 Formel 2-9

Die Strömungsgeschwindigkeit kann auch als Funktion des Rohrradius angegeben werden.

$$c(r) = \frac{p_1 - p_2}{4l\eta} \cdot (r_0^2 - r^2)$$
 Formel 2-10

Bei der Laminaren Strömung wird die höchste Geschwindigkeit in der Rohrmitte erwartet. Die Formel 2-10 kann für c_{max} vereinfacht werden:

$$c_{\max} = \frac{p_1 - p_2}{4l\eta} \cdot r_0^2$$

Abbildung 2-5 laminares Strömungsprofil (oben), turbulentes Strömungsprofil (Mitte), turbulente Strömung mit rauer Rohrwand (unten) (Uni Karlsruhe)

Formel 2-11

Das laminare Strömungsprofil besitzt einen parabolischen Geschwindigkeitsverlauf, wie es in Abbildung 2-5 zu erkennen ist. Dabei wird angenommen, dass die maximale Strömungsgeschwindigkeit doppelt so groß ist, wie die mittlere Geschwindigkeit ist.

Das turbulente Geschwindigkeitsprofil verläuft etwas flacher, da an den Rohrwänden Schubspannungen auftreten können. Die maximal zu erwartende Geschwindigkeit tritt auch hier in der Mitte des Profils auf (Abbildung 2-5, Mitte).

Bei dem für diese Arbeit verwendeten Rohrprüfstand wird davon ausgegangen, dass das Strömungsprofil ähnlich wie in Abbildung 2-5 (unten) verläuft, da die Rohrinnenwände Rauigkeiten aufweisen. Hier steht ε für die mittlere Höhe der Rauigkeitselemente. Das Verhältnis zwischen c_{max} und der mittleren Strömungsgeschwindigkeit sollte in diesem Fall ungefähr bei 1,25 liegen.

Für alle Versuche, die in dem Kanalprüfstand stattfinden wird angenommen, dass es sich um turbulente Grenzschichten handelt. Die vom Axialventilator erzeugte Zuströmung ist in jeder Messung so hoch, dass die Reynoldszahlen den Wert 2300 überschreiten.

In einer Rohrleitung können die Druckverluste, welche durch die Rohrreibung verursacht werden, wie folgt berechnet werden:

$$\frac{\Delta p}{\rho} = \lambda \frac{L c^2}{D 2} \cdot$$
 Formel 2-12

Bei Rohren mit kreisrundem Querschnitt kann in turbulenten Strömungen die Rohrreibungszahl λ mit Hilfe der Reynoldszahl berechnet werden:

$$\lambda = \frac{64}{Re}$$
 Formel 2-13

2.2.3 Drosselkennlinien und Anlagenkennlinien

Da sich Strömungsmaschinen und so auch Ventilatoren, durch ihre Drosselkennlinien charakterisieren (Abbildung 2-6 links) lassen, wurden diese im Rahmen der Thesis untersucht.

Dabei gibt die dimensionsbehaftete Drosselkennlinie die Druckerhöhung als Funktion des Volumenstroms an (Schade und Kameier 2013, S. 113). Die verschiedenen Lastzustände werden mit Hilfe unterschiedlicher Drehzahlen n realisiert.

Abbildung 2-6 Schematische Darstellung von dimensionsbehafteten Drosselkennlinien (links) (Schade und Kameier 2013, S. 114), Dimensionsbehaftete Drosselkennlinie eines Axialventilators mit Anlagenkennlinie (schematisch) (rechts) (Wittfan)

Eine mögliche, charakteristische Drosselkennlinie eines Axialventilators wird in Abbildung 3-2 auf der rechten Seite dargestellt. Auffällig ist dort, dass die Drosselkennlinie nicht stetig verläuft, sondern einen Sattelpunkt besitzt. Durch einen Strömungsabriss, welcher von den Rotorblättern erzeugt wird, kommt es zu einem abrupten Abfall der Druckdifferenz und so zu einem nicht-quadratischen Verlauf der Drosselkennlinie. Wie in Kapitel 2.2.1 beschrieben, werden die dimensionslosen Kenngrößen Lieferzahl und Druckzahl verwendet, um Kennfelder besser miteinander vergleichen zu können und das Verhalten von Strömungsmaschinen darzustellen. Dabei wird der Einfluss der Drehzahl "eliminiert", womit die Drosselkennlinien im Idealfall aufeinander fallen sollten.

Anlagenkennlinien charakterisieren die Abhängigkeit vom geförderten Volumenstrom und der Druckerhöhung, welche bei der entstehenden Strömung erzeugt werden. Dabei steigen die Druckverluste annähernd quadratisch (Gerätekennlinie).

Der Schnittpunkt der Anlagenkennlinie mit der Drosselkennlinie wird als Arbeitspunkt oder auch Betriebspunkt bezeichnet.

2.2.4 Geräuschentstehung bei Strömungsmaschinen

Ventilatorgeräusche entstehen hauptsächlich durch instationäre Kräfte, welche durch Wechselwirkungen zwischen den harten Wänden der Rotorblätter und dem Gehäuse mit der turbulenten Strömung hervorgerufen werden (Bommes 2003, S. 326).

Abbildung 2-7 Übersicht der Geräuschentstehungsmechanismen von Ventilatoren (Bommes 2003, S. 326)

Abbildung 2-7 zeigt, dass für die Geräuschentstehung von Strömungsmaschinen vorwiegend drei Mechanismen verantwortlich sind: Der Schaufeldickenlärm (tonal), die Schaufelkräfte (tonal und breitbandig) und die turbulenten Scherspannungen (breitbandig). Diese Breitbandgeräusche können durch die Wechselwirkung der Rotorschaufeln und der turbulenten Strömung auftreten (Abbildung 2-8).

Durch den Strömungsabriss und die Ablösung vielzähliger Wirbel, kann es zu stochastischen Schaufelkräften und Druckänderungen auf der Oberfläche und der Strömung kommen, welche zu einer breitbandigen Schallabstrahlung führen können.

3 Messtechnischer Versuchsaufbau und Übersichtsmessungen

Um Axialventilatoren und deren Schaufelgeometrien auf ihre Effizienz und Eigenschaften untersuchen zu können, ist es wichtig aerodynamische Parameter, wie den Volumenstrom, den Differenzdruck oder den Wirkungsgrad aufzunehmen.

Neben den aerodynamischen Kenngrößen ist es außerdem wichtig, aeroakustische Messwerte saug- und druckseitig aufzunehmen.

3.1 Rohrprüfstand nach DIN EN ISO 5136

Der für die Versuche verwendete Rohrprüfstand wurde an die DIN EN ISO 5136 sowie an DIN EN ISO 5801 angelehnt und entspricht dem nachfolgenden Aufbau, wie er in Abbildung 3-1 schematisch dargestellt ist. Ein großer Vorteil dieses Prüfstandes, der einen Rohrinnendurchmesser von 400 mm misst, ist, dass er dank seiner Messvorrichtungen- und Instrumente die simultane Aufnahme aerodynamischer und aeroakustischer Zielgrößen ermöglicht.

Abbildung 3-1 Schematische Darstellung des Rohrprüfstandes nach DIN EN ISO 5136

Zur Aufnahme der aeroakustischen Kenngrößen wurden saug- und druckseitig jeweils drei äquidistant über den Umfang verteilte und wandbündig montierte 1/4" Kondensatormikrofone verwendet. Die statische Druckdifferenz wird über einen saug- und einen druckseitigen Messring mit jeweils sechs Druckmessstellen, welche mit gleichbleibendem Abstand über den Umfang verteilt sind, realisiert. Der Lastzustand kann über eine stufenlos einstellbare Drossel auf der Druckseite eingestellt werden. Die Drehzahl des pulsweitenmodulierten Antriebsmotors wird über einen Beschleunigungsaufnehmer auf der Nabenhalterung des Rotors überwacht.

3.2 Ventilator-Geometrie

Für die Vorversuche sowie für die späteren Versuchsläufe wurden unterschiedliche Ventilatoren verwendet. Zunächst wurde ein Axialventilator mit acht Schaufeln, wie er in Abbildung 3-2 (links) zu sehen ist, eingebaut. Mit diesem wurden die ersten Hitzdrahtmessungen im rotierendem, wie im statischen System durchgeführt und erste Drossel- und Anlagenkennlinien des Rohrprüfstandes aufgenommen. Er diente lediglich zum Erzeugen von Zuströmung.

Nachdem diese Vorversuche abgeschlossen waren, wurde ein neuer Ventilator verbaut, bei dem an der Nabe sechs Rotorblätter befestigt werden können. Ein großer Vorteil dieser Nabe ist, dass Rotorblätter ein- und ausgebaut werden können, ohne diese zu beschädigen. Der eigens nach dem Tragflügelverfahren ausgelegte Axialventilator (Abbildung 3-2, rechts) mit einem Durchmesser von 394 mm, besteht aus sechs identischen Schaufelprofilen.

Abbildung 3-2 Ventilator für Voruntersuchungen (links), zu vermessender Axialventilator (rechts)

3.2.1 Schaufelprofil und Geometrie

Die getesteten Rotorblätter, welche in Abbildung 3-2 (rechts) zu sehen sind, sind vom Typ NACA 65 (12)-10.

Tabelle 3-1 Kenndaten des NACA Profils

Sehnenlänge		75 mm
Profildicke	d	7,5 mm
Dickenverhältnis	d/l	10%
Auftriebsbeiwert	c_fl	1,2
Dickenrücklage	x _d /I	40%
Druck-Minimum	p _{min}	50%
Spannweite	S	100 mm

für NACA 65 Profile (Carolus 2013, S. 55)

Aufgrund von Auswertungen eines zuvor vermessenen Tragflügels des NACA 65(10)-12 Profils in der Ebene, wurde der aerodynamische Anstellwinkel α von 7° gewählt, wobei der Staffelungswinkel γ nach Carolus (Abbildung 3-4, rechts) 24° beträgt.

Abbildung 3-4 Verlauf des Auftriebsbeiwertes zur Ermittlung des Anstellwinkels (links) Staffelungswinkel γ und Anstellwinkel α (Carolus 2013, S. 61) (rechts)

Dabei wurde der Verlauf des Auftriebsbeiwertes über den Anstellwinkel aus Abbildung 3-4 (links) betrachtet, um ein geeignetes Verhältnis zwischen Widerstands- und Auftriebsbeiwert zu erhalten. Um zu gewährleisten, dass es auch bei höheren Anströmgeschwindigkeiten und Reynoldszahlen zu keinem Abriss kommt, wurde nicht der Maximalwert ausgewählt, sondern ein Wert, der auf der Kurve etwas weiter links von diesem liegt. So wird sichergestellt, dass der kritische Punkt nicht überschritten wird.

3.3 Messinstrumente und Einbauten

Die Genauigkeit der Messwerte hängt stark von der richtigen Verwendung der Messgeräte ab. Aus diesem Grund müssen Mikrofone, Schlitzrohrsonde, Beschleunigungsaufnehmer, wie auch Hitzdrahtanemometer im Vorfeld kalibriert und überprüft werden. Außerdem ist auf eine sinnvolle Positionierung der Messinstrumente zu achten.

3.3.1 Schlitzrohrsonde/ Turbulenzschirm

Damit selbsterzeugte Strömungsgeräusche vermieden werden können, ist die Oberfläche von Schlitzrohrsonden (auch Turbulenzschirme genannt) möglichst glatt und eben. Seitlich der Sonde befindet sich ein Schlitz, welcher von einem netzartigen Schutzgitter abgedeckt wird. Der sich vorne befindende Nasenkonus ist stromlinienförmig ausgelegt und sorgt somit für einen möglichst niedrigen Strömungswiderstand. Das Mikrofon befindet sich am Ende des Rohres. Die Sonde wird an der Rohrwand parallel gegen die Strömungsrichtung platziert.

Abbildung 3-5 Schematische Skizze einer Schlitzrohrsonde (DIN EN ISO 5136, S. 8)

Die Schlitzrohrsonde ist so aufgebaut, dass möglichst nur die aeroakustischen Schalldruckschwankungen aufgenommen werden, ohne dabei von aerodynamischen Schwankungen der Strömung beeinflusst zu werden.

Die Druckschwankungen, welche durch die Strömungsturbulenzen verursacht werden, gelangen durch den Schlitz und das Schutzgitter in das Schlitzrohr, wo sie sich als Schallwellen ausbreiten. Innerhalb des Rohres breiten sich turbulenzinduzierte Schallwellen aus, welche sich über die Länge des Schlitzes mit den sich außen langsamer ausbreitenden hydrodynamischen Druckschwankungen gegen Null mitteln. Diese Auslöschung findet nicht statt, sobald die Druckverteilung von einer akustischen Welle hervorgerufen wird (Wilhelm von Heesen 2008).

3.3.2 ¹/₄" – Mikrofone

Um die Beeinflussung einer freien Zuströmung sowie dadurch potenziell aufkommende Verfälschungen der Messergebnisse zu vermeiden, wurden Mikrofone vom Typ MK 301 in Plexiglasrohren (Innendurchmesser von 400 mm) wandbündig eingebaut. Diese sind, wie in Abbildung 3-6 zu sehen ist, auf drei Positionen gleichmäßig über den Umfang verteilt positioniert. Dies ermöglicht eine möglichst ungestörte Aufnahme der Signale und vermeidet gleichzeitig, dass Knotenpunkte von stehenden Wellen gemessen werden.

Außerdem soll durch das wandbündige Anbringen, wie bei der Schlitzrohrsonde, das Signal, welches von den Mikrofonen aufgenommen wird, möglichst aeroakustischer Natur sein.

Abbildung 3-6 Um den Umfang verteilte, wandbündige 1/4 " Mikrofone

Mikrofone wandeln die auf ihre Membran wirkende Wechseldrücke in elektrische Spannungssignale um. Wenn sich diese in einer Strömung befinden, kann es dazu führen, dass die Mikrofone die Messergebnisse verfälschen. Da sich das Mikrofon in der Zuströmung befindet, können sich dort Wirbel ablösen, wodurch es zum sogenannten self-noise kommen könnte. Dabei können die vom Mikrofon abgelösten Wirbel Druckschwankungen erzeugen (Wilhelm von Heesen 2008).

3.3.3 Hitzdrahtsonde

Hitzdrahtanemometer sind sehr empfindliche Messgeräte, welche einen dünnen mit Gold überzogenen Draht halten, der laut Katalog von Dantec Dynamics einen Durchmesser von nur 5 μm besitzt (Dantec Dynamics, S. 17).

Abbildung 3-7 Skizze einer der verwendeten Hitzdraht-Typen (Dantec Dynamics, S. 17)

Hitzdrahtsonden wenden den physikalischen Effekt an, bei dem sich die Wärmeübergangszahl an einem dünnen Draht proportional zur Quadratwurzel der Strömungsgeschwindigkeit verändert. Der durch den Draht geleitete elektrische Strom würde den Hitzdraht im Normalfall erhitzen, jedoch wird durch das in diesen Versuchen angeschlossene CTA (Constant Temperature Anemometer) der Draht auf einer konstanten Temperatur gehalten (Böckh 2004, S. 299).

Dadurch können feinste Fluktuationsschwankungen der Strömung mit hoher Frequenzauflösung aufgenommen werden. Das Messprinzip, die Kalibrierung sowie dessen Versuchsaufbau werden im Kapitel 4.1.3 näher erläutert.

3.3.4 Strömungsgleichrichter - sternförmig

Der im Kanalprüfstand eingebaute sternförmige Gleichrichter mit radialen Schaufeln wurde nach der DIN EN ISO 5801 ausgerichtet (Abbildung 3-8). Der Einbau des Gleichrichters soll den Drall, welcher vom Axialventilator erzeugt wird unterbinden und asymmetrische Strömungsprofile ausgleichen. Der dabei entstehende Druckverlust soll somit so gering, wie möglich gehalten werden.

Abbildung 3-8 Sternförmiger Gleichrichter (DIN EN ISO 5801, S. 45)

Ein wichtiger Vorteil des sternförmigen Gleichrichters gegenüber einem Zellengleichrichter ist nicht nur, dass er einfacher herzustellen ist, sondern auch den statischen Druck radial ausgleichen kann (DIN EN ISO 5801).

3.3.5 Rotor-Stator Interaktion

In Abbildung 3-9 ist ein Ausschnitt der Rohrstrecke, welcher die Anordnung des Turbulenzgitters, des Axialventilators, der Statorstreben und des sternförmigen Gleichrichters zeigt, dargestellt. Diese Abbildung zeigt deutlich, dass es keine Rotor- Statorinteraktionen im klassischen Sinne gibt, da die Streben hauptsächlich zur Befestigung der Welle und des Antriebs dienen und einen zu kleinen Durchmesser besitzen, um bei dieser Entfernung einen signifikanten Einfluss auf den Ventilator aufzuweisen.

Abbildung 3-9 Anordnung der Statorstreben, des Turbulenzgitters, des Axialventilators und des sternförmigen Gleichrichters (Till Biedermann 2018a)

Der Axialventilator sowie der Antriebsmotor wurden auf einer Welle befestigt, welche von insgesamt acht Statorstreben gehalten wird. Um die Interaktion von Ventilator und Stator so gering, wie möglich zu halten, wurden Gewindestangen von 8 mm (nah des Ventilators) und Gewindestangen von 4 mm Durchmesser (nahe des Gleichrichters) eingebaut. Zusätzlich wurden an den Bohrungen der Rohrleitung, durch welche die Stäbe fixiert werden, vibrationsreduzierende Gummis angebracht.

3.3.6 Prandtlsches Staurohr

Zur Bestimmung von Strömungsgeschwindigkeiten und Volumenströmen können verschiedene Messinstrumente angewandt werden, wie beispielsweise das Prandtlsche Staurohr, Ultraschallmessgeräte oder auch Hitzdrahtenemometer. Dabei hat jede dieser Messtechniken seine eigenen Vorteile. So kann man beispielsweise mit Hilfe eines Staurohrs, obwohl es ein relativ einfaches Messgerät ist, sehr genaue lokale Strömungsgeschwindigkeiten in Flüssigkeit- und Gasströmungen mittels Differenzdruckmessung ermitteln.

Für die Ermittlung der Strömungsgeschwindigkeiten wurde sowohl für die Voruntersuchungen als auch die Hauptuntersuchungen ein Prandtlsches Staurohr, wie es in Abbildung 3-10 zu sehen ist, eingesetzt.

Abbildung 3-10 Schematische Darstellung eines Prandtlschen Staurohres [schade 89]] (links) Querschnitt an den Staudrucklöchern (DIN EN ISO 5801, S. 107) (rechts)

Es besteht aus einem halbkugelförmigen Staudrucksondenkopf, welcher in ein zylinderförmiges Rohr übergeht. Dieses Rohr besitzt in der Mitte entlang seiner Achse eine Bohrung, welche den Druck p₀ am Staupunkt zum Manometer weiterleitet. Dort, wo die Stromlinien wieder parallel verlaufen, befinden sich weitere, um den Umfang verteilte Bohrungen, welche den dort herrschenden statischen Druck p_{st} weitergeben (Schade und Kameier 2013, S. 89). Die Positionierung der statischen Druckbohrung wurde so gewählt, dass p₁ und p₃ gleich sind.

Der dynamische Druck p_{dyn} ist die Differenz aus Gesamtdruck und statischem Druck p_{st}, welcher mit Hilfe der Bernoulli-Gleichung (für inkompressible Medien) in die Strömungsgeschwindigkeit c₁ umgerechnet werden kann.

Die Bernoulli-Gleichung:

$$\frac{c^2}{2} + \frac{p}{\rho} + g \cdot h = \text{const.}$$
 Formel 3-1

führt zu:

$$\frac{c_1^2}{2} + \frac{p_1}{\rho} = \frac{c_2^2}{2} + \frac{p_2}{\rho}$$
 Formel 3-2

Da die Geschwindigkeit am Staupunkt 0 m/s beträgt, ergibt sich folgende Gleichung:

$$c_1 = \sqrt{2 \cdot \frac{p_{ges} - p_{stat}}{\rho}} = \sqrt{2 \cdot \frac{p_2 - p_1}{\rho}} = \sqrt{2 \cdot \frac{\Delta p}{\rho}}$$
 Formel 3-3

Zur Bestimmung der Dichte wird das ideale Gasgesetz mit der idealen Gaskonstante R der Luft von 287 J/(kg K) verwendet.

$$\rho = \frac{p_{\infty}}{R \cdot T}$$
Formel 3-4

3.3.7 PT1000 Widerdstandsthermometer

Die Temperatur der Zuströmung wird mittels eines temperaturabhängigen Widerstandthermometers vom Typen Pt1000 aufgenommen. Die über den Widerstand aufgenommene Temperatur wurde mit der Umkehrfunktion der Kennlinie für Platin-Widerstandssensoren nach DIN EN 60751 ermittelt (DIN EN 60751).

$$R(v) = R_0(1 + A \cdot v + B \cdot v^2)$$
 Formel 3-5

mit

$$\frac{v(R)}{^{\circ}C} = -\frac{A}{2B} - \sqrt{\left(\frac{A}{B}\right)^2 + \frac{-1}{B}\left(\frac{R}{R_0} - 1\right)}$$
 Formel 3-6

Wobei die Konstanten wie folgt definiert sind:

A=+3,9083 10⁻³ °C⁻¹; B=-5,775 10⁻⁷ °C⁻² und für das verwendete Pt1000 R₀=1000 Ω (ISAVE 2010).

Die so ermittelte Temperatur wurde jeweils vor den Versuchen mit Hilfe eines Glasthermometers verglichen und bei Bedarf mit einem Offset angeglichen.

3.3.8 Beschleunigungsaufnehmer und Ventilatorantrieb

Betrieben wird der Axialventilator mittels eines Elektromotors, welcher durch eine Pulsweiten-Modulation (PWM) angetrieben wird. Um die Drehzahl einzustellen, wird das PWM-Signal an den Elektromotor geleitet. Da die prozentuale Motorleistung eingestellt wird, muss im Vorfeld ermittelt werden, welche Drehzahl bei welcher %-PWM Einstellung gewählt werden muss.

Die Drehzahl des pulsweitenmodulierten Antriebsmotors wird über einen dreiachsigen Beschleunigungsaufnehmer, welcher sich auf der Nabenhalterung des Rotors befindet, überwacht.

Ein Vorteil dieses PWM-betriebenen Antriebes ist, dass er geringe Eigengeräusche produziert und eine geringe Einbaugröße besitzt.

3.3.9 Strommesszange

Mit Hilfe einer Strommesszange TCP 303 (Abbildung 3-11, links) und einem Stromtastkopf-Verstärker TCPA 300 (rechts) wird die Stromstärke, welche für den Antrieb des Ventilators benötigt wird, gemessen.

Abbildung 3-11 Strommesszange Tektronix TCP 303 zur Bestimmung der elektrischen Leistung (links), Stromtastkopf-Verstärker (rechts) (Tektronix 2017)

Die elektrische Leitung P_{elek} kann durch U (konstante Versorgungsspannung mit 14,8 V) und I (gemessene Stromstärke) und der mit Hilfe der Strommesszange aufgenommenen Stromstärke I berechnet werden:

$$P_{elek} = U \cdot I$$
 Formel 3-7

Nach Bestimmung der elektrischen Leistung kann der Systemwirkungsgrad mit folgender Formel berechnet werden:

$$\eta_{\text{System}} = \frac{\dot{V} \cdot \Delta p}{P_{\text{elek}}}$$

Formel 3-8

3.4 Übersichtsmessungen

Schon im Jahre 1949 veröffentlichte Madison seinen Ansatz zur Prognose der Schallabstrahlungen von Ventilatoren, bei dem er die Beziehung zwischen der Abhängigkeit der Ventilatorschallleistung von der Umfanggeschwindigkeit des Laufrades hervorhob (Wolfgang Neise 1988, S. 393). Gemäß VDI 2081 kann mit Hilfe des Madison-Gesetzes die akustische Performance eines Ventilators unter Berücksichtigung seiner Betriebsparameter berechnet werden (VDI 2016, S. 15):

$$L_{ws} = L_w - 10 \cdot \lg \frac{\dot{v}}{\dot{v}_0} - 20 \cdot \lg \frac{\Delta p}{\Delta p_0} \text{ [dB]}$$
 Formel 3-9

Wobei Lw die Schallleistung in dB angibt, Lws den spezifischen Schallleistungspegel in dB, \dot{V} den Volumenstrom in m³/s, \dot{V}_0 den Bezugsvolumenstrom von 1 m³/s (zur dimensionslosen, logarithmischen Rechnung), Δp den Differenzdruck in Pa und Δp_0 den Bezugsdifferenzdruck angibt.

$$L_{w} = L_{p} + 10 \cdot \lg \frac{A}{A_{0}} \text{ [dB]}$$
 Formel 3-10

Der Schalldruckpegel kann mit folgender Formel definiert werden:

$$L_{p} = 10 \cdot lg\left(\frac{P}{P_{0}}\right)^{2} = 20 \cdot lg\left(\frac{P}{P_{0}}\right) [dB]$$
 Formel 3-11

Der effektive Schalldruckpegel wurde saug- sowie druckseitig über drei wandbündige Mikrofone aufgenommen.

$$\tilde{p} = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^{n} (p_i - \bar{p})^2} \text{ [Pa]}$$
 Formel 3-12

So ist in Abbildung 3-12 jeweils die Drosselzahl Ψ , der Systemwirkungsgrad η und der spezifische Schallleistungspegel L_{ws} über die Lieferzahl aufgetragen.

Im oberen Diagrammteil sind die dimensionslosen Drosselkennlinien bei 1000, 1500 und 2000 Umdrehungen pro Minute zu sehen. Es ist deutlich zu erkennen, wo sich die Physik ändert. Der Bereich, indem im Versuchssystem nicht mehr gleiche physikalische Bedingungen vorliegen. Durch den an den Rotorblättern auftretenden Strömungsabriss kommt es zu einem Hysteresebereich, welcher sich in Form eines Sattelpunktes bei der Drosselkennlinie erkenntlich macht.

Betrachtet man den darunterliegenden Diagrammteil, ist der typische Verlauf des Wirkungsgrades einer Strömungsmaschine über der Lieferzahl zu erkennen. Die grün-gestrichelte Linie hebt den Bereich hervor, an dem sich der höchste Wirkungsgrad im System befindet. Die grau-gestrichelte Linie hebt den Punkt hervor, wo der geringste spezifische Schallleistungspegel vorherrscht.

Abbildung 3-12 Übersichtsmessungen wichtiger Kenngrößen von Strömungsmaschinen aufgetragen über der dimensionslosen Lieferzahl (nach Ansatz von Madison)

Abbildung 3-13 Spezifischer Schallleistungspegel über dem Systemwirkungsgrad

Wird der spezifische Schallleistungspegel über den Systemwirkungsgrad aufgetragen, wird ersichtlich, dass der leiseste Wert nicht mit dem höchsten Wirkungsgrad übereinstimmt (Abbildung 3-13). Trotzdem kann gesagt werden, dass der Axialventilator leise und effizient arbeitet.

4 Ermittlung der Zuströmbedingungen

Die Untersuchung der Zuströmeigenschaften des Versuchsraumes ist für diese Arbeit besonders wichtig, weil sowohl das aerodynamische als auch das aeroakustische Verhalten von Axialventilatoren stark von ihnen abhängt. Um die Zuströmbedingungen innerhalb der Rohrstrecke zu quantifizieren, wurden bei konstanter Drehzahl des Ventilators in einem Drehkanal mit Hilfe der Hitzdrahtanemometrie Strömungs- und Turbulenzgradprofile aufgenommen.

4.1 Turbulenzeigenschaften

Ein wichtiger Einflussfaktor der Zuströmeigenschaften ist der Turbulenzgrad der Strömung. Im Folgenden wird das Messverfahren und seine Auswertung zur Bestimmung der Turbulenzeigenschaften erläutert.

$$\overline{c} = \sqrt{\overline{c_u^2} + \overline{c_v^2} + \overline{c_w^2}}$$
Formel 4-1
$$\overline{|c'|} = \sqrt{\overline{c'_u^2} + \overline{c'_v^2} + \overline{c'_w^2}}$$
Formel 4-2

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

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

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

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

Womit die Gleichung vereinfacht dargestellt werden kann:

$$Tu_{isotrop} = \frac{\sqrt{\overline{c'_{u}}^{2}}}{c_{\infty}} = \frac{|\overline{c_{u}'|}}{\overline{c}}$$
 Formel 4-5
4.1.1 Windkanal

Zur Kalibrierung von Hitzdrahtanemometern eignet sich ein Windkanal zum einen sehr gut, da man an ihm eine gleichmäßige Strömung einstellen kann und zum anderen aus dem Grund, dass man die Strömungsgeschwindigkeit manuell anpassen kann.



Abbildung 4-1 Messaufbau zur Hitzdrahtkalibrierung an einem Windkanal Göttinger Bauart

Der Windkanal der Hochschule Düsseldorf (Abbildung 4-1) hat eine Düsenaustrittsfläche von 532 x 532 mm. Er kann Strömungsgeschwindigkeiten bis zu 50 m/s generieren und einen Volumenstrom bis zu 14,1 m³/s fördern. Sein Gebläse besteht aus einem Radialventilator, welcher von einem Motor mit 30 kW Leistung angetrieben werden kann.

4.1.2 Ermittlung der Strömungsgeschwindigkeit (Prandtlsches Staurohr)

Wie in Kapitel 3.3.6 beschrieben wird, kann ein Prandtlsches Staurohr zur Ermittlung von Strömungsgeschwindigkeiten verwendet werden, indem die gemessenen Druckdifferenzen zusammen mit der Bernoulli-Gleichung berechnet werden. Das Staurohr wird zur Messung der Geschwindigkeit längs der Strömungsrichtung nach vorne in der Windkanalmessstrecke eingebaut. Wichtig ist, dass das Staurohr gerade zu den Stromlinien ausgerichtet wird, damit der Differenzdruck so genau, wie möglich bestimmt werden kann.

Die Drücke werden anhand eines DPS Druckmessumformer-Manometers aufgenommen.

4.1.3 Hitzdrahtmessungen

Wie in Kapitel 3.3.3 erwähnt wurde, bieten Hitzdrahtanemometer eine sehr hohe zeitliche Auflösung weshalb sie sich besonders gut zur Ermittlung von Turbulenzschwankungen in der Zuströmung eignen.

Da das Prandtlsche Staurohr zum Abgleich der Strömungsgeschwindigkeit verwendet wird, wurde die Hitzdrahtsonde so positioniert, dass der Draht auf der Höhe der Staudruckbohrungen des Staurohres liegt (Abbildung 4-2).



Abbildung 4-2 Positionierung der Hitzdrahtsonde an den Staudruckbohrungen

In Abbildung 4-3 ist links der für die Ermittlung der Strömungsverhältnisse verwendete "single sensor" Hitzdraht abgebildet. Wie in Kapitel 3.3.3 erwähnt, handelt es sich um einen Hitzdraht der Firma Dantec Dynamics, welcher mit einem 5 μm dünnen, mit Gold überzogenen Hitzdraht ausgestattet ist (Abbildung 4-3, links).



Abbildung 4-3 Eine der verwendeten 1-D Hitzdrahtsonden des Typs P_05 (links) Hitzdrahtsonde (rechts)

Die Hitzdrahtsonde wurde an einem rechtwinkligen Sondenhalter (Abbildung 4-4) in Strömungsrichtung angeschlossen. Dabei stand der Hitzdraht waagerecht gegen die Strömungsrichtung, damit sich die Strömung gleichmäßig auf den Draht verteilen konnte (Abbildung 4-3, rechts).



Abbildung 4-4 rechtwinkliger Hitzdrahthalter (Dantec Dynamics, S. 21)

Die Messkette der Hitzdrahtkalibrierung ist in Abbildung 4-5 schematisch abgebildet.

So wird der Hitzdraht an dem rechtwinkligen Sondenhalter montiert, welcher mit einem BNC Kabel an einem Mini-CTA (Constant Temperature Anemometer) angeschlossen wird. Das Signal des Mini-CTAs wird mit Hilfe eines Digitalmultimeters über eine COM-Port-Schnittstelle an den Computer geleitet.



Abbildung 4-5 Messkette für Hitzdrahtmessungen (Finn E. Jørgensen 2002, S. 6)

Abbildung 4-6 zeigt das Schaltbild für die Aufzeichnung der Messwerte mit Hilfe des Programms DASYLAB. Zunächst werden die Eingangssignale, welche von den Multimetern erfasst werden und an die COM-Schnittstellen geleitet werden in (1) eingelesen. Diese Daten werden an die Formelmodule (3) übergeben und dort in die Zieleinheiten umgerechnet und kalibriert. So wurde das Signal (Widerstand in Ohm) des Widerstandsthermometers PT1000 mit der aus Kapitel 3.3.7 hergeleiteten Formel in die Temperatur (in °Celsius) umgerechnet. Der Differenzdruck, welcher vom Prandtlschen Staurohr gemessen wurde und mittels DPS Druckumformer (siehe Anhang A) an ein weiteres Multimeter geleitet wurde, wurde kalibriert und durch einen Offset angepasst. Das Hitzdrahtsignal konnte ohne Offset und Kalibrierung weitergeleitet werden, da die Kalibrierung in einem späteren Schritt erfolgt. Innerhalb des Blocks (2) wird mit Hilfe des Mittelungs-Blocks die Anzahl der Mittelungen für eine Messung eingestellt. Im Block (4) werden die Mittelungen gezählt und in einer Liste festgehalten. Innerhalb des Blocks (5) werden die aufgenommenen Messwerte in eine Tabelle geschrieben und auf dem PC gespeichert.



Abbildung 4-6 Schaltbild für die Aufzeichnung der Messdaten des Prandtlschen Staurohres, des Hitzdrahtes und des Widerstandsthermometers

4.1.3.1 Hitzdrahtkalibrierung

In Abbildung 4-7 sind die Zeitrohdaten einer Hitzdrahtmessung exemplarisch dargestellt, um das Signal, welches von dem CTA an das Messprogramm (in diesem Fall PAK 5.8) weitergeleitet wurde, zu veranschaulichen. Da es sich um unbearbeitete Zeitrohdaten handelt, ist dort die Einheit in Volt/s und nicht m/s angegeben. Um dieses Signal in ein Signal der Strömungsgeschwindigkeit umzuwandeln, muss dieses Hitzdrahtsignal zunächst kalibriert werden.



Abbildung 4-7 Zeitrohdaten G₀₃ R 198 mm

Mit folgender Formel (Formel 4-6) werden im ersten Schritt die ausgegebenen Spannungswerte angepasst.

$$U_{corr} = \left(\frac{T_{w} - T_{0}}{T_{w} - T_{a}}\right)^{0,5} \cdot U_{a}$$
 Formel 4-6

Wobei T_w die Betriebstemperatur des Hitzdrahtes, T_0 die gemittelte Temperatur aller Messpunkte, T_A die Umgebungstemperatur und U_a die vom CTA gelieferte Spannungswerte darstellen (Tabelle 4-1). Somit konnte Tabelle 4-2 erstellt werden.

Tabelle 4-1 Kenndaten des Hitzdrahtes 55_P01

T _{w [°C]} Τ _{0 [°C]}	300 20,47
n1	0,5
T _A	21,0

Mess-	С	U	Mess-	С	U
punkt	[m/s]	[V]	punkt	[m/s]	[V]
1	1,34	1,63	14	13,50	4,25
2	3,09	2,47	15	14,20	4,32
3	4,44	2,80	16	14,69	4,38
4	5,08	2,94	17	15,34	4,46
5	5,80	3,09	18	15,86	4,50
6	6,95	3,32	19	16,29	4,53
7	8,23	3,54	20	16,87	4,59
8	9,19	3,70	21	17,41	4,64
9	9,98	3,81	22	17,93	4,69
10	10,80	3,92	23	18,32	4,73
11	11,37	3,99	24	18,80	4,76
12	12,25	4,09	25	19,24	4,80
13	13,05	4,19			

Tabelle 4-2 Messdaten des Hitzdrahtes 55P_01 – Gemessene Spannung (Hitzdraht) und dazugehörige gemessene Geschwindigkeit (Staurohr)

Es gibt mehrere Möglichkeiten Hitzdrahtanemometer zu kalibrieren. Häufig findet das King's Law Verwendung. Dafür werden die ermittelten korrigierten Spannungswerte quadriert und über cⁿ aufgetragen, wie es in Abbildung 4-8 zu erkennen ist.

King's Law Gleichung:

$$U^2 = A + B \cdot c^n$$
 Formel 4-7

Dabei wurde n solange angepasst, bis das Bestimmtheitsmaß so nah, wie möglich an 1 reicht und so der Fehler der Kurvenanpassung so gering, wie möglich ist. Abbildung 4-8 zeigt die Kalibrierkurve nach King's Law. Hier ist bereits gut zu sehen, dass die Hitzdrahtmesspunkte sehr nahe an der Trendlinie verlaufen, was sich auch an dem hohen Bestimmtheitsmaß ablesen lässt.



Abbildung 4-8 Hitzdrahtkalibrierung nach King's Law

Die Kalibrierkonstanten A und B der Formel 4-8 ergeben sich aus der linearen Trendlinie aus Abbildung 4-8.

$$U^2 = 2,8203 \cdot c^{0,718} - 0,2946$$
 Formel 4-8

Durch umstellen der aus der linearen Regression entstandenen Gleichung (Formel 4-8) können die aus der Spannung resultierenden Geschwindigkeiten berechnet werden:

$$c = \sqrt[n]{\frac{U^2 - A}{B}}$$
 Formel 4-9

Da n jedoch näher an dem Wert 0,45 liegen sollte (L. A. Santos 2006), wurde zusätzlich eine polynomische Kalibrierkurve erzeugt, um eine Kalibrierfunktion höherer Genauigkeit zu gewährleisten.

Wie bei der Kalibrierung durch King's Law wurden auch hier die korrigierten Spannungsmesswerte verwendet. Die Abweichung zu den originalen Messwerten beträgt in diesem Fall lediglich 0,1 % (siehe Anhang A).



Abbildung 4-9 Polynomische Kalibrierkurve dritter Ordnung

Anstelle einer polynomischen Trendlinie vierter Ordnung wurde eine Funktion dritter Ordnung eingesetzt, da sich das Bestimmtheitsmaß nicht weiter an 1 genähert hat.

So wurde für den Hitzdraht P_05 folgende Kalibrierfunktion generiert, welche unter anderem in nachfolgenden Versuchen verwendet wurde.

$$c_{korr} = 0.1728 \cdot U^3 - 0.1129 \cdot U^2 + 0.5417 \cdot U - 0.0048$$
 Formel 4-10

4.1.4 Turbulenzgitter

Um verschiedene Strömungsturbulenzen mit hohen isotropen Eigenschaften zu generieren, können Turbulenzgitter verwendet werden. Dazu wurden Gitter mit unterschiedlichen Maschenweiten und Gitterstabbreiten auf ihren Einfluss auf die Zuströmung intensiv untersucht (Abbildung 4-10). Diese Turbulenzgitter erzeugen, der Gitter Geometrie entsprechend, unterschiedliche Turbulenzgrade in der Strömung.



Abbildung 4-10 Übersicht der verwendeten Gitter 01-05 von links nach rechts (Till Biedermann 2018a)

Die Gitter (Tabelle 4-3) wurden nach dem Ansatz von Laws und Livesey so ausgelegt, dass das Verhältnis der Maschenweite H_{Masche} und der Gitterstabbreite d_{Stab} jeweils bei fünf liegt (Laws und Livesey 1978, S. 262). Insgesamt wurden fünf unterschiedliche Turbulenzgitter, welche in Abbildung 4-10 schematisch dargestellt sind, untersucht. Um die erhaltenen Messdaten mit Messdaten ungestörter Zuströmung miteinander vergleichen zu können, wurden zusätzlich Messreihen ohne Gitter, welches nachfolgend als Gitter₀₀ bezeichnet wird, gefahren.

Tabelle 4-3 Übersicht der Gittermaße

Gitter-	dGitterstab	H _{Maschen-} weite	H/d
name	[mm]	[mm]	[]
G00			
G 01	20	100	5
G02	16	80	5
G ₀₃	12	60	5
G ₀₄	8	40	5
G05	4	20	5

Für eine aussagekräftige Auswertung der Messergebnisse, wurden Hitzdrahtmessungen stationär, sowie auch in einem rotierenden System (Drehkanal) durchgeführt.

Die Hitzdrahtmessungen im Rotationskanal wurden mit einer spektralen Auflösung von 10 kHz und einer Abtastrate von 32765 ausgeführt.



Abbildung 4-11 eingebautes Gitter₀₃ (links) für transiente Hitzdrahtmessungen verwendeter Drehkanal (rechts)

Die Hitzdrähte wurden in einen Drehkanal aus Abbildung 4-11, welcher in den Rohrprüfstand integriert wurde, eingesetzt und über den Rohrradius von Rohrwand zur Rohrmitte traversiert, wie es in Abbildung 4-12 dargestellt wird.

In diesen Versuchen wurde nicht die gesamte Strecke von Rohrwand zu Rohrwand vermessen, sondern von kurz vor der Rohrwand bis zur Rohrmitte. Zur Rohrwand hin wurden die Messpunkte mit geringeren Abständen zueinander gewählt, da dort die größten Geschwindigkeits- und Druckgradienten zu erwarten sind. Damit diese detailliert dargestellt werden können, betragen die Abstände der Traversierung von 20 mm von der Rohrwand bis 2 mm an der Rohrwand jeweils nur 2 mm voneinander. Ab 20 mm bis zur Rohrmitte wurden jeweils 10 mm Schritte gewählt. Somit besteht jede Messreihe aus 29 Messpunkten.



Abbildung 4-12 traversierte Messpunkte längst der y-Achse des Rohres

Die Messergebnisse des Rotationskanals wurden über den Umfang gemittelt. Dabei lag die Messdauer für einen Versuchspunkt bei 63 Sekunden, was auch der Dauer einer Umdrehung von 360 ° des Rotationskanals entspricht.

Zuvor wurde außerdem untersucht, ob sich die Drehrichtung des Kanals auf die Messwerte auswirkt. Dabei wurden weder bei der Strömungsgeschwindigkeit noch bei den Messergebnissen des Turbulenzgrades Abweichungen festgestellt, da die Drehgeschwindigkeit ausreichend klein gewählt wurde.

4.1.5 Strömungsprofile

Es wird angenommen, dass über die Strecke Y-achsensymmetrisch gleiche Strömungsbedingungen vorherrschen, weshalb in den Geschwindigkeitsprofilen aus Abbildung 4-13 die Messergebnisse gespiegelt wurden.

Um die Gitter besser miteinander vergleichen zu können, wurden die Geschwindigkeitsprofile (Abbildung 4-13 und Abbildung 4-14), die Verläufe der Standartabweichung (Abbildung 4-15 links) und die Turbulenzgradverläufe von Gitter₀₀ bis Gitter₀₅ (Abbildung 4-15 rechts) jeweils in einem Diagramm dargestellt.

Zum Ausgleich fehlender Drehkanalmesswerte im Bereich der Rohrmitte wurden die jeweils letzten Messergebnisse wiederholt eingesetzt, was man in den folgenden Graphen an den parallel zur X-Achse verlaufenden Geraden erkennen kann. Bei turbulenten Strömungen sind im Vergleich zu laminaren Strömungen im mittleren Bereich des Rohrdurchmessers kaum Veränderungen zu erwarten. Deshalb kann angenommen werden, dass sich die Geschwindigkeiten in diesem Bereich nicht stark verändern werden.

Berücksichtigt man den von Laws und Livesey (Laws und Livesey 1978) vorgeschlagenen Mindestabstand Δz vom Turbulenzgitter zum Ventilator von 10•M zeigt sich, dass bei den Hitzdrahtmessungen im Rotationskanal Gitter₀₃ bis Gitter₀₅ mit ausreichend großem Abstand aufgenommen wurden (Tabelle 4-4). Bei den Messungen im statischen System hatte lediglich das fünfte Gitter einen nach Laws und Livesey hinreichend großen Abstand, weshalb die Messergebnisse für die restlichen Gitter mit Vorsicht zu betrachten sind.

Gitter- name	H _{Maschenweite} [mm]	∆z _{min} [mm]	∆z _{rotierend} [mm]	∆z _{statisch} [mm]
G00				
G ₀₁	100	1000	650	300
G02	80	800	650	300
G ₀₃	60	600	650	300
G ₀₄	40	400	650	300
G 05	20	200	650	300

Tabelle 4-4 Mindestabstand ∆z von dem Turbulenzgitter zum Ventilator

Bei Betrachtung der Geschwindigkeitsverläufe (Abbildung 4-13) im rotierenden Kanal ist zu erkennen, dass die über 360° gemittelten Geschwindigkeiten den zu erwarteten Profilen entsprechen. Lediglich der Verlauf mit Einfluss des Gitters₀₁ weist bei den wandnahen Bereichen unerwartet hohe Geschwindigkeiten auf.

Gitter₀₁ ist das Gitter mit den größten Maschenweiten und Gitterstabbreiten. Es müsste laut Tabelle 4-4 für dieses Gitter ein Abstand zum Ventilator von einem Meter liegen. Da die Richtwirkung in Axialrichtung stattfinden, könnten die isotropen Eigenschaften noch nicht voll ausgebildet sein. Wenn der Verlauf der Standardabweichungen vom ersten Gitter betrachtet wird, sind auch dort die höchsten Werte im Bereich der Rohrwand zu erkennen. Eine mögliche Ursache könnte sein, dass durch die äußeren Gitterstreben eine Interferenz der abgelösten Wirbel mit der Grenzschicht stattfindet.

Vergleicht man die Geschwindigkeitsprofile, welche im Rotationskanal aufgenommen wurden mit denen, die statisch erfasst wurden (Abbildung 4-14) fällt auf, dass diese nicht so gleichmäßig verlaufen. Die zackenförmigen Verläufe könnten daher kommen, dass durch die ebene Traversierung der Einfluss der einzelnen Gitterstreben direkt gemessen wurden und nicht durch Gitterfreie Flächen gemittelt wurde.



Abbildung 4-13 Geschwindigkeitsverteilung aller Gitter - rotierend



Abbildung 4-14 Geschwindigkeitsprofile aller Gitter - statisch

Um die Graphen übersichtlicher darstellen zu können, wurde der Rohrradius dimensionslos dargestellt (Rohrradius • 2/D). So bildet der Wert 0 die Rohrmitte und der Wert 1 die Rohrwand ab.

Auch in den nachfolgenden Graphen in Abbildung 4-15 liegen die Werte im Erwartungsbereich. Lediglich bei Turbulenzgitter G_{03} ist ein Messwert, der von der Kurve abweicht. Dieser könnte durch einen Messfehler entstanden sein, oder auch an der Gittergeometrie liegen, da sich bei der Gitterposition R_90 mm Knotenpunkte der Gitterstreben befinden.



Abbildung 4-15 Verlauf der Standardabweichung der Geschwindigkeit - rotierend (links) Verlauf des dazugehörigen Turbulenzrades – rotierend (rechts)



Abbildung 4-16 Verlauf cstdv - statisch (links), Verlauf des Turbulenzgrades - statisch (rechts)

Vergleicht man die statisch ermittelten Turbulenzgrade (Abbildung 4-16, rechts) mit den im Rotationskanal aufgenommenen Turbulenzgradverläufen (Abbildung 4-15, rechts) fällt auf, dass die prozentualen Turbulenzgrade der statischen Messungen weit über denen der im rotierenden Kanal gemessenen Werten liegen. Dies kann auch in Tabelle 4-6 festgestellt werden. Es könnte daran liegen, dass für die statischen Hitzdrahtmessungen lediglich ein Gitterabstand Δz zum Hitzdraht von 300 mm vorlag, und sich so die generierten Wirbel noch nicht ausreichend vermischen konnten. Eine weitere Ursache könnte sein, dass in der Mitte des Rohrdurchmessers längs der Y-Achse traversiert wurde, wo sich bei jedem Gitter eine Querstrebe befindet, welche höhere Turbulenzgrade erzeugen könnte.

Tabelle 4-5 zeigt an, mit welchen Hitzdrähten die Turbulenzgitter vermessen wurden. Da unterschiedliche Hitzdrähte bei unterschiedlichen Temperaturen verwendet wurden, wurden für die Auswertung unterschiedliche Hitzdrahtkalibrierungsfunktionen benötigt.

Die statischen Hitzdrahtmessungen wurden alle mit einem Hitzdraht (Typ 55_P04) ausgeführt.

Verwendetes Gitter	Mess- nummer	Temp. [°C]	Hitzdraht	Kalibrierfunktion
Gitter00	126	24,7	55_P04	0.1694x ⁵ - 2.8963x ⁴ + 19.904x ³ - 66.582x ² + 113.65x - 76.855
Gitter00	2738	22,2	R31_03	0.0929x ³ + 1.3634x ² - 1.6792x + 2.4059
Gitter00	3950	21,8	R31_03	0.093x ³ + 1.3651x ² - 1.6802x + 2.4059
Gitter01	126	22,4	55_P04	0.1729x ⁵ - 2.9449x ⁴ + 20.154x ³ - 67.138x ² + 114.12x - 76.855
Gitter01	2738	22,2	R31_03	0.0929x ³ + 1.3634x ² - 1.6792x + 2.4059
Gitter01	3950	21,8	R31_03	0.093x ³ + 1.3651x ² - 1.6802x + 2.4059
Gitter02	126	22,8	55_P04	0.1723x ⁵ - 2.9364x ⁴ + 20.11x ³ - 67.041x ² + 114.04x - 76.855
Gitter02	2738	22,2	R31_03	0.0929x ³ + 1.3634x ² - 1.6792x + 2.4059
Gitter02	3950	21,8	R31_03	0.093x ³ + 1.3651x ² - 1.6802x + 2.4059
Gitter03	126	24,2	PO5	0.2559x ³ + 0.1707x2 + 0.3892x + 1.5108
Gitter03	2738	22,2	R31_03	0.0929x ³ + 1.3634x ² - 1.6792x + 2.4059
Gitter03	3941	21,8	R31_03	0.093x ³ + 1.3651x ² - 1.6802x + 2.4059
Gitter04	126	24,2	PO5	0.2559x ³ + 0.1707x ² + 0.3892x + 1.5108
Gitter04	2738	22,2	R31_03	0.0929x ³ + 1.3634x ² - 1.6792x + 2.4059
Gitter05	128	22,4	PO5	0.2584x ³ + 0.1718x ² + 0.3905x + 1.5108
Gitter05	2938	22,2	R31_03	0.0929x ³ + 1.3634x ² - 1.6792x + 2.4059
Gitter05	3950	21,8	R31_03	0.093x ³ + 1.3651x ² - 1.6802x + 2.4059

Tabelle 4-5 Versuchsplan der Gittervermessung im Drehkanal

Ein weiterer Vorteil von Messungen in einem Drehkanal ist, dass die transienten Messergebnisse auch mehrdimensional über den Umfang dargestellt werden können. So wurden mit Hilfe von MATLAB 3-dimensionale Plots erzeugt, welche den Einfluss der Gitter auf die Zuströmeigenschaften visualisieren.



Abbildung 4-17 3D-Plot Axialer Geschwindigkeitsverlauf ohne Gittereinfluss (Gitter₀₀)

Die dreidimensionale Darstellung des Geschwindigkeitsverlaufes innerhalb der Rohrstrecke gibt, genau wie die Graphen aus Abbildung 4-13, den Verlauf der Strömungsgeschwindigkeit wieder, jedoch kann man wie in Abbildung 4-17 in den 3D Plots leichter sehen, an welcher Position im Kanal die Geschwindigkeit, der Turbulenzgrad oder die Standardabweichung hoch oder niedrig ist.



Abbildung 4-18 3D - Geschwindigkeitsverlauf mit Einfluss des Gitters02

Besonders in Abbildung 4-18 ist gut zu erkennen, in welchen Rohrbereichen die Strömungsgeschwindigkeit von den Gitterstreben des Gitters₀₂ beeinflusst wird. Die gleiche Art von 3-dimensionaler Darstellung wurde auch für den Turbulenzgrad und die Standardabweichung der Geschwindigkeit übertragen. Auch dort sind vor allem in den Randbereichen große Veränderungen des Turbulenzgrades zu sehen.



Abbildung 4-19 Verlauf der Standardabweichung der Geschwindigkeit mit Gitter₀₂ (links), dazugehöriger Turbulenzgradverlauf mit Gitter₀₂ (rechts)

Abbildung 4-20 zeigt das Geschwindigkeitsprofil (links) und das dazugehörige Turbulenzgradprofil (rechts) von Gitter₀₃ auf. Dieses Gitter wurde in den Hauptversuchen zur Generierung von Turbulenzen verwendet.

Auch hier entspricht das Strömungsprofil dem zu erwartenden Verlauf turbulenter Strömungsgeschwindigkeiten innerhalb einer Rohrstrecke.



Abbildung 4-20 Turbulentes Geschwindigkeitsprofil mit Gitter₀₃(links) und das dazugehörige Turbulenzgradprofil mit Gitter₀₃ (rechts)

Um den Grenzschichteinfluss auszuschließen, wurden in der Tabelle 4-6 lediglich die gemittelten Werte von der Mitte des Rohres (200 mm) bis 50 mm vor der Rohrwand ausgewertet.

	Gitterbe-	С	Cstdv	tu
	zeichnung	[m/s]	[m/s]	[%]
	Gitter ₀₁	11,27	1,36	12,06
σ	Gitter ₀₂	11,97	1,15	9,67
ren	Gitter ₀₃	11,78	0,83	7,13
rotier	Gitter ₀₄	11,67	0,61	5,27
	Gitter ₀₅	12,19	0,43	3,68
	Gitter ₀₀	13,32	0,35	2,58
	Gitter ₀₁	9,90	3,47	35,2%
statisch	Gitter ₀₂	10,77	3,10	29,0%
	Gitter ₀₃	11,20	2,56	23,1%
	Gitter ₀₄	11,40	1,68	14,8%
	Gitter ₀₅	12,21	0,90	7,3%
	Gitter ₀₀	12,91	0,36	2,8%

Tabelle 4-6 Mittelwerte der für die Gittercharakteristik relevanten Bereiche

4.2 Spektralanalyse und Isotropiebetrachtung

Um die Geschwindigkeitsfluktuationen der Strömung hinter den verschiedenen Gittern vergleichen zu können, werden im nächsten Abschnitt die Turbulenzspektren mit Hilfe von unterschiedlichen Ansätzen untersucht und ausgewertet.



Abbildung 4-21 Ausgewertete Hitzdrahtmesspositionen

Dabei wurden drei Messpositionen des Rohrradius bei 198 mm, 180 mm und 150 mm, welche in Abbildung 3-1 dargestellt sind betrachtet. Diese Positionen wurden ausgewählt, damit der Einfluss der Grenzschicht an der Rohrwand und rohrwandnahen Bereichen mitberücksichtigt werden kann. Bei einem Abstand von fünf Zentimetern von der Rohrwand wird kein Einfluss mehr erwartet, somit kann diese Messposition zum Vergleich angewandt werden. Die Messungen fanden bei einer Drehzahl von 2400 Umdrehungen pro Minute statt.

Um das spektrale Verhalten von Strömungsschwankungen zu analysieren wurden die 1-D Hitzdrahtmesswerte in passende spektrale Funktionen mit Hilfe des Programms Matlab umgewandelt. Dabei spielt vor allem die spektrale Leistungsdichte (engl. Power Spectral Densitiy, PSD) eine große Rolle.

Die Hitzdrahtmessungen wurden in der Rohrstrecke bei einer Abtastrate SR von 32768 Hz (2^{15} Hz) aufgenommen. Dieser Wert wurde bei Matlab zusammen mit der Funktion für das Hamming-Window und der Blockgröße BS von 1024 eingetragen, um mit der Funktion *pwelch* die Spektrale Leistungsdichte PSD zu ermitteln. Dabei ist zu beachten, dass die Kompensation der Fensterfunktion durch die Funktion *pwelch* in Matlab nicht mit dem eigentlichen Faktor ε -korr von 1,13620, sondern mit 1 durchgeführt wurde. Der Unterschied zwischen der Fensterung nach Hamming, zu der nach Hanning ist in Abbildung 4-22 zu erkennen.



Abbildung 4-22 Fensterfunktion nach Hamming und nach Hanning

Fensterfunktion nach Hamming:

$$w(n)_{Hamming} = 0.54 - 0.46 * \cos\left(\frac{2 \pi n}{N-1}\right), n = 0 ... N - 1$$
 Formel 4-11

Fensterfunktion nach Hanning:

$$w(n)_{Hanning} = \frac{1}{2} \left[1 - \cos\left(\frac{2 \pi n}{M-1}\right) \right], \ n = 0 \dots M - 1$$
 Formel 4-12

Die spektrale Leistungsdichte zeigt die Stärke der Turbulenzschwankungen als Funktion der Frequenz an. Somit wird außerdem gezeigt, welche Frequenzschwankungen mehr Energie und welche Schwankungen weniger Energie enthalten. Diese Energie kann innerhalb eines spezifischen Frequenzbereiches ermittelt werden, indem man die spektrale Leistungsdichte über diesen Bereich integriert. Es ist die turbulente Energie, die in den einzelnen spektralen Anteilen steckt.

Im folgenden Fall handelt es sich also um turbulente Druckschwankungen der Geschwindigkeit über der Frequenz.



Abbildung 4-23 Verlauf der spektralen Leistungsdichte aller Gitter bei dem Rohrradius R 198 mm

In Abbildung 4-23 ist die spektrale Leistungsdichte aller Gitter über die Frequenz zu sehen. Dazu wurden die PSD-Werte logarithmisch aufgetragen. Es fällt auf, dass Gitter₀₀ bis Gitter₀₂ und Gitter₀₃ bis Gitter₀₅ jeweils ähnlich verlaufen, was an der Art des Hitzdrahtanemometers und dessen Frequenzauflösung liegen könnte. Für das Gitter₀₀, Gitter₀₁ und Gitter₀₂ wurde eine Hitzdrahtsonde des Typen 55_P04 verwendet, wohingegen für das Gitter₀₃, Gitter₀₄ und Gitter₀₅ der Hitzdraht-Typ P05 angewandt wurde.

Der Verlauf der Gitter₀₃ bis Gitter₀₅ besitzt bis zu einem Frequenzbereich von 4 kHz einem der Literatur gemäßen Verlauf. Bei hohen Frequenzen von 5 bis 10 kHz sind unerwartete Verläufe zu beobachten. Eine Ursache, warum die Leistungsdichte ab dort wieder ansteigt, um danach steil zu sinken, könnte sein, dass die verwendeten Hitzdrahtsonden einen nicht ausreichend feinen Hitzdraht besitzen, welcher die Turbulenzschwankungen in hohen Frequenzen nicht so hochauflösend aufnehmen kann. Allerdings ist der Anteil der spektralen Leistungsdichte in diesem Bereich so niedrig, dass die Werte als nicht pegeldominant angesehen werden können, und dort vernachlässigbar klein sind.

Um die spektrale Leistungsdichte, welche große Ähnlichkeit mit den Turbulenzmodellen von Kármán, Kolmogorov und Liepmann für längsisotrope Turbulenzen aufweist, mit diesen zu vergleichen, wurde im folgenden Abschnitt der spektrale Abgleich nach von Kármán und Liepmann analysiert und verglichen.

Das von Kármán Spektrum ist dafür bekannt, dass es homogene isotrope Turbulenzen repräsentiert. Außerdem kann durch dieses Spektrum das -5/3 Gesetz im Inertialbereich reproduziert werden, wie es in Abbildung 4-24 sehen ist.



Abbildung 4-24 Energiekaskade turbulenter Wellenzahl (J. M. McDonough 2004, S. 48) (links), Prinzipielle Frequenzabhängigkeiten turbulenter Anströmung (Bommes 2003, S. 364) (rechts)

Von Kármán Ansatz:

$$\Phi_{\omega\omega}^{VK}(\omega) = \frac{\overline{\omega}^2 \Lambda_{\omega\omega}}{6\pi c_0} \frac{3+8\left(\frac{K_X}{\kappa_e}\right)^2}{\left[1+\left(\frac{K_X}{\kappa_e}\right)^2\right]^{11/6}}$$
Formel 4-13

$$l_{y}^{VK}(\omega) = \frac{8\Lambda_{\omega\omega}}{3} \left(\frac{\Gamma(1/3)}{\Gamma(5/6)}\right)^{2} \frac{\left(\frac{K_{x}}{\kappa_{e}}\right)^{2}}{\left[3+8\left(\frac{K_{x}}{\kappa_{e}}\right)^{2}\right] \sqrt{1+\left(\frac{K_{x}}{\kappa_{e}}\right)^{2}}}$$
Formel 4-14

Mit reduzierter Wellenzahl:

$$\kappa_{e} = \frac{\sqrt{\pi}}{\Lambda_{uu}} \cdot \frac{\Gamma(5/6)}{\Gamma(1/3)}; \ K_{x} = \frac{\omega}{c_{0}}; \ \omega = 2 \cdot \pi \cdot f$$
 Formel 4-15

Wobei Λ_{ww} das Integrale Längenmaß ist und c_0 die Anströmgeschwindigkeit darstellt. Die reduzierte Wellenzahl wird mit κ_e angegeben, während K_x die Wellenzahl der Strömungsrichtung darstellt. Liepmann hat herausgestellt, dass die längsverlaufenden Korrelationskoeffizienten der Messdaten mit folgendem Gesetz approximiert werden können (Till Biedermann 2015).

$$\begin{split} \varphi_{\omega\omega}^{L}(\omega) &= \frac{\overline{\omega}^{2}\Lambda_{\omega\omega}}{2\pi c_{0}} \frac{1+3K_{x}^{2}\Lambda_{\omega\omega}^{2}}{\left(1+K_{x}^{2}\Lambda_{\omega\omega}^{2}\right)^{2}} \\ I_{y}^{L}(\omega) &= \frac{3\pi\Lambda_{\omega\omega}}{2\sqrt{1+K_{x}^{2}\Lambda_{\omega\omega}^{2}}} \frac{K_{x}^{2}\Lambda_{\omega\omega}^{2}}{1+3K_{x}^{2}\Lambda_{\omega\omega}^{2}} \\ \Phi_{uu}^{L}(\omega) &= \frac{\overline{u'^{2}}\Lambda}{\pi c_{0}} \cdot \frac{1}{1+K_{x}^{2}\Lambda^{2}} \\ G_{Kolmogov} &= \exp\left(\left(\frac{-9}{4}\right) \cdot \left(\frac{K_{x}}{K_{\eta}}\right)^{2}\right) \\ \end{split}$$
Formel 4-16
Formel 4-17
Formel 4-18

Mit der Konstante K_{η} , welche den Grad des Gefälles in hohen Frequenzbereichen beschreibt:

 $K_n \approx 4.3 \cdot 10^3 m^{-1}$ Formel 4-20

Angepasste Konstante K_{η} nach Rozenberg (Yannick Rozenberg 2007):

$$K_{\eta} \approx 4.8 \cdot 10^3 m^{-1}$$
 Formel 4-21

Wie bei der Betrachtung der spektralen Leistungsdichte über die Frequenz (Abbildung 4-23), ist in Abbildung 4-25 ein ähnlicher Verlauf zu sehen. Dies ist zu erwarten, da bei dem Spektralabgleich nach Liepmann der Verlauf in den hohen Frequenzbereichen angepasst wurde. Die folgenden Graphen sind somit dimensionslose Darstellungen der umgerechneten spektralen Leistungsdichte über der dimensionslosen Strouhal-Zahl.



Abbildung 4-25 Spektralabgleich nach Liepmann – alle Gitter bei der Messposition R_198 mm

Es fällt auf, dass die angepassten Verläufe von Gitter₀₁ bis Gitter₀₂ sehr nahe an der analytisch prognostizierten Liepmann-Kurve liegen. Daraus kann geschlossen werden, dass wie erwartet isotrope Strömungsverhältnisse innerhalb der Rohrstrecke herrschen.



Abbildung 4-26 Spektralabgleich nach Liepmann mit Einfluss des Gitters02

In Abbildung 4-26 sind die angeglichenen spektralen Verläufe mit Einfluss vom Gitter₀₂ zusammen mit der f⁻⁷ und der f^{-3/5} Geraden, welche im nächsten Absatz näher erläutert werden, aufgetragen. Genau, wie in Abbildung 4-27 (links) folgen die drei Kurven mit Einflusses des Gitters₀₁ der zu erwartenden Liepmann-Kurve. Dies lässt auf isotrope Turbulenzkonditionen schließen. Die grüne Kurve stellt die Messpunkte dar, welche sich am nächsten zu der Rohrwand befinden, was auf die etwas höheren Verläufe hindeuten könnte. An den wandnahen Bereichen ist es möglich, dass sich die Grenzschichten mit den entstehenden Wirbeln vermischen.



Abbildung 4-27 Spektralabgleich nach Liepmann Gitter₀₁ (links) und Gitter₀₃ (rechts)



Abbildung 4-28 Spektralabgleich nach Liepmann Gitter04 (links) und Gitter05 (rechts)

Anders sieht es bei dem Vergleich der Spektralkurven mit Einfluss von Gitter₀₃ bis Gitter₀₅ aus. Hier fallen die Verläufe für die unterschiedlichen Messpositionen nicht aufeinander. Die gemessenen Kurven folgen weitestgehend der Liepmann-Kurve, jedoch weisen sie in den Bereichen großer Strouhal-Zahlen ein geringeres Gefälle auf.

Da bei der Betrachtung der angepassten Spektralverläufe von Gitter₀₃, Gitter₀₄ und Gitter₀₅ in Abbildung 4-28 unerwartete Turbulenzgradverläufe aufgetreten sind, wie es schon bei den PSD-Verläufen zu beobachten war, wurden zusätzlich die statischen Hitzdrahtmessungen spektral ausgewertet. Diese Messreihen wurden für alle Gitter mit einem Hitzdraht des Typs 55_P04 durchgeführt, so können die gewonnenen spektralen Daten besser miteinander verglichen werden.



Abbildung 4-29 Spektralabgleich nach Liepmann mit Einfluss des Gitters₀₂ – statisch

Abbildung 4-29 veranschaulicht, wie nah die gemessenen, angepassten Verläufe an der analytischen Liepmann-Kurve liegen. Auch anhand der eingefügten Geraden kann an dem f^{-5/3} Ansatz von Kolmogorov und dem f⁻⁷ Gesetz nach Heisenberg und Kolmogorov erkannt werden, dass die Verläufe den Linien folgen, was auf isotrope, homogene Turbulenzbedingungen hinweist (Abbildung 4-24).

Der Bereich proportional f^{-5/3} kennzeichnet den Gleichgewichtsbereich des Energiespektrums, während f⁻⁷ die Transition in den Dissipitationsbereich darstellt (Carolus 2013, S. 105).

Der gleiche Trend lässt sich bei allen Gittereinflüssen, welche im statischen Rohr vermessen wurden, erkennen. So folgen die in Abbildung 4-27 und Abbildung 4-28 gezeigten Kurven der Liepmann-Linie sowie der f^{-5/3} und der f⁻⁷ und Geraden.



Abbildung 4-30 Spektralabgleich(statisch) nach Liepmann Gitter01 (links) und Gitter03 (rechts)

In Abbildung 4-30 und Abbildung 4-31 ist zu erkennen, dass alle Kurven sich der prognostizierten Linie annähern. So können die spektralen Verläufe der im Rotationskanal aufgenommenen Messwerte vernachlässigt werden. Die Vermutung, dass die abweichenden Verläufe aufgrund der verwendeten Hitzdrähte entstanden sind, wird anhand der statischen Messergebnisse bestärkt.



Abbildung 4-31 Spektralabgleich(statisch) nach Liepmann Gitter₀₄ (links) und Gitter₀₅ (rechts)

Bei turbulenten Strömungsverhältnissen und hohen Reynoldszahlen wird Energie in die Strömung gebracht. Laut statistischer Betrachtung von Kolmogorov können große Wirbel bis hin zu kleinsten Wirbeln in einer Energiekaskade beschrieben werden. In Abbildung 4-32 ist diese Kaskade exemplarisch für das Gitter₀₂ dargestellt. Innerhalb des Inertialbereiches wird Turbulente Energie der Zuströmung entzogen und an die nächstkleineren Wirbel übergeben. Danach wird die Energie der kleinsten Wirbelstrukturen innerhalb des Dissipationsbereichs durch Reibung in Wärme umgewandelt.



Abbildung 4-32 Energiekaskade für den statischen Fall mit Einfluss des Gitters01

$$S_u = 10 \cdot \log_{10}(\Lambda_{uu}(f)/c_0^{0.5})$$

Formel 4-22

5 Design of Experiments

In diesem Kapitel wird nähergebracht, wie das Versuchssystem gewählt wurde, damit es für eine DoE Betrachtung in Frage kommt. Einstellparameter, Zielgrößen sowie die Erstellung von Versuchsplänen werden im Folgenden genauer beschrieben.

5.1 Versuchssystem



Abbildung 5-1Schematische Darstellung des Versuchsystems

Wie in Kapitel 2.1.2 erklärt wurde, besteht das Versuchssystem aus Einstellparametern und Einflussparametern, welche auf das System einwirken. Die darauf antwortenden Zielgrößen, sind die Kenngrößen, die aus dem System herausgehen. Die Zielgrößen sind mit dem Volumenstrom, dem Differenzdruck und dem Systemwirkungsgrad aerodynamischer, aber auch mit dem Schalldruck saugseitig sowie druckseitig aeroakustischer und der Beschleunigung vibroakustischer Natur.

Tabelle 5-1 Übersicht der Zielgrößen

A	Aerodynamik			Aeroakustik		
$\Delta \mathbf{p}_{fan}$	V_{pkt}	η_{System}	$p_{effsaug}$	$P_{effdruck}s$	${f p}_{ m eff}$ Schlitzrohrs	a _{acc}
Ра	m³/s	%	Ра	Ра	Ра	m/s²

5.2 Einstellparameter

Wie in Kapitel 2.1.2 beschrieben wurde, müssen Einstellparameter sowie Zielgrößen vor der Versuchsplanung definiert werden. Um Axialventilatoren aeroakustisch zu vermessen und so beispielsweise Drossel- und Anlagenkennlinien aufzunehmen, sind vor allem Parameter, wie die Drehzahl und der Drosselzustand von großer Bedeutung. Um den Einfluss der Turbulenzgitter auf das System zu untersuchen, musste im Vorhinein überlegt werden, wie dieser als Einflussvariabel repräsentierbar angewandt werden kann.

5.2.1 Variation der Drehzahl

Da die Drehzahl anhand der prozentualen Pulsweitenmodulation (PWM) des Ventilators eingestellt wird, wurde im Vorfeld ermittelt, welche Drehzahlen zu welcher PWM zugeordnet werden müssen.



Abbildung 5-2 Drehfrequenzermittlung (bei einer prozentualen PWM von 50 %)

In Abbildung 5-2 ist die zur mittleren PWM (50 %) gehörige Drehzahl mit ihren Blattfolgefrequenzen dargestellt. Da bei der Messung eine Frequenzauflösung von 1 Hz eingestellt wurde, kann die Spitze des Peaks bei 27,5 Hz nicht dargestellt werden. Der Peak sollte sich zwischen 27 und 28 Hz befinden.

Um zu überprüfen, ob die Drehzahl bei sich änderndem Drosselzustand konstant bleibt, wurde eine Versuchsfahrt mit einer Drehzahleinstellung bei sich stetig verändernden Drosselzuständen gefahren.



Abbildung 5-3 Spektrogramm der Drehzahl und dessen harmonischen Vielfachen bei sich änderndem Drosselzustand

Wie man anhand der parallel verlaufenden Linien in Abbildung 5-3 erkennen kann, verändert sich die Drehzahl bei einem sich ändernden Drosselzustand nicht. Die unterste Gerade bleibt konstant bei 27,5 Hz, während dessen darüberliegenden Blattfolgefrequenzen ebenfalls unverändert auf einer parallelen Gerade bleiben. Zwar sind leichte Schwankungen ab der dritten Blattfolgefrequenz zu erkennen, jedoch sind diese dann, je nach BFF, um ein Mehrfaches verstärkt. Durch diese Erkenntnis ist es möglich, den Drosselzustand als Einstellparameter für die statistische Versuchsplanung zu verwenden.

5.2.2 Variation des Drosselzustandes

In Voruntersuchungen wurden Versuche durchgeführt, um geeignete Drosselabstände zu ermitteln. Hierzu wurde die in Kapitel 2.2.1 beschriebene dimensionslose Kenngröße Lieferzahl bestimmt. Die Messergebnisse wurden Dimensionslos aufgetragen, um eine Regressionsfunktion für den Abstand der Drosselung zu bestimmen.

Um vergleichbare Verhältnisse zur späteren statistischen Versuchsdurchführung zu erzielen, wurde das Gitter₀₃ am Zentralpunkt 300 mm vor dem Axialventilator platziert.



Abbildung 5-4 Volumenstrom über Drosselabstand (links), Dimensionslose Lieferzahl über Drosselabstand (rechts)

Zunächst wurde bei drei unterschiedlichen Drosselzahlen (1000 1/min, 1500 1/min und 2000 1/min) Drosselkennlinien gefahren, um den geförderten Volumenstrom über den jeweiligen Drosselabstand Δd zu ermitteln. Dabei repräsentiert der Drosselzustand 0 mm den geschlossenen Zustand und 26,23 mm den geöffneten Zustand.

In Abbildung 5-5 wurden die drei verschiedenen Durchflussraten über den Drosselabstand aufgetragen. Die zu sehenden Trendlinien folgen einer polynomischen Funktion zweiten bis dritten Grades.



Abbildung 5-5 dimensionslose Lieferzahl über den Volumenstrom (links), Dimensionslose Lieferzahl über den Drosselzustand (rechts)

Damit die Lieferzahl unabhängig von der Drehzahl gezeigt werden kann, wurde sie, wie in Kapitel 2.2.1 erwähnt, dimensionslos gemacht und in ein weiteres Diagramm eingetragen. Dadurch fallen die Messpunkte, wie in Abbildung 5-5Abbildung 5-5 zu beobachten ist, aufeinander. Nur so ist gegeben, dass für alle Drehzahlen die gleichen Bedingungen für den dazugehörigen Drosselabstand herrschen. Um den Gitterabstand so einzubringen, dass er als Parameter für eine statistische Modellbildung geeignet ist, musste eine Funktion hergeleitet werden, die den Abstand als Funktion des Volumenstroms beschreibt. Dies wurde erzielt, indem das Verhältnis des Durchsatzes zum maximalen Durchsatz von 1 abgezogen wurde.

$$Q\% = 1 - \frac{\dot{v}}{\dot{v}_{max}}$$

Formel 5-1

Drosselbstand [mm]	V 1000 [m³/s]	V 1500 [m³/s]	V 2000 [m³/s]	1-V/V _{max} 1000 [%]	1-V/V _{max} 1500 [%]	1-V/V _{max} 2000 [%]
262,3	0,564	0,869	1,158	0,0%	0,0%	0,0%
124,0	0,489	0,762	1,034	13,3%	12,3%	10,7%
105,0	0,474	0,718	0,954	15,9%	17,4%	17,6%
93,0	0,443	0,670	0,900	21,3%	22,9%	22,3%
82,5	0,415	0,633	0,847	26,4%	27,1%	26,9%
74,0	0,355	0,539	0,782	37,0%	38,0%	32,5%
65,0	0,336	0,501	0,679	40,4%	42,4%	41,3%
55,5	0,316	0,465	0,628	44,0%	46,5%	45,8%
46,0	0,272	0,410	0,543	51,8%	52,8%	53,1%
38,8	0,236	0,360	0,489	58,2%	58,6%	57,8%
30,0	0,197	0,306		65,1%	64,8%	
23,5	0,157	0,240		72,1%	72,4%	
2,0	0,063	0,154		88,8%	82,3%	
0,0	0,000	0,000	0,000	100,0%	100,0%	0,0%

Tabelle 5-2 Volumenstrommesswerte und Q% der verschiedenen Drehzahlen

In Tabelle 5-2 sind die gefahrenen Drosselungszustände, die von der Drehzahl abhängigen Volumenströme und deren Prozentualen Verhältnisse Q% aufgelistet, welche im nachfolgenden Diagramm (Abbildung 5-6) dimensionsbehaftet aufgetragen wurden. Da dort die Trendlinien aller Drehzahlen aufeinander fallen, konnte eine Regressionsfunktion sechster Ordnung hergeleitet werden, mit welcher zu jedem Q% drehzahlunabhängig der passende Drosselabstand Δz berechnet werden kann. Dabei steht das x der Trendlinienfunktion für (1-V/V_{max}).



Abbildung 5-6 Drosselabstand Ad über den Drosselzustand Q

Da so überprüft worden ist, ob Drehzahl und Drosselzustand voneinander unabhängig sind, konnte als zweiter Einstellparameter der Drosselzustand Q gewählt werden.

5.2.3 Variation des Turbulenzgrades

Wie in Kapitel 4.1 beschrieben, kann der Turbulenzgrad mittels unterschiedlicher Turbulenzgitter beeinflusst werden. Da die Einstellparameter allerdings Stufenlos einstellbar sein sollen, konnten die fünf verwendeten Gitter nicht als Einflussparameter fungieren.
Um eine Annäherung zu treffen, wie sich der Turbulenzgrad Tu mit steigendem Gitterabstand ∆z verhält, wurde der analytische Verlauf in Anlehnung an die Berechnungsgrundlage für ein Shear Stress Transport SST Turbulenzmodell von Ansys CFX kalkuliert.

Zur analytischen Prognose des Turbulenzgradverlaufes bei steigendem Gitterabstand Δz wurde folgende Formel verwendet:

$$Tu_{a} = \left(Tu_{inlet}^{2} \left[1 + \frac{3 \rho \dot{V} \Delta z \beta Tu_{inlet}^{2}}{2 \mu \left(\frac{\mu t}{\mu}\right)} \right]^{-\frac{\beta *}{\beta}} \right)^{0,5}$$
 Formel 5-2

Wobei Tu_{inlet} der Turbulenzgrad unmittelbar hinter dem Turbulenzgitter ist, ρ die Dichte der durch das Rohr strömenden Luft mit 1,19 kg/m³, V der Volumenstrom mit 10 m³/s, μ die dynamische Viskosität mit 1,92·10⁻⁵, μ t die Eddy-Viskosität und Δz der Gitterabstand ist.

Folgende Gleichung wird verwendet, um die Eddy-Viskosität zu ermitteln:

$$\mu_{t} = \frac{\rho \cdot k_{inlet}}{\omega_{inlet}}$$
 Formel 5-3

Mit der spezifischen Dissipationsrate:

$$\omega_{\text{inlet}} = \frac{\rho \cdot k_{\text{inlet}}}{\mu} \left(\frac{\mu_{\text{t}}}{\mu}\right)^{-1}$$
Formel 5-4

Die turbulente kinetische Energie k_{inlet} kann wie folgt berechnet werden:

$$k_{inlet} = \frac{3}{2} \cdot Tu^2 \cdot \dot{V}^2$$
 Formel 5-5



Abbildung 5-7 Analytischer Turbulenzgradverlauf bei steigendem Gitterabstand Δz

Eine weitere Möglichkeit zur Variation des Turbulenzgrades ist das Verändern des Gitterabstandes Δz_{Gitter} zum Axialventilator. Um vergleichbare Veränderungen des Turbulenzgrades zu erzielen wurde ein einziges Gitter vermessen. Dabei fiel die Wahl auf das Turbulenzgitter₀₃, welches die mittleren Geometriedaten aller fünf Gitter repräsentiert. Ein weiteres Argument für dieses Gitter ist, dass der Abstand zum Axialventilator, dank seiner nicht sehr großen Maschenweiten und Gitterstäbe, nicht so groß, wie bei Gitter₀₄ und Gitter₀₅ sein muss.

5.3 Versuchspläne

Nachstehend werden die Versuchspläne der einzelnen Model-Ansätze beschrieben und dargestellt. Die Tabellen, welche die normierten Versuchspunkte sowie die auf die Einstellparameter angepassten Versuchspläne zeigen, können dem Anhang A entnommen werden.

5.3.1 Box-Behnken Versuchsplan

Das Box-Behnken Design (BBD) ist ein dreistufiger Versuchsplan, bei dem sich die Versuchspunkte in der Mitte der Kanten des Modellraumes befinden, d.h., dass die zwei verbleibenden Einstellparameter auf mittlerem Level verbleiben, während der Dritte das Minimum oder Maximum anfährt (Abbildung 5-8).



Abbildung 5-8 schematische Darstellung des normierten Box-Behnken Versuchsraums (Till Biedermann 2018b)

Box-Behnken Versuchspläne sind vor allem dann von Vorteil, wenn die Einstellparameter in den Eckpunkten eines Versuchsraums schwer oder nicht zu realisieren sind.

5.3.2 Zentral Zusammengesetzter Versuchsplan

Im Gegensatz zu dem Box-Behnken Design befinden sich bei dem zentral-zusammengesetzten Design (ZZD) alle Faktorstufen für den vollfaktoriellen Kern auf lokalen Maxima/Minima, während zusätzliche Sternpunkte existieren, welche die Systemgrenzen abdecken Abbildung 5-9).



Abbildung 5-9 Zusammensetzung eines ZZD mit zwei Faktoren (Gundlach 2004, S. 71)

Im Zusammenhang dieser Thesis handelt es sich um einen fünfstufigen Versuchsplan, welcher orthogonale und drehbare Eigenschaften aufweist (Abbildung 5-10).



Abbildung 5-10 schematische Darstellung des normierten zentral-zusammengesetzten Versuchsraums (Till Biedermann 2018b)

Beide Ansätze erlauben eine Modellbildung mit Funktionen erster und zweiter Ordnung.

5.3.3 Latin Hypercube Modell

Für den letzten Modellansatz mit höherer Komplexität wurde ein Design der künstlichen neuronalen Netze verwendet. Das n-stufige Latin-Hypercube Design LHD, welches ursprünglich vom "Machine-Learning" kommt findet hauptsächlich im Bereich der numerischen Simulationen Verwendung. Dieses Modell beinhaltet keine Faktorwiederholungen im Versuchsraum. Das bedeutet, dass Faktorkombinationen der Einstellparameter nur einmalig vorkommen, um den Informationsaufschluss so groß, wie möglich zu halten. Die Versuchspunkte haben über die Hyperparameter genau die gleichen Abstände, jedoch in zufälliger Kombination (Patrick Koch 2017).

Für die Modellbildung des Latin-Hypercube Designs dieser Thesis wurden von 10.000 Plänen über den MiniMax Algorithmus der Versuchsplan ausgewählt,



dessen Versuchspunkte den maximalen Informationsgewinn erlauben. Der Versuchsraum wird in Abbildung 5-11 schematisch abgebildet.

Das Latin-Hypercube Design dient als Input für neuronale Netze, welche über die Methode der Fehlerrückführung trainiert werden. Die Komplexität ist im vorliegenden Fall auf 27 Gewichte beschränkt, um einer Überanpassung an die Modelldaten vorzubeugen.

5.3.4 Testpunkte

Um die Genauigkeit und somit die Effizienz der drei Modellansätze zu validieren, wurden zusätzlich 10 Testpunkte vermessen, welche in Abbildung 5-12 zu sehen sind. Diese Testpunkte sind unabhängig von den statistischen Ansätzen und beinhalten auch Versuchspunkte im "worst-case-Szenario". Das heißt, dass auch Testpunkte in den äußeren Ecken des Versuchsraumes gelegt wurden, welche üblicherweise schwer zu approximieren sind.

Abbildung 5-11 schematische Darstellung des normierten Latin Hypercube Versuchsraums (Till Biedermann 2018b)



Abbildung 5-12 normierte Darstellung der zur Modellvalidierung gefahrenen Testpunkte (Till Biedermann 2018b)

5.4 Versuchsdurchführung

Vor allem für Versuche, die statistisch ausgewertet werden, ist es wichtig, dass sehr genau gemessen wird. Alle bekannten und unbekannten Störguellen- und Einflüsse sollten vermieden werden. Wenn ein Störeinfluss nicht vermieden werden kann, sollte darauf geachtet werden, dass dieser in allen Messreihen gleich vorkommt (Mario Adam 2017). Um ungenaue Einstellungen der Einflussparameter verhindern zu können, wurden diese bei den Messungen jedes Mal neu eingestellt. So wurde zum Beispiel bei aufeinanderfolgenden Messungen mit gleichem Drosselzustand Q die Drossel wieder ausgefahren, um sie dann wieder auf diesen Abstandspunkt zu fahren. So wurde auch die Drehzahl des Rotors immer wieder neu justiert und abgewartet, bis sich die gewünschte Drehzahl wieder eingestellt hat. Um eine möglichst genaue statistische Aussagefähigkeit zu erzielen, wurden die Versuche in randomisierter Reihenfolge gefahren, was bedeutet, dass die Reihenfolge zufällig gewählt wurde und nicht so, wie der Versuchsplan es vorgibt. Des Weiteren wurden Mehrfachmessungen des Zentralpunktes der Modelle durchgeführt, damit die Qualität der Daten möglichst hoch ist, um möglichst genaue Ergebnisse bei der statistischen Versuchsplanung zu erzielen.

Außerdem ist es wichtig, dass die Einheit des Schalldruckpegels in Pascal dargestellt wird und nicht in Dezibel. DoE basiert auf der Annahme von normalverteilten Daten, weswegen die aeroakustischen Messdaten in Pascal angegeben werden müssen. Durch die logarithmische Skalierung würde sich das Konfidenzinterwall verschieben, wodurch ein höheres Bestimmtheitsmaß suggeriert werden würde. Auch dadurch, dass die Differenz zwischen dem Verhältnis von prognostizierten und gemessenen Werten durch die logarithmische Skalierung kleiner als bei linearer Skalierung ist, kann es zu höheren Bestimmtheitsmaßen kommen.

Die Umsetzung der Versuchsmodelle fand für die aeroakustischen Zielgrößen bei einer Abtastrate von 44,1 kHz und einer Blockgröße von 32768 (2¹⁵) statt. Die Messlänge eines Versuchspunktes lag bei 74 Sekunden. Gefenstert wurde das Signal mit einem Hanning-Window bei einer Überlappung von 66%.

Die aerodynamischen Kenngrößen wurden mit Hilfe von Dasylab nach 20-facher Mittelung aufgezeichnet.

6 Versuchsauswertung

Das folgende Kapitel beinhaltet die Auswertung der drei Modellansätze. Sie wurden miteinander verglichen und auf ihre Eignung für die Prognose der Zielgrößen überprüft. Außerdem wurden die Bestimmtheitsmaße der Modelle berechnet, mit den Testdaten abgeglichen und validiert.

6.1 Wirkparameter

Mit Hilfe der Wirkparameteruntersuchung kann herausgestellt werden, welche Haupteinflussparameter eine Zielgröße hat und welche quadratischen und linearen Abhängigkeiten bestehen. So wird Aufschluss über mögliche Wechselwirkungen oder auch Scheinwirkungen gewonnen.

6.1.1 Paretodiagramme – Einflussparameter auf die Zielgröße

Paretodiagramme veranschaulichen die Wirkung der einzelnen linearen und quadratischen Einflussgrößen auf die jeweilige Zielgröße. Parameter unterhalb der Signifikanzgrenze von 5 % (rote Linie) liegen unterhalb des statistischen Rauschens und können dem Fehlerterm zugeordnet bzw. vernachlässigt werden. Verstärkende Einflussgrößen sind mit einem positiven und hemmende Einflussgrößen mit einem negativen Vorzeichen versehen. Die beeinflussenden Effekte sind dabei von der Größe der Wirkung auf die Zielgröße aufgetragen.

Für die Zielgröße Δp_{fan} kann laut des Paretodiagramms in Abbildung 6-1 (aufgrund der Auswertung des Box-Behnken Designs) der Gitterabstand Δz vernachlässigt werden. Alle Faktorkombinationen, die den Gitterabstand beinhalten liegen links von der Signifikanzgrenze. Dieser Parameter fällt somit unterhalb des statistischen Rauschens.



Abbildung 6-1 Paretodiagramm für den Differenzdruck BBD

Wie zu erwarten, ist der Volumenstrom stark von dem Drosselzustand abhängig. Dieser wirkt sich stark negativ auf die Zielgröße aus, was bedeutet, dass der geförderte Volumenstrom umso stärker sinkt, je weiter die Drossel geöffnet ist (Abbildung 6-2).



Abbildung 6-2 Paretodiagramm für den Volumenstrom BBD

Betrachtet man das Diagramm aus Abbildung 6-3, kann festgestellt werden, dass der Gitterastand ∆z laut Auswertung des zentral-zusammengesetzten Designs keinen Einfluss auf den Schalldruck druckseitig hat.



Abbildung 6-3 Paretodiagramm für den effektiven Schalldruck druckseitig ZZD

Das Paretodiagramm aus Abbildung 6-4 veranschaulicht, dass der Gitterabstand sowie der Drosselzustand (linear) einen vernachlässigbar kleinen Einfluss auf den saugseitigen Schalldruck haben. Die Haupteinflussfaktoren stellen die Drehzahl (linear) und der Drosselzustand (quadratisch) dar.



Abbildung 6-4 Paretodiagramm für die Beschleunigung ZZD

Wie zu erwarten, haben der Drosselzustand Q und die Drehzahl n bei allen Zielgrößen und Modellen den größten Einfluss und sind somit Haupteinflussparameter.

6.1.2 Konturplots – Flächendiagramme

Flächen- oder auch Konturplots visualisieren den Einfluss zweier Einstellparameter auf die Zielgröße, während der dritte Einstellparameter auf der Position des Zentralpunktes verbleibt. So wird das Verhältnis zwischen den Faktoren und den reagierenden Variablen deutlich. Aus ihnen können die optimalen Einstellungen für die Einflussparameter abgelesen werden.

Vergleicht man beispielsweise die Konturen der aerodynamischen Zielgrößen, kann man für alle drei Modellansätze ähnliche Verläufe erkennen (Abbildung 6-5). Beim BBD und ZZD sind hauptsächlich lineare und quadratische Hauptwirkungen zu sehen, während beim LHD durch die Abbildbarkeit Funktionen n-ter Ordnung die Konturen auch eckig dargestellt werden können.

Hinsichtlich der Konturen des Differenzdruckes kann abgelesen werden, dass der Faktoreffekt größtenteils linear vorliegt. Hinzu kommen Wechselwirkungseffekte zwischen den Einstellparametern Drehzahl und Drosselzustand.

Größere Unterschiede sind bei der Betrachtung der aeroakustischen Ergebnisse zu sehen (Abbildung 6-6). Die Verläufe des Box-Behnken Designs und des zentral-zusammengesetzten Designs ähneln sich stark in ihrer Form und Kontur. Das LHD, welches vor allem bei den aeroakustischen Zielgrößen signifikant höhere Bestimmtheitsmaße aufweist, stellt differenziertere und komplexere Konturen dar.

Deutlicher können die Wechselwirkungen der Einstellparameter mit Hilfe von drei dimensionalen Konturplots gezeigt werden (Abbildung 6-7 und Abbildung 6-8).

Unter Zuhilfenahme der z-Achse kann die reagierende Zielgröße und dessen Grenzen schneller abgelesen werden. In Abbildung 6-7 fällt auf, dass die Flächenverläufe für den Differenzdruck ∆p_fan bei allen Modellen ähnlich verlaufen. Lediglich das BBD besitzt etwas höhere Maximalwerte der Zielgrößen. Auch die Verläufe des Volumenstroms ähneln sich, jedoch weist der Verlauf des LHD bei stark gedrosseltem Zustand einem annähern gleich bleibenden Volumenstrom auf. In Abbildung 6-8 kann bei der Akustik saug- sowie druckseitig erkannt werden, dass die höchsten effektiven Schalldruckpegel im Bereich hoher Drehzahlen und mittlerem Drosselzustand aufzufinden sind. Das Flächendiagramm des LHD weist in dem Bereich einen deutlichen Peak auf, bei welchem höhere Werte abzulesen sind, als beim BBD und ZZD. Wie im weiteren Verlauf der Thesis deutlich wird, weist das LHD bei der Prognose der aeroakustischen Zielgrößen die höchste Genauigkeit auf. Bei der Betrachtung der Beschleunigung treten die maximalen Werte im mittleren Drehzahlbereich (ca. 1500 1/min) auf. Während diese beim BBD sowie ZZD annähern konstant mit steigendem Drosselzustand bleiben, steigt der Verlauf beim LHD deutlich an.



Abbildung 6-5 Konturplots der aerodynamischen Zielgrößen, während der Gitterabstand beim Zentralpunkt 0 (Az von 300 mm) verweilt



Abbildung 6-6 Konturplots der aero- und vibroakustischen Zielgrößen, während der Gitterabstand beim Zentralpunkt 0 (Az von 300 mm) verweilt



Abbildung 6-7 3D Konturplots der aerodynamischen Zielgrößen, während der Gitterabstand beim Zentralpunkt 0 (Az von 300 mm) verweilt



Abbildung 6-8 3D Konturplots der aero- und vibroakustischen Zielgrößen, während der Gitterabstand beim Zentralpunkt 0 (Δz von 300 mm) verweilt

6.2 Prognosewerte

Da das primäre Ziel der statistischen Versuchsplanung die Vorhersage von reagierenden Zielgrößen ist, werden in folgendem Kapitel die Prognosewerte erläutert und ausgewertet.

6.2.1 Regressionsfunktionen

Mit Hilfe von Regressionsfunktionen können für das Box-Behnken Design und das zentral-zusammengesetzte Design die Zielgrößen mathematisch prognostiziert werden. Dazu werden die Regressionskoeffizienten aus Tabelle 6-1 zusammen mit den Einflussgrößen zu Regressionsfunktionen zusammengefasst, um für jegliche Größen der Einstellparameter eine gewünschte Zielgröße zu berechnen.

Regressionsfunktion für eine beliebige Zielgröße:

$$z = A1 - 0,442714 \cdot \Delta z + A3 \cdot \Delta z^{2} + A4 \cdot n + A5 \cdot n^{2} + A6 \cdot Q\% + A7 \cdot Q\%^{2} + A8 \cdot \Delta z \cdot n + A9 \cdot \Delta z \cdot Q\% + A10 \cdot n \cdot Q\%$$
 Formel 6-1

Regressionsfunktion für die Zielgröße Δp_{fan} :

$$\Delta p \text{ fan} = 162,2459 - 0,1070 \cdot \Delta z + 0,0002 \cdot \Delta z^2 - 0,1995 \cdot n + 0,0001 \cdot n^2 - 1,6502 \cdot Q\% + 0,0052 \cdot Q\%^2 + 0 \cdot \Delta z \cdot n - 0,0003 \cdot \Delta z \cdot Q\% + 0,0016 \cdot n \cdot Q\%$$
Formel 6-2

		Regro	essionsko	effizienten	w/o Lin*Qua	d	
	∆p Fan	V_pkt	η_syst.	p_saugs.	p_drucks.	p_SR	Beschl.
MW/Konstante	162,2459	-0,442714	-25,6748	-1,3262	-0,5313	-0,2955	-34,5872
Δz (L)	-0,1070	0,000868	0,0602	0,0003	0,0004	-0,0001	0,0145
Δz (Q)	0,0002	-0,000001	-0,0001	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
n (L)	-0,1995	0,001017	0,0524	0,0003	-0,0005	-0,0009	0,0471
n (Q)	0,0001	0,000000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
Q% (L)	-1,6502	-0,000575	0,3881	0,0326	0,0256	0,0295	0,0217
Q% (Q)	0,0052	0,000018	-0,0052	-0,0003	-0,0002	-0,0002	-0,0001
∆zL*nL	0,0000	0,000000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
Δz L * Q% L	-0,0003	-0,000002	-0,0002	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
n L * Q% L	0,0016	-0,000006	-0,0001	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000

Tabelle 6-1 Regressionskoeffizienten zur Bestimmung der Regressionsfunktionen für das ZZD

Mittels der berechneten Regressionsfunktionen können innerhalb der Prognose-Beobachtungsplots (Abbildung 6-9 und Abbildung 6-10) die prognostizierten Zielgrößen über die tatsächlich gemessenen Zielgrößen aufgetragen werden. Im idealen Fall würden sich bei perfekter Anpassung der Modelle alle Werte auf der 1:1 Diagonalen (rot gestrichelte Linie) befinden. Zusätzlich zu den Versuchsdaten wurden die Daten des Test-Modells zur Validierung in die Diagramme aufgenommen. BBD

ZZD

LHD



Abbildung 6-9 Prognose – Beobachtungsplots der aerodynamischen Zielgrößen



In Abbildung 6-9 wird deutlich, dass der Volumenstrom für alle drei Modelle sehr gut approximiert wurde, da sowohl die Modelldaten als auch die Testpunkte alle dicht an der Diagonalen liegen. Beim Vergleich des Box-Behnken Designs und des zentral zusammengesetzten Designs fällt auf, dass vor allem die Testdaten beim saugseitigen und druckseitigen Schalldruck eine hohe Streuung aufweisen. Auch die Werte für die Schlitzrohrsonde wurden schlecht approximiert. Die berechneten Werte weichen teilweise stark von den gemessenen Werten ab. Eine deutlich verbesserte Anpassung zeigt sich hingegen bei dem neuronalen Netz, basierend auf dem Latin-Hypercube Design. Nicht nur die Daten für die Prognose der aerodynamischen Zielgrößen wurden gut prognostiziert, sondern auch die Daten für die saug- und druckseitige Akustik. Insgesamt fällt auf, dass bei dem LHD die Modelldaten, wie auch Testdaten nahe an der 1:1 Diagonalen liegen und es kaum streuende Werte gibt.

6.2.2 Prognose von Anlagenkennlinien

Da bei den Übersichtsmessungen aus Kapitel 3.4 herausgestellt wurde, dass die Drosselkurven eine Funktion fünfter bis sechster Ordnung beschreiben, wurden im Folgenden stattdessen die Anlagenkennlinien betrachtet, welche üblicherweise Funktionen 2-ter Ordnung folgen.



Abbildung 6-11 Prognostizierte und gemessene Anlagenkennlinie bei Drehzahlen (1000, 1500 und 2000 1/min)

Zur Ermittlung der Anlagenkennlinie wurden die Messreihen der Übersichtsmessungen verwendet und dort die Volumenströme und Druckdifferenzen bei den jeweils höchsten Systemwirkungsgraden herausgesucht und in der Abbildung 6-11 zusammen mit den prognostizierten Werten aufgetragen. Die Werte wurden mit Trendlinien zweiter Ordnung versehen. Es fällt auf, dass sowohl die prognostizierte Anlagenkennlinie des ZZD, als auch die Kennlinie des LHD nah an der gemessenen Kurve liegen. Lediglich die Kurve des Box-Behnken Designs weist Differenzen des gemessenen zu dem prognostizierten Volumenstrom bis zu 0,2 m³/s auf.

6.3 Bestimmtheitsmaße

Um eine Aussage darüber zu treffen, wie genau die approximierten Zielgrößen an den tatsächlich gemessenen Größen liegen, wurden für alle Modelle jeweils die Bestimmtheitsmaße der Modelldaten sowie Testdaten bestimmt. Es ist ein maß dafür, wie gut die Performance der Modellansätze gewerten werden kann.

Das Bestimmheitsmaß wurde nach Pearson ausgewertet (Tabelle 6-2):

Modell	∆p_fan	V_pkt	η_syst.	p̃ saugs	p̃ drucks	Beschl.	p̃ SR	R ² Ges	Daten
BB	0,999	0,995	0,998	0,887	0,889	1,000	0,879	0,95	
ZZ	0,973	0,957	0,764	0,93	0,913	0,731	0,927	0,885	ode
LHD	0,996	0,998	0,939	0,991	0,985	0,981	0,998	0,984	Σ
BB	0,993	0,991	0,831	0,614	0,555	0,648	0,555	0,741	
ZZ	0,993	0,991	0,918	0,608	0,557	0,963	0,500	0,790	st
LHD	0,993	0,991	0,918	0,98	0,994	0,963	0,982	0,974	Те

Tabelle 6-2 Bestimmtheitsmaße der Modell- und Testdaten

Um den Unterschied der Modelle besser darstellen zu können, wurden die Bestimmtheitsmaße in Abbildung 6-12 als Balkendiagramme dargestellt. Auch hier fällt erneut auf, dass die aerodynamischen Kenngrößen gut vorhergesagt wurden. Jedoch wird auch deutlicher, wie schlecht das Box-Behnken Design und das zentral-zusammengesetzte Design die aeroakustischen Zielgrößen approximiert hat. Es wurden für das Testmodell zum Teil Bestimmtheitsmaße zwischen 50 und 60 % erreicht.



Abbildung 6-12 Balkendiagramme der Bestimmtheitsmaße der Prognostizierten Werte

7 Zusammenfassung

7.1 Voruntersuchungen

- Drosselkurven fünfter bis sechster Ordnung durch sich ändernde Physik
- Spektralabgleich der durch Turbulenzgitter beeinflussten Zuströmung

→ turbulente, isotrope Strömungsverhältnisse

- \rightarrow 1-D Hitzdrahtmessungen ausreichend, um Isotropie nachzuweisen
- Bei Turbulenzgittern mit großen Maschenweiten muss der Gitterabstand ausreichend groß sein (bis zu 1 m)

7.2 Versuchsauswertung

Box-Behnken Versuchsplan

- Verminderung der Versuchspunkte von 27 auf 13
- Hohes Bestimmtheitsmaß bei aerodynamischen Kenngrößen
- Schlechte Performance bei aeroakustischen Zielgrößen

Zentral Zusammengesetzter Versuchsplan

- Verminderung der Versuchspunkte von 125 auf 15
- Beide Modelle nur linear und quadratisch abbildbar
- Nicht geeignet für die Prognose aeroakustischer Größen
- Für Modelle höherer Ordnung → neuronale Netze

Latin Hypercube Design

- Höchste Genauigkeit der der Modelle
- Bestimmtheitsmaße über 98%
- Performancesteigerung ggü. BBD um 31%
- Hohe Genauigkeit auch bei aeroakustischen Zielgrößen
- Identifikation eines geeigneten Modellansatzes
 - → Systemapproximation mit deutlich erhöhter Komplexität

8 Fazit und Ausblick

Wie in der Zusammenfassung schon erwähnt, konnten beim dreistufigen Box-Behnken Design die Versuchspunkte von insgesamt 27 auf 13 nahezu halbiert werden. Für Versuche, bei denen Extrema vermieden werden sollen, ist das Box-Behnken Design vorteilhaft, da ungünstige Faktorkombinationen in den Ecken des Versuchsraumes umgangen werden können. Es hat sich herausgestellt, dass mit Hilfe dieses Designs aerodynamische Zielgrößen gut approximiert werden konnten. Von den drei untersuchten Modellansätzen besitzt es das höchste Bestimmtheitsmaß für die Prognose der Beschleunigung.

Für das fünfstufige zentral-zusammengesetzte Design konnten die Versuchspunkte von 125 auf 15 reduziert werden, was einer Verminderung des Messaufwandes von über 85 % entspricht. Auch bei diesem Modellansatz konnten gute Bestimmtheitsmaße im Bereich der Aerodynamik erzielt werden.

Sowohl das BBD, als auch das ZZD eignen sich somit für die Prognose aerodynamischer Kenngrößen, wie dem geförderten Volumenstrom, dem entstehenden Druckverlust, oder dem Systemwirkungsgrad.

Jedoch ist festzustellen, dass beide Modelle eine nicht akzeptable Performance bei der Approximation aeroakustischer Zielgrößen aufweisen, da sie lediglich lineare und quadratische Wirkzusammenhänge abbilden können. Für die Abbildung von Systemen höherer Ordnung muss an dieser Stelle zu den neuronalen Netzen übergegangen werden.

Zwar ist der Versuchsaufwand verglichen mit dem BBD und dem ZZD etwas höher, jedoch bieten die auf Basis des Latin-Hypercube Designs trainierten neuronalen Netze die insgesamt beste Performance. Es wurden durchweg sehr hohe Bestimmtheitsmaße für versuchsabhängige und unabhängige Testdaten erzielt. Verglichen mit dem Box-Behnken Design konnte die Performance im Sinne des Bestimmtheitsmaßes um mehr als 30 % gesteigert werden. Für die untersuchten Fälle konnten zudem aeroakustische Zielgrößen mit Bestimmtheitsmaßen über 90 % approximiert werden. Dabei wurden allerdings jeweils die einzelnen über den Umfang gemittelten effektiven Schalldrücke verglichen und nicht dessen Frequenzspektren oder zeitlichen Verläufe betrachtet. Nachteil des LHD ist, dass dazu geneigt werden kann, die Regressionsfunktion mit einem Overfitting zu charakterisieren. Das heißt, dass darauf geachtet werden muss, dass die Funktionen keine irrelevanten Regressoren enthalten. Mit der aus der Thesis gewonnenen Erkenntnis, dass das Latin-Hypercube Design in Verbindung mit neuronalen Netzen eine sehr hohe Genauigkeit bei der Prognose aerodynamischer, wie auch aeroakustischer Parameter aufweist, können für zukünftige Projekte neue künstliche neuronale Netze trainiert werden und somit das Latin-Hypercube Design gezielt angewandt werden.

Dabei ist diese Thesis nur ein kleiner Ausschnitt eines großen Bildes. Sie kann als Einstieg in geplante, umfangreichere Projekte gesehen werden.

Diese Arbeit sollte dabei helfen, Grundprinzipien und mögliche Schwierigkeiten herauszustellen und zu verstehen. Aus diesem Grund wurde ein Axialventilator mit Rotorblättern einfachem Designs untersucht, wobei die Anzahl von Einstellparametern (mit drei variierten Parametern) geringgehalten wurde, um mögliche Wechselwirkungen und Haupteinflussfaktoren herauszustellen.

So kann aus den gewonnenen Erkenntnissen auf Systeme höherer Komplexität geschlossen werden.

Aus diesem Grund wurden beispielsweise Gitter zur Erzeugung von Turbulenzen in das Versuchssystem integriert. Das Generieren von Turbulenzen ist von besonderem Interesse, da so turbulente Wirbelstrukturen auf die Vorderkanten der Schaufeln laufen und es somit zu einer Schallquelle im vorderen Bereich der Rotorschaufeln kommen kann. Für spätere Versuche mit Schaufelblättern höherer Komplexität kann somit verglichen werden, ob durch Rotorblätter mit modifizierten Vorderkanten die Schallabstrahlung vermindert werden kann (Abbildung 8-1).



Abbildung 8-1 modifizierte Rotorblätter für zukünftige Untersuchungen

Für weitere in dem Kanal stattfindende Versuche kann in Betracht gezogen werden, die Drosselkennlinien nur in dem aerodynamisch und aeroakustisch relevanten Bereich nach Strömungsabriss zu untersuchen. Dann würden das Box-Behnken Design und das zentral-Zusammengesetzte Design für die Prognose aerodynamischer Kenngrößen ausreichen, da dieser Verlauf eine Kurve zweiter Ordnung beschreibt.

Zudem können zusätzliche 1-D Hitzdrahtmessungen durchgeführt werden, um den analytisch berechneten Turbulenzgradverlauf bei steigendem Gitterabstand zu validieren.

9 Literaturverzeichnis

DIN EN ISO 5136, 2012: Akustik – Bestimmung der von Ventilatoren und anderen Strömungsmaschinen in Kanäle abgestrahlten Schallleistung – Kanalverfahren.

Bommes, Leonhard (Hg.) (2003): Ventilatoren. 2. Aufl. Essen: Vulkan-Verl.

Carolus, Thomas (2013): Ventilatoren. Aerodynamischer Entwurf, Schallvorhersage, Konstruktion. 3., überarb. u. erw. Aufl. 2013. Wiesbaden, s.l.: Imprint Vieweg+Teubner Verlag. Online verfügbar unter http://dx.doi.org/10.1007/978-3-8348-2472-1.

Dantec Dynamics: Wire Probes.

Gerätekennlinie. Online verfügbar unter http://deacademic.com/dic.nsf/dewiki/1452709.

Gundlach, Carsten (2004): Entwicklung eines ganzheitlichen Vorgehensmodells zur problemorientierten Anwendung der statistischen Versuchsplanung. Zugl.: Kassel, Univ., Diss, 2004. Kassel: Kassel Univ. Press. Online verfügbar unter http://d-nb.info/971843546.

DIN EN 60751, 2009: Industrielle Platin-Widerstandsthermometer und Platin-Temperatursensoren.

ISAVE (2010): Staurohr. Strömungstechnik Praktikum.

ISAVE (2017): V1_Stromfadentheorie_Drosselkennlinien.

J. M. McDonough (2004): INTRODUCTORY LECTURES on TURBULENC. Physics, Mathematics and Modeling.

L. A. Santos (2006): PROPAGATION OF UNCERTAINTIES IN THE CALIBRA-TION CURVE FITTING OF SINGLE NORMAL HOT-WIRE ANEMOMETRY PROBES. XVIII IMEKO WORLD CONGRESS. Rio de Janeiro, Brazil, 17.09.2006.

Laws, E. M.; Livesey, J. L. (1978): Flow Through Screens. In: *Annu. Rev. Fluid Mech.* 10 (1), S. 247–266. DOI: 10.1146/annurev.fl.10.010178.001335.

Mario Adam (2017): Versuchsplanung und Auswertung (DoE Design of Experiments). Skript Vorlesung. Düsseldorf. Patrick Koch (2017): Automated Hyperparameter Tuning for Effective Machine Learning. Unter Mitarbeit von Brett Wujek, Oleg Golovidov, and Steven Gardner. Online verfügbar unter

https://www.google.com/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=1&cad=rj a&uact=8&ved=0ahUKEwiQ_8SP6snaAhUO16QKHQ_HCGE-

QFggoMAA&url=http%3A%2F%2Fsupport.sas.com%2Fresources%2Fpapers%2Fproceedings17%2FSAS0514-

2017.pdf&usg=AOvVaw2tQ1hG2ivBb8ETNL2eNsSn.

Richter, Frank (2003): Kombination Künstlicher Neuronaler Netze. Zur Prognose von Wechselkursen. Gabler Edition Wissenschaft. Wiesbaden: Deutscher Universitätsverlag. Online verfügbar unter http://dx.doi.org/10.1007/978-3-322-81570-5.

Schade, Heinz; Kameier, Frank (2013): Strömungslehre. 4. neu bearb. Aufl., [elektronische Ressource]. Berlin: de Gruyter (De Gruyter Studium). Online verfügbar unter http://www.degruyter.com/doi/book/10.1515/9783110292237.

Siebertz, Karl; van Bebber, David; Hochkirchen, Thomas (2017): Statistische Versuchsplanung. Design of Experiments (DoE). 2. Aufl. 2017. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg (VDI-Buch). Online verfügbar unter http://dx.doi.org/10.1007/978-3-662-55743-3.

Statistica: Experimental Design Summary. Online verfügbar unter hhttp://documentation.statsoft.com/STATISTICAHelp.aspx?path=Experimental/Doe/Overview/ExperimentalDesignSummary.

Tektronix (2017): AC/DC Current Measurement Systems. AC/DC Current Measurement Systems TCPA300 TCP312 TCP305 TCP303 TCPA400 TCP404XL Data Sheet. Online verfügbar unter https://www.tek.com/datasheet/ac-dc-current-measurement-systems.

Till Biedermann (2015): Aerofoil noise subjected to leading edge serration. Investigation of the effects of serrated undulation on aerofoil leading edges with the aim of reducing the emission of broadband noise.

Till Biedermann (2018a): OPTIMISED TEST RIG FOR MEASUREMENTS OF AERODYNAMIC AND AEROACOUSTIC PERFORMANCE OF LEADING EDGE SERRATIONS IN LOW-SPEED FAN APPLICATION. Unter Mitarbeit von F. Kameier, C. O. Paschereit. Oslo, Norway: ASME (GT2018-75369). Till Biedermann, Marius Reich (2018b): Assessment of Statistical Sampling Methods and Approximation Models Applied to Aeroacoustic and Vibroacoustic Problems. Noise and Vibration Emerging Methods. Unter Mitarbeit von Kameier, F., Adam, M., Paschereit, C.O. Ibiza: NOVEM.

VDI (2016): VDI 2081. Raumlufttechnik Geräuscherzeugung und Lärmminderung. Düsseldorf: Beuth Verlag GmbH.

DIN EN ISO 5801, 2017: Ventilatoren – Leistungsmessung auf genormten Prüfständen.

Wilhelm von Heesen (2008): Schallmessungen in Strömungen. In: DAGA.

Wittfan: Betriebspunkt. Online verfügbar unter http://www.wittfan.de/de/produkte/ventilatorauswahl.

Wolfgang Neise (1988): Geräuschvergleich von Ventilatoren. Die spezifische Schallleistung zur Beurteilung des Geräusches unterschiedlicher Ventilatortypen. Berlin.

Yannick Rozenberg (2007): Modélisation analytique du bruit aérodynamique à large bande des machines tournantes. utilisation de calculs moyennés de mécanique des fluides.

Zhang, Qi-Jun; Gupta, K. C.; Devabhaktuni, V. K. (2003): Artificial neural networks for rf and microwave design-from theory to practice. In: *IEEE Trans. Microwave Theory Techn.* 51 (4), S. 1339–1350. DOI: 10.1109/TMTT.2003.809179.

10 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2-1 Vereinfachte Einfaktor-Methode (links), einfaktor-Methode (rechts) (Mario Adam 2017, S. 6)
Abbildung 2-2 Zufalls-Methode (links), Gitterlinien-Methode (rechts) (Mario Adam 2017, S. 6)
Abbildung 2-3 Schematische Darstellung eines Versuchssystem (Mario Adam 2017, S. 8)
Abbildung 2-4 Schematische Darstellung eines Versuchssystems
Abbildung 2-5 laminares Strömungsprofil (oben), turbulentes Strömungsprofil (Mitte), turbulente Strömung mit rauer Rohrwand (unten) (Uni Karlsruhe). 10
Abbildung 2-6 Schematische Darstellung von dimensionsbehafteten Drosselkennlinien (links) (Schade und Kameier 2013, S. 114),Dimensionsbehaftete Drosselkennlinie eines Axialventilators mit Anlagenkennlinie (schematisch) (rechts) (Wittfan)11
Abbildung 2-7 Übersicht der Geräuschentstehungsmechanismen von Ventilatoren (Bommes 2003, S. 326)12
Abbildung 2-8 Strömungsabriss und Wirbelbildung bei Tragflügelprofilen (Bommes 2003, S. 329)
Abbildung 3-1 Schematische Darstellung des Rohrprüfstandes nach DIN EN ISO 5136
Abbildung 3-2 Ventilator für Voruntersuchungen (links), zu vermessender Axialventilator (rechts)
Abbildung 3-3 Skelettlinie und Profilwölbungswinkel für NACA 65 Profile (Carolus 2013, S. 55)
Abbildung 3-4 Verlauf des Auftriebsbeiwertes zur Ermittlung des Anstellwinkels (links) Staffelungswinkel γ und Anstellwinkel α (Carolus 2013, S. 61) (rechts)
Abbildung 3-5 Schematische Skizze einer Schlitzrohrsonde (DIN EN ISO 5136, S. 8)17
Abbildung 3-6 Um den Umfang verteilte, wandbündige ¼ " Mikrofone
Abbildung 3-8 Sternförmiger Gleichrichter (DIN EN ISO 5801, S. 45)
Abbildung 3-9 Anordnung der Statorstreben, des Turbulenzgitters, des Axialventilators und des sternförmigen Gleichrichters (Till Biedermann 2018a)
Abbildung 3-10 Schematische Darstellung eines Prandtlschen Staurohres [schade 89]] (links) Querschnitt an den Staudrucklöchern (DIN EN ISO 5801, S. 107) (rechts)
Abbildung 3-11 Strommesszange Tektronix TCP 303 zur Bestimmung der elektrischen Leistung (links), Stromtastkopf-Verstärker (rechts) (Tektronix 2017)
Abbildung 3-12 Übersichtsmessungen wichtiger Kenngrößen von Strömungsmaschinen aufgetragen über der dimensionslosen Lieferzahl (nach Ansatz von Madison)

Abbildung 3-13 Spezifischer Schallleistungspegel über dem Systemwirkungsgrad	27
Abbildung 4-1 Messaufbau zur Hitzdrahtkalibrierung an einem Windkanal Göttinger Bauart	29
Abbildung 4-2 Positionierung der Hitzdrahtsonde an den Staudruckbohrungen	30
Abbildung 4-3 Eine der verwendeten 1-D Hitzdrahtsonden des Typs P_05 (links) Hitzdrahtsonde (rechts)	31
Abbildung 4-4 rechtwinkliger Hitzdrahthalter (Dantec Dynamics, S. 21)	31
Abbildung 4-5 Messkette für Hitzdrahtmessungen (Finn E. Jørgensen 2002, S. 6)32	
Abbildung 4-6 Schaltbild für die Aufzeichnung der Messdaten des Prandtlschen Staurohres, des Hitzdrahtes und des Widerstandsthermometers	33
Abbildung 4-7 Zeitrohdaten G ₀₃ R 198 mm	34
Abbildung 4-8 Hitzdrahtkalibrierung nach King's Law	36
Abbildung 4-9 Polynomische Kalibrierkurve dritter Ordnung	37
Abbildung 4-10 Übersicht der verwendeten Gitter 01-05 von links nach rechts (Til Biedermann 2018a)	l 38
Abbildung 4-11 eingebautes Gitter ₀₃ (links) für transiente Hitzdrahtmessungen verwendeter Drehkanal (rechts)	39
Abbildung 4-12 traversierte Messpunkte längst der y-Achse des Rohres	39
Abbildung 4-13 Geschwindigkeitsverteilung aller Gitter – rotierend4	42
Abbildung 4-14 Geschwindigkeitsprofile aller Gitter - statisch	42
Abbildung 4-15 Verlauf der Standardabweichung der Geschwindigkeit - rotierend (links) Verlauf des dazugehörigen Turbulenzrades – rotierend (rechts)4	43
Abbildung 4-16 Verlauf c _{stdv} - statisch (links), Verlauf des Turbulenzgrades - statisch (rechts)	44
Abbildung 4-17 3D-Plot Axialer Geschwindigkeitsverlauf ohne Gittereinfluss (Gitter ₀₀)	45
Abbildung 4-18 3D - Geschwindigkeitsverlauf mit Einfluss des Gitters ₀₂	46
Abbildung 4-19 Verlauf der Standardabweichung der Geschwindigkeit mit Gitter ₀₂ (links), dazugehöriger Turbulenzgradverlauf mit Gitter ₀₂ (rechts)	46
Abbildung 4-20 Turbulentes Geschwindigkeitsprofil mit Gitter ₀₃ (links) und das dazugehörige Turbulenzgradprofil mit Gitter ₀₃ (rechts)	47
Abbildung 4-21 Ausgewertete Hitzdrahtmesspositionen4	48
Abbildung 4-22 Fensterfunktion nach Hamming und nach Hanning	49
Abbildung 4-23 Verlauf der spektralen Leistungsdichte aller Gitter bei dem Rohrradius R 198 mm	50
Abbildung 4-24 Energiekaskade turbulenter Wellenzahl (J. M. McDonough 2004, S. 48) (links), Prinzipielle Frequenzabhängigkeiten turbulenter Anströmung (Bommes 2003, S. 364) (rechts)	g 51
Abbildung 4-25 Spektralabgleich nach Liepmann – alle Gitter bei der Messpositio R_198 mm	n 53
Abbildung 4-26 Spektralabgleich nach Liepmann mit Einfluss des Gitters02	54
Abbildung 4-27 Spektralabgleich nach Liepmann Gitter ₀₁ (links) und Gitter ₀₃ (rechts)	55

Abbildung 4-28 Spektralabgleich nach Liepmann Gitter ₀₄ (links) und Gitter ₀₅ (rechts)	55
Abbildung 4-29 Spektralabgleich nach Liepmann mit Einfluss des Gitters ₀₂ – statisch	.56
Abbildung 4-30 Spektralabgleich(statisch) nach Liepmann Gitter ₀₁ (links) und Gitter ₀₃ (rechts)	57
Abbildung 4-31 Spektralabgleich(statisch) nach Liepmann Gitter ₀₄ (links) und Gitter ₀₅ (rechts)	57
Abbildung 4-32 Energiekaskade für den statischen Fall mit Einfluss des Gitterson	58
Abbildung 5-1Schematische Darstellung des Versuchsystems	59
Abbildung 5-2 Drehfrequenzermittlung (bei einer prozentualen PWM von 50 %)	60
Abbildung 5-3 Spektrogramm der Drehzahl und dessen harmonischen Vielfacher bei sich änderndem Drosselzustand	n 61
Abbildung 5-4 Volumenstrom über Drosselabstand (links), Dimensionslose Lieferzahl über Drosselabstand (rechts)	62
Abbildung 5-5 dimensionslose Lieferzahl über den Volumenstrom (links), Dimensionslose Lieferzahl über den Drosselzustand (rechts)	.63
Abbildung 5-6 Drosselabstand ∆d über den Drosselzustand Q	64
Abbildung 5-7 Analytischer Turbulenzgradverlauf bei steigendem Gitterabstand	
Δz	66
Abbildung 5-8 schematische Darstellung des normierten Box-Behnken Versuchsraums (Till Biedermann 2018b)	67
Abbildung 5-9 Zusammensetzung eines ZZD mit zwei Faktoren (Gundlach 2004, S. 71)	, 67
Abbildung 5-10 schematische Darstellung des normierten zentral- zusammengesetzten Versuchsraums (Till Biedermann 2018b)	68
Abbildung 5-11 schematische Darstellung des normierten Latin Hypercube Versuchsraums (Till Biedermann 2018b)	69
Abbildung 5-12 normierte Darstellung der zur Modellvalidierung gefahrenen Testpunkte (Till Biedermann 2018b)	70
Abbildung 6-1 Paretodiagramm für den Differenzdruck BBD	73
Abbildung 6-2 Paretodiagramm für den Volumenstrom BBD	73
Abbildung 6-3 Paretodiagramm für den effektiven Schalldruck druckseitig ZZD	74
Abbildung 6-4 Paretodiagramm für die Beschleunigung ZZD	74
Abbildung 6-5 Konturplots der aerodynamischen Zielgrößen, während der Gitterabstand beim Zentralpunkt 0 (∆z von 300 mm) verweilt	77
Abbildung 6-6 Konturplots der aero- und vibroakustischen Zielgrößen, während o Gitterabstand beim Zentralpunkt 0 (∆z von 300 mm) verweilt	der 78
Abbildung 6-7 3D Konturplots der aerodynamischen Zielgrößen, während der Gitterabstand beim Zentralpunkt 0 (∆z von 300 mm) verweilt	79
Abbildung 6-8 3D Konturplots der aero- und vibroakustischen Zielgrößen, währen der Gitterabstand beim Zentralpunkt 0 (∆z von 300 mm) verweilt	nd 80
Abbildung 6-9 Prognose – Beobachtungsplots der aerodynamischen Zielgrößen	83
Abbildung 6-10 Prognose – Beobachtungsplots der aeroakustischen Zielgrößen	84

Abbildung 6-11 Prognostizierte und gemessene Anlagenkennlinie bei Drehzahlen (1000, 1500 und 2000 1/min)85
Abbildung 6-12 Balkendiagramme der Bestimmtheitsmaße der Prognostizierten Werte
Abbildung 8-1 modifizierte Rotorblätter für zukünftige Untersuchungen90
Abbildung 12-1 Kanalprüfstand
Abbildung 12-2 Innenansicht des Mini CTA's 54T30100
Abbildung 12-3 Manometer DPS Druckumformer
Abbildung 12-4 Excel-Sheet für die Bestimmung der Mini CTA-Einstellungen . 101
Abbildung 12-5 Hitzdrahtkalibrierung nach dem Kings'schen Gesetz mit
gemessenen und korrigierten Spannungswerten
Abbildung 12-6 Geschwindikeitsprofil Gitter01 (links) Geschwindikeitsprofil Gitter02 (rechts)
Abbildung 12-7 Geschwindikeitsprofil Gitter04 (links) Geschwindikeitsprofil Gitter05 (rechts)
Abbildung 12-8 Verlauf der Standardabweichung Gitter00 (links) Verlauf der Standardabweichung Gitter01 (rechts)
Abbildung 12-9 Verlauf der Standardabweichung Gitter02 (links) Verlauf der Standardabweichung Gitter03 (rechts)
Abbildung 12-10 Verlauf der Standardabweichung Gitter04 (links) Verlauf der Standardabweichung Gitter05 (rechts)
Abbildung 12-11 Verlauf des Turbulenzgrades Gitter00 (links) Verlauf des Turbulenzgrades Gitter01 (rechts)
Abbildung 12-12 Verlauf des Turbulenzgrades Gitter02 (links) Verlauf des Turbulenzgrades Gitter03 (rechts)
Abbildung 12-13 Verlauf des Turbulenzgrades Gitter04 (links) Verlauf des
Abbildung 12 14 Spektralabaleich nach Lienmann (Gitter05) 104
Abbildung 12-15 Paretodiagramm für den Systemwirkungsgrad BB (links) und dem
Druck der Schlitzrohrsonde (rechts)
Abbildung 12-16 Paretodiagramm für die Beschleunigung BBD (links) und p_eff saugseitig (rechts)
Abbildung 12-17 Paretodiagramm für den Differenzdruck ZZD (links) und dem Volumenstrom ZZ (rechts)
Abbildung 12-18 Paretodiagramm für den Systemwirkungsgrad ZZD (links) und dem Druck der Schlitzrohrsonde (rechts)
Abbildung 12-19 Paretodiagramm für p_eff druckseitig ZZD (links) und den Druck der Schlitzrohrsonde (rechts)

11 Tabellenverzeichnis

Tabelle 2-1 Systemgrenzen für die DoE-Planung	6
Tabelle 3-1 Kenndaten des NACA Profils	16
Tabelle 4-1 Kenndaten des Hitzdrahtes 55_P01	34
Tabelle 4-2 Messdaten des Hitzdrahtes 55P_01 – Gemessene Spannung (Hitzdraht) und dazugehörige gemessene Geschwindigkeit (Staurohr)	35
Tabelle 4-3 Übersicht der Gittermaße	38
Tabelle 4-4 Mindestabstand ${\it \Delta z}$ von dem Turbulenzgitter zum Ventilator	41
Tabelle 4-5 Versuchsplan der Gittervermessung im Drehkanal	45
Tabelle 4-6 Mittelwerte der für die Gittercharakteristik relevanten Bereiche	47
Tabelle 5-1 Übersicht der Zielgrößen	59
Tabelle 5-2 Volumenstrommesswerte und Q% der verschiedenen Drehzahlen.	63
Tabelle 6-1 Regressionskoeffizienten zur Bestimmung der Regressionsfunktior für das ZZD	1en 81
Tabelle 6-2 Bestimmtheitsmaße der Modell- und Testdaten	86
Tabelle 13-1 Testdaten Versuchsplan	. 107
Tabelle 13-2 Gemessene Zielgrößen Testdaten	. 107
Tabelle 13-3 Prognostizierte Zielgrößen Testdaten BBD	. 108
Tabelle 13-4 Prognostizierte Zielgrößen Testdaten ZZD	. 108
Tabelle 13-5 Prognostizierte Zielgrößen Testdaten LHD	. 109
Tabelle 13-6 Box-Behnken Versuchsplan	. 109
Tabelle 13-7 Gemessene Zielgrößen BBD	. 110
Tabelle 13-8 Prognostizierte Zielgrößen BBD	. 110
Tabelle 13-9 Versuchsplan ZZD	. 111
Tabelle 13-10 gemessene Zielgrößen ZZD	. 112
Tabelle 13-11 prognostizierte Zielgrößen	. 113
Tabelle 13-12 Versuchsplan LHD	. 114
Tabelle 13-13 Zielgrößen gemessen LHD	. 115
Tabelle 13-14 Zielgrößen Prognostiziert LHD	. 116
Tabelle 13-15 Regressionskoeffizienten für das Box-Behnken Design	. 117
Tabelle 13-16 Auswertung der Übersichtsmessungen	. 118

12 Anhang A – Abbildungen



Abbildung 12-1 Kanalprüfstand



Abbildung 12-2 Innenansicht des Mini CTA's 54T30

	Find ohne Kom .el
	GK 1 GK 2 mbar
	DRUCKMESSUMFORMER Typ DPS
	Messbereich : 0 2,5 mbar Ausgang : 0 10 V
-	Versorgung: 207253 VAC Linearitat: +/-0,5 % Seriennr: \$1372815040700000007

Abbildung 12-3 Manometer DPS Druckumformer


Abbildung 12-4 Excel-Sheet für die Bestimmung der Mini CTA-Einstellungen



Abbildung 12-5 Hitzdrahtkalibrierung nach dem Kings'schen Gesetz mit gemessenen und korrigierten Spannungswerten



Abbildung 12-6 Geschwindikeitsprofil Gitter01 (links) Geschwindikeitsprofil Gitter02 (rechts)



Abbildung 12-7 Geschwindikeitsprofil Gitter04 (links) Geschwindikeitsprofil Gitter05 (rechts)



Abbildung 12-8 Verlauf der Standardabweichung Gitter00 (links) Verlauf der Standardabweichung Gitter01 (rechts)



Abbildung 12-9 Verlauf der Standardabweichung Gitter02 (links) Verlauf der Standardabweichung Gitter03 (rechts)



Abbildung 12-10 Verlauf der Standardabweichung Gitter04 (links) Verlauf der Standardabweichung Gitter05 (rechts)



Abbildung 12-11 Verlauf des Turbulenzgrades Gitter00 (links) Verlauf des Turbulenzgrades Gitter01 (rechts)



Abbildung 12-12 Verlauf des Turbulenzgrades Gitter02 (links) Verlauf des Turbulenzgrades Gitter03 (rechts)



Abbildung 12-13 Verlauf des Turbulenzgrades Gitter04 (links) Verlauf des Turbulenzgrades Gitter05 (rechts)



Abbildung 12-14 Spektralabgleich nach Liepmann (Gitter05)



Abbildung 12-15 Paretodiagramm für den Systemwirkungsgrad BB (links) und dem Druck der Schlitzrohrsonde (rechts)







Abbildung 12-17 Paretodiagramm für den Differenzdruck ZZD (links) und dem Volumenstrom ZZ (rechts)



Abbildung 12-18 Paretodiagramm für den Systemwirkungsgrad ZZD (links) und dem Druck der Schlitzrohrsonde (rechts)



Abbildung 12-19 Paretodiagramm für p_eff druckseitig ZZD (links) und den Druck der Schlitzrohrsonde (rechts)

13 Anhang B – Tabellen

Normierter Versuchsplan Test			Reeler Versu	chsplan Tes	st
deta_z	deta_z	n	Q	n	Q
			mm	1/min	%
-1,00	-1,00	-1,00	100,0	1000,0	0,0
1,00	1,00	-1,00	500,0	2000,0	0,0
1,00	-1,00	1,00	500,0	1000,0	100,0
-1,00	1,00	1,00	100,0	2000,0	100,0
-0,48	-0,40	-0,86	203,1	1302,3	7,2
0,77	0,29	-0,25	454,7	1647,3	37,3
0,21	0,52	0,93	341,7	1759,5	96,7
-0,29	0,74	-0,60	241,9	1870,3	20,1
-0,73	-0,07	0,40	153,1	1465,9	70,1
0,51	-0,88	0,27	401,7	1061,0	63,4

Tabelle 13-1 Testdaten Versuchsplan

Tabelle 13-2 Gemessene Zielgrößen Testdaten

Zielgrößen gemessen Testdaten							
dp Fan	V_pkt	eta_elec	p_Suction	p_Discharge	p_SlittedTube	a_acc	
Ра	m³/s	%	Ра	Ра	Ра	m/s²	
19,74	0,57	19,60	0,68	0,63	0,72	0,80	
82,80	1,17	24,89	1,35	1,11	1,15	2,54	
70,53	0,11	12,95	0,27	0,23	0,25	0,78	
304,31	0,28	20,77	2,96	1,92	2,09	2,69	
46,72	0,70	27,34	0,90	0,79	0,88	1,27	
101,92	0,57	31,05	3,45	2,94	3,10	3,98	
221,49	0,24	20,18	1,54	1,27	1,35	2,37	
126,48	0,76	34,16	3,48	2,95	3,32	3,09	
130,48	0,25	22,62	0,92	0,79	0,85	2,95	
60,25	0,22	21,96	0,38	0,33	0,36	0,73	

Prognostizierte Zielgrößen Testdaten BBD						
dp Fan	V_pkt	eta_elec	p_Suction	p_Discharge	p_SlittedTube	a_acc
Ра	m³/s	%	Ра	Ра	Ра	m/s²
21,13	0,61	19,45	0,80	0,80	0,98	0,93
87,51	1,17	26,11	2,58	2,13	2,24	2,76
65,65	0,14	12,89	-0,04	0,07	0,09	0,97
288,81	0,27	21,05	2,70	2,14	2,27	2,82
39,01	0,70	24,46	0,89	0,78	0,89	3,70
106,70	0,58	30,89	2,02	1,66	1,73	4,52
221,46	0,24	21,70	1,93	1,59	1,66	4,27
107,78	0,85	29,90	2,42	2,02	2,21	3,45
124,59	0,30	27,21	1,55	1,22	1,30	4,44
56,88	0,23	24,50	0,49	0,40	0,41	1,39

Tabelle 13-3 Prognostizierte Zielgrößen Testdaten BBD

Tabelle 13-4 Prognostizierte Zielgrößen Testdaten ZZD

Prognostizierte Zielgrößen Testdaten ZZD							
dp Fan	V_pkt	eta_elec	p_Suction	p_Discharge	p_SlittedTube	a_acc	
Ра	m³/s	%	Ра	Ра	Ра	m/s²	
25,68	0,58	16,59	-0,04	0,02	0,10	0,69	
101,50	1,17	22,65	2,76	2,39	2,89	2,58	
71,51	0,14	9,51	-0,07	0,00	0,15	0,88	
293,12	0,23	18,00	2,08	1,68	1,81	2,58	
44,02	0,69	29,21	0,81	0,68	0,79	1,18	
104,72	0,58	33,03	2,08	1,68	1,83	3,80	
217,81	0,21	17,89	1,36	1,15	1,18	2,68	
117,13	0,83	33,01	2,81	2,30	2,62	2,58	
128,89	0,23	17,95	1,31	1,03	1,09	3,02	
60,48	0,24	24,53	0,64	0,54	0,59	0,90	

Prognostizierte Zielgrößen Testdaten ZZD						
dp Fan	V_pkt	eta_elec	p_Suction	p_Discharge	p_SlittedTube	a_acc
Ра	m³/s	%	Ра	Ра	Ра	m/s²
25,68	0,58	16,59	0,63	0,65	0,95	0,69
101,50	1,17	22,65	1,49	1,13	1,00	2,58
71,51	0,14	9,51	0,31	0,31	0,41	0,88
293,12	0,23	18,00	2,49	1,61	2,12	2,58
44,02	0,69	29,21	0,90	0,79	0,90	1,18
104,72	0,58	33,03	3,56	2,50	2,92	3,80
217,81	0,21	17,89	1,53	1,23	1,31	2,68
117,13	0,83	33,01	3,21	2,57	2,86	2,58
128,89	0,23	17,95	1,04	0,67	0,71	3,02
60,48	0,24	24,53	0,40	0,32	0,41	0,90

Tabelle 13-5 Prognostizierte Zielgrößen Testdaten LHD

Tabelle 13-6 Box-Behnken Versuchsplan

Normierter Versuchsplan BBD			Reeler Ve	rsuchsplan	BBD
deta_z	deta_z	n	Q	n	Q
			mm	1/min	%
-1	-1	0	100	1000	50
-1	1	0	100	2000	50
1	-1	0	500	1000	50
1	1	0	500	2000	50
-1	0	-1	100	1500	0
-1	0	1	100	1500	100
1	0	-1	500	1500	0
1	0	1	500	1500	100
0	-1	-1	300	1000	0
0	-1	1	300	1000	100
0	1	-1	300	2000	0
0	1	1	300	2000	100
0	0	0	300	1500	50
0	0	0	300	1500	50
0	0	0	300	1500	50

Zielgröße	Zielgrößen gemessen BBD							
dp Fan	V_pkt	eta_elec	p_Suction	p_Discharge	p_SlittedTube	a_acc		
Ра	m³/s	%	Ра	Ра	Ра	m/s²		
43,59	0,30	25,01	0,39	0,34	0,37	0,76		
181,85	0,58	30,84	3,40	2,81	3,06	2,54		
43,41	0,30	25,22	0,40	0,35	0,38	0,73		
184,13	0,58	32,21	4,23	3,53	3,77	2,60		
45,87	0,87	23,56	1,92	1,72	2,05	4,68		
169,89	0,20	19,20	1,35	0,96	1,00	4,84		
46,51	0,88	23,93	0,78	0,63	0,61	4,79		
161,12	0,19	17,79	0,94	0,85	0,83	4,84		
20,20	0,58	20,06	0,29	0,24	0,25	0,76		
72,28	0,12	13,96	0,29	0,25	0,27	0,79		
83,97	1,19	25,80	1,85	1,55	1,68	2,45		
289,82	0,29	21,48	2,44	2,05	2,17	2,57		
104,63	0,43	30,01	1,48	1,19	1,26	4,37		
102,93	0,43	30,09	1,66	1,33	1,40	4,42		
104,78	0,43	29,95	1,52	1,23	1,29	4,27		

Tabelle 13-7 Gemessene Zielgrößen BBD

Tabelle 13-8 Prognostizierte Zielgrößen BBD

1						
Prognosti	zierte Zie	lgrößen BBD				
dp Fan	V_pkt	eta_elec	p_Suction	p_Discharge	p_SlittedTube	a_acc
Ра	m³/s	%	Ра	Ра	Ра	m/s²
44,57	0,27	25,28	1,08	0,90	1,00	0,77
183,42	0,61	31,22	3,31	2,74	3,01	2,51
41,84	0,27	24,84	0,49	0,43	0,43	0,76
183,14	0,61	31,94	3,54	2,97	3,13	2,59
42,18	0,87	23,23	1,50	1,35	1,59	4,70
171,02	0,20	18,88	1,17	0,85	0,88	4,84
45,37	0,88	24,25	0,95	0,74	0,74	4,79
164,82	0,19	18,13	1,37	1,22	1,29	4,82
22,90	0,61	20,12	0,03	0,05	0,07	0,73
70,16	0,15	14,01	-0,23	-0,20	-0,24	0,77
86,10	1,16	25,76	2,36	2,00	2,19	2,47
287,12	0,27	21,41	2,71	2,23	2,35	2,60
104,11	0,43	30,02	1,55	1,25	1,32	4,35
104,11	0,43	30,02	1,55	1,25	1,32	4,35
104,11	0,43	30,02	1,55	1,25	1,32	4,35

Normierter Versuchsplan ZZD			Reeler Versuch	nsplan ZZD		
deta_z	n	Q%	deta_z	n	Q%	
			mm	1/min	%	
-1,00	-1,00	-1,00	181	1203	20	
-1,00	-1,00	1,00	181	1203	80	
-1,00	1,00	-1,00	181	1797	20	ern
-1,00	1,00	1,00	181	1797	80	er K
1,00	-1,00	-1,00	419	1203	20	ielle
1,00	-1,00	1,00	419	1203	80	tor
1,00	1,00	-1,00	419	1797	20	Ifak
1,00	1,00	1,00	419	1797	80	Vol
-1,68	0,00	0,00	100	1500	50	
1,68	0,00	0,00	500	1500	50	
0,00	-1,68	0,00	300	1000	50	te
0,00	1,68	0,00	300	2000	50	yun
0,00	0,00	-1,67	300	1500	0	rnp
0,00	0,00	1,67	300	1500	100	Ste
0,00	0,00	0,00	300	1500	50	
0,00	0,00	0,00	300	1500	50	
0,00	0,00	0,00	300	1500	50	
0,00	0,00	0,00	300	1500	50	
0,00	0,00	0,00	300	1500	50	
0,00	0,00	0,00	300	1500	50	a)
0,00	0,00	0,00	300	1500	50	nkte
0,00	0,00	0,00	300	1500	50	Ind
0,00	0,00	0,00	300	1500	50	itra
0,00	0,00	0,00	300	1500	50	Zer

Tabelle 13-9 Versuchsplan ZZD

Zielgröße	n gemess	en ZZD				
dp Fan	V_pkt	eta_elec	p_Suction	p_Discharge	p_SlittedTube	a_acc
Ра	m³/s	%	Ра	Ра	Ра	m/s²
51,93	0,53	30,08	0,98	0,83	0,94	1,51
102,27	0,08	9,65	0,47	0,41	0,45	1,74
123,51	0,81	35,74	2,64	2,11	2,46	2,11
232,14	0,12	10,29	1,76	1,39	1,50	2,14
54,03	0,54	31,55	0,91	0,75	0,84	1,58
100,48	0,05	5,58	0,44	0,37	0,41	1,74
123,14	0,81	35,16	2,27	1,88	2,19	2,11
227,97	0,12	10,09	1,66	1,33	1,42	2,09
101,75	0,42	28,79	1,68	1,29	1,37	4,57
102,37	0,43	29,75	1,95	1,56	1,64	4,57
45,83	0,30	25,93	0,41	0,35	0,38	0,78
185,61	0,60	33,38	3,60	3,00	3,21	2,60
46,56	0,88	24,20	0,97	0,83	0,94	5,19
163,97	0,18	16,94	0,96	0,87	0,89	5,25
104,33	0,43	30,52	1,56	1,26	1,31	4,17
102,98	0,44	30,79	1,66	1,32	1,40	4,52
103,30	0,44	30,63	1,58	1,27	1,34	4,17
105,00	0,43	30,30	1,51	1,22	1,29	4,52
102,45	0,43	29,94	1,77	1,42	1,48	4,32
102,62	0,44	30,61	1,77	1,43	1,48	4,37
104,26	0,43	30,48	1,62	1,27	1,37	4,47
102,67	0,43	29,95	1,65	1,32	1,40	4,42
104,15	0,43	30,24	1,61	1,29	1,35	4,27
103,44	0,43	30,35	1,59	1,27	1,35	4,42

Tabelle 13-10 gemessene Zielgrößen ZZD

Zielgröße	Zielgrößen prognostiziert ZZD							
dp Fan	V_pkt	eta_elec	p_Suction	p_Discharge	p_SlittedTube	a_acc		
Ра	m³/s	%	Ра	Ра	Ра	m/s²		
48,99	0,53	28,34	0,79	0,65	0,72	2,16		
96,39	0,14	14,57	0,48	0,42	0,46	2,36		
113,71	0,81	32,86	2,60	2,10	2,40	3,01		
219,44	0,19	17,03	2,04	1,64	1,73	3,02		
51,66	0,53	28,92	0,79	0,65	0,71	2,23		
95,21	0,12	12,57	0,63	0,52	0,57	2,36		
113,95	0,82	34,35	2,42	2,01	2,28	3,02		
215,84	0,18	15,94	2,01	1,65	1,73	2,96		
113,12	0,38	26,58	1,72	1,32	1,44	3,49		
112,34	0,37	26,14	1,69	1,33	1,43	3,49		
48,35	0,25	23,43	0,55	0,49	0,53	0,00		
204,37	0,54	30,07	3,24	2,66	2,92	1,22		
53,91	0,91	31,01	1,16	0,99	1,18	4,06		
178,32	0,05	4,20	0,55	0,50	0,51	4,18		
103,12	0,43	30,49	1,64	1,31	1,38	4,40		
103,12	0,43	30,49	1,64	1,31	1,38	4,40		
103,12	0,43	30,49	1,64	1,31	1,38	4,40		
103,12	0,43	30,49	1,64	1,31	1,38	4,40		
103,12	0,43	30,49	1,64	1,31	1,38	4,40		
103,12	0,43	30,49	1,64	1,31	1,38	4,40		
103,12	0,43	30,49	1,64	1,31	1,38	4,40		
103,12	0,43	30,49	1,64	1,31	1,38	4,40		
103,12	0,43	30,49	1,64	1,31	1,38	4,40		
103,12	0,43	30,49	1,64	1,31	1,38	4,40		

Tabelle 13-11 prognostizierte Zielgrößen

Normierter Versuchsplan LHD			Reeler Versuchsplan LHD		
deta_z	n	Q	deta_z	n	Q
			mm	1/min	%
1,00	-1,00	-1,0	500	1000	0
-1,00	1,00	-1,0	100	2000	0
-1,00	-1,00	1,0	100	1000	100
1,00	1,00	1,0	500	2000	100
0,47	-0,65	0,4	395	1173	72
0,32	-0,21	-0,8	364	1393	8
-0,30	0,25	1,0	240	1627	99
-0,61	-0,91	-0,4	178	1044	31
0,81	0,80	0,1	461	1898	57
-0,85	0,39	-0,2	130	1695	39
0,36	-0,55	-0,3	372	1227	34
0,95	0,13	0,9	491	1567	94
-0,17	-0,99	0,6	266	1005	81
0,27	0,92	-0,5	354	1960	27
-0,86	-0,30	-1,0	128	1348	2
-0,64	0,45	0,2	172	1725	61
-0,67	-0,31	0,6	165	1344	81
-0,66	0,79	-0,1	168	1893	43
0,30	0,57	-0,8	360	1783	8
-0,24	-0,85	-0,7	253	1075	17
0,60	0,28	0,9	421	1641	95
0,88	-0,66	0,0	475	1169	51
0,84	-0,17	0,5	468	1417	74
0,36	0,89	-0,2	372	1945	39
-0,56	0,26	-0,9	188	1632	7
-0,18	0,61	0,9	264	1804	95
-0,88	-0,43	0,2	124	1287	59
0,09	-0,83	-0,6	318	1083	18

Tabelle 13-12 Versuchsplan LHD

Zielgrößen	gemessen LH	ID				
eta_elec	p_Suction	p_Discharge	p_SlittedTube	a_acc	p_SlittedTube	a_acc
%	Ра	Ра	Ра	m/s²		
51,93	0,53	30,08	0,98	0,83	0,94	1,51
102,27	0,08	9,65	0,47	0,41	0,45	1,74
123,51	0,81	35,74	2,64	2,11	2,46	2,11
232,14	0,12	10,29	1,76	1,39	1,50	2,14
54,03	0,54	31,55	0,91	0,75	0,84	1,58
100,48	0,05	5,58	0,44	0,37	0,41	1,74
123,14	0,81	35,16	2,27	1,88	2,19	2,11
227,97	0,12	10,09	1,66	1,33	1,42	2,09
101,75	0,42	28,79	1,68	1,29	1,37	4,57
102,37	0,43	29,75	1,95	1,56	1,64	4,57
45,83	0,30	25,93	0,41	0,35	0,38	0,78
185,61	0,60	33,38	3,60	3,00	3,21	2,60
46,56	0,88	24,20	0,97	0,83	0,94	5,19
163,97	0,18	16,94	0,96	0,87	0,89	5,25
104,33	0,43	30,52	1,56	1,26	1,31	4,17
102,98	0,44	30,79	1,66	1,32	1,40	4,52
103,30	0,44	30,63	1,58	1,27	1,34	4,17
105,00	0,43	30,30	1,51	1,22	1,29	4,52
102,45	0,43	29,94	1,77	1,42	1,48	4,32
102,62	0,44	30,61	1,77	1,43	1,48	4,37
104,26	0,43	30,48	1,62	1,27	1,37	4,47
102,67	0,43	29,95	1,65	1,32	1,40	4,42
104,15	0,43	30,24	1,61	1,29	1,35	4,27
103,44	0,43	30,35	1,59	1,27	1,35	4,42

Tabelle 13-13 Zielgrößen gemessen LHD

Zielgrößen p	rognostiziert LHI	C				
p_Discharge	p_SlittedTube	a_acc	p_SlittedTube	a_acc	p_SlittedTube	a_acc
Ра	Ра	m/s²				
48,99	0,53	28,34	0,79	0,65	0,72	2,16
96,39	0,14	14,57	0,48	0,42	0,46	2,36
113,71	0,81	32,86	2,60	2,10	2,40	3,01
219,44	0,19	17,03	2,04	1,64	1,73	3,02
51,66	0,53	28,92	0,79	0,65	0,71	2,23
95,21	0,12	12,57	0,63	0,52	0,57	2,36
113,95	0,82	34,35	2,42	2,01	2,28	3,02
215,84	0,18	15,94	2,01	1,65	1,73	2,96
113,12	0,38	26,58	1,72	1,32	1,44	3,49
112,34	0,37	26,14	1,69	1,33	1,43	3,49
48,35	0,25	23,43	0,55	0,49	0,53	0,00
204,37	0,54	30,07	3,24	2,66	2,92	1,22
53,91	0,91	31,01	1,16	0,99	1,18	4,06
178,32	0,05	4,20	0,55	0,50	0,51	4,18
103,12	0,43	30,49	1,64	1,31	1,38	4,40
103,12	0,43	30,49	1,64	1,31	1,38	4,40
103,12	0,43	30,49	1,64	1,31	1,38	4,40
103,12	0,43	30,49	1,64	1,31	1,38	4,40
103,12	0,43	30,49	1,64	1,31	1,38	4,40
103,12	0,43	30,49	1,64	1,31	1,38	4,40
103,12	0,43	30,49	1,64	1,31	1,38	4,40
103,12	0,43	30,49	1,64	1,31	1,38	4,40
103,12	0,43	30,49	1,64	1,31	1,38	4,40
103,12	0,43	30,49	1,64	1,31	1,38	4,40

Tabelle 13-14 Zielgrößen Prognostiziert LHD

	Regressionskoeffizienten w/o Lin*Quad							
dp Fan	V_pkt	eta_elec	p_Suction	p_Discharge	p_SlittedTube	a_acc		
37,70329	0,129571	4,016647	50,60486	52,97708	55,85833	-23,8131		
0,01071	0,000001	0,005001	-0,02792	-0,03417	-0,03681	-0,0035		
-0,00002	0,000000	-0,000011	0,00002	0,00002	0,00002	0,0000		
-0,05777	0,000441	0,019746	0,04927	0,04555	0,04333	0,0367		
0,00004	0,000000	-0,000005	-0,00001	-0,00001	-0,00001	0,0000		
-1,09581	-0,004474	0,272309	0,05378	0,03583	0,03308	-0,0081		
0,00101	0,000043	-0,003378	-0,00125	-0,00124	-0,00127	0,0001		
0,00001	0,000000	0,00003	0,00000	0,00000	0,00000	0,0000		
-0,00023	0,000000	-0,000044	0,00012	0,00019	0,00022	0,0000		
0,00154	-0,000004	0,000018	0,00003	0,00002	0,00002	0,0000		

Tabelle 13-15 Regressionskoeffizienten für das Box-Behnken Design

۲	σ	dp	^	eta	lieferz	druckz	p_saug	p_druck	Lp_saug	Lp_druck	Lw saug	Lw druck	Lws_sa ug	Lws_druck
1/min	%	Ра	m³/s	%		:	Ра	Ра	dB	dB	dB	dB	dB	dB
	00'0	20,48	0,58	16,76	0,23	0,08	0,47	0,40	87,36	86,01	78,22	76,87	54,34	52,99
	11,68	30,71	0,51	28,12	0,20	0,12	0,44	0,37	86,85	85,32	77,71	76,18	50,85	49,32
	25,61	36,65	0,43	30,90	0,17	0,14	0,88	0,79	92,92	91,96	83,78	82,82	56,13	55,17
n 1000/min	40,23	38,77	0,35	30,11	0,14	0,15	1,18	1,34	95,44	96,53	86,30	87,39	59,11	60,20
	51,36	49,67	0,28	26,15	0,11	0,19	0,78	0,83	91,82	92,36	82,68	83,22	54,24	54,78
	61,04	54,91	0,23	23,81	0,09	0,22	0,65	0,64	90,22	90,08	81,08	80,94	52,72	52,59
	72,33	64,08	0,16	15,66	0,06	0,25	0,62	0,60	89,77	89,61	80,63	80,47	52,42	52,26
	00′0	45,77	0,87	26,04	0,23	0,08	1,12	96'0	94,94	93,67	85,80	84,53	53,17	51,90
	17,20	82,62	0,72	32,94	0,19	0,14	1,19	1,00	95,46	93,99	86,32	84,85	49,38	47,91
	28,08	83,67	0,63	36,86	0,17	0,15	2,26	1,95	101,07	99,79	91,93	90,65	55,50	54,21
n 1500/min	41,26	83,26	0,51	33,24	0,14	0,14	3,17	2,56	104,01	102,15	94,87	93,02	59,36	57,50
	54,14	111,53	0,40	32,20	0,11	0,19	1,92	1,71	99,63	98,62	90,50	89,48	53,51	52,50
	67,20	132,86	0,29	25,88	0,08	0,23	1,53	1,36	97,65	96,66	88,51	87,52	51,46	50,48
	81,52	156,30	0,16	16,32	0,04	0,27	1,46	1,32	97,27	96,40	88,13	87,26	52,16	51,29
	00′0	83,94	1,19	27,39	0,24	0,08	2,02	1,72	100,08	98,68	90,94	89,54	51,69	50,30
	14,00	133,94	1,03	35,60	0,20	0,13	1,93	1,64	99,70	98,27	90,56	89,13	47,91	46,47
	25,87	151,15	0,88	36,76	0,18	0,15	3,79	3,24	105,56	104,20	96,42	95,06	53,37	52,01
n 2000/min	38,65	148,10	0,73	35,95	0,15	0,14	5,50	4,66	108,79	107,35	99,65	98,21	57,59	56,15
	50,67	188,91	0,59	31,53	0,12	0,18	4,72	4,09	107,45	106,21	98,31	97,07	55,09	53,84
	63,78	219,70	0,43	29,03	0,09	0,22	3,11	2,80	103,84	102,94	94,70	93,80	51,51	50,60
	76,80	263,35	0,28	21,13	0,06	0,26	3,05	2,79	103,68	102,89	94,54	93,75	51,70	50,91

Tabelle 13-16 Auswertung der Übersichtsmessungen

14 Anhang C Matlab Codes

Matlab Code zum Bearbeiten transienter Hitzdrahtmessungen und Erstellung von 3D-Plots

```
clear all;
close all;
clc
%Zeitrohdaten einlesen & Kalibrieren
a1=0.1723;
b1=-2.9364;
c1=20.11;
d1=-67.041;
el= 114.04;
f1=-76.854;
a2= 0.0929;
b2= 1.3634;
c2= -1.6792;
d2= 2.4059;
a3= 0.093;
b3= 1.3651;
c3= -1.6802;
d3= 2.4059;
8===========
%Array definition
Umean_OA=zeros(29,37);
std_OA=zeros(29,37);
Tu_OA=zeros(29,37);
k=0;
i=2;
for k=1:2:50
     if k <10
       name= sprintf('rotating_velocity_02_0%d.mat',k);
    elseif (k >= 10) && (k < 27)
       name= sprintf('rotating_velocity_02_%d.mat',k);
    else
       name= sprintf('rotating_velocity_02_%d.mat',k);
    end
data= load(name);
if k<=26
data.Y=data.Y.^5*al+data.Y.^4*bl+data.Y.^3*cl+data.Y.^2*dl+data.Y*el+f
1;
```

```
elseif (k >= 27) && (k <=38)
       data.Y=data.Y.^3*a2+data.Y.^2*b2+data.Y*c2+d2;
else
       data.Y=data.Y.^3*a3+data.Y.^2*b3+data.Y*c3+d3;
end
%=====determine mean velocity and averaged Tu for each radius and
each Block ======
sample_min=1;
sample_max=53690;
angular=1;
for m=1:37
U_mean=mean(data.Y(sample_min:sample_max));
Umean_OA(i,m)=mean(data.Y(sample_min:sample_max));
std_OA(i,m)=std(data.Y(sample_min:sample_max));
std_dev=std(data.Y(sample_min:sample_max));
Tu_OA(i,m)=std_dev/U_mean;
sample_min=sample_min+53690;
sample_max=sample_max+53690;
end
if i==2
std_OA(i-1,:)=10;
Tu_OA(i-1,:)=10;
Umean_OA(i-1,:)=0;
end
if i==26
std_OA(i+1,:)=std(data.Y);
std_OA(i+2,:)=std(data.Y);
std_OA(i+3,:)=std(data.Y);
Tu_OA(i+1,:)=std_dev/U_mean;
Tu_OA(i+2,:)=std_dev/U_mean;
Tu_OA(i+3,:)=std_dev/U_mean;
Umean_OA(i+1,:)=mean(data.Y);
Umean_OA(i+2,:)=mean(data.Y);
Umean_OA(i+3,:)=mean(data.Y);
end
   i=i+1;
end
%===== Sort Rows =====
Umean_OAx=zeros(29,37);
std_OAx=zeros(29,37);
Tu_OAx=zeros(29,37);
f=29;
for q=1:29
Umean_OAx(q,:)=Umean_OA(f,:);
std_OAx(q,:)=std_OA(f,:);
Tu_OAx(q,:)=Tu_OA(f,:);
```

```
f=f-1;
end
Umean_OA=Umean_OAx;
std_OA=std_OAx;
Tu_OA=Tu_OAx;
U_mean_AV=zeros(29,1);
StdDev_A=zeros(29,1);
Tu_mean_AV=zeros(29,1);
for no=1:29
U_mean_AV(no,1)=mean(Umean_OA(no,:));
StdDev_AV(no,1)=mean(std_OA(no,:));
Tu_mean_AV(no,1) = mean(Tu_OA(no,:));
end
%Defining Average Value over arbitrary number of radial positions
% Here 16 Positions from Centre = 0.3m in Diameter
OA_U_mean=mean(U_mean_AV(1:16));
OA_StdDev=mean(StdDev_AV(1:16));
OA_Tu=mean(Tu_mean_AV(1:16));
%====== End of Circumferential Velocity ===================================<</pre>
<u>%_____</u>
t4b =(linspace(0,360,37))*pi/180;
r4b=[0:10:180 182:2:200];
%==Axis property cell array
%stdv
axprop_stdv = { 'DataAspectRatio',[100 100 2], 'View', [0 3],...
         'Xlim', [-200 200], 'Ylim', [-200 200], 'Zlim', [0 3]...
         'XTick',[-200 -150 -100 -50 0 50 100 150 200],
                                                    'YTick',[-
200 -150 -100 -50 0 50 100 150 200], 'Ztick', [0,1,2,3]};
%tu
axprop_tu = { 'DataAspectRatio', [100 100 0.30], 'View', [0 1],...
        'Xlim', [-200 200],
                               'Ylim', [-200 200], 'Zlim',[0
0.3]...
        'XTick', [-200 -150 -100 -50 0 50 100 150 200], 'YTick', [-
200 -150 -100 -50 0 50 100 150
200], 'Ztick', [0.00,0.05,0.10,0.15,0.20,0.25]};
%velocity
axprop_Umean = { 'DataAspectRatio',[10 10 1], 'View', [7 13],...
        'Xlim', [-200 200], 'Ylim', [-200 200], 'Zlim', [0 15]...
        'XTick',[-200 -150 -100 -50 0 50 100 150 200],
                                                    'YTick',[-
200 -150 -100 -50 0 50 100 150 200], 'Ztick',[0,5,10,15]};
```

```
figure('color','white');
polarplot3d(std_OA,'plottype','surfn','radialrange',[min(r4b)
max(r4b)],...
              'angularrange',[min(t4b) max(t4b)],'polargrid',{r4b
t4b},'tickspacing',30);
set(gca,axprop_stdv{:},'Zdir','reverse');
%==Edit Colormap
%colormap(jet(256)); <--- use colorbar JET</pre>
%h = colorbar; set(h, 'ylim', [100 150]) <---show only colors of this</pre>
range
colormap(jet(256));
colorbar;
caxis([0, 2.3]);
%plot view angle
az = -40;
el = 30;
view(az, el);
%labels stdv
title({'Standardabweichung Gitter 02'},'FontSize',24);
xlabel('Rohrradius R','FontSize',20);
zlabel('c_s_t_d_v, m\bullets^-^1', 'FontSize', 20);
ylabel('Rohrradius R, mm', 'FontSize', 20);
%==== Plot Turbulence Intensity ==========
figure('color','white');
polarplot3d(Tu_OA, 'plottype', 'surfn', 'radialrange', [min(r4b)
max(r4b)],...
              'angularrange',[min(t4b) max(t4b)],'polargrid',{r4b
t4b},'tickspacing',30);
set(gca,axprop_tu{:},'Zdir','reverse');
%Edit Colormap
colormap(jet(256));
colorbar;
caxis([0, 0.23]);
%plot view angle
az = -40;
el = 30;
view(az, el);
%labels turbulence
title({'Turbulenzgrad Gitter 02'},'FontSize',24);
xlabel('Rohrradius R, mm', 'FontSize',20);
zlabel('Tu, --','FontSize',20);
ylabel('Rohrradius R, mm', 'FontSize',20);
```

```
figure('color','white');
polarplot3d(Umean_OA, 'plottype', 'surfn', 'radialrange', [min(r4b)
max(r4b)],...
             'angularrange',[min(t4b) max(t4b)],'polargrid',{r4b
t4b},'tickspacing',120);
set(gca,axprop_Umean{:});
%Edit Colormap
colormap(jet(256));
colorbar;
caxis([5, 14]);
%plot view angle
az = -40;
el = 30;
view(az, el);
%labels velcity
title({'Strömungsgeschwindigkeit Gitter 02'},'FontSize',24);
xlabel('Rohrradius R, mm', 'FontSize',20);
zlabel('Geschwindigkeit, c, m\bullets^-^1', 'FontSize',20);
ylabel('Rohrradius R, mm', 'FontSize',20);
```

Matlab Code für Spektraluntersuchungen

clear close clc	r all; e all;		
%==== %Zeit	trohdaten e	inlesen &	EEEEEEEEEEEEEEEEEEEEEEEEEEEEEEEEEEEEEE
a1=0. b1=-2 c1=20 d1=-6 e1=11 f1=-7	.1729; 2.9449; 0.154; 57.138; 14.12; 76.855;		
a2= b2= c2= d2=	0.0929; 1.3634; -1.6792; 2.4059;		
a3= b3= c3= d3=	0.093; 1.3651; -1.6802; 2.4059;		

```
8==========
%Array definition
Umean_OA=zeros(29,37);
std_OA=zeros(29,37);
Tu_OA=zeros(29,37);
k=0;
i=2;
for k=1:2:50
   if k <10
       name= sprintf('rotating_velocity_01_0%d.mat',k);
   elseif (k >= 10) && (k < 27)
       name= sprintf('rotating_velocity_01_%d.mat',k);
    else
       name= sprintf('rotating_velocity_grid_01_%d.mat',k);
    end
data= load(name);
if k<=26
data.Y=data.Y.^5*al+data.Y.^4*bl+data.Y.^3*cl+data.Y.^2*dl+data.Y*el+f
1;
elseif (k >= 27) && (k <=38)
       data.Y=data.Y.^3*a2+data.Y.^2*b2+data.Y*c2+d2;
else
       data.Y=data.Y.^3*a3+data.Y.^2*b3+data.Y*c3+d3;
end
%=====determine mean velocity and averaged Tu for each radius and
each Block ======
sample_min=1;
sample_max=53690;
angular=1;
for m=1:37
U_mean=mean(data.Y(sample_min:sample_max));
Umean_OA(i,m)=mean(data.Y(sample_min:sample_max));
std_OA(i,m)=std(data.Y(sample_min:sample_max));
std_dev=std(data.Y(sample_min:sample_max));
Tu_OA(i,m)=std_dev/U_mean;
sample_min=sample_min+53690;
sample_max=sample_max+53690;
end
if i==2
std_OA(i-1,:)=10;
Tu_OA(i-1,:)=10;
Umean_OA(i-1,:)=0;
end
```

```
if i==26
std_OA(i+1,:)=std(data.Y);
std_OA(i+2,:)=std(data.Y);
std_OA(i+3,:)=std(data.Y);
Tu_OA(i+1,:)=std_dev/U_mean;
Tu_OA(i+2,:)=std_dev/U_mean;
Tu_OA(i+3,:)=std_dev/U_mean;
Umean_OA(i+1,:)=mean(data.Y);
Umean_OA(i+2,:)=mean(data.Y);
Umean_OA(i+3,:)=mean(data.Y);
end
U mean AV=zeros(29,1);
StdDev AV=zeros(29,1);
Tu_mean_AV=zeros(29,1);
for no=1:29
U_mean_AV(no,1)=mean(Umean_OA(no,:));
StdDev_AV(no,1)=mean(std_OA(no,:));
Tu_mean_AV(no,1) = mean(Tu_OA(no,:));
end
%Defining Average Value over arbitrary number of radial positions
% Here 16 Positions from Centre = 0.3m in Diameter
OA_U_mean=mean(U_mean_AV(1:16));
OA_StdDev=mean(StdDev_AV(1:16));
OA_Tu=mean(Tu_mean_AV(1:16));
% FFT Definitions
Fs = 32768;
nfft = 1024;
       hamm=.54- .46*cos(2*pi*(0:nfft-1)'/(nfft-1));
       [Pxx(:,i), F] = pwelch(data.Y,hamm,[],nfft,Fs);
   clear Fs nfft
  i=i+1;
end
   % Plot Spectrum ===
   figure
```

semilogx(F,10.*log10(Pxx))

Eidesstattliche Erklärung

Hiermit versichere ich, Nina Maimuna Balde, an Eides statt, die vorliegende Bachelor-Thesis selbständig verfasst und keine weiteren als die angegebenen Hilfsmittel und Quellen benutzt zu haben.

Dies ist die von der Hochschule Düsseldorf zu bewertende Version.

Ort, Datum _____ Unterschrift _____