

Energetische und akustische Optimierung von Kulissenschalldämpfern in prozesstechnischen Anlagen

Zur Erlangung des akademischen Grades
Doktor der Ingenieurwissenschaften
der Fakultät für Maschinenbau
Karlsruher Institut für Technologie (KIT)

genehmigte
Dissertation
von

M.Sc. Johannes Walter
aus Durbach

Tag der mündlichen Prüfung: 23.03.2018

Hauptreferent: Prof. Dr.-Ing. Martin Gabi
Korreferent: apl. Prof. Dr.-Ing. habil. Dieter Wurz
Korreferent: Prof. Dr.-Ing. Paul Uwe Thamsen



Dieses Werk ist lizenziert unter einer Creative Commons Namensnennung 3.0 Deutschland Lizenz (CC BY 3.0 DE): <http://creativecommons.org/licenses/by/3.0/de/>

Johannes Walter

**Energetische und akustische Optimierung
von Kulissenschalldämpfern in prozesstechnischen Anlagen**

Dissertation

Karlsruhe 2018

Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet Strömungsmaschinen des Karlsruher Instituts für Technologie.

Mein besonderer Dank gilt den Herren Prof. Dr.-Ing. Martin Gabi und apl. Prof. Dr.-Ing. habil. Dieter Wurz für die Möglichkeit diese Arbeit durchführen zu können, die wissenschaftliche Förderung sowie der Übernahme des Haupt- bzw. Korreferats. Herrn Prof. Dr.-Ing. Paul Uwe Thamsen danke ich für das Interesse an meiner Arbeit und der Übernahme des zweiten Korreferats. Dem Vorsitzenden des Prüfungsausschusses, Herrn Prof. Dr. Michael Hoffmann gilt ebenfalls mein Dank.

Die angenehme Arbeitsatmosphäre am Institut hat mir bei der Durchführung der Arbeit sehr geholfen. Ich möchte mich daher bei allen Kollegen und bei den Mitarbeitern der Werkstatt bedanken. Besonders hervorheben möchte ich alle meine Studenten, welche mich bei der Anfertigung der Arbeit durch ihre engagierte Mitarbeit unterstützt haben.

Publikationen

Die vorliegende Arbeit basiert unter anderem auf den folgenden Veröffentlichungen vom Autor:

- J. Walter, D. Wurz, S. Hartig und M. Gabi. Experimental investigation of an annular diffuser for axial fans at different inflow profiles, *THERMAL SCIENCE*, Vol.21:553-564, 2017
- J. Walter, D. Wurz und M. Gabi. Investigation of the Performance of Short Diffusers Configurations for Different Inflow Profiles, *Proceedings of the Euroturbo 12, Stockholm*, 2017
- J. Walter und M. Gabi. Investigation of the performance of a fan-diffuser-silencer configuration for thermal power station application, *Proceedings of the ISAIF 13, Okinawa*, 2017
- J. Walter S. Caglar und M. Gabi. Investigation on the maximum total to static efficiency of axial fans, *Proceedings of the FAN conference, Darmstadt*, 2018
- J. Walter und M. Gabi. Aerodynamic and acoustic performance of a diffuser-silencer configuration, *Proceedings of the FAN conference, Darmstadt*, 2018

Im Rahmen des Projekts wurden die aufgeführten studentischen Arbeiten betreut:

- M. Neuwirth. Untersuchungen zur Skalierbarkeit der akustischen Eigenschaften von Schalldämpfern
- C. Schäfer. Strömungstechnische Untersuchung einer typischen Diffusor-Schalldämpfer Anordnung
- J. Rau. Vergleich und Verbesserung von Diffusor-Schalldämpfer-Systemen
- M. Noll. Untersuchung der strömungsinduzierten Schwingungsanregung von Schalldämpferkulissen mittels High-Speed-PIV

Kurzfassung

Um die Geräusentwicklung großer Ventilatoranlagen einzudämmen, werden Kulissenschalldämpfer eingesetzt. Die Kulissen sind in der Regel in einem Rechteckquerschnitt in Strömungsrichtung angeordnet. Damit aerodynamische Verluste und Strömungsgeräusche durch die Installation des Schalldämpfers zu keiner wesentlichen Beeinträchtigung der Betriebseigenschaften führen, darf die maximale Geschwindigkeit zwischen den Kulissen einen kritischen Wert nicht überschreiten. Die Verdrängungswirkung der Kulissen wird durch einen divergenten Kanalabschnitt (Diffusor, Verbindungselement) in der Zuströmung zum Schalldämpfer kompensiert. Die Anordnung aus Diffusor, Verbindungselement und Schalldämpfer wird als Schalldämpfereinheit (SDE) bezeichnet. Deren aerodynamische Verluste sind neben der Strömungsgeschwindigkeit stark von dem Abströmprofil des Ventilators abhängig, welcher stromauf der SDE angeordnet ist.

Die aerodynamischen und akustischen Eigenschaften dieser Anordnung werden an einer skalierten Versuchsanlage untersucht. Am Eintritt zur SDE werden typische Ventilatorabströmprofile nachgebildet. Der Verlustbeiwert steigt je nach Einströmprofil im Vergleich zur ungestörten Zuströmung um bis zu 169 % an. Für alle untersuchten Profile ist das Geschwindigkeitsmaximum zwischen den Kulissen mindestens 84 % höher als die mittlere Geschwindigkeit. Um die angestrebten Betriebseigenschaften der Anlage zu erreichen, muss dies bei der Auslegung berücksichtigt werden. Auf Basis der Untersuchungsergebnisse wird eine neue SDE entwickelt. Die Absorberkulissen werden sternförmig im Kreisquerschnitt des Kanals installiert. Die Kulissen werden so dimensioniert, dass der effektive Öffnungswinkel des Kanals an den Grundzustand der Strömung angepasst ist. Ziel ist die Entwicklung eines Schalldämpfers mit geringeren aerodynamischen Verlusten bei mindestens gleichwertiger Dämpfung. Des Weiteren ist eine Verkürzung der Baulänge der Einheit anzustreben. Die Geometrieparameter werden in einer Parameterstudie mit numerischen Methoden ermittelt. Je nach Gewichtung der Zielgrößen ergeben sich unterschiedliche Geometrieparameter. Die Baulänge der kürzesten Konfiguration P1, die im Rahmen der Arbeit entwickelt wurde, wird im Vergleich zur SDE nach dem Stand der Technik um 47 % reduziert. Der mittlere Verlustbeiwert der Einheit ist 15 % geringer. Die Konfiguration P2 weist die besten aerodynamischen Eigenschaften auf. Gemessen an den Ergebnissen für die Einheit nach Stand der Technik ist der mittlere Verlustbeiwert um 24% kleiner, des Weiteren ist P2 um 37% kürzer. Wird anstatt der Einheit nach dem Stand der Technik die weiterentwickelte Einheit installiert, kann die relative Gütegradsteigerung, bzw. die zu erzielende Einsparung an Ventilatorleistung, bis zu 7% betragen.

Abstract

Splitter silencers are installed to reduce the noise emission of ventilation units. The splitters are mounted in a rectangular cross section in flow direction. The maximum velocity between these splitters shall not exceed a critical value otherwise high aerodynamic losses and flow noise can impair the operating conditions. The blockage of the splitters is compensated by a divergent duct section upstream the silencer (diffuser and duct transition). This configuration with diffuser, duct transition and silencer is defined as silencer unit (SDE). The noise source, here the axial fan, is arranged upstream the silencer unit. The aerodynamic losses of the unit are not only dependent on the flow velocity but also on the shape of the outflow profile of the fan.

The aerodynamic and acoustic properties of this configuration are investigated on a scaled test rig in the laboratory. Typical fan outflow profiles are reproduced at the inlet of SDE. The loss coefficient increases depending on the inflow profile up to 169 % compared to the undisturbed inflow. The maximum velocity between the splitters is for all inflow profiles at least 84 % higher than the area-averaged mean velocity. This should be considered in the design stage of the silencer unit.

Based on these results a new silencer unit is developed. The objective is an optimized configuration with lower aerodynamic losses and at least equivalent acoustic attenuation. Furthermore the new silencer unit should be shorter in order to reduce the installation space. Therefore the splitters are arranged radially in the circular cross section of the diffuser and the duct. The blockage of the splitters and thus the effective opening angle of the components is adjusted to the flow. The geometry is determined with numeric tools in a parameter study. The results are strongly dependent on the target functions. The length of the new configuration P1 is 47 % shorter than the state of art configuration. The aerodynamic losses are reduced by 15 %. The new configuration P2 shows the best aerodynamic properties. Compared to the state of art SDE the losses are 24 % smaller. Furthermore this configuration is 37 % shorter. If the new configuration is used instead of the SDE, the relative efficiency increase of the system with fan and SDE can be up to 7 %.

Symbolverzeichnis

Abkürzungen

DF	Diffusor
GA	Großanlage
GP	Gehäuselastiges Zuströmprofil
HOM	Ungestörtes Zuströmprofil
HR	Hallraum
FFT	Fast Fourier Transformation
KSD	Kulissenschalldämpfer
LA	Laufрад
ME	Messebene
NSE	Navier-Stokes-Gleichungen
NL	Nachleitapparat
NP	Nabenlastiges Zuströmprofil
P1/2	Prototypen
RSQ	Vergleichsschallquelle
SDE	Schalldämpfereinheit
SdT	Stand der Technik
VE	Verbindungselement
WFM	Wirbelflussmaschine

Lateinische Buchstaben

<i>a</i>	[m/s]	Schallgeschwindigkeit
<i>A</i>	[m ²]	Querschnittsfläche
<i>AR</i>	[-]	Flächenverhältnis
<i>B</i>	[-]	Anteil des verblockten Strömungsquerschnitts kurz: Verblockung
<i>c</i>	[m/s]	Strömungsgeschwindigkeit

Symbolverzeichnis

c_D	[-]	Widerstandsbeiwert
c_p	[-]	Druckbeiwert
d	[m]	Dicke des Absorbermaterials
D	[m]	Durchmesser des Laufrads
D_a	[dB]	Ausbreitungsdämpfung
D_d	[dB]	Durchgangsdämpfung
D_e	[dB]	Einfügedämpfung
D_h	[dB]	Kanaldämpfung
D_{hyd}	[dB]	hydraulischer Durchmesser
e_{kin}	[J/kg]	kinetische Energie
f	[1/s]	Frequenz
F	[N]	Kraft
G	[m ² s/kg]	Admittanz
h	[m]	Kanalbreite
j	[J/kg]	Verluste
k	[1/m]	Wellenzahl
k_x	[1/m]	Ausbreitungskonstante
L	[m]	Längenmaß
L_p	[-]	Schalldruckpegel
L_W	[-]	Schallleistungspegel
\dot{m}	[kg/s]	Massenstrom
m	[-]	Ordnungszahl
M	[-]	Machzahl
n	[-]	Ordnungszahl
N	[-]	Anzahl der Elemente
n_K	[-]	Anzahl Absorberelemente
p	[Pa]	Druck
p'	[Pa]	Schalldruck
P	[W]	Leistung
r	[m]	Koordinate
Re	[-]	Reynoldszahl
s	[m]	Koordinate im Ringspalt
S	[m]	Ringspalthöhe
St	[-]	Strouhalzahl
t	[s]	Zeit
T	[s]	Zeitintervall
u	[m/s]	Umfangsgeschwindigkeit $u(r)$ des Laufrades

v'	[m/s]	Schallschnelle
\dot{V}	[m ³ /s]	Volumenstrom
x_i	[m]	Koordinaten
X	[-]	Skalierungsfaktor
y_{Sch}	[J/kg]	Schaufelarbeit
Z	[kg/m ² /s]	Schallkennimpedanz

Griechische Buchstaben

α	[deg]	Winkel
β	[deg]	Hinterkantenwinkel der Absorberelemente
γ	[-]	Profil-Koeffizient
ε	[-]	Anpassungsverhältnis
ζ	[-]	Verlustbeiwert
η	[-]	Wirkungsgrad
η_{ak}	[-]	Frequenzparameter
κ	[-]	Strukturfaktor
λ	[-]	Leistungszahl
Λ	[-]	Auskleidungstiefe
μ_i	[1/m]	Querkonstanten
μ	[Pa s]	dynamische Viskosität
ν	[-]	Nabenverhältnis
Ξ	[Ns/m ⁴]	spezifischer Strömungswiderstand
ρ	[kg/m ³]	Dichte
σ	[-]	Standardabweichung
σ_f	[-]	Freiflächenanteil
σ_p	[-]	Porosität
τ	[N/m ²]	Wandschubspannung
φ	[-]	Volumenzahl
Ψ	[-]	Druckzahl
ω	[1/s]	Kreisfrequenz

Indizes

<i>a</i>	Außendurchmesser
<i>abs</i>	Absorber
<i>A</i>	Austritt
<i>ak</i>	Akustik
<i>ax</i>	axial
<i>B</i>	bewegt
<i>Diff</i>	Diffusor
<i>dyn</i>	dynamisch
<i>eff</i>	effektiv
<i>E</i>	Eintritt
<i>fa</i>	freiausblasend
<i>K</i>	Kulisse
<i>mSD</i>	mit Schalldämpfer
<i>n</i>	Richtung der Normale
<i>N</i>	Nabe
<i>opt</i>	optimal
<i>oSD</i>	ohne Schalldämpfer
<i>r</i>	radial
<i>R</i>	ruhend
<i>Sch</i>	Schaufel
<i>Sys</i>	System
<i>tot</i>	total
<i>u</i>	Umfangsrichtung
<i>W</i>	Welle

Sonstige

$\overline{(\cdot)}$	Zeitlich gemittelte Größe
$\widetilde{(\cdot)}$	Energetisch gemittelte Größe
x	Vektor

Inhaltsverzeichnis

Kurzfassung	v
Abstract	vii
Symbolverzeichnis	ix
1 Einleitung	1
1.1 Motivation und Zielsetzung	1
1.2 Literaturüberblick	3
2 Theoretische Überlegungen	7
2.1 Systembetrachtung Aerodynamik	7
2.1.1 Ventilator	10
2.1.1.1 Theoretische Beschreibung der Geschwindigkeitsverteilung	10
2.1.1.2 Reale Abströmung von Axialmaschinen	14
2.1.1.3 Auswahl des Nabenverhältnisses	14
2.1.1.4 Dynamischer Druck am Ventilatoraustritt	16
2.1.2 Schalldämpfereinheit	18
2.1.2.1 Diffusor	19
2.1.2.2 Verbindungselement	22
2.1.2.3 Kulissenschalldämpfer	23
2.2 Systembetrachtung Akustik	25
2.2.1 Wellenausbreitung im Kanal	26
2.2.2 Absorptionsschalldämpfer	31
2.2.2.1 Berechnung der Ausbreitungsdämpfung	33
2.2.2.2 Bestimmung der Materialkennwerte des Absorbers	35
2.2.2.3 Dimensionsanalyse und Skalierung von Absorbern	36
2.2.2.4 Diskussion der Dämpfungskurven	39
2.2.2.5 Einfluss der Strömung auf die akustischen Eigenschaften	40
3 Versuchsaufbau und numerische Modellierung	43
3.1 Prüfstandskonzept	43

3.1.1	Versuchsanlage	44
3.1.2	Nachbildung typischer Geschwindigkeitsprofile	46
3.2	Aerodynamische Untersuchungen	51
3.2.1	Geschwindigkeitsmessung	51
3.2.2	Totaldruckmessung	53
3.2.3	Volumenstrommessung	53
3.2.4	Messebenen und Parameterdefinition	53
3.2.5	Messunsicherheiten	54
3.2.6	Numerische Strömungssimulation	55
3.3	Akustische Untersuchungen	58
3.3.1	Einfügedämpfung D_e	58
3.3.2	Schallleistungspegel L_W	59
3.3.3	Eigenschaften und Auswahl des Absorbermaterials	60
3.3.4	FEM Simulation	61
4	Ergebnisse	65
4.1	Schalldämpfereinheit nach dem Stand der Technik SdT	65
4.1.1	Aerodynamische Untersuchungen	65
4.1.2	Akustische Untersuchungen	73
4.2	Problemeingrenzung und Entwicklungsmethodik	78
4.3	Optimierte Schalldämpfereinheit	84
4.3.1	Ergebnisse der Parameterstudie	84
4.3.2	Fertigung	88
4.3.3	Prototyp 1	89
4.3.4	Prototyp 2	92
4.3.5	Großanlage	95
5	Zusammenfassung	99
A	Anhang	103
A.1	Numerische Methoden	103
A.2	Experimentelles Setup	104
A.3	Skalierung der Dämpfungseigenschaften	105
A.4	Ergebnisse der Parameterstudie	106

1 Einleitung

1.1. Motivation und Zielsetzung

In prozesstechnischen Anlagen gehören Ventilatoren regelmäßig zu den dominierenden Schallquellen. Zur Einhaltung von Grenzwerten für die Schallemission, müssen Schalldämpfer in den angeschlossenen Kanälen installiert werden [1]. Als Beispiel wird die schalltechnische Planung des Großkraftwerks Moorburg herangezogen. In Abbildung 1.1 ist der A-bewertete Schallleistungspegel L_W (*Ist*) des Ventilators dargestellt [2]. Die gestrichelte Linie zeigt die geforderte Schalleistung L_W (*Soll*) in dem nachfolgenden Rohrleitungssystem. Diese wird durch eine Ausbreitungsrechnung ermittelt. Durch die Installation von Schalldämpfern, die saug- und druckseitig des Ventilators angeordnet sind, soll der geforderte Pegel erreicht werden.

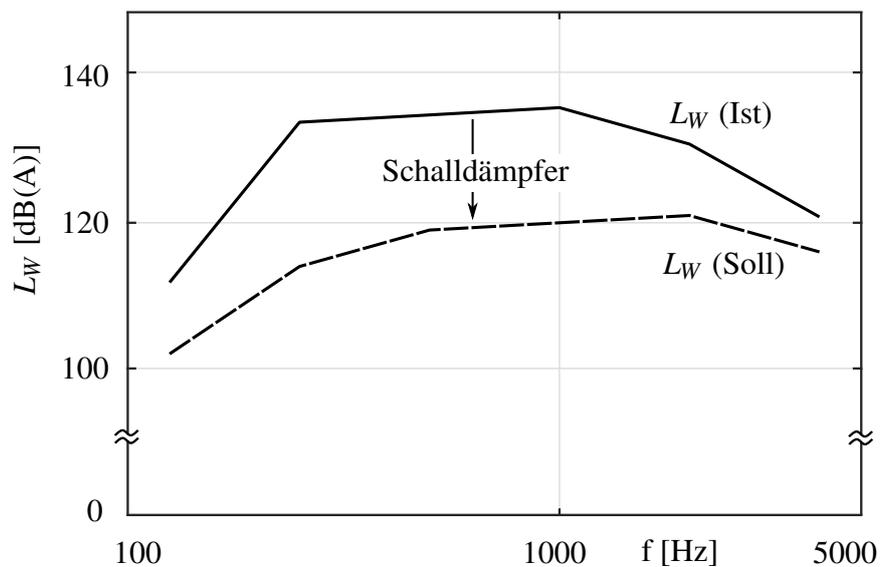


Abbildung 1.1.: Schalleistung L_W (*Ist*) des Saugzugventilators und die geforderte Schalleistung im folgenden Rohrleitungssystem L_W (*Soll*) nach [2]

Eine typische Anordnung, wie sie zur Frischluftversorgung in Kohlekraftwerken eingesetzt wird, ist in Abbildung 1.2 schematisch dargestellt. Der Ventilator fördert die zum Verbrennungsprozess notwendige Frischluft. Um die Schallemission der Anlage zu reduzieren, folgt stromab des Ventilators die Schalldämpfereinheit¹. Diese verbindet den Ventilator mit dem anschließenden Rohrleitungssystem. Die Absorberelemente des Schalldämpfers (Kulissen) sind in einem Rechteckquerschnitt angeordnet; somit sind Verbindungselemente VE notwendig, die den Kreisquerschnitt in einen Rechteckquerschnitt und zurück auf den Kreisquerschnitt des Rohrleitungssystems überführen. Die Schallabstrahlung des Ventilators erfolgt sowohl stromab als auch stromauf des Ventilators. Im Zuströmbereich werden Ansaugschalldämpfer eingesetzt. Der Ventilator und die Schalldämpfereinheit werden in der Regel in einem separaten Raum eingehaust (Halle 1), um die Arbeitsbereiche (Halle 2) sowie die Umwelt vor der hohen Geräuschemission zu schützen. Die Schalldämpfer sollten möglichst nahe an der Quelle angeordnet sein. Dies ist notwendig, um eine effiziente Schallminderung zu gewährleisten, da der Schall über die Kanalwände der folgenden Komponenten an die Umgebung abgestrahlt werden kann.

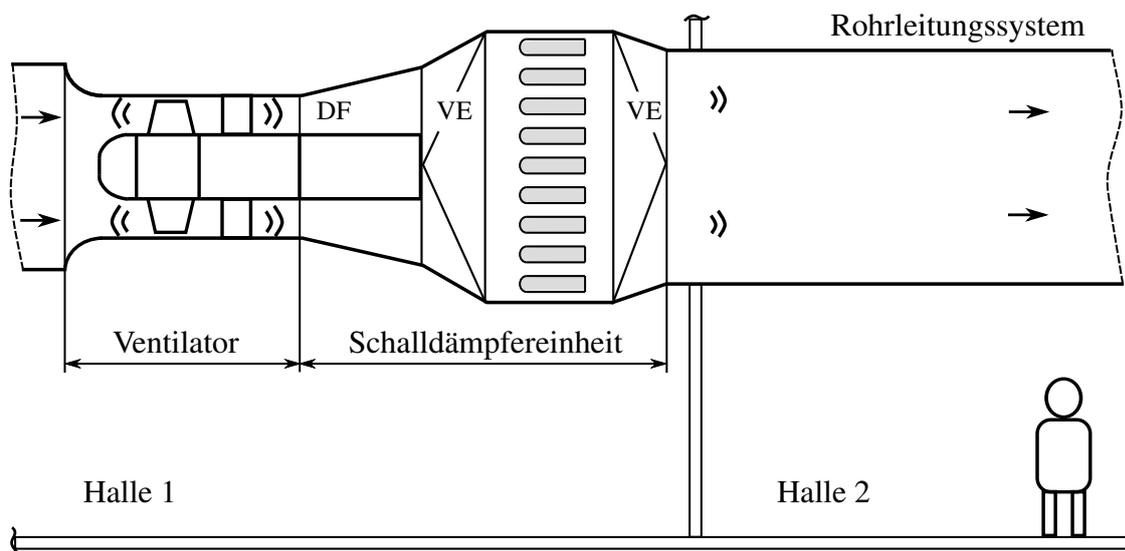


Abbildung 1.2.: Frischlüfter im Kraftwerk

Neben den gewünschten Eigenschaften (Schalldämpfung) führt die Installation eines Schalldämpfers zu erhöhten Investitions- (Bauraum, Fertigung) und Betriebskosten (Eigenenergiebedarf, Wartung). Besonders der zusätzlich notwendige Bauraum stellt häufig ein Problem dar. Um hohe Geschwindigkeiten aufgrund der Versperrung durch die Kulissen zu vermeiden, ist ein großer Bauteilquerschnitt notwendig. Die maximale Strömungsgeschwindigkeit im Schalldämpfer sollte einen

¹Der Kreisringdiffusor DF, welcher stromab des Ventilators angeordnet ist, kann in den Lieferbereich des Ventilatorherstellers fallen. Für die Systembetrachtung im Rahmen der Arbeit hat es sich als vorteilhaft erwiesen, den Diffusor der Schalldämpfereinheit zuzuschlagen.

kritischen Wert nicht übersteigen, denn hohe Geschwindigkeiten c zwischen den Schalldämpferkulissen führen zu:

- erhöhten aerodynamischen Verlusten ($\Delta p_{Verlust} \sim c^2$)
- Lärm durch Strömungsrauschen ($P_{ak} \sim c^6$).

Nach [3] sollte die Maximalgeschwindigkeit zwischen den Kulissen 20 m/s nicht überschreiten, da andernfalls mit einer Beeinträchtigung der akustischen Eigenschaften zu rechnen ist. Besonders problematisch gelten die druckseitig angeordneten Schalldämpfer. Die starke Querschnittserweiterung der Schalldämpfereinheit kann, abhängig von dem Abströmprofil des Ventilators, zu einer ungleichmäßigen An- und Durchströmung der Kulissen führen. Untersuchungen von *Ackermann* [1] zeigen, dass durch ungleichförmige Anströmung um bis zu 100% höhere Verlustbeiwerte ζ zu erwarten sind im Vergleich zu einer ungestörten Anströmung. Die entstehenden Verluste berechnen sich aus

$$\Delta p_{Verlust} = \zeta \cdot \frac{\rho}{2} c^2. \quad (1.1)$$

Wenn somit am Austritt des Ventilators ein hoher dynamischer Druck $\rho/2 \cdot c^2$ vorliegt, führt dies in Verbindung mit einem großen Verlustbeiwert ζ der Schalldämpfereinheit zu erheblichen Verlusten. Als Folge davon steigen der Eigenenergiebedarf der Anlage und somit die Betriebskosten.

Ziel der Arbeit ist die Weiterentwicklung der Schalldämpfereinheit zur Reduzierung der aerodynamischen Verluste und der Baulänge. In einem ersten Schritt wird die Einheit gemäß dem Stand der Technik im Strömungslabor ausführlich untersucht. Es werden typische Ventilatorabströmprofile nachgebildet und deren Einfluss auf die Betriebseigenschaften der Einheit analysiert. Im nächsten Schritt wird, ausgehend von diesen Ergebnissen, die neue Schalldämpfereinheit konzipiert. Die Geometrie der Weiterentwicklung basiert ansatzweise auf der Patentanmeldung [4]. Im letzten Schritt werden die Prototypen der neuen Einheit gefertigt und experimentell untersucht. Des Weiteren wird für die Anordnungen aus Ventilator und Schalldämpfereinheit eine Systembetrachtung durchgeführt. Der Anteil des dynamischen Drucks an der Totaldruckerhöhung am Ventilatoraustritt wird anhand theoretischer Annahmen bestimmt und der Verlustbeiwert experimentell ermittelt. Auf Basis dieser Ergebnisse wird die relative Gütegradänderung des Systems durch Anschluss der neuartigen Schalldämpfereinheit abgeschätzt.

1.2. Literaturüberblick

Die Anordnung (Ventilator- und Schalldämpfereinheit) besteht aus mehreren Komponenten (Abb. 1.3). Auf den Ventilator folgt ein Kanalabschnitt und der Schalldämpfer. Der Kanalabschnitt kann

unterteilt werden in den Kreisringdiffusor (DF) und das Verbindungselement (VE). Beide Bauteile dienen zur Anpassung und Erweiterung des Querschnitts.

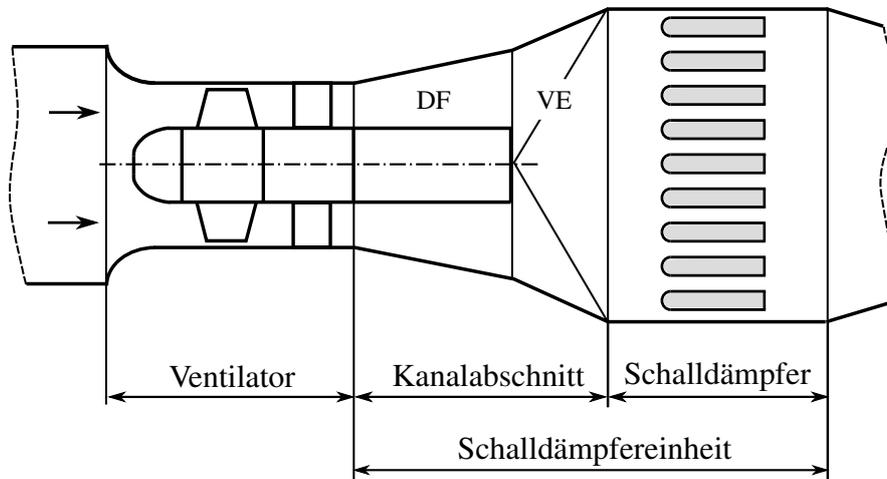


Abbildung 1.3.: Anordnung gemäß dem Stand der Technik

Die Komponenten wurden bisher separat behandelt und untersucht. Eine Untersuchung der kompletten Anordnung, welche die Interaktion der einzelnen Komponenten berücksichtigt, liegt nicht vor.

Ventilatoren

Die Arbeiten zur Auslegung von Axialventilatoren von *Marcinowski* [5] sind heute immer noch von großer Bedeutung. Mit Hilfe des *Strscheltzky* [6] Kriteriums findet *Marcinowski* das optimale Nabenverhältnis v axialer Ventilatoren. In seiner Arbeit bestätigt er die theoretischen Optimalwerte durch das Cordier-Band. Die Optimalkurven im bekannten Standardwerk über Ventilatoren von *Bruno Eck* [7] basieren darauf. Eine aktuelle Arbeit zur Optimierung von Niederdruck-Axialventilatoren hinsichtlich des frei-ausblasenden Wirkungsgrads wurde von *Bamberger* [8] veröffentlicht. Mit Hilfe von CFD-basierten Meta-Modellen entwickelte er Laufräder mit wesentlich höherem frei-ausblasenden Wirkungsgrad als Laufräder, die nach klassischen Methoden entworfen wurden. Einen guten Überblick über die unterschiedlichen Auslegekriterien gibt *Carolus* [9]. Neben den klassischen Auslegeverfahren diskutiert *Carolus* den Einfluss der Schaufelsichelung und die Schallabstrahlung von Ventilatoren. Eine analytische Beschreibung der strömungstechnischen Einflüsse der einzelnen Geometrieparameter von Axialventilatoren gibt *Caglar* [10]. In [11] zeigt *Gabi* ein einfaches Verfahren auf zur Bestimmung des A-bewerteten Schallleistungspegels sowie dem Frequenzspektrum von Niederdruck-Axialventilatoren.

Kanalabschnitt

Beide Bauteile (Kreisringdiffusor DF, Verbindungselement VE) weisen eine Querschnittserweiterung in Strömungsrichtung auf und können damit der Bauteilkategorie der Diffusoren zugeschrieben werden. Eine der bekanntesten Arbeiten zu Diffusoren wurde von *Sovran und Klomp* [12] verfasst. In einer umfassenden Studie wurden Plattendiffusoren, sowie konische und Kreisringdiffusoren untersucht. Aus den Ergebnissen leiten sie Optimalkriterien für die Konstruktion von Diffusoren ab. Mit Hilfe ihrer Konstruktionsdiagramme lassen sich durch die Vorgabe von der Diffusorlänge oder dem Flächenverhältnis die Geometrieparameter finden, bei denen der maximale Druckrückgewinn vorliegt. Weiterhin zeigen sie, dass die Dicke der turbulenten Grenzschicht am Eintritt einen signifikanten Effekt auf den Druckrückgewinn des Diffusors hat. *Zierer* [13] untersucht die Strömung in Kreisringdiffusoren stromab axialer Verdichter. Er führt die Experimente für unterschiedliche Betriebspunkte des Verdichters durch, wodurch sich das Strömungsprofil am Diffusoreintritt ändert. Diese Änderung hat einen starken Einfluss auf die Verluste bzw. den Druckrückgewinn. Weiterhin zeigt er, dass sich die Ergebnisse der Diffusoruntersuchungen mit vorgeschaltetem Verdichter von denen mit vorgeschaltetem Rohrabschnitt unterscheiden. Die simulative Behandlung von ablösenahen bzw. abgelösten Diffusorströmungen stellt bis heute große Probleme dar. *Brouwer* [14] führt Simulationen mit verschiedenen Modellierungsansätzen (RANS, URANS, hybride Verfahren) eines Diffusors stromab einer Gasturbine durch. Die Ergebnisse werden mit experimentellen Untersuchungen abgeglichen. Neben Abweichungen bei den Geschwindigkeitsprofilen weisen die Modelle einen leicht geringeren Druckrückgewinn aus.

Die Geometrie des Verbindungselements VE ist sehr komplex, da es neben der Querschnittszunahme in Strömungsrichtung, auch die Querschnittsform ändert. Diese Anordnung stellt eine sehr praxisnahe Konstruktion dar, welche in Grundlagenstudien nur selten zu finden ist. Eine Übersicht zu den Verlustbeiwerten einiger Bauteile dieser Art ist in [15] zu finden.

Diffusorströmungen wurden in der Vergangenheit auch ausführlich theoretisch behandelt. Eine Strömung in einem divergenten Kanal, deren Quelle der Schnittpunkt zweier ebener Wände ist, wird als *Jeffery-Hamel-Flow* bezeichnet. *Banks et al.* [16] können für diese Anordnung zeigen, dass eine starke Wechselwirkung von Störungen stromab und stromauf des Bauteils stattfindet wenn der Öffnungswinkel 2α einen kritischen Wert überschreitet. Daraus lässt sich die Wichtigkeit der korrekten Wahl der Randbedingungen für die Berechnung von Diffusorströmungen ableiten.

Schalldämpfer

Die ersten Arbeiten über die Schalldämpfung in Kanälen mit schallabsorbierender Wand gehen auf *Cremer* [17] zurück. Auf Basis theoretischer Betrachtungen bestimmt er das höchste Dämpfungsmaß. Im deutschsprachigen Raum gelten die Bücher Schallabsorber 1-3 [18] von *Mechel* als

Standardwerk. Im ersten Buch behandelt er Schallfelder und deren Wechselwirkung außerhalb der Absorberelemente, während im zweiten Buch die Schallfelder innerhalb des Absorbers analysiert werden. Der letzte Teil beinhaltet die Berechnung und Auslegung von unterschiedlichen Schalldämpfern. *Mechel* unterscheidet dabei neben den verschiedenen Geometrieparametern zwischen lokal und lateral wirkenden Absorbern. Bei lokal wirkenden Absorbern wird die Schallausbreitung im Absorbermaterial vernachlässigt. Die Schallausbreitung in lateral wirkenden Absorbern wird durch ein *equivalent fluid model* beschrieben. Dieses Modell basiert auf der Wellengleichung und nutzt komplexe Materialparameter. Das Material wird als bewegungslos angenommen. Das bekannteste Modell, welches die Materialparameter beschreibt, wurde von *Delany und Bazley* [19] entwickelt. Um die Dämpfungseigenschaften zu bestimmen, müssen nichtlineare Gleichungen gelöst werden. *Mechel* empfiehlt das Newton-Verfahren kombiniert mit einem Kettenbruchverfahren zur Abschätzung der Startwerte. Durch die rasante Steigerung der Leistungsfähigkeit von Computern haben sich neue Methoden zur Lösung etabliert. Die am weitesten verbreiteten Verfahren sind die Randelement-Methode (BEM) und das Finite Elemente Verfahren (FEM) [20]. Eine Einführung in die Berechnung der Dämpfungseigenschaften von Absorbern mittels FEM gibt [21].

Neben den akustischen Eigenschaften sind die aerodynamischen Eigenschaften von großer Bedeutung für den Betrieb von Schalldämpferanlagen. *Ackermann* [22] führt umfangreiche Untersuchungen zu den aerodynamischen Verlusten in Kulissenschalldämpfern bei ungestörter Zuströmung durch. Er leitet daraus Formeln für den Verlustbeiwert unterschiedlicher Kulissen geometrien ab und merkt an, dass bei ungünstiger Zuströmung die Verlustbeiwerte erheblich steigen können. In verschiedenen Literaturstellen [23], [1] wird auf die negativen Auswirkungen einer schlechten Anströmung, bedingt durch ungünstig ausgeführte Verbindungselemente, hingewiesen. Eine ausführliche Studie zum Einfluss eines vorgeschalteten Verbindungselements bzw. Diffusors liegt nicht vor. *Wurz und Hartig* [24] untersuchen und optimieren Schalldämpferkulissen für Nasskühltürme. Durch geringe geometrische Veränderungen der Kulissen können die Verluste bei gleichbleibender Dämpfung erheblich reduzieren werden. Desweiteren wird durch die Umgestaltung des Tropfenabscheiders eine deutlich höhere Dämpfung im Frequenzbereich oberhalb 600 Hz erzielt.

Strömungsgeräusche können die Betriebseigenschaften der Anlage verschlechtern. Am Austritt der Kulissen haben die Strömungsgeräusche näherungsweise Dipolcharakter und skalieren mit der Strömungsgeschwindigkeit in sechster Potenz [25]. Treten zwischen den Kulissen lokal stark überhöhte Geschwindigkeiten auf, führt dies daher zu einer hohen Geräuschemission. Dieser Effekt wurde von *Nelson und Morfey* [26] für unterschiedliche Geometrieparameter und Geschwindigkeiten untersucht. Sie entwickeln auf Basis theoretischer Überlegungen ein Skalierungsgesetz (*Nelson-Morfey-Scaling*), welches den Freiflächenanteil, die Geschwindigkeit sowie die charakteristische Länge der Versprerrungen berücksichtigt und bestätigen dies experimentell. *Karakull et al.* schlagen in [27] eine Formulierung des Skalierungsgesetzes auf Basis der Impulskraft vor.

2 Theoretische Überlegungen

2.1. Systembetrachtung Aerodynamik

Der Ventilator mit druckseitig angeschlossener Schalldämpfereinheit wird im Folgenden als System bezeichnet (Abb. 2.1), dessen Grenzen sich an den Stellen (E) und (A) befinden. Die Schalldämpfereinheit besteht aus Diffusor DF, Verbindungselement VE und Kulissenschalldämpfer KSD. Die große Querschnittserweiterung zwischen Ventilatoraustritt und Schalldämpfer ist notwendig, um den Kulissenschalldämpfer an den Ventilator anzubinden. Stromab des Austritts (A) folgt das Rohrleitungssystem. Der Querschnitt der Rohrleitung (Durchmesser, Form) hängt von den nachfolgenden Komponenten ab. Dieses Bauteil wird daher im Rahmen der Arbeit nicht berücksichtigt.

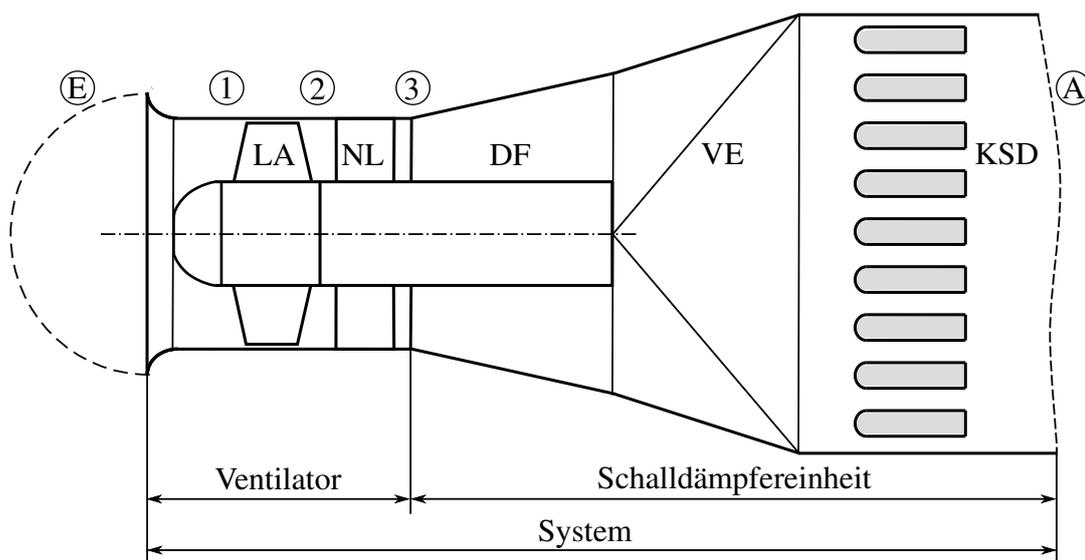


Abbildung 2.1.: Ventilator mit druckseitig geschlossenem Schalldämpfer

2. Theoretische Überlegungen

Es sei jedoch darauf hingewiesen, dass eine gleichförmige Abströmung aus dem KSD eine erhebliche Verringerung der Verluste in den nachfolgenden Komponenten bewirken kann.

Zur aerodynamischen Analyse des Systems werden folgende Annahmen getroffen:

- Aufgrund eines relativ kleinen Druckverhältnisses zwischen Eintritt und Austritt des Ventilators von $p_3/p_E \leq 1,3$ wird die Strömung im System als schwach kompressibel betrachtet.
- Die Strömung ist stationär.
- Die Zuströmung ist drallfrei ($c_{u1} = 0$).

Die Druckänderung des Systems ergibt sich aus der Druckerhöhung des Ventilators abzüglich den Verlusten j_{3-A} im Schalldämpfer und den Verbindungselementen (DF, VE). Die dem Fluid zugeführte Energie wird mit den Gleichungen 2.1 - 2.4 beschrieben.

$$\text{Totaldruckerhöhung des Ventilators} \quad \Delta p_{tot} = p_{tot,3} - p_{tot,E} \quad (2.1)$$

$$\text{Freiausblasende Druckerhöhung des Ventilators} \quad \Delta p_{fa} = \Delta p_{tot} - p_{dyn,3} \quad (2.2)$$

$$\text{Totaldruckänderung im System} \quad \Delta p_{tot,sys} = p_{tot,A} - p_{tot,E} \quad (2.3)$$

$$\text{bzw.} \quad \Delta p_{tot,sys} = \Delta p_{tot} - \rho j_{3-A} \quad (2.4)$$

Der Totaldruck p_{tot} setzt sich aus dem statischen Druck p und dem dynamischen Anteil p_{dyn} zusammen (Gl. 2.5).

$$p_{tot} = p + p_{dyn} \quad (2.5)$$

Um eine bessere Vergleichbarkeit der wichtigsten Betriebsgrößen zu gewährleisten, werden dimensionslose Kennzahlen eingeführt. Diese beziehen dimensionsbehaftete Größen auf die Hauptgeometrie- und Betriebsdaten. Die dimensionslosen Kennzahlen sind wie folgt definiert

$$\text{Volumenzahl} \quad \varphi = \frac{\dot{V}}{\frac{\pi}{4} D^2 u} \quad (2.6)$$

$$\text{Druckzahl} \quad \Psi = \frac{\Delta p}{\frac{\rho}{2} u^2} \quad (2.7)$$

$$\text{Leistungszahl} \quad \lambda = \frac{8P_W}{\rho \pi D^2 u^3} \quad (2.8)$$

$$\text{Wirkungsgrad} \quad \eta = \frac{\Delta p \dot{V}}{P_W} = \frac{\varphi \Psi}{\lambda} \quad (2.9)$$

Der Gütegrad η_{tot} des Systems ergibt sich mit den Gleichungen 2.4 und 2.9 zu

$$\text{Gütegrad System total} \quad \eta_{tot,sys} = \eta_{tot} - \frac{\rho j_{3-A} \dot{V}}{P_W} \quad (2.10)$$

Die Verluste j_{3-A} werden durch den Verlustbeiwert ζ_{3-A} und die kinetische Energie $e_{kin,3}$ beschrieben.

$$\text{Verluste } \textcircled{3} - \textcircled{A} \quad j_{3-A} = e_{kin,3} \cdot \zeta_{3-A} \quad (2.11)$$

Aus den Gleichungen 2.10 und 2.11 lässt sich der relative Gütegradabfall durch Anschluss der Schalldämpfereinheit ableiten

$$\text{relativer Gütegradabfall} \quad \frac{\eta_{tot} - \eta_{tot, Sys}}{\eta_{tot}} = \frac{\Delta\eta}{\eta_{tot}} = \frac{\rho e_{kin,3}}{\Delta p_{tot}} \cdot \zeta_{3-A}. \quad (2.12)$$

Um die Relevanz des relativen Gütegradabfalls durch die Verluste j_{3-A} zu prüfen, gilt es, den Verlustbeiwert ζ_{3-A} sowie den Anteil des dynamischen Druckes ($p_{dyn} = \rho e_{kin}$) an der Totaldruck-erhöhung Δp_{tot} abzuschätzen. Der Verlustbeiwert ζ_{3-A} wird experimentell bestimmt.

Zur Bestimmung der kinetischen Energie $e_{kin,3}$ ist der energetische Mittelwert aus der Geschwindigkeitsverteilung zu ermitteln. Für ein rotationssymmetrisches Feld ist dieser wie folgt definiert

$$e_{kin} = \frac{1}{\dot{m}} \int_{r_N}^{r_a} \frac{1}{2} (c_{ax}^2(r) + c_u^2(r) + c_r^2(r)) \cdot \underbrace{\rho c_{ax} 2\pi r}_{d\dot{m}} dr. \quad (2.13)$$

Zur Lösung dieser Gleichung sind Informationen zur Drallverteilung $c_u(r)$ sowie zur axialen und radialen Geschwindigkeitsverteilung ($c_{ax}(r), c_r(r)$) erforderlich. Durch die Definition der Profilkoeffizienten $\gamma_{ax}, \gamma_u, \gamma_r$ lässt sich Gl. (2.13) mit Hilfe dimensionsloser Kenngrößen ausdrücken.

$$\gamma_{ax} = \frac{1}{\frac{1}{2} \left(\frac{\dot{V}}{A}\right)^2} \frac{1}{\dot{m}} \int \frac{1}{2} c_{ax}^2(r) d\dot{m} \quad (2.14)$$

$$\gamma_u = \frac{4(1-v^2)}{\Psi_{tot}^2 u^2 \ln\left(\frac{1}{v}\right)} \frac{1}{\dot{m}} \int \frac{1}{2} c_u^2(r) d\dot{m} \quad (2.15)$$

$$\gamma_r = \frac{1}{\frac{1}{2} \left(\frac{\dot{V}}{A}\right)^2} \frac{1}{\dot{m}} \int \frac{1}{2} c_r^2(r) d\dot{m} \quad (2.16)$$

Es ergibt sich

$$\frac{e_{kin}}{\frac{1}{2}u^2} = \frac{\varphi^2}{(1-v^2)^2} \cdot \gamma_{ax} + \frac{\Psi_{tot}^2 \ln\left(\frac{1}{v}\right)}{2(1-v^2)} \cdot \gamma_u + \frac{\varphi^2}{(1-v^2)^2} \cdot \gamma_r. \quad (2.17)$$

Führt man für jede Geschwindigkeitskomponente einen separaten Verlustbeiwert ζ_{3-A} ein, erhält

man für den relativen Gütegradabfall die Formel

$$\frac{\Delta\eta}{\eta_{tot}} = \underbrace{\frac{1}{(1-v^2)^2} \frac{\varphi^2}{\Psi_{tot}} \cdot \gamma_{ax} \cdot \zeta_{ax,3-A}}_{\text{Verluste bedingt durch axiale Komponente } c_{ax}} + \underbrace{\frac{\ln\left(\frac{1}{v}\right)}{4(1-v^2)} \Psi_{tot} \cdot \gamma_u \cdot \zeta_{u,3-A}}_{\text{Verluste bedingt durch Umfangskomponente } c_u} + \underbrace{\frac{1}{(1-v^2)^2} \frac{\varphi^2}{\Psi_{tot}} \cdot \gamma_r \cdot \zeta_{r,3-A}}_{\text{Verluste bedingt durch radiale Komponente } c_r}. \quad (2.18)$$

Um den Gütegradabfall abhängig vom Auslegungspunkt des Ventilators zu bestimmen, müssen jedem Wertepaar φ, Ψ die Verlustbeiwerte ζ , das Nabenvverhältnis v sowie die Profilkoeffizienten γ eindeutig zuzuordnen sein.

Die Profil-Koeffizienten $\gamma_{ax}, \gamma_u, \gamma_r$ können unter bestimmten Annahmen ermittelt werden. Das Abströmprofil einer Wirbelflussmaschine wird dazu analysiert. Das Nabenvverhältnis v wird mit Hilfe des *Strscheletzky*-Kriteriums für axial begrenzte (mit Nachleitapparat NL) und unbegrenzte Drallströmungen (ohne NL) bestimmt. Diese Informationen sind den folgenden Abschnitten zu entnehmen.

2.1.1. Ventilator

Die Abströmung axialer Ventilatoren ist neben der konstruktiven Ausführung (mit oder ohne NL) stark abhängig von der Schaufelgeometrie des Laufrads LA. Auf Basis theoretischer Überlegungen lässt sich für gängige Auslegekriterien die Geschwindigkeitsverteilung über die Schaufelhöhe beschreiben. Dazu müssen verschiedene Annahmen getroffen werden, welche nur bei Betrieb im Auslegungspunkt weitestgehend erfüllt sind. Wird die Maschine abseits des Auslegungspunkts betrieben (Offdesign), kann es zu einer starken Störung des Abströmprofils kommen.

2.1.1.1. Theoretische Beschreibung der Geschwindigkeitsverteilung

In Abbildung 2.2 (links) ist die Strömung durch eine Axialmaschine schematisch dargestellt. Die Maschine kann mit oder ohne NL ausgeführt sein. Die Geschwindigkeitsverteilung am Austritt (② bzw. ③) wird maßgeblich von der spezifischen Schaufelarbeit Y_{Sch} bzw. deren Gradienten beeinflusst. Die Schaufelarbeit Y_{Sch} wird mittels Gleichung 2.19 berechnet.

$$Y_{Sch}(r) = \frac{1}{\eta_{Sch}(r)} \frac{1}{\rho} (p_{tot,2}(r) - p_{tot,1}(r)). \quad (2.19)$$

Der Wirkungsgrad der Beschaukelung η_{Sch} soll im Folgenden unabhängig vom Radius sein ¹. Zur

¹Bei ausgeführten Ventilatoren ist η_{Sch} eine Funktion des Radius, deren Verlauf von der Beschaukelung abhängt. In [28] werden verschiedene Korrelationen aufgeführt. Es ist zu prüfen, ob diese Annahmen gerechtfertigt sind.

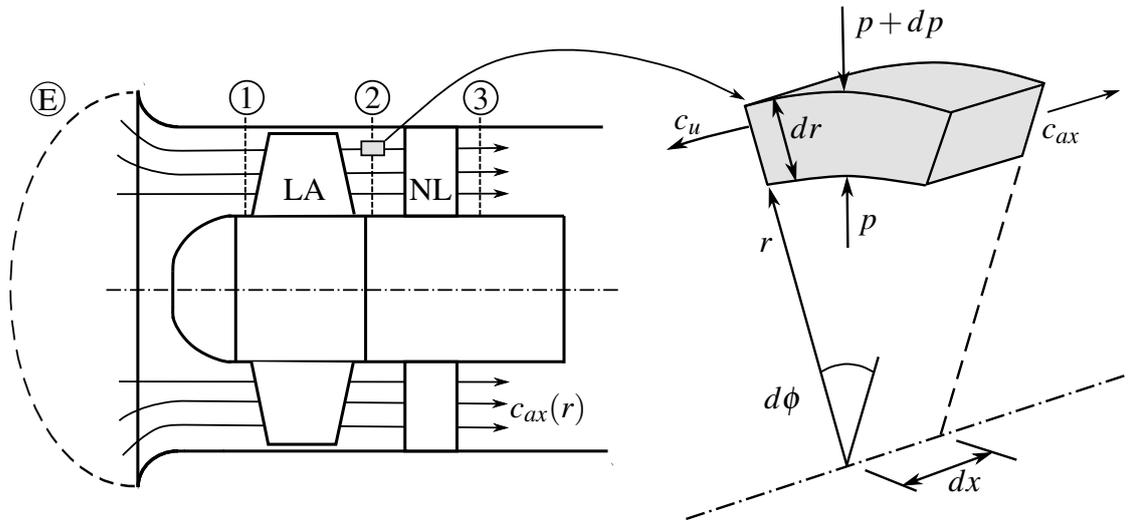


Abbildung 2.2.: Strömung durch Axialmaschine

Bestimmung der Totaldrücke (Gl. 2.20, 2.21) wird angenommen, dass die Strömung reibungsfrei und stationär ist. Des Weiteren soll die Zuströmung in (1) achsparallel sein und aus der freien Umgebung (E) verlustfrei erfolgen.

$$p_{tot1} = p_1 + \frac{1}{2} \rho c_{ax1}^2 = p_E \quad (2.20)$$

$$p_{tot2} = p_2 + \frac{1}{2} \rho (c_{ax2}^2 + c_{u2}^2) \quad (2.21)$$

Um den Verlauf der Schaufelarbeit $\frac{dY_{Sch}}{dr}$ über die Schaufelhöhe zu bestimmen, müssen die Gradienten der Totaldrücke berechnet werden:

$$\frac{dp_{tot1}}{dr} = 0 \quad (2.22)$$

$$\frac{dp_{tot2}}{dr} = \frac{dp_2}{dr} + \rho \left(c_{ax2} \frac{dc_{ax2}}{dr} + c_{u2} \frac{dc_{u2}}{dr} \right). \quad (2.23)$$

Die Gleichung 2.23 kann mit Hilfe der Navier-Stokes-Gleichungen NSE vereinfacht werden. Formuliert man die Impulsgleichung in radialer Richtung für ein Fluidelement (Abb. 2.2, rechts), ergibt sich der Zusammenhang

$$\frac{dp_2}{dr} = \rho \frac{c_{u2}^2}{r}. \quad (2.24)$$

Diese Gleichung beschreibt das radiale Gleichgewicht der Strömung. Der Gradient der spezifischen Schaufelarbeit $\frac{dY_{Sch}}{dr}$ wird mittels den Totaldruckgradienten (Gl. 2.22, Gl. 2.23) und Glei-

chung 2.24 formuliert

$$\frac{dY_{Sch}}{dr} = \frac{1}{\eta_{Sch}} \left(\frac{c_{u2}^2}{r} + c_{ax2} \frac{dc_{ax2}}{dr} + c_{u2} \frac{dc_{u2}}{dr} \right) \quad (2.25)$$

Um Ausgleichströmungen ($c_r = 0$) und somit sekundäre Verluste zu vermeiden, wird gefordert, dass die Schaufelarbeit über die Schaufelhöhe konstant ist ($Y_{Sch} \neq f(r)$). Damit ergibt sich das Kriterium

$$0 = \frac{c_u^2}{r} + \frac{dc_{ax}}{dr} + c_u \frac{dc_u}{dr}. \quad (2.26)$$

Zur Bestimmung von $c_u(r)$, $c_{ax}(r)$ wird eine weitere Bedingung benötigt. Das bedeutet, dass eine der Größen vorgegeben werden muss. Eine verbreitete Auslegungsart ist die Schaufelverwindung so zu wählen, dass ein konstanter Drall über die Schaufelhöhe entsteht (Gl. 2.27). Für das Verwindungsgesetz

$$c_{u2} \cdot r = konst. \quad (2.27)$$

folgt, dass die axiale Geschwindigkeitskomponente über die Schaufelhöhe konstant sein muss, da

$$\frac{dc_{ax}}{dr} = 0. \quad (2.28)$$

Die Geschwindigkeit c_{ax2} kann somit durch Volumenstrom und Querschnittsfläche berechnet werden (Gl. 2.29).

$$c_{ax2} = \frac{\dot{V}}{\frac{\pi}{4} D^2 (1 - v^2)} \quad (2.29)$$

Abbildung 2.3 zeigt die Geschwindigkeitsverteilung stromab des Laufrads LA. Da die Strömung reibungsfrei betrachtet wird, sind keine Grenzschichten an Nabe und Gehäuse vorhanden. Im Meridianschnitt (Abb. 2.3, links) ist das blockförmige axiale Geschwindigkeitsprofil dargestellt. Die Umfangskomponente c_u (Abb. 2.3, rechts) weist einen konstanten Drall auf ($rc_u = konst.$). Wird eine Maschine auf Basis dieser Gesetzmäßigkeit entworfen, spricht man von einer Wirbelflussmaschine WFM. Durch den Einbau eines Nachleitapparats (NL) wird die Umfangskomponente c_u in eine weiteren Druckanstieg umgewandelt. Da die getroffenen Annahmen (Gl. 2.24) weiterhin gelten, bleibt das axiale Strömungsprofil stromab des Nachleitapparats erhalten.

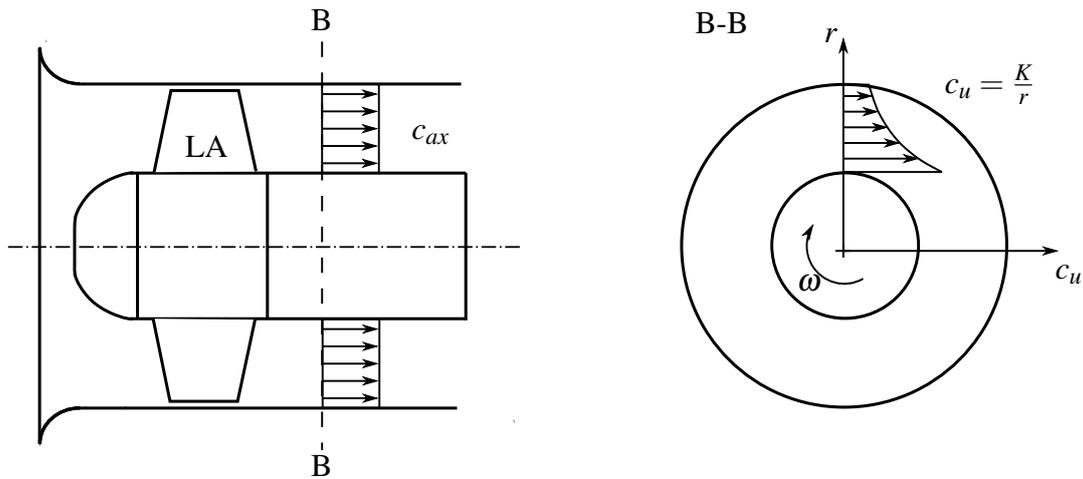


Abbildung 2.3.: Geschwindigkeitsverteilung Wirbelflussmaschine

Anhand dieser Ergebnisse werden die Profilkoeffizienten γ ermittelt. Da keine radiale Strömungskomponente auftritt ist $\gamma_r = 0$. Für das blockförmige axiale Abströmprofil ergibt sich $\gamma_{ax} = 1$. Ist kein NL vorhanden beträgt $\gamma_u = 1$. Durch die Installation eines NL wird die Umfangskomponente c_{u2} eliminiert und damit die kinetische Energie am Austritt deutlich reduziert ($\gamma_u = 0$). Die Profilkoeffizienten γ sind in Tabelle 2.1 aufgeführt.

Ausführung	γ_{ax}	γ_u	γ_r
ohne Nachleitapparat	1	1	0
mit Nachleitapparat	1	0	0

Tabelle 2.1.: Profilkoeffizienten

Die kinetische Energie am Austritt des Ventilators berechnet sich damit wie folgt

$$\text{ohne Nachleitapparat} \quad e_{kin} = \frac{1}{2} u^2 \cdot \left(\frac{1}{(1-v^2)^2} \varphi^2 + \frac{\ln\left(\frac{1}{v}\right)}{4(1-v^2)} \Psi_{tot}^2 \right) \quad (2.30)$$

$$\text{mit Nachleitapparat} \quad e_{kin} = \frac{1}{2} u^2 \cdot \frac{1}{(1-v^2)^2} \varphi^2. \quad (2.31)$$

Es sei angemerkt, dass andere gängige Auslegevarianten existieren, z.B. kann durch eine Variation der Schaufelarbeit über den Radius eine größere Energieübertragung realisiert werden (Forced Vortex Design). Es wird auf die Fachliteratur [29], [30] verwiesen. Des Weiteren kann eine große

Umlenkung in Nabennähe wegen der starken Verzögerung zu Strömungsablösung führen. Diese kann durch eine angepasste Drallverteilung verhindert werden.

2.1.1.2. Reale Abströmung von Axialmaschinen

Eine allgemein gültige Aussage zur Form des Strömungsprofils in Abhängigkeit des Betriebspunkts ist nicht möglich. Kosyna [28] unterscheidet zwischen drei axialen Profiltypen. Beim Betrieb einer realen Maschine kommt es aufgrund von Reibung und Spaltströmung zur Ausbildung von Grenzschichten an Nabe und Gehäuse und dadurch zur Abweichung vom idealisierten axialen Blockprofil der WFM (Abb. 2.4, links). Wird die Maschine abseits des Auslegungspunktes betrieben oder variiert der Wirkungsgrad der Beschaufelung η_{Sch} über die Schaufelhöhe, kann es zu naben- oder gehäusenahen Änderungen des Abströmprofils kommen (Abb. 2.4, mitte und rechts). Unter Umständen kommt es zur Strömungsablösung an der Nabe oder am Gehäuse. Eine von der Wirbelflussmaschine abweichende Drallverteilung c_u kann auch zu einer starken Störung des axialen Abströmprofils führen [30].

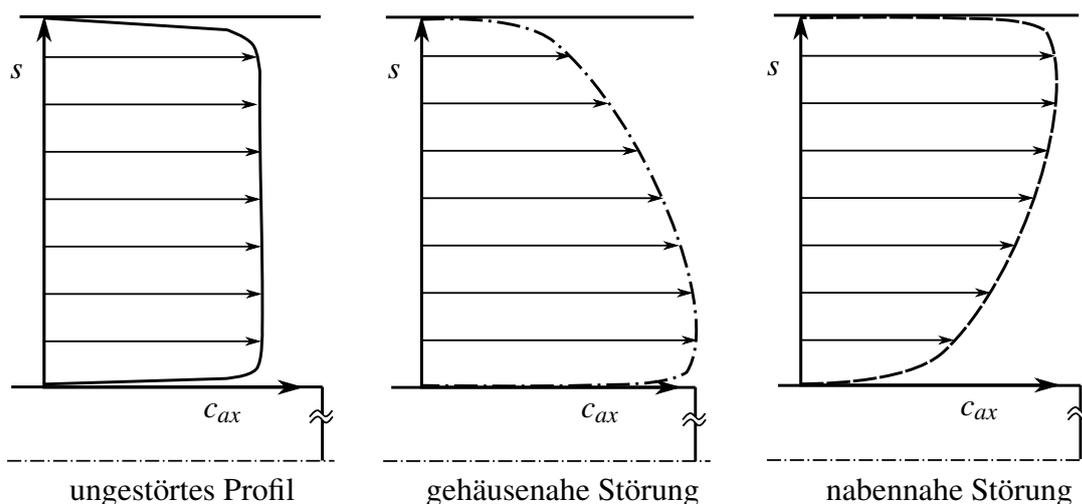


Abbildung 2.4.: Axiale Abströmprofile von Ventilatoren

2.1.1.3. Auswahl des Nabenverhältnisses

Das Nabenverhältnis v ist ein wichtiger Parameter in der Auslegung. Zum besseren Verständnis wird die Analogie zu einer Drallströmung in einem zylindrischen Rohr hergestellt. Deren Drallverteilung wird im Außenbereich durch einen Potentialwirbel beschrieben. In der Nähe der Achse entstehen Instabilitäten, welche zur Ausbildung eines Totwasserkerns führen. Die genaue Kenntnis dieses Bereichs ist für Dimensionierung von WFM von großer Bedeutung. Ist der Nabenkörper der

Maschine kleiner als der Totwasserkern der Drallströmung, kann die Strömung an der Nabe nicht mehr anliegen. Es kommt zur Strömungsablösung mit den entsprechenden Verlusten [31]. Das optimale Nabenverhältnis v^* (Gl. 2.32) nach *Strscheletzky* ist erreicht, wenn der Nabendurchmesser r_N mit der inneren Grenze der gesunden Strömung r_k zusammenfällt, das heißt, dass dann noch keine Ablösung auftritt.

$$v^* = \frac{r_N}{r_a} = \frac{r_k}{r_a} \quad (2.32)$$

Strscheletzky [6] berechnet unter Anwendung des Prinzips der kleinsten Wirkungen die innere Grenze r_k der gesunden Drallströmung. Zusätzlich zeigt er, dass zwischen axial unbegrenzten und axial begrenzten Drallströmungen unterschieden werden muss. Bei einer axial begrenzten Drallströmung wird der Drall z.B. durch ein Nachleitapparat in einen Druckanstieg umgewandelt. *Strscheletzky* gibt für ein Verhältnis φ/Ψ_{tot} folgendes optimales Nabenverhältnis v^* an:

$$\text{begrenzte Drallströmung} \quad \left(\frac{\varphi}{\Psi_{tot}} \right)_{opt} = \frac{1 - v^{*2}}{2v^*} \quad (2.33)$$

$$\text{unbegrenzte Drallströmung} \quad \left(\frac{\varphi}{\Psi_{tot}} \right)_{opt} = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{1}{2} \left(\frac{1}{v^*} \right)^2 (1 - v^{*2})^2 - (1 - v^{*2}) \ln \left(\frac{1}{v^*} \right)} \quad (2.34)$$

Diese Verteilung ist in Abbildung 2.5 dargestellt. Die Kurve für axial begrenzten Drall verläuft oberhalb der Kurve für unbegrenzten Drall. Das bedeutet, dass für ein gegebenes Verhältnis φ/Ψ_{tot} bei axial begrenztem Drall eine größere Nabe notwendig ist.

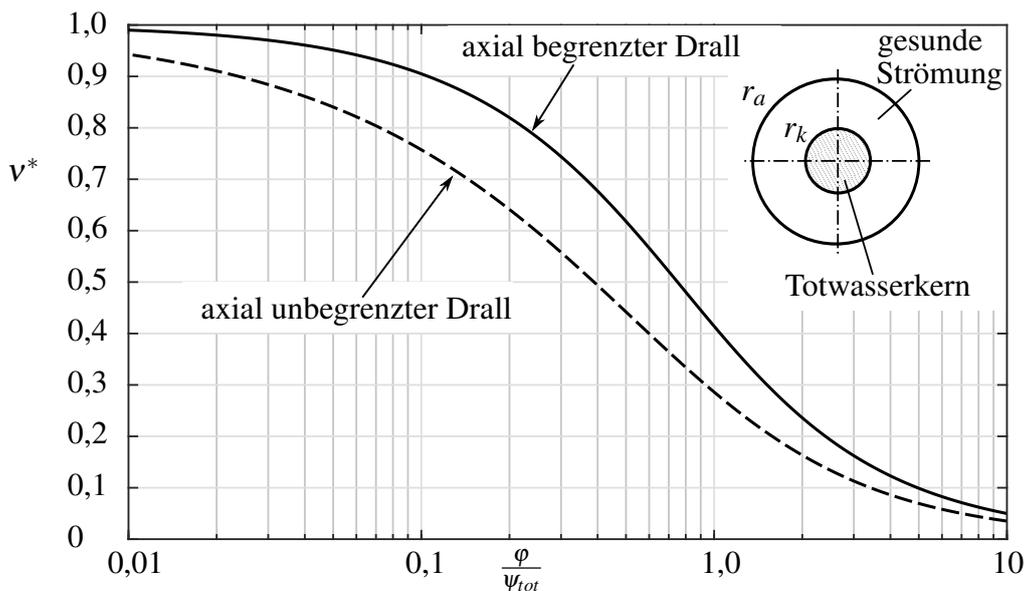


Abbildung 2.5.: optimales Nabenverhältnis v^* nach *Strscheletzky*, Abb. gemäß [5]

2.1.1.4. Dynamischer Druck am Ventilatoraustritt

Der dynamische Druck am Ventilatoraustritt wird auf die Totaldruckerhöhung bezogen und mit dimensionlosen Kennzahlen formuliert (Gl. 2.35).

$$\frac{p_{dyn}}{\Delta p_{tot}} = \frac{\rho e_{kin}}{\Delta p_{tot}} = \frac{\Psi_{tot} - \Psi_{fa}}{\Psi_{tot}}. \quad (2.35)$$

Für die Wirbelflussmaschine, deren Nabenvverhältnis nach *Strscheletzky* gewählt wurde, kann abhängig vom Auslegungspunkt (φ, Ψ) der Anteil des dynamischen Drucks am Austritt an der Totaldruckerhöhung berechnet werden. Mit den Gleichungen 2.30 bzw. 2.31 und 2.35 ergeben sich folgende Zusammenhänge:

ohne Nachleitapparat
$$\frac{\Psi_{tot} - \Psi_{fa}}{\Psi_{tot}} = \frac{1}{(1 - v^{*2})^2} \frac{\varphi^2}{\Psi_{tot}} + \frac{\ln\left(\frac{1}{v^*}\right)}{4(1 - v^{*2})} \Psi_{tot} \quad (2.36)$$

mit Nachleitapparat
$$\frac{\Psi_{tot} - \Psi_{fa}}{\Psi_{tot}} = \frac{1}{(1 - v^{*2})^2} \frac{\varphi^2}{\Psi_{tot}}. \quad (2.37)$$

In den Abbildungen 2.6 und 2.7 ist der Anteil des dynamischen Drucks an der Totaldruckerhöhung dargestellt. Auf den Achsen sind Volumenzahl φ und Druckzahl Ψ_{fa} aufgetragen. Die gestrichelten Isolinien im Schaubild zeigen das optimale Nabenvverhältnis v^* nach *Strscheletzky* abhängig vom Auslegungspunkt. Die durchgezogenen Linien beschreiben den Anteil des dynamischen Drucks an der Totaldruckerhöhung des Ventilators.

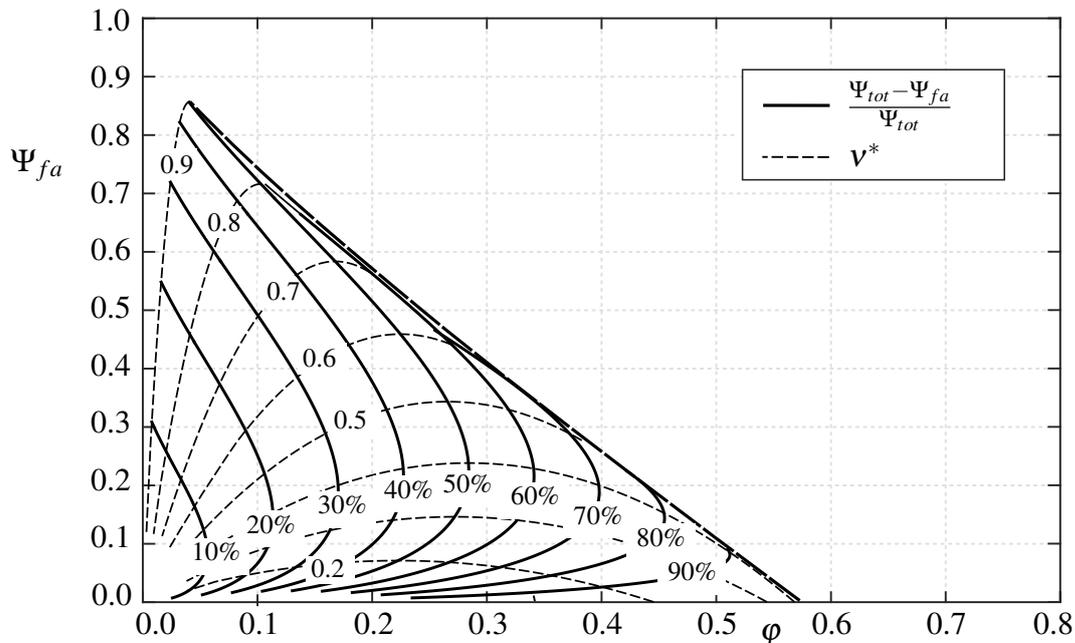


Abbildung 2.6.: Anteil der kinetischen Energie an der Totaldruckerhöhung (ohne Nachleitapparat)

Ein Vergleich beider Schaubilder zeigt erwartungsgemäß, dass Ventilatoren mit Nachleitapparat bei gleicher Volumenzahl φ höhere Druckzahlen Ψ_{fa} erreichen können. Dies ist zu einem auf die Umwandlung des Dralls in einen Druckanstieg und zum anderen auf das angepasste Nabenverhältnis zurückzuführen. Zudem ist der Anteil der kinetischen Energie am Austritt bei gleicher Volumenzahl und Druckzahl geringer.

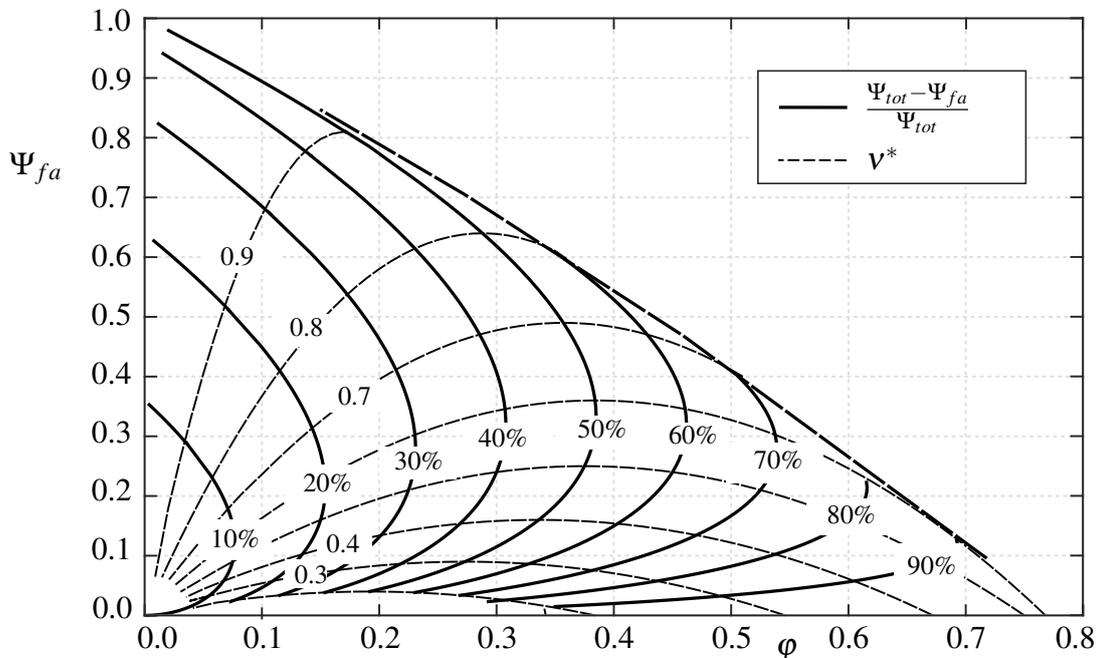


Abbildung 2.7.: Anteil der kinetischen Energie an der Totaldruckerhöhung (mit Nachleitapparat)

Die Herleitung und Darstellung dieser Ergebnisse basieren auf [32] und [33].

Die in der Arbeit betrachteten Saugzug- und Frischluftventilatoren fördern große Volumenströme (bis $150 \text{ m}^3/\text{s}$ [34]) gegen relativ geringe Druckerhöhungen. Als Beispiel wird ein Axialventilator betrachtet, welcher für die Parameter $\varphi = 0,3$, $\Psi_{fa} = 0,25$ ausgelegt ist. Für diesen ergibt sich ein kinetischer Anteil an der Totaldruckerhöhung in der Abströmung von

$$\begin{array}{ll} \text{ohne Nachleitapparat} & \frac{\Psi_{tot} - \Psi_{fa}}{\Psi_{tot}} = 53\% \quad (v^* = 0,4) \\ \text{mit Nachleitapparat} & \frac{\Psi_{tot} - \Psi_{fa}}{\Psi_{tot}} = 40\% \quad (v^* = 0,5). \end{array}$$

Durch den Einbau eines NL lässt sich der kinetische Anteil um 13 % senken, stellt allerdings mit 40 % immer noch einen großen Anteil an der Totaldruckerhöhung dar.

Diese Abschätzung dient dazu, die Verluste in der Schalldämpfeinheit und den damit verbundenen Gütegradabfall des Systems (Gl. 2.12) zu berechnen.

2.1.2. Schalldämpfereinheit

Die Abbildung 2.8 zeigt die Schalldämpfereinheit SDE mit möglichem Zu- und Abströmprofil.

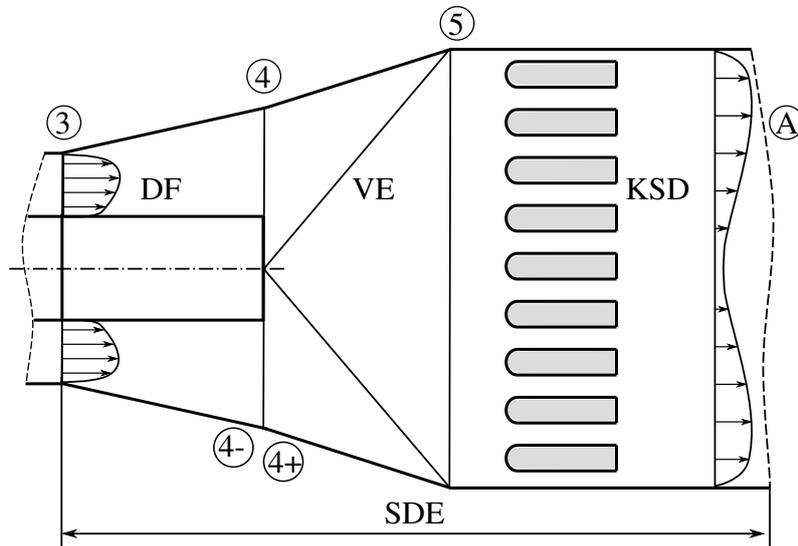


Abbildung 2.8.: Schalldämpfereinheit SDE

Zur aerodynamischen Beurteilung der Schalldämpfereinheit wird der Verlustbeiwert ζ eingeführt. Dieser bezieht den Totaldruckabfall Δp_{tot} auf den dynamischen Druck p_{dyn} am Eintritt.

$$\text{Verlustbeiwert} \quad \zeta_{SDE} = \frac{p_{tot,3} - p_{tot,A}}{p_{dyn,3}} \quad (2.38)$$

Da weder am Eintritt (3) noch am Austritt (A) mit einer homogenen Geschwindigkeits- sowie Totaldruckverteilung zu rechnen ist (Abb. 2.8), müssen Mittelwerte gebildet werden. Entscheidend für die Dimensionierung der Anlage ist der zusätzliche energetische Aufwand, um die Verluste in der Schalldämpfereinheit zu kompensieren. Der Leistungsbedarf berechnet sich folgendermaßen

$$P_{3-A} = \Delta p_{tot,3-A} \cdot \dot{V} = \int_{A_3} p_{tot}(A) \cdot c(A) dA - \int_{A_A} p_{tot}(A) \cdot c(A) dA. \quad (2.39)$$

Der energetische Mittelwert des Totaldrucks ergibt sich somit zu

$$\tilde{p}_{tot} = \frac{1}{\dot{V}} \int_A p_{tot}(A) \cdot c(A) dA. \quad (2.40)$$

Energetisch gemittelte Größen werden mit $\tilde{(\cdot)}$ gekennzeichnet. Problematischer gestaltet sich die sinnvolle Mittelung der Bezugsgröße p_{dyn} . Nach Norm (z.B. [3]) wird diese mit dem volumetri-

schen Mittelwert der Geschwindigkeit gebildet. Dieser kann mit Gleichung 2.41 berechnet werden.

$$p_{dyn} = \frac{\rho}{2} \left(\frac{1}{A} \int_A c_n(A) dA \right)^2 = \frac{\rho}{2} \left(\frac{\dot{V}}{A} \right)^2 \quad (2.41)$$

Diese Definition ist in der Praxis sinnvoll. Die Verluste einer Anlage können bereits in Projektierungsphase mittels des Verlustbeiwerts ζ (aus Literatur), dem Volumenstrom \dot{V} und des Rohrquerschnitts A abgeschätzt werden. Bei inhomogenen Strömungsprofilen wird der dynamische Druck im Querschnitt allerdings unterschätzt. Dies ist beim Vergleich des Totaldruckabfalls einer Konfiguration bei unterschiedlichen Eintrittsprofilen problematisch. Im Kapitel 2.1 wird daher der Profilkoeffizient γ_{ax} eingeführt, dieser beschreibt das Verhältnis zwischen dem energetischen Mittelwert des dynamischen Drucks p_{dyn} und dem nach Gl. 2.41 berechneten p_{dyn} . In der Arbeit wird der energetische Mittelwert \tilde{p}_{dyn} als Referenzgröße genutzt (Kapitel 3.2.4).

2.1.2.1. Diffusor

Der Diffusor DF ist direkt an den Austritt des Axialventilators angeschlossen und dient zur Reduktion der Geschwindigkeit, bevor die Strömung in das Verbindungselement VE eintritt. Dieser Diffusortyp wird als Kreisringdiffusor bezeichnet, da er aus einem konischen Mantel mit innenliegender, zylindrischer Nabe besteht (Abb. 2.8). Die Nabe endet am Austritt des Kreisringdiffusors. Die Druckänderung durch den Querschnittsprung wird durch die Gesetzmäßigkeiten für den Carnot'schen Stoßdiffusor beschrieben [35].

Durch die Divergenz des Bauteils in Strömungsrichtung wird der dynamische Anteil des Drucks abgesenkt. Eine verlustfreie Betrachtung liefert die komplette Umwandlung der dynamischen Druckabsenkung in einen statischen Druckanstieg. Im realen Diffusor ist diese Annahme nicht zulässig. Wird der Öffnungswinkel des Bauteils zu groß gewählt, können die Randbereiche nicht mehr mit ausreichend kinetischer Energie versorgt werden. Die impulsverarmte Grenzschicht kann aufgrund des positiven Druckgradienten der Hauptströmungsrichtung nicht folgen. Es kommt zur Strömungsablösung (Abb. 2.9, links). Die Ablösewirbel führen zum einen zu einer Versperrung des Strömungsquerschnittes und zum anderen zu Verlusten durch Dissipation der Wirbelstrukturen. Das Kräftegleichgewicht an einem Randelement liefert den Zusammenhang zwischen dem Gradienten des Drucks $\partial p / \partial x_1$ und der Wandschubspannung $\partial \tau / \partial x_2$ bzw. der Krümmung des Profils $\partial c^2 / \partial x_2^2$ (Gl. 2.42). Der statische Druckrückgewinn im Diffusor hat somit eine positive Krümmung des Geschwindigkeitsprofils an der Wand zur Folge (vgl. [36]).

$$\left. \frac{\partial p}{\partial x_1} \right|_{Wand} = \left. \frac{\partial \tau}{\partial x_2} \right|_{Wand} = \mu \left. \frac{\partial^2 c}{\partial x_2^2} \right|_{Wand} \quad (2.42)$$

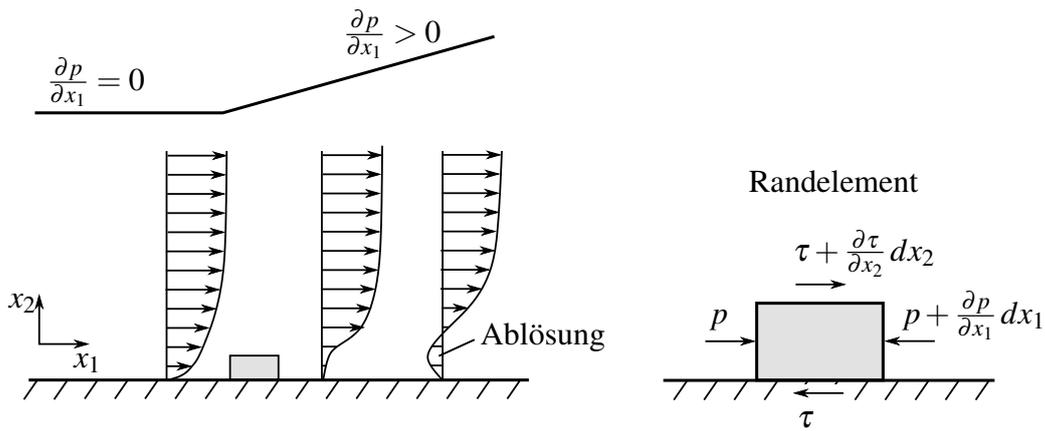


Abbildung 2.9.: Strömung mit Druckanstieg nach [37]

Einfache Diffusortypen, z.B. konische Diffusoren, wurden in der Vergangenheit ausgiebig untersucht. Ein Weg, andere Diffusorgeometrien zu charakterisieren, stellt die Umrechnung auf einen konischen Diffusor bei gleicher Diffusorlänge und gleichem Flächenverhältnis dar. Abbildung 2.10 zeigt ein Kreisringdiffusor und dessen konischen Ersatzdiffusor.

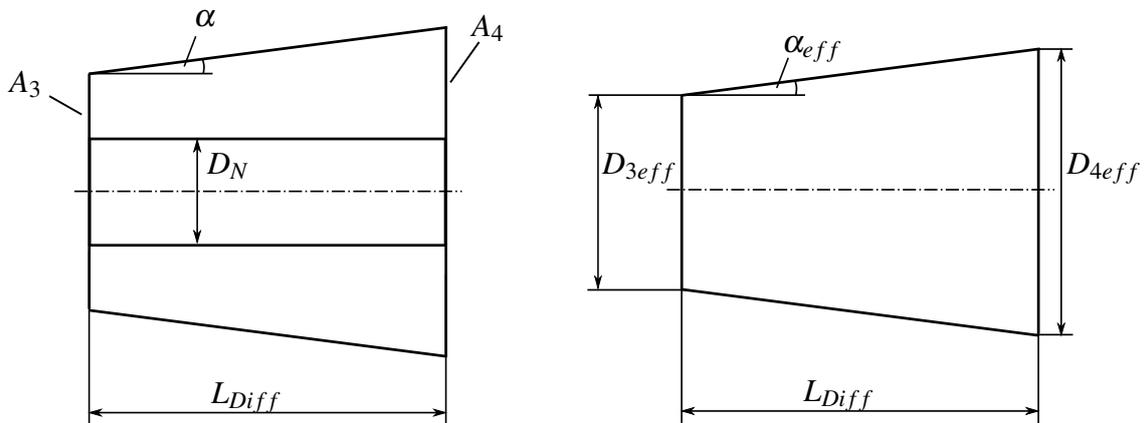


Abbildung 2.10.: Kreisringdiffusor DF (links) und konischer Diffusor (rechts)

Der sich ergebende Öffnungswinkel wird als α_{eff} bezeichnet und kann mit Empfehlungen aus der Literatur abgeglichen werden. Der Winkel α_{eff} berechnet sich folgendermaßen

$$\alpha_{eff} = \arctan \frac{\sqrt{\frac{4}{\pi} A_4} - \sqrt{\frac{4}{\pi} A_3}}{2L_{Diff}}. \quad (2.43)$$

Die Form des Eintrittsprofils in den Diffusor hat einen erheblichen Einfluss auf die Verluste in den angeschlossenen Komponenten. Dies können Zierer [13] und Walter [38] in verschiedenen Studien

zeigen. Zur Charakterisierung des Eintrittsprofils wird neben dem Profilkoeffizient γ die Verblockung B (Gleichung 2.44) analog zu [12] eingeführt. Diese beschreibt den Anteil des verblockten Kanalquerschnitts, welcher sich ergibt, wenn der Kanal bei gleichem Volumenstrom mit der größten auftretenden Geschwindigkeit $c_{ax,max}$ homogen durchströmt wird.

$$B = 1 - \frac{1}{A} \int \frac{c_{ax}}{c_{ax,max}} dA \quad (2.44)$$

Eine weitere wichtige Größe bei der Untersuchung von Diffusorströmungen stellt die Reynoldszahl dar. Werden Untersuchungen an skalierten Modellen durchgeführt, ist die Reynoldsunabhängigkeit zu prüfen. *McDonald et al.* [39] führten Untersuchungen in kreisrunden Diffusoren durch. Sie zeigen, dass ab einer Reynoldszahl von $Re \geq 7.5 \cdot 10^4$ der Grundzustand der Strömung weitgehend unabhängig von der Reynoldszahl ist. Die Reynoldszahl ist in ihren Untersuchungen folgendermaßen definiert

$$Re = \frac{\rho \cdot c_{ax} \cdot D_{hyd}}{\mu} \quad (2.45)$$

Kreisringdiffusor

Die bekannteste Arbeit zur Auslegung von Kreisringdiffusoren wurde von *Sovran und Klomp* 1967 publiziert [12]. Sie ermittelten experimentell Diffusorgeometrien, bei denen sich die größtmögliche Druckerhöhung einstellt. Abbildung 2.11 zeigt den Druckbeiwert c_p von Kreisringdiffusoren unterschiedlicher Geometrien.

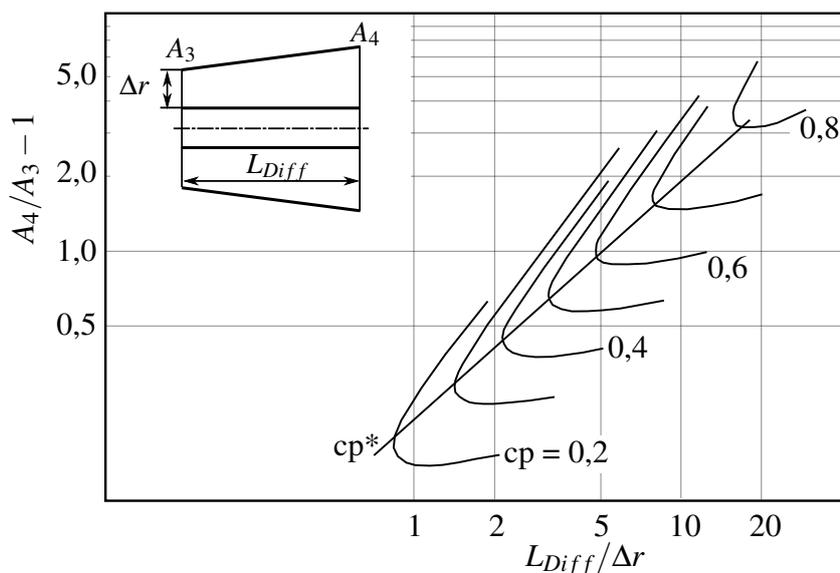


Abbildung 2.11.: optimale Auslegung von Diffusoren [12]

Die Druckbeiwert cp bezeichnet dabei die Änderung des statischen Drucks bezogen auf den dynamischen Druck

$$cp = \frac{p_4 - p_3}{p_{dyn3}}. \quad (2.46)$$

Auf den Achsen der Abbildung sind das Flächenverhältnis $A_4/A_3 - 1$ und die Diffusorlänge $L_{Diff}/\Delta r$ aufgetragen. Die Isolinien beschreiben Geometrien, welche den gleichen cp Wert liefern. Die Linie cp^* führt zu der Geometrie, bei der für eine gegebene Diffusorlänge der größtmögliche Druckrückgewinn zu erwarten ist.

Carnotdiffusor

Das Ende der Nabe führt zu einem Querschnittsprung. Die daraus resultierenden Verluste können mittels Impulssatz abgeschätzt werden. Nach [35] ergibt sich ein Verlustbeiwert von:

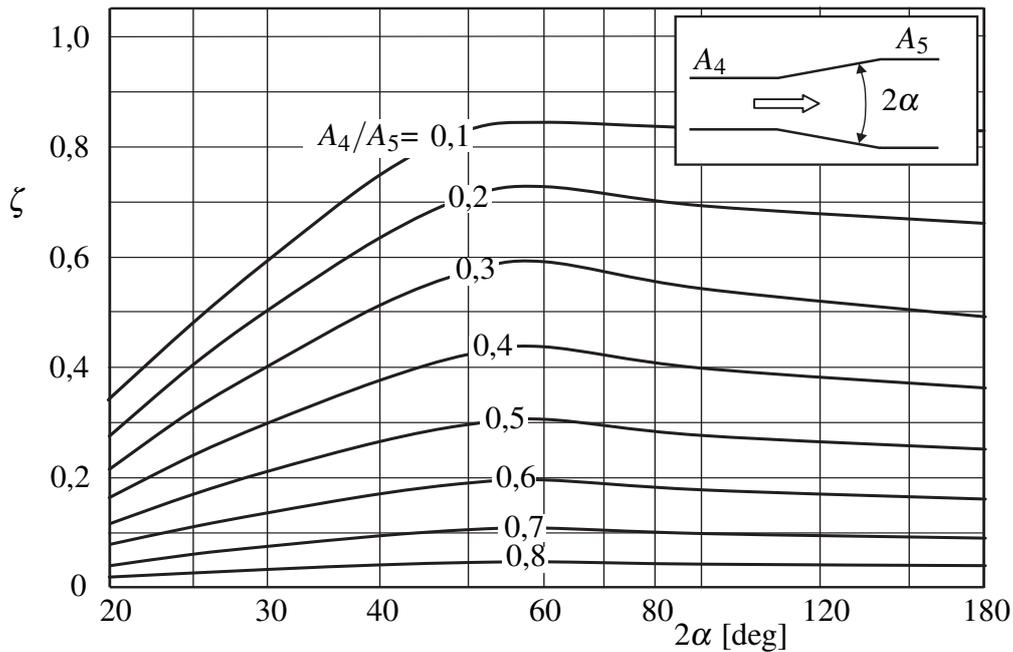
$$\zeta_{Carnot} = \left(1 - \frac{A_{4-}}{A_{4+}}\right)^2. \quad (2.47)$$

Die Fläche A_{4+} bezeichnet den Querschnitt unmittelbar hinter dem Ende der Nabe, während A_{4-} den Querschnitt unmittelbar vor dem Nabenende bezeichnet (Abb. 2.8).

2.1.2.2. Verbindungselement

Das Verbindungselement VE bindet den kreisrunden Austritt des Diffusors DF an den rechteckigen Eintritt des Kulissenschalldämpfers KSD unter einer Erweiterung des Strömungsquerschnittes an. Es finden sich nur wenige Studien über Bauteile dieser Geometrie. In [15] sind Verlustbeiwerte ζ für einige Abmessungen angegeben. Alternativ wird zur Beurteilung des Bauteils der konische Ersatzdiffusor herangezogen.

In Abbildung 2.12 sind die Verlustbeiwerte ζ von konischen Diffusoren mit großem Öffnungswinkel ($2\alpha > 20^\circ$) angegeben. Aufgetragen ist der Öffnungswinkel des Diffusors 2α über den Verlustbeiwert ζ . Die Isolinien im Diagramm zeigen das Querschnittsverhältnis A_4/A_5 . Die auf diesem Weg ermittelten Verlustbeiwerte des Verbindungselements stimmen in guter Näherung mit den Angaben aus [15] überein.

Abbildung 2.12.: Verluste in konischen Diffusoren für $2\alpha > 20^\circ$ nach [40]

2.1.2.3. Kulissenschalldämpfer

Die Konstruktion eines Kulissenschalldämpfers richtet sich im Wesentlichen nach den gewünschten akustischen Eigenschaften, diese werden im Kapitel 2.2.2 behandelt. Abbildung 2.12 zeigt die Draufsicht und Vorderansicht des Kulissenschalldämpfers KSD. Dieser besteht aus planparallelen Absorberkörpern (Kulissen), welche vertikal im Strömungskanal installiert sind. Um Stoßverluste in der Zuströmung zu reduzieren, sind die Kulissenvorderkanten halbkreisförmig geformt.

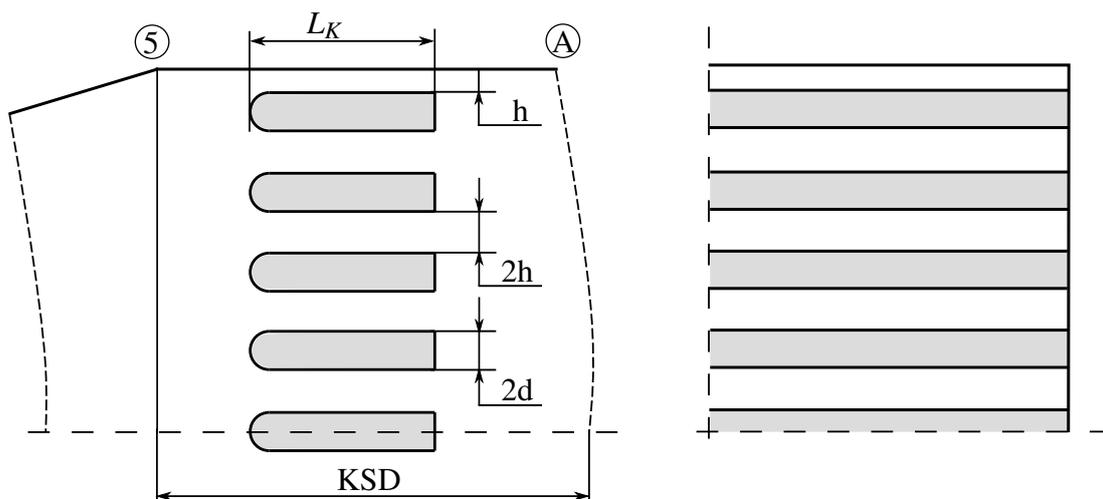


Abbildung 2.13.: Draufsicht (links) und Vorderansicht (rechts) des Kulissenschalldämpfers

2. Theoretische Überlegungen

Das Verhältnis von Kulissendicke $2d$ zur freien Kanalbreite $2h$ wird als Auskleidungsverhältnis Λ bezeichnet. Aufgrund von akustischer Symmetrie (Kap. 2.2.2) werden die wandnächsten Kanäle mit halber Breite h ausgeführt. Die aerodynamischen Eigenschaften von Kulissenschalldämpfern bei ungestörter Zuströmung wurden von *Ackermann* [1] untersucht. Für symmetrisch gebaute Kulissenschalldämpfer mit glatten Oberflächen leitet er folgende Formeln für den Verlustbeiwert ζ_{KSD} ab:

$$\text{mit halbkreisförmiger Vorderkante} \quad \zeta_{KSD} = 0,75 \log \Lambda + 0,025 \frac{L_K}{2h} + 0,3 \quad (2.48)$$

$$\text{mit quaderförmiger Vorderkante} \quad \zeta_{KSD} = 0,65 \log \Lambda + 0,025 \frac{L_K}{2h} + 0,53. \quad (2.49)$$

2.2. Systembetrachtung Akustik

Schalldämpfer in Strömungskanälen unterscheiden sich durch ihren Aufbau und ihr Funktionsprinzip. Die Mehrheit der Schalldämpfer sind als Absorber ausgeführt. Die Schallenergie wird durch die Umwandlung in Wärme gemindert. Absorptionsschalldämpfer zeichnen sich gegenüber Resonator- und Reflexionsschalldämpfer vor allem durch die breitbandige Dämpfung sowie geringe Verlusten aus [41]. Bei großen Kanalquerschnitten werden in der Regel Kulissenschalldämpfer eingesetzt. Die Kulissen unterteilen den Strömungskanal in mehrere Teilkanäle. Dies ist notwendig, da sich nur durch kleine Abstände zwischen den Kulissen hohe Dämpfungswerte über ein breites Frequenzband erzielen lassen [42].

In Abbildung 2.14 ist das System aus Ventilator und Schalldämpfereinheit dargestellt. Der Ventilator emittiert Schall in das angeschlossene Kanalsystem. Der Kulissenschalldämpfer hat die Aufgabe, die abgestrahlte Schalleistung $L_{W,3}$ soweit zu reduzieren, dass geltende Immissionsrichtlinien (z.B. [43], [44]) eingehalten werden. Die Untersuchung und Beschreibung der Mechanismen, die zur Lärmentwicklung durch den Ventilator führen, ist nicht Teil dieser Arbeit. Dem interessierten Leser wird folgende Fachliteratur empfohlen [1], [28], [9].

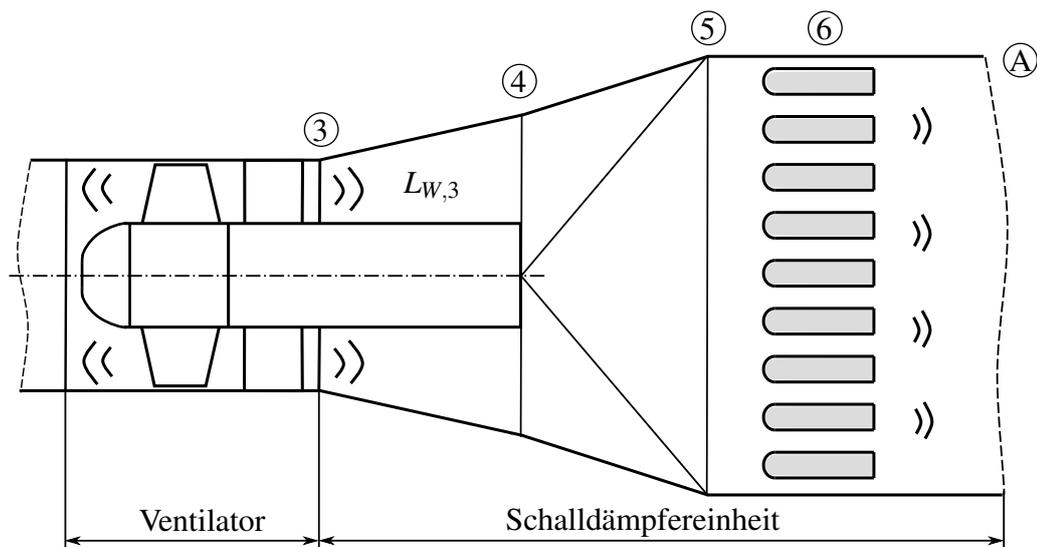


Abbildung 2.14.: Schallabstrahlung von Ventilator mit Schalldämpfer

Der Schalldruck p' kann durch eine zeit- und ortsabhängige Schwingung um einen Normalwert beschrieben werden. Dessen Effektivwert p'_{eff} über die Integrationszeit T berechnet sich nach Gl. 2.50.

$$p'_{eff} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} p'^2(t) dT} \quad (2.50)$$

Analog zu [45] werden die Größen in Tabelle 2.2 zur Charakterisierung der akustischen Eigenschaften eingeführt.

Name	Symbol	Formel	Einheit
Schalldruck	p'	—	Pa
Schallschnelle	\mathbf{v}'	—	m/s
Schallgeschwindigkeit	a	—	m/s
Schallkennimpedanz	Z	$\rho a = \frac{p'}{ \mathbf{v}' }$	kg/m ² /s
Schalleistung	P_{ak}	$P_a = \int p' \mathbf{v}' \cdot \mathbf{n} dA$	W

Tabelle 2.2.: Akustische Größen

Da das menschliche Hörvermögen mehrere Größenordnungen des Schalldrucks p' einschließt, bietet sich die Pegelschreibweise an. Der Schalldruck bzw. die Schalleistung werden dazu auf Referenzgrößen bezogen und logarithmiert.

$$\text{Schalldruckpegel} \quad L_p = 10 \log \left(\frac{p'_{eff}{}^2}{p_0'^2} \right) \quad \text{mit } p_0' = 2 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \quad (2.51)$$

$$\text{Schalleistungspegel} \quad L_W = 10 \log \left(\frac{P_{ak}}{P_0} \right) \quad \text{mit } P_0 = 10^{-12} \text{ W} \quad (2.52)$$

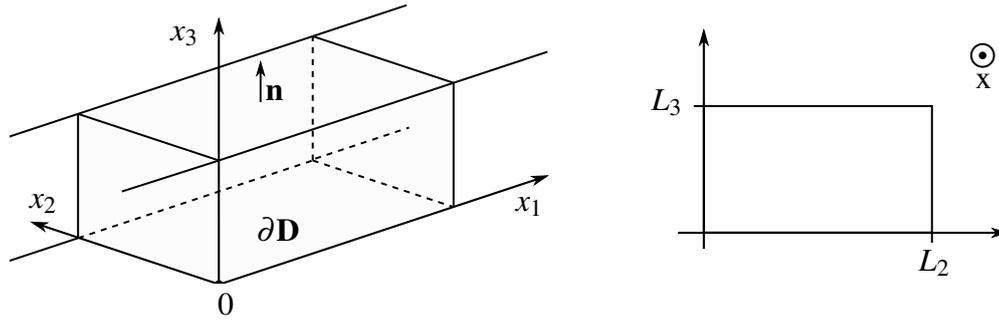
Zur differenzierten Bewertung des Schalldrucks und der Schalleistung bzw. deren Pegel müssen Informationen über das Frequenzband vorliegen. Die Werte können als Summenpegel dargestellt werden (linear oder bewertet) oder aufgelöst über das Frequenzband mittels Schmalbandanalyse (FFT).

2.2.1. Wellenausbreitung im Kanal

Moden im Kanal mit schallharten Wänden

Betrachtet wird ein Rechteckkanal \mathbf{D} mit der zusammenhängenden Oberfläche $\partial\mathbf{D}$ und den nach außen gerichteten Normalenvektoren \mathbf{n} (vgl. [46]). In Ausbreitungsrichtung x_1 sei der Kanal unendlich lang, die Querabmessungen sind L_{x_2} und L_{x_3} (Abb. 2.15). Das Schallfeld im Kanal ($\mathbf{x} \in \mathbf{D}$) muss die Wellengleichung (Gl. 2.53) sowie die Eulergleichung (Gl. 2.54) erfüllen.

$$\frac{1}{a^2} \frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} - \nabla^2 p' = 0 \quad (2.53)$$


 Abbildung 2.15.: Rechteckkanal \mathbf{D} (links) und dessen Schnitt (rechts) nach [46]

$$\rho \frac{\partial \mathbf{v}'}{\partial t} + \nabla p' = 0 \quad (2.54)$$

Der komplexe Ansatz 2.55 stellt für die Kreisfrequenz ω eine Lösung der Gleichungen dar. Die Formfunktionen f, g, h müssen mit Hilfe der Randbedingungen bestimmt werden.

$$p'(x_1, x_2, x_3, t) = f(x_1) \cdot g(x_2) \cdot h(x_3) e^{i\omega t}, \quad (2.55)$$

Dazu wird zunächst der Zusammenhang zwischen Schalldruck p' und Schallschnelle \mathbf{v}' hergestellt. Dieser ergibt aus den Gleichungen 2.54 und 2.55:

$$\mathbf{v}'(\mathbf{x}, t) = \mathbf{v}'(\mathbf{x}) e^{i\omega t} \quad (2.56)$$

$$\mathbf{v}'(\mathbf{x}, t) = \frac{i}{k_0 Z} \nabla p'(\mathbf{x}, t) \quad (2.57)$$

Die Wellenzahl k_0 ist definiert mit $k_0 = \frac{\omega}{a}$. Z ist die Schallkennimpedanz aus Tabelle 2.2.

Um die allgemeinen Lösungen der Formfunktionen f, g, h zu bestimmen, wird der komplexe Lösungsansatz (Gl. 2.55) in die Wellengleichung (Gl. 2.53) eingesetzt. Mittels Separationsverfahren erhält man die Funktionen 2.58. Die Gleichung 2.59 wird als Säkularbedingung bezeichnet.

$$f(x_1) = A_1 e^{-ik_x x_1} + B_1 e^{ik_x x_1}$$

$$g(x_2) = A_2 \cos(\mu_2 x_2) + B_2 \sin(\mu_2 x_2) \quad (2.58)$$

$$h(x_3) = A_3 \cos(\mu_3 x_3) + B_3 \sin(\mu_3 x_3)$$

$$k_0^2 = k_x^2 + \mu_2^2 + \mu_3^2 \quad (2.59)$$

Die Lösungen von $g(x_2)$ und $h(x_3)$ beschreiben die Querverteilung der Moden. Die Funktion $f(x)$ bildet die Form der Welle in Kanalrichtung ab. A_1 und B_1 sind die Amplituden der fortschreitenden bzw. zurücklaufenden Welle. Die Konstanten A_2, A_3 sowie B_2, B_3 folgen aus den Randbedingungen bei $x_2 = 0, x_3 = 0$ und $x_2 = L_2, x_3 = L_3$. Da die betrachtete Wand schallhart ist, muss die

Schallschnelle \mathbf{v}' senkrecht zur Wand verschwinden. Es gilt somit an der Wand:

$$\begin{aligned} \mathbf{v}' \cdot \mathbf{n} &= 0 \quad \text{für } \mathbf{x} \in \partial\mathbf{D} \quad \text{und damit} \\ \nabla p &= 0 \quad \text{für } \mathbf{x} \in \partial\mathbf{D} \quad (\text{Neumann RB.}) \end{aligned}$$

Um diese Randbedingung bei $x_2 = 0$ und $x_3 = 0$ zu erfüllen, muss

$$B_2 = B_3 = 0$$

sein. An den gegenüberliegenden Wänden ($x_2 = L_2, x_3 = L_3$) müssen die Bedingungen ebenso erfüllt werden. Für μ_2 und μ_3 ergibt sich

$$\begin{aligned} \mu_2 &= \frac{m\pi}{L_2} \quad \text{für } m = 0, 1, 2, 3, \dots \\ \mu_3 &= \frac{n\pi}{L_3} \quad \text{für } n = 0, 1, 2, 3, \dots \end{aligned} \quad (2.60)$$

Die Randbedingungen werden für die Ordnungszahlen m, n erfüllt. Die Lösung für ein mn Paar wird als die Lösung der mn -Mode bezeichnet. Durch μ_2 und μ_3 kann die Wellenzahl in Kanalrichtung k_x bestimmt werden. Aus der Säkularbedingung (Gl. 2.59) folgt

$$k_{x,mn}^2 = \left(\frac{\omega}{a}\right)^2 - \left(\frac{m\pi}{L_2}\right)^2 - \left(\frac{n\pi}{L_3}\right)^2. \quad (2.61)$$

Damit sind die Formfunktionen vollständig bestimmt und es ergibt sich die Lösung der Wellengleichung für eine Mode mn zu

$$p'_{mn}(x_1, x_2, x_3, t) = A^* \cos(\mu_2 x_2) \cos(\mu_3 x_3) (A_1 e^{-ik_x x} + B_1 e^{ik_x x}) e^{i\omega t}. \quad (2.62)$$

Die Konstanten A^*, A_1, B_1 legen die Amplitude der Welle fest. Ist $B_1 = 0$, breitet sich die Lösung nur in positive x -Richtung aus. Die Gesamtheit der Lösungen für alle Moden m, n kann durch modale Superposition bestimmt werden (Gl. 2.63).

$$p'(x, y, z, t) = \sum_{m=0}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} A^* \cos(\mu_2 x_2) \cos(\mu_3 x_3) (A_1 e^{-ik_x x} + B_1 e^{ik_x x}) e^{i\omega t} \quad (2.63)$$

Reguläre Wellenausbreitung

Eine Welle ist nur ausbreitungsfähig, wenn die Wellenzahl $k_{x,mn}$ reell ist. Erhöht man die Ordnungszahlen m oder n bei fester Kreisfrequenz ω , wird der Ausdruck unter der Wurzel ab einem bestimmten Wert negativ. Dadurch entsteht eine imaginäre Wellenzahl k_x und die Lösung klingt mit

dem Faktor $e^{\pm|k_x|x_1}$ ab oder wächst an [46]. Für eine reelle Wellenzahl muss folgende Bedingung erfüllt werden:

$$\left(\frac{\omega}{a}\right)^2 - \left(\frac{m\pi}{L_2}\right)^2 - \left(\frac{n\pi}{L_3}\right)^2 > 0 \quad (2.64)$$

Das bedeutet, es gibt eine Grenzfrequenz $f_{cut\,off}$ (Gl. 2.65) unterhalb der für die Mode (m, n) keine reguläre Wellenausbreitung möglich ist². In der Literatur bezeichnet die Cut-Off Frequenz ohne Angabe der Mode in der Regel die Cut-Off Frequenz der Mode $(1, 1)$.

$$f_{cut\,off, mn} = \frac{a}{2} \sqrt{\left(\frac{m}{L_2}\right)^2 + \left(\frac{n}{L_3}\right)^2} \quad (2.65)$$

Im unteren Teil der Abbildung 2.16 ist die momentane Druckverteilung unterschiedlicher Moden im Kanal entlang der Symmetrieebene A-A des Kanals dargestellt.

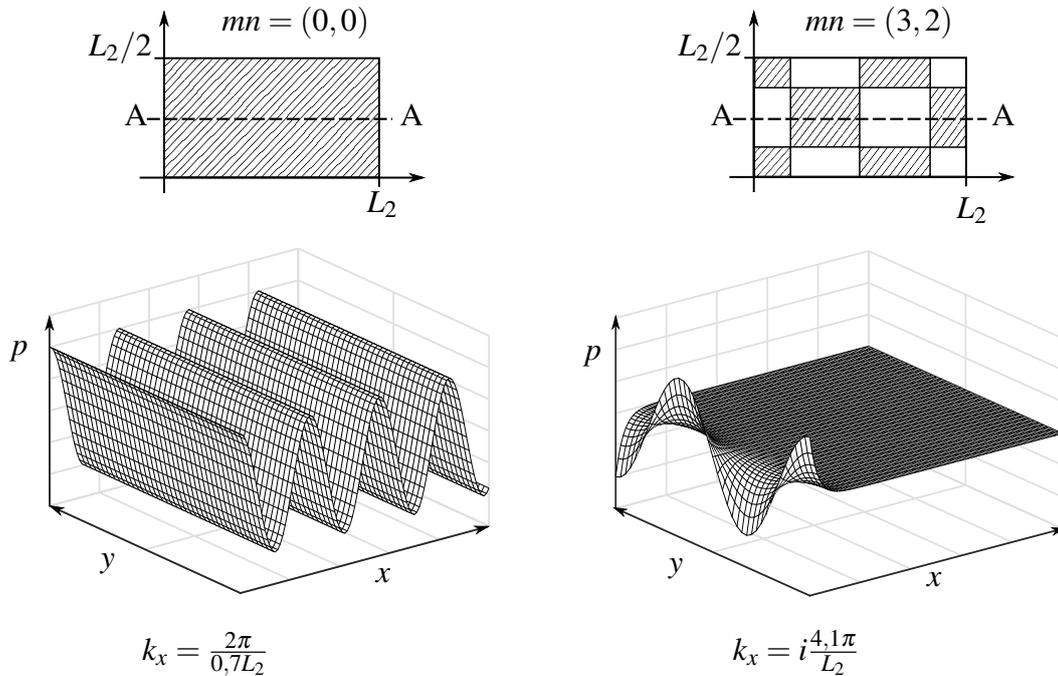


Abbildung 2.16.: Momentane Druckverteilung entlang der Symmetrieebene A-A eines Kanals für unterschiedliche Moden bei $\omega = \frac{2\pi}{0,7L_y}$ (vgl. [46])

Die momentane Druckverteilung im Eintrittsquerschnitt des Kanals ist schematisch im oberen Bereich abgebildet. Die Bereiche in denen ein positiver Druck vorliegt sind schraffiert. Die Grundmode $0,0$ besitzt eine konstante Querverteilung im Kanal (Abb. 2.16, links), was dazu führt, dass alle

²Eine Ausnahme stellt die Mode $0,0$ dar. Aufgrund der konstanten Querverteilung ist die Mode für alle Frequenzen ausbreitungsfähig.

Frequenzen ausbreitungsfähig sind. Die modale Verteilung für $mn = 3,2$ (Abb. 2.16 rechts) wird durch die Cosinus-Terme senkrecht zur Ausbreitungsrichtung moduliert. Für die Kreisfrequenz $\omega = \frac{2\pi}{0,7L_2}$ ergibt sich eine imaginäre Wellenzahl k_x . Die Welle ist daher nicht ausbreitungsfähig, sie wird in positiver x_1 -Richtung exponentiell gedämpft.

Schallausbreitung mit Strömungsüberlagerung

Im Rahmen der Arbeit werden Schalldämpfer in Strömungskanälen untersucht, daher ist der Einfluss der Strömungsüberlagerung zu prüfen. Für die theoretische Analyse wird angenommen, dass im Kanal ein blockförmiges Strömungsprofil vorliegt³. Dies ist in Abbildung 2.17 dargestellt. Das Fluid strömt mit der Geschwindigkeit c in positive x_1 Richtung.

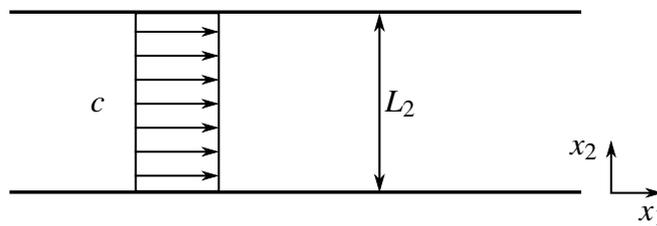


Abbildung 2.17.: Kanal mit blockförmigen Strömungsprofil (vgl. [47])

Die bisherigen Lösungen zur Wellenausbreitung sind gültig, wenn das Problem in einem Bezugssystem betrachtet wird, welches sich mit der Strömung mitbewegt (vgl. [47]). Um zwischen ruhendem und mitbewegtem System zu unterscheiden, werden die Indizes B und R eingeführt. Eine Umrechnung der Koordinaten vom bewegten System B in das ruhende System R kann durch die Beziehung

$$x_{1R} = x_{1B} + ct \quad (2.66)$$

durchgeführt werden. Es muss also gelten:

$$\begin{aligned} p'_R(x_{1B} + ct, t) &= p'_B(x_{1B}, t) \\ p'_R(x_{1B} + ct, t) &= f(x_2) \cdot g(x_3) e^{i((\omega_B + k_x c)t - k_x(x_{1B} + ct))} \end{aligned} \quad (2.67)$$

³Im realen Strömungskanal ist diese Bedingung nicht oder nur näherungsweise erfüllt. Die Strömung ist reibungsbehaftet, an den Kanalwänden bilden sich Grenzschichten aus.

Daraus folgt der Zusammenhang zwischen der Kreisfrequenz im ruhenden System ω_R und im bewegten System ω_B (Gl. 2.68).

$$\omega_R = \omega_B + k_x c \quad (2.68)$$

Aus den Gleichungen 2.61 und 2.68 ergibt sich die Ausbreitungskonstante k_x für die Wellenausbreitung mit Strömungsüberlagerung

$$k_{x,mn} = \sqrt{\left(\frac{\omega_R - k_{x,mn} c}{a}\right)^2 - \left(\frac{m\pi}{L_2}\right)^2 - \left(\frac{n\pi}{L_3}\right)^2}. \quad (2.69)$$

Führt man die Mach-Zahl M ein, welche das Verhältniss zwischen Strömungsgeschwindigkeit c und der Schallgeschwindigkeit a beschreibt, kann die Gleichung 2.69 umformuliert werden zu

$$k_{x,mn} = \sqrt{\left(\frac{\omega_R}{a} - k_{x,mn} M\right)^2 - \left(\frac{m\pi}{L_2}\right)^2 - \left(\frac{n\pi}{L_3}\right)^2}. \quad (2.70)$$

Eine ausführliche Diskussion des Strömungseinflusses ist in [47] zu finden.

2.2.2. Absorptionsschalldämpfer

Die Kulissen des Absorptionsschalldämpfers sind mit porösem Material gefüllt z.B. mit Steinwolle oder offenporigen Schäumen. Die Außenhülle kann eine Lochblechabdeckung oder ein Flies bilden. In Abbildung 2.18 (links) ist ein Absorptionsschalldämpfer dargestellt, dessen Eintritt und Austritt mit E bzw. A gekennzeichnet sind (vgl. [48]).

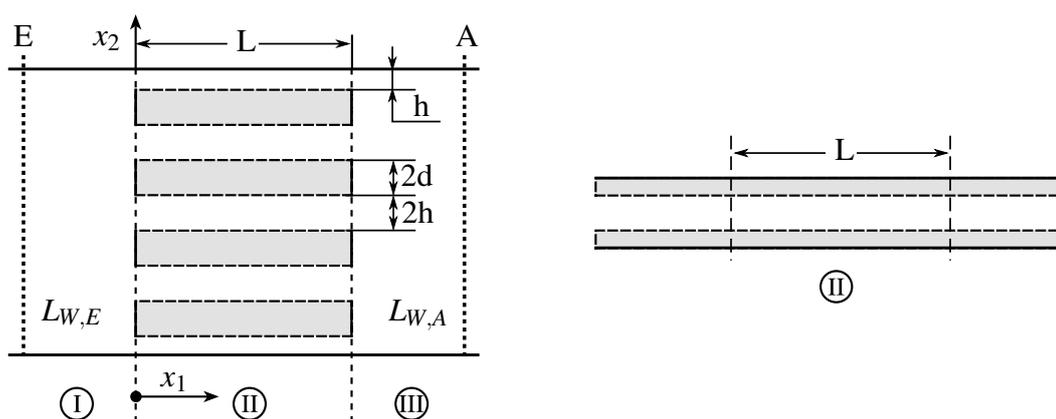


Abbildung 2.18.: Absorptionsschalldämpfer und Ersatzschema zur Berechnung nach [48]

Die Schalldämpfung kann durch unterschiedliche Dämpfungsmaße beschrieben werden. Die Durch-

gangsdämpfung D_d (Gl. 2.71) ist die Pegeldifferenz der Schalleistung vor und hinter dem Kulissenschalldämpfer ($L_{W,E}$, $L_{W,A}$). Deren experimentelle Bestimmung ist aufwendig, da stromauf und stromab des Schalldämpfers reflexionsfreie Enden anzubringen sind und eine räumliche Mittelung der Pegel notwendig ist. Die Messung der Einfügedämpfung D_e (Gl. 2.72) ist in der Regel einfacher zu realisieren. Das Dämpfungsmaß D_e beschreibt den Abfall des Schalleistungspegels durch Einfügen des Schalldämpfers. Dazu ist der Schalleistungspegel mit $L_{W,A,mSD}$ und ohne Schalldämpfer $L_{W,A,oSD}$ an der Stelle A im Kanal zu bestimmen.

$$\text{Durchgangsdämpfung} \quad D_d = L_{W,E} - L_{W,A} \quad (2.71)$$

$$\text{Einfügedämpfung} \quad D_e = L_{W,A,oSD} - L_{W,A,mSD} \quad (2.72)$$

Zur theoretischen Beschreibung der Dämpfung wird das Ausbreitungsdämpfungsmaß D_a (Gl. 2.74) eingeführt. Es beschreibt den Schalldruckabfall in einem schallabsorbierend ausgekleideten Kanal mit konstantem Querschnitt. Reflexionseffekte werden nicht berücksichtigt. Um die Dämpfung D_a des Kulissenschalldämpfers berechnen zu können, wird ein Ersatzmodell benötigt. Dieses ist in Abbildung 2.18 rechts dargestellt. Die Symmetrieebenen können als schallharte Wand behandelt werden, weil die Schallschnelle dort aus Symmetriegründen verschwinden muss. Da die wandnahen Kulissenspalte mit halber Breite h ausgeführt sind und die Kanalwand schallhart ist, gilt auch dort die Symmetrierandbedingung. Unter Ausnutzung der Symmetrie und Annahme eines unendlich langen absorbierenden 2D-Kanals (reflexionsfrei) ergibt sich der Schalldruck im Kanal zu

$$p'_{mn}(x_1, x_2) = A \cos(\mu_2 x_2) e^{-ik_x x}. \quad (2.73)$$

Die Moden mn erfahren im Kanal unterschiedliche Dämpfungen. Da die Modenzusammensetzung im Kanal in der Regel nicht bekannt ist, wird die am wenigsten gedämpfte Mode betrachtet. Für Rechteckkanäle sowie kreisrunde Rohre ist dies die Grundmode $mn = 00$ [49]. Die Ausbreitungsdämpfung D_a wird folgendermaßen berechnet

$$D_a = 20 \log \frac{p'(x)}{p'(x+L)} = 8,68 \operatorname{Real}(ik_{x,00}) L. \quad (2.74)$$

Die Dämpfung ist bei real ausgeführten Absorptionsschalldämpfern größer als in Formel 2.74. An den Vorder- und Hinterkanten der Kulissen (Zone I und III) wird der Schall reflektiert und daher zusätzlich gedämpft. Abbildung 2.19 zeigt den Vergleich der berechneten Dämpfung mit der experimentell ermittelten Dämpfung. Im Rechenmodell von *Mechel* [48] wird neben der Absorptionsdämpfung die Reflexionsdämpfung berücksichtigt. Im Schaubild sind die unterschiedlichen Anteile dargestellt. Die Linie II zeigt die Absorptionsdämpfung und die gestrichelten Linien I und III die Reflexionsdämpfung an Vorder- bzw. Hinterkante. Die durchgezogene Linie ist die Summe

der Dämpfungsanteile I-III. Es ist klar ersichtlich, dass die Absorptionsdämpfung (II) maßgeblich für die Gesamtdämpfung D_e ist. Das Berechnungsmodell liefert über einen breiten Frequenzbereich gute Übereinstimmung mit den Messdaten (○).

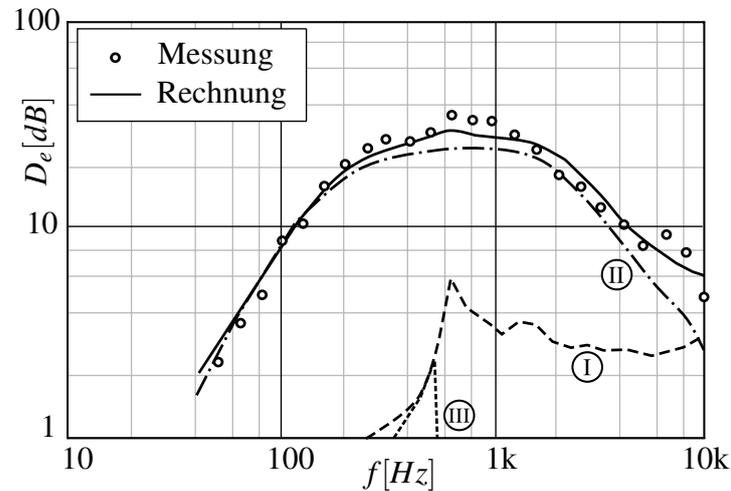


Abbildung 2.19.: Rechnung und Messung der Dämpfung eines Kulissenschalldämpfers nach [48]

2.2.2.1. Berechnung der Ausbreitungsdämpfung

Zur Berechnung der Ausbreitungsdämpfung im Kulissenschalldämpfer werden die im Folgenden aufgeführten Annahmen getroffen. Der Querschnitt des Schalldämpfers ist in Strömungsrichtung x_1 gleichbleibend. Aufgrund der regelmäßigen, planparallelen Anordnung der Kulissen kann das Ersatzmodell aus Kapitel 2.2.2 (Abb. 2.18) verwendet werden. Dem Berechnungsmodell liegt eine Anordnung zu Grunde mit dem freien Kanalquerschnitt von $x_2 = -h$ bis $x_2 = h$ und der Absorberdicke d . Der poröse Absorber beginnt an der Trennstelle $x_2 = \pm h$. Dieser ist in Abb. 2.20 dargestellt.

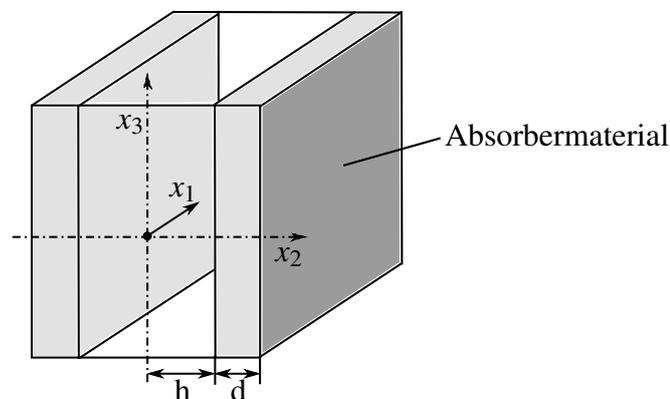


Abbildung 2.20.: Strömungskanal mit lateral wirkenden Absorberwänden

Es handelt sich um einen lateral wirkenden Absorber. Dies bezeichnet eine Anordnung in der die Schallausbreitung im Absorbermaterial in wandnormale Richtung und parallel zur Wand möglich ist. Die charakteristischen Kennwerte des Absorbermaterials werden durch den Wellenwiderstand Z_{abs} und die Ausbreitungskonstante $k_{x,abs}$ beschrieben. An den Stellen $x_2 = 0$ und $x_2 = h + d$ (bzw. $x_2 = -h - d$) gilt die Symmetrierandbedingung. Bei $x_2 = \pm h$ muss ein glatter Übergang von Schalldruck p' und Schallschnelle v' vorhanden sein. Das wird durch die Forderung nach gleicher Admittanz G_{x_2} an diesen Positionen ($x_2 = \pm h$) im Absorbermaterial und freien Kanal erfüllt. Die Admittanz G berechnet sich aus dem Quotient der Schallschnelle und des Schalldrucks.

$$\mathbf{G} = \frac{\mathbf{v}'}{p'} \quad (2.75)$$

Die Lösung muss die Wellengleichung sowohl im freien Kanalquerschnitt als auch im Absorbermaterial abs erfüllen. Der Lösungsansatz wird analog zum schallharten Kanal gewählt. In Tabelle 2.3 sind die notwendigen Gleichungen und Lösungsansätze aufgeführt (vgl. [18]).

Gleichung	Freier Kanalquerschnitt	Absorbermaterial	Nummer
Wellengleichung	$(\Delta + k_0^2) p'(x_1, x_2)$	$(\Delta + k_{abs}^2) p'(x_1, x_2)$	2.76
Lösungsfunktion	$A g(x_2) e^{-k_x x_1}$	$A_{abs} g_{abs}(x_2) e^{-k_x x_1}$	2.77
Profil y	$\cos(\mu_2 x_2)$	$\cos(\mu_{2abs}(h + d - x_2))$	2.78
Säkulargleichung	$k_0^2 = \mu_2^2 + k_x^2$	$k_{abs}^2 = \mu_{2abs}^2 + k_x^2$	2.79
Admittanz $G_{x_2}(x_2 = h)$	$i \frac{\mu_2}{k_0 Z_0} \tan(\mu_2 h)$	$-i \frac{\mu_{2abs}}{k_{abs} Z_{abs}} \tan(\mu_{2abs} d)$	2.80

Tabelle 2.3.: Akustische Beziehungen zwischen freiem Kanal und Absorbermaterial

Aus den Gleichungen 2.79 und 2.80 folgt die charakteristische Gleichung zur Bestimmung der Quermode μ_2 .

$$i \mu_2 \tan(\mu_2 h) = -i \frac{k_0 Z_0}{k_{abs} Z_{abs}} \sqrt{\mu_2^2 + k_{abs}^2 - k_0^2} \tan\left(d \sqrt{\mu_2^2 + k_{abs}^2 - k_0^2}\right) \quad (2.81)$$

Es handelt sich um eine nichtlineare Gleichung, welche durch iterative Näherungsverfahren gelöst werden kann. *Mechel* [48] schlägt zur Lösung ein Newton-Verfahren vor. Zur Approximation der Startlösung verwendet er Kettenbrüche. Mit der Säkularbedingung (2.79) lässt sich die Ausbreitungsdämpfung D_a (2.74) folgendermaßen formulieren

$$D_a = 8,68 \operatorname{Real} \left(i \sqrt{(k_0^2 - \mu_2^2)} \right) L. \quad (2.82)$$

2.2.2.2. Bestimmung der Materialkennwerte des Absorbers

Um die Gleichung 2.81 zu lösen und damit die Ausbreitungsdämpfung D_a zu bestimmen, müssen die Absorberwellenzahl k_{abs} und der Wellenwiderstand Z_{abs} ermittelt werden. Diese Materialkennwerte können durch unterschiedliche Modelle bestimmt werden. Ein verbreitetes Modell ist das des quasi-homogenen Absorbers. Dieses setzt voraus, dass die Strukturelemente gleichmäßig verteilt und klein im Vergleich zur Wellenlänge sind. Das Modell (Gl. 2.84, 2.85) nutzt neben der Porosität σ und dem Strukturfaktor κ den Strömungswiderstand des Materials Ξ (Gleichung 2.83) zur Bestimmung der Absorberkennwerte.

$$\Xi = \frac{\Delta p_{abs}}{c_{abs} d} \quad (2.83)$$

Der Strömungswiderstand Ξ ist definiert als Druckabfall Δp_{abs} über den Absorber bezogen auf dessen Dicke d und die Strömungsgeschwindigkeit durch das Material c_{abs} . Um diese Größen zu ermitteln, sind Messungen im Strömungskanal durchzuführen. Der Versuchsaufbau ist in der Norm DIN 29053 [50] beschrieben. Eine detaillierte Herleitung und Diskussion der Absorberkennwerte findet sich in dem Buch *Technische Akustik* von *Möser* [51]. Dieser gibt folgende Formeln zur Ermittlung der Kennwerte an:

$$\text{Absorberwellenzahl} \quad k_{abs} = k_0 \sqrt{\kappa - i \frac{\Xi \sigma}{2\pi f \rho_0}} \quad (2.84)$$

$$\text{Wellenwiderstand Absorber} \quad Z_{abs} = Z_0 \frac{1}{\sigma} \sqrt{\kappa - i \frac{\Xi \sigma}{2\pi f \rho_0}}. \quad (2.85)$$

Diese Formulierung ist in der Praxis unhandlich, da die Materialparameter σ und κ schwer zu bestimmen sind. *Delany und Bazley* [19] nutzen die starke Abhängigkeit der Kennwerte vom Strömungswiderstand Ξ und der Frequenz f . Sie formulieren den komplexen Ansatz:

$$Z_{abs}/Z_0 = 1 + a \left(\frac{\Xi}{f} \right)^b - i c \left(\frac{\Xi}{f} \right)^d \quad (2.86)$$

$$k_{abs}/k_0 = 1 + r \left(\frac{\Xi}{f} \right)^s - i p \left(\frac{\Xi}{f} \right)^q \quad (2.87)$$

Die darin enthaltenen Koeffizienten basieren auf einer Messwertregression. Die Koeffizienten für Faserabsorber sind in Tabelle 2.4 aufgeführt. Diese sind im Bereich von $0,01 < \rho_0 f / \Xi < 1$ gültig. Die Modellparameter werden von Miki [52] in weiteren Messreihen modifiziert. Das Miki Modell liefert auch für $\rho_0 f / \Xi < 0,01$ eine bessere Übereinstimmung mit experimentellen Daten. Absorbermaterialien, die im technischen Bereich eingesetzt werden, weisen in der Regel Strömungswiderstände zwischen $8 \text{ kNs/m}^4 < \Xi < 12 \text{ kNs/m}^4$ auf.

Koeffizient	Delany-Bazly	Miki
a	0,0497	0,0699
b	0,7540	0,6320
c	0,0758	0,1070
d	0,0732	0,6320
p	0,1690	0,1600
q	0,5950	0,6180
r	0,0858	0,1090
s	0,7000	0,6180

Tabelle 2.4.: Modellparameter

2.2.2.3. Dimensionsanalyse und Skalierung von Absorbern

Zur Darstellung und Berechnung allgemeingültiger Dämpfungskurven werden dimensionslose Kennzahlen verwendet. Die Absorbereigenschaften können durch 7 Größen beschrieben werden, deren Einheiten sich aus den SI-Basisgrößen Länge, Masse und Zeit ableiten. In Tabelle 2.5 sind die Größen aufgelistet.

Nach dem Buckingham Pi-Theorem [53] sind $7-3 = 4$ dimensionslose Kennzahlen notwendig, um die Gleichungen und damit die Dämpfungseigenschaften dimensionlos zu formulieren. Als Bezugsgrößen zur Entdimensionierung werden die halbe Kanalbreite h , die Schallgeschwindigkeit a und die Dichte ρ gewählt (analog zu [48]).

	Formel- zeichen	Einheit	SI Basisgröße Länge [m]	SI Basisgröße Masse [kg]	SI Basisgröße Zeit [t]
Halbe Kanalbreite	h	m	1	0	0
Dicke Absorber	d	m	1	0	0
Kanallänge	L	m	1	0	0
Strömungswiderstand	Ξ	N s/m ⁴	-4	1	1
Frequenz	f	1/s	0	0	-1
Schallgeschwindigkeit	a	m/s	1	0	-1
Dichte	ρ	kg/m ³	-3	1	0

Tabelle 2.5.: Dimensionsanalyse

Es ergeben sich folgende dimensionlose Kennzahlen (vgl. [54]):

- **Auskleidungstiefe Λ**

Die normierte Auskleidungstiefe bezieht die Absorberdicke $2d$ auf die Kanalbreite $2h$.

$$\pi_1 = \Lambda = \frac{2d}{2h} \quad (2.88)$$

- **Frequenzparameter η_{ak}**

Die Frequenz wird auf den Referenzwert $f_{ref} = a/(2h)$ bezogen. Beträgt der Wert des Frequenzparameters $\eta_{ak} = 1$, entspricht die Wellenlänge λ der Kanalbreite $2h$.

$$\pi_2 = \eta_{ak} = \frac{2hf}{a} \quad (2.89)$$

- **Anpassungsverhältnis ε**

Das Anpassungsverhältnis ist ein wichtiger Parameter zur Charakterisierung der Dämpfungseigenschaften des Absorbermaterials. Es berechnet sich aus dem Strömungswiderstand Ξ , Materialdicke d und der Schallkennimpedanz $Z_0 = \rho_0 a_0$.

$$\pi_3 = \varepsilon = \frac{\Xi d}{Z_0} \quad (2.90)$$

- **Kanallänge L/h**

Die entdimensionierte Kanallänge wird verwendet, um die Kanaldämpfung D_h zu definieren.

Diese beschreibt die Schalldämpfung für einen Schalldämpfer der Länge h .

$$\pi_4 = \frac{L}{h} \quad (2.91)$$

$$D_h = \frac{h}{L} D_a \quad (2.92)$$

Die Kanaldämpfung D_h kann vollständig mit dem Anpassungsverhältnis ε , der Auskleidungstiefe Λ und dem Frequenzparameter η_{ak} bestimmt werden.

Dieser Zusammenhang wird bei der Skalierung von Absorbern genutzt. Wird ein Absorber für Modellversuche geometrisch skaliert, bleibt die Auskleidungstiefe Λ erhalten. Um ein gleiches Anpassungsverhältnis ε zu erzielen, muss der Strömungswiderstand Ξ angepasst werden. Abbildung 2.21 zeigt die Dämpfung D_h zweier Absorber. Absorber 1 hat die Kanalbreite $h_1 = 0,4m$, Absorber 2 wurde um den Faktor 8 geometrisch skaliert. Der Strömungswiderstand des Absorbers 2 wurde angepasst, damit neben der Auskleidungstiefe Λ das Anpassungsverhältnis ε erhalten bleibt. Im linken Diagramm ist die Dämpfung über den Frequenzparameter η_{ak} aufgetragen. Wie erwartet sind beide Kurven identisch. Wird der Frequenzparameter η_{ak} in das zugehörige Frequenzspektrum f umgerechnet (Diagramm rechts), verschieben sich die Kurven auf der Abzisse. Es ergeben sich zwei Kurven mit unterschiedlicher Lage der Dämpfungsmaxima.

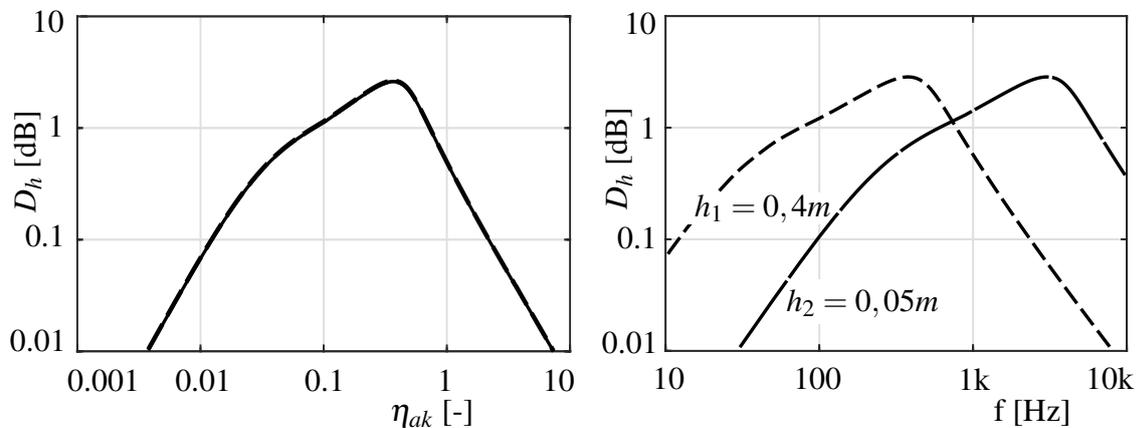


Abbildung 2.21.: Dämpfung zweier Absorber ($h_1 = 0,4m, h_2 = 0,05m$) bei gleichen ε und Λ ;
links: Dämpfung D_h über η_{ak} , rechts: Dämpfung D_h über Frequenz f

2.2.2.4. Diskussion der Dämpfungskurven

Abbildung 2.22 zeigt die Dämpfungskurven D_h von Absorbern (vgl. 2.20) für unterschiedliche Auskleidungstiefen Λ und Anpassungsverhältnisse ε . Der aufsteigende Ast verschiebt sich bei steigendem Λ hin zu kleineren Frequenzparametern η_{ak} , weil das Absorptionsvermögen mit der Absorberdicke d steigt. Die Dämpfung wird breitbandiger. Das Anpassungsverhältnis ε verändert im Wesentlichen die Lage und Ausprägung des Dämpfungsmaximums. Die Dämpfung hoher Frequenzen hängt von der Spaltbreite $2h$ ab. Für $\eta_{ak} = 2hf/a > 1,5$ kommt der Durchstrahlungseffekt zum tragen, die Dämpfung dieser Frequenzen nimmt stark ab (vgl. [54]).

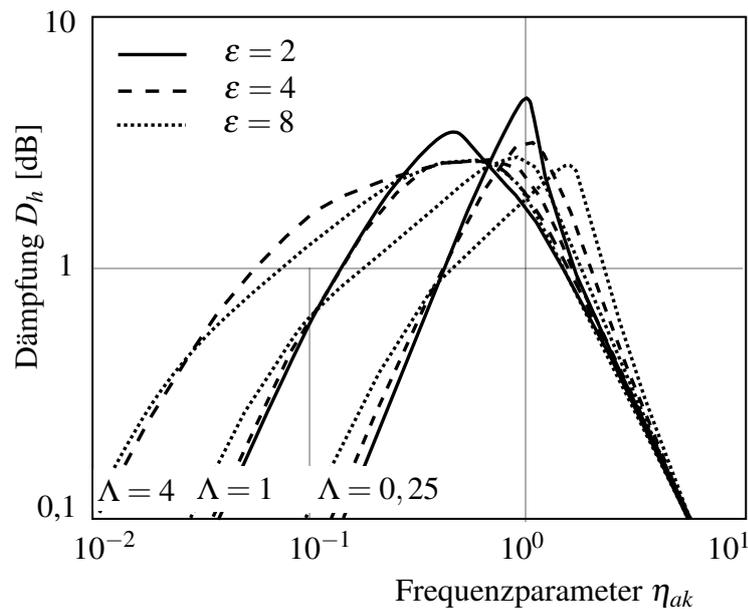


Abbildung 2.22.: Dämpfung D_h in einem Absorberkanal nach [54]

Das Berechnungsmodell weist je nach den Absorberparametern hohe Dämpfungsspitzen aus. Die Umrechnung von D_h auf D_a (Gl. 2.92) kann für lange Schalldämpfer lokal sehr große Werte ergeben. In technisch ausgeführten Schalldämpfern können Dämpfungen über 40 dB allerdings nur selten realisiert werden. Der Grund dafür ist die Schallleitung über Nebenwege. Diese wird nach [54] unterteilt in:

- Körperschallleitung längs der Kanalwände
Diese Größe wird durch das Grenzdämpfungsmaß $D_{e,max}$ charakterisiert. Das Grenzdämpfungsmaß kann im Prüfstand experimentell ermittelt werden.
- Körperschallleitung längs der Kulissen
Die Körperschallleitung längs der Kulissen (z.B. über den Rahmen) führt dazu, dass oberhalb von ca. 25 dB der Anstieg der Dämpfung von zylindrischen Absorbern nicht mehr proportional zur Kulissenlänge ist. Die Dämpfung fällt geringer aus.

- Luftschalllängsleitung in Spalten zwischen Kulissenrahmen und Kanal
Verbleibende Spalte zwischen Kulissenrahmen und dem Gehäuse können zu einem Dämpfungsverlust führen.

2.2.2.5. Einfluss der Strömung auf die akustischen Eigenschaften

Die Durchströmung des Schalldämpfers kann die akustischen Eigenschaften der Schalldämpfereinheit beeinflussen. Es muss zwischen zwei Effekten unterschieden werden:

- Änderung der Schalldämpfung durch Strömungsüberlagerung
- Strömungsgeräusche durch hohe Geschwindigkeiten im Schalldämpfer

Einfluss der Strömung auf die Dämpfung

Der Einfluss der Strömungsüberlagerung im schallharten Kanal wurde in Abschnitt 2.2.1 diskutiert. Die Bestimmungsgleichungen für die Dämpfung sind weiterhin gültig, müssen aber vom mitbewegten System B in das ortsfeste System R transformiert werden. Es wird die Annahme getroffen, dass ein homogenes Strömungsprofil mit der Geschwindigkeit c im Kanal vorliegt. Für den betrachteten Absorber (Abb. 2.20) werden die Gleichungen 2.81, 2.82 analog zu [54] neu formuliert

$$i\mu_2 \tan(\mu_2 h) = -i \frac{k_0 Z_0}{k_{abs} Z_{abs}} \sqrt{\mu_2^2 + k_{abs}^2 - k_0^2} \tan\left(d \sqrt{\mu_2^2 + k_{abs}^2 - k_0^2}\right) \cdot \frac{1 - M \sqrt{1 - (1 - M^2)(\mu_2/k_0)}}{1 - M^2} \quad (2.93)$$

$$D_a = 8,68 \operatorname{Real} \left(i \frac{\sqrt{k_0^2 - \mu_2^2 (1 - M^2)}}{1 - M^2} \right) L. \quad (2.94)$$

In Abbildung 2.23 sind Dämpfungskurven D_h eines Schalldämpfers dargestellt. Die Kurven werden für $c = 0 \text{ m/s}$, $c = 20 \text{ m/s}$ und $c = 50 \text{ m/s}$ auf Basis von Berechnungsmodellen ermittelt. Die Strömungsrichtung und die Ausbreitungsrichtung des Schalls sind gleich. Für den durchströmten Fall reduziert sich die Dämpfung im tiefen und mittleren Frequenzbereich. Bei großen Frequenzparametern nimmt die Dämpfung leicht zu. Bei Strömungsgeschwindigkeiten bis $c = 20 \text{ m/s}$ ist der Einfluss der Strömung so gering, dass dieser in der Regel vernachlässigt werden kann.

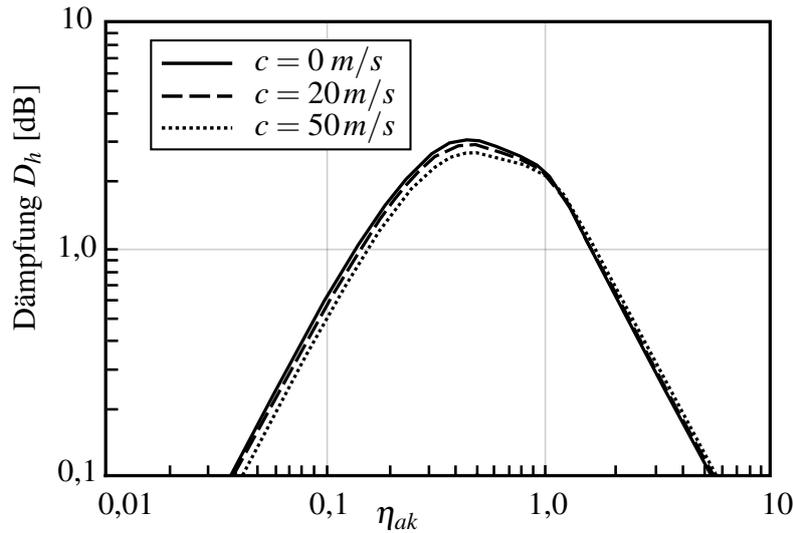


Abbildung 2.23.: Einfluss der Strömung auf die Dämpfung D_h eines Kulissenschalldämpfers mit $\Lambda = 1$ und $\varepsilon = 3$ nach [54]

Strömungsgeräusche

Strömungsgeräusche können nach *Lighthill* [55] auf verschiedene Quellterme zurückgeführt werden. Es wird zwischen Monopol, Dipol und Quadrupol Quelltermen unterschieden. Die Hauptschallquelle im Schalldämpfer befindet sich am Kulissenaustritt. Diese Strahlzone hat über ein breites Frequenzband Dipolcharakter. Nach [56] berechnet sich die von der Quelle emittierte mittlere Schalleistung P_{ak} folgendermaßen

$$P_{ak} = R_{rad} S_{FF}(St) \quad (2.95)$$

S_{FF} ist das Leistungsdichtespektrum der Strömungskraft F als Funktion der Strouhalzahl St . R_{rad} wird als Ausbreitungswiderstand bezeichnet. *Nelson und Morfey* [26] stellen einen Zusammenhang zwischen dem Spektrum S_{FF} und der stationären Kraft \bar{F} her (Gl. 2.96).

$$S_{FF} = K^2(St) \bar{F}^2 \quad (2.96)$$

K ist eine Konstante (auch Referenzspektrum genannt), welche nur von der Strouhalzahl abhängt und somit die Skalierung der emittierten Schalleistung ermöglicht. Aus den Gleichungen 2.96 und 2.97 ergibt sich

$$K^2(St) = \frac{P_{ak}}{R_{rad} \bar{F}^2}. \quad (2.97)$$

Zur Bestimmung des Referenzspektrums K muss die Strouhalzahl definiert werden. Weiterhin werden die Schalleistung mit zugehöriger Kraft und der Ausbreitungswiderstand benötigt. Der Ausbreitungswiderstand R_{rad} ist unterhalb der Frequenz f_{cutoff} nur eine Funktion der Kanalgeometrie. Oberhalb dieser besteht zusätzlich eine Frequenzabhängigkeit, da hier höhere Moden ausbreitungsfähig sind. R_{rad} wird nach [56] folgendermaßen bestimmt:

$$f < f_{cutoff} \quad R_{rad} = \frac{1}{4A\rho_0 a_0} \quad (2.98)$$

$$f > f_{cutoff} \quad R_{rad} = \frac{\pi f^2}{6\rho_0 a_0^3} \left(1 + \frac{3a_0}{8f} \cdot \frac{L_1 + L_2}{A} \right). \quad (2.99)$$

$L_2 + L_3$ sind die Querabmessungen des Kanals. Die Strouhalzahl (Gl. 2.101) wird mit der Geschwindigkeit c_6 im KSD gebildet. D_K (Gl. 2.100) ist der Durchmesser eines Kreises mit der gleichen Fläche des durchströmten Kanalquerschnitts im KSD A_6 .

$$D_K = \sqrt{\frac{4A_6}{\pi}} \quad (2.100)$$

$$St = \frac{f D_K}{c_6} \quad (2.101)$$

Die Kraft \bar{F} kann auf Basis verschiedener Modelle bestimmt werden. *Nelson und Morfey* [26] nutzen dazu den Druckabfall über die Kulissen. *Karekull et al.* [27] empfehlen eine Berechnung auf Basis des Impulses. Dieses Modell zeigt eine bessere Übereinstimmung mit experimentellen Daten, wenn das Strömungsgeräusch durch ein Hindernis mit hohem Druckabfall verursacht wird.

$$\text{Modell nach [26]} \quad \bar{F} = A \cdot \Delta p \quad (2.102)$$

$$\text{Modell nach [27]} \quad \bar{F} = \dot{m} \cdot c_6 \quad (2.103)$$

Aus den Gleichungen folgt, dass die Strömungsgeräusche im Schalldämpfer oberhalb der Cutoff-Frequenz proportional zur sechsten Potenz der Geschwindigkeit sind und unterhalb von f_{cutoff} proportional zur vierten Potenz. Dies wird ausführlich in [26], [57] hergeleitet.

Die bei Durchströmung entstehenden Turbulenzgeräusche sind von untergeordneter Bedeutung. Bei der Auslegung von Schalldämpfern ist darauf zu achten, dass das Strömungsgeräusch mindestens 5 dB unterhalb des zu dämpfenden Geräuschs liegt. Andernfalls wird die gewünschte Dämpfung nicht erreicht [54]. In [3] wird eine maximale Geschwindigkeit von 20 m/s am Kulissenaustritt genannt, bis zu der mit keiner relevanten Beeinträchtigung der Dämpfung zu rechnen ist.

3 Versuchsaufbau und numerische Modellierung

3.1. Prüfstandskonzept

Die zu untersuchende Anordnung besteht aus Ventilator und Schalldämpfereinheit. Die Geometrie der Schalldämpfereinheit wird anhand einer ausgeführten Anlage gewählt. Der Durchmesser des Ventilators und die Kantenlänge des Schalldämpfers in der Großanlage GA betragen 4 m bzw. 8 m . Aufgrund der limitierten Platzverhältnisse im Strömungslabor werden Untersuchungen an einer geometrisch skalierten Anordnung durchgeführt.

Das Zuströmprofil der Schalldämpfereinheit ist stark vom Ventilator und dessen Betriebspunkt abhängig. In der Versuchsanlage wird deshalb auf den Ventilator verzichtet und es werden definierte Zuströmprofile mittels Profilscheiben oder einem Drallapparat erzeugt. Diese Profile bilden typische Geschwindigkeitsverteilungen von Ventilatoren mit und ohne Nachleitapparat NL nach (Kapitel 2.1.1.2). Eine detaillierte Beschreibung der Versuchsanlage ist in Kapitel 3.1.1 gegeben.

Skalierung der Anordnung

Nach [39] ist ab $Re > 7,5 \cdot 10^4$ (Gl. 2.45) von einer Reynoldsunabhängigkeit auszugehen. In allen Untersuchungen dieser Arbeit werden Reynoldszahlen $Re > 3 \cdot 10^5$ erreicht. Damit ist die Reynoldsunabhängigkeit der Strömung sichergestellt.

Um Dämpfungseigenschaften in der Großanlage der Versuchsanlage nachzubilden, müssen sowohl die Auskleidungstiefe Λ (Gl. 2.88) als auch das Anpassungsverhältnis ε (Gl. 2.90) von Groß- und Versuchsanlage identisch sein (Kapitel 2.2.2.3). Die Auskleidungstiefe Λ bleibt bei geometrischer Skalierung um den Faktor X erhalten. Um ein gleiches Anpassungsverhältnis ε zu erzielen, muss der Strömungswiderstand des Absorbermaterials Ξ angepasst werden. Unter der Annahme, dass die Luftdichte ρ und die Schallgeschwindigkeit a in der Großanlage und im Modellversuch iden-

tisch sind, ergibt sich der Zusammenhang für den Strömungswiderstand Ξ der Versuchskulissen:

$$\Xi = \Xi_{GA} \cdot X$$

Die Abmessungen der Großanlage werden um den Faktor $X = 8$ skaliert. Der Strömungswiderstand der Absorberkulissen in der GA Ξ_{GA} beträgt nach [1] zwischen 8 und 12 kNs/m^4 . Daraus folgt der Widerstand der Versuchskulissen Ξ mit 64 bis 96 kNs/m^4 . Der Widerstand des gewählten Materials beträgt $\Xi = 69 kNs/m^4$. Eine genauere Beschreibung der Materialeigenschaften ist in Kapitel 3.3.3 zu finden. Es ergeben sich die Kenngrößen der Anlage:

$$\begin{array}{ll} \text{Anpassungsverhältnis} & \varepsilon = 7,8 \\ \text{Auskleidungstiefe} & \Lambda = 1. \end{array}$$

3.1.1. Versuchsanlage

Der Versuchsaufbau zur Bestimmung der aerodynamischen und akustischen Eigenschaften wurde in Anlehnung an *DIN EN ISO 7235:2010-01* [3] entworfen. Der Aufbau ist in Abbildung 3.1 dargestellt. Die Kammer 1 verfügt über eine Zuströmdüse, eine Prallplatte, Siebe und einen Wabengleichrichter. Damit wird sichergestellt, dass eine möglichst homogene Zuströmung in die Messstrecke vorliegt. Der Zuströmquerschnitt zur Kammer 1 kann zur Messung der Einfügedämpfung D_e der Schalldämpfereinheit ohne Strömungsüberlagerung verschlossen werden. Weiterhin befindet sich in Kammer 1 eine Schallquelle (Dodekaeder Lautsprecher), mit der ein definiertes Schallsignal erzeugt wird.

Zwischen Kammer 1 und Schalldämpfereinheit ist ein Modenfilter installiert, dieser ist notwendig um Mehrfachreflektionen zwischen Schallquelle und Schalldämpfer zu vermeiden [58]. Als Modenfilter dient ein kurzer Rohrschalldämpfer.

Auf die Schalldämpfereinheit folgt die Kammer 2 (Hallraum). Der Hallraum ist ausgestattet mit einem akustischen Diffusor und einem rotierenden Mikrofon. Die Profilscheiben oder der Drallapparat werden stromauf der Schalldämpfereinheit installiert. Der Volumenstrom wird mit Hilfe eines Radialventilators erzeugt und mittels Messdüse im Hallraum ermittelt. Der Ventilator ist saugseitig an die Prüfstrecke angeschlossen. Um dessen Geräusentwicklung einzudämmen, befinden sich stromauf und stromab des Ventilators Kulissenschalldämpfer.

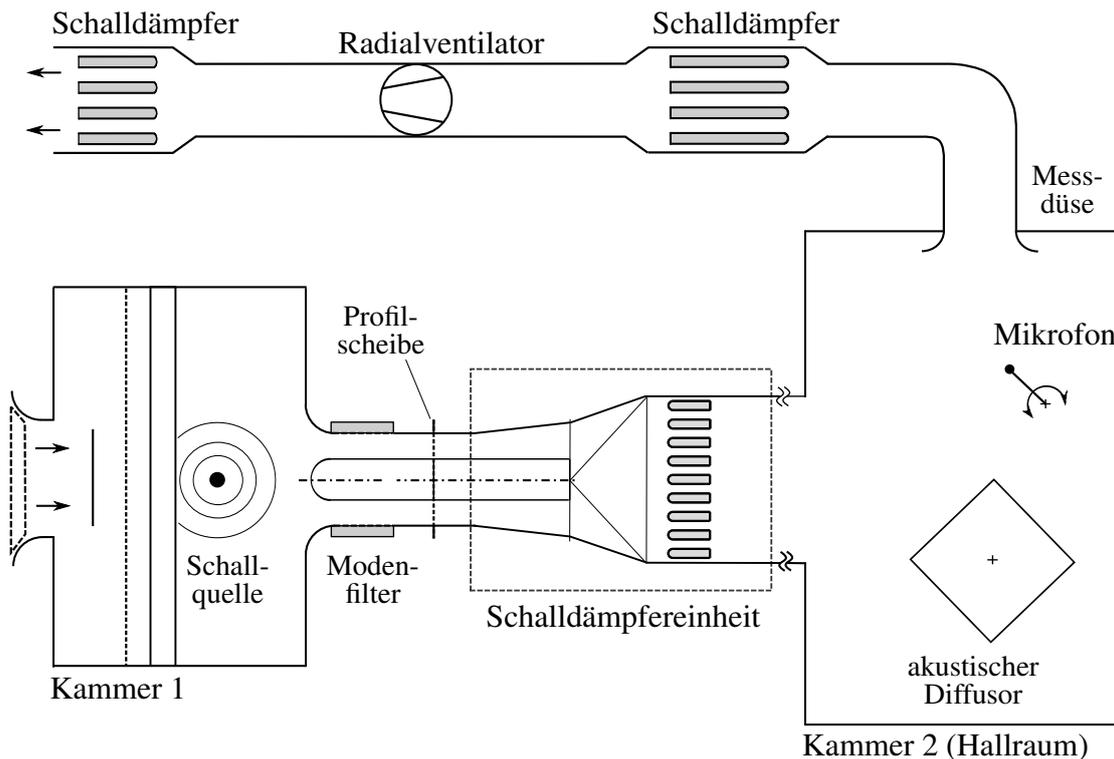


Abbildung 3.1.: Schematischer Aufbau des Prüfstands

Die Abmessungen der Schalldämpfereinheit können Abbildung 3.2 entnommen werden. Die Maße sind auf die Ringspalthöhe in der Zuströmung S bezogen. Das Nebenverhältnis ν im Zuströmbe-
reich beträgt $\nu = 0,5$. Nach einer $8S$ langen Strecke kann eine Profilscheibe installiert werden, auf
diese folgt nach $1,2S$ die Schalldämpfereinheit.

Der Öffnungswinkel α_{DF} des Ringspaltdiffusors beträgt $7,3^\circ$. Da das Verbindungselement die
Querschnittsform ändert (Kreis-Rechteck), wird der effektive Öffnungswinkel zur Charakterisie-
rung des Bauteils angegeben. Dieser beträgt $\alpha_{VE,eff} = 17,3^\circ$. Während der Diffusor nach dem
Optimalkriterium von *Sovran und Klomp* (Kapitel 2.1.2.1) ausgelegt wurde, ist der effektive Öff-
nungswinkel des Verbindungselements deutlich größer als empfohlen. Dies entspricht allerdings
der gängigen Praxis, da die notwendige Bauteillänge des VE bei einer Auslegung nach Optimal-
kriterium [12] um fast das Dreifache zunehmen würde. Das ist in der Regel aus Bauraum- und
Kostengründen nicht umzusetzen.

Im Kulissenschalldämpfer sind 9 Kulissen mit halbkreisförmigen Vorderkanten angeordnet. Die
Kulissendicke $2d$ entspricht der Spaltbreite $2h$, abgesehen von den wandnahen Gassen, welche aus
Symmetriegründen mit halber Spaltbreite h ausgeführt sind. Die Querabmessungen des Schall-
dämpfers betragen $7,3S$ und $7,2S$. Stromab des Schalldämpfers folgt eine Strecke von $9,2S$ bevor
die Strömung in die Kammer 2 eintritt.

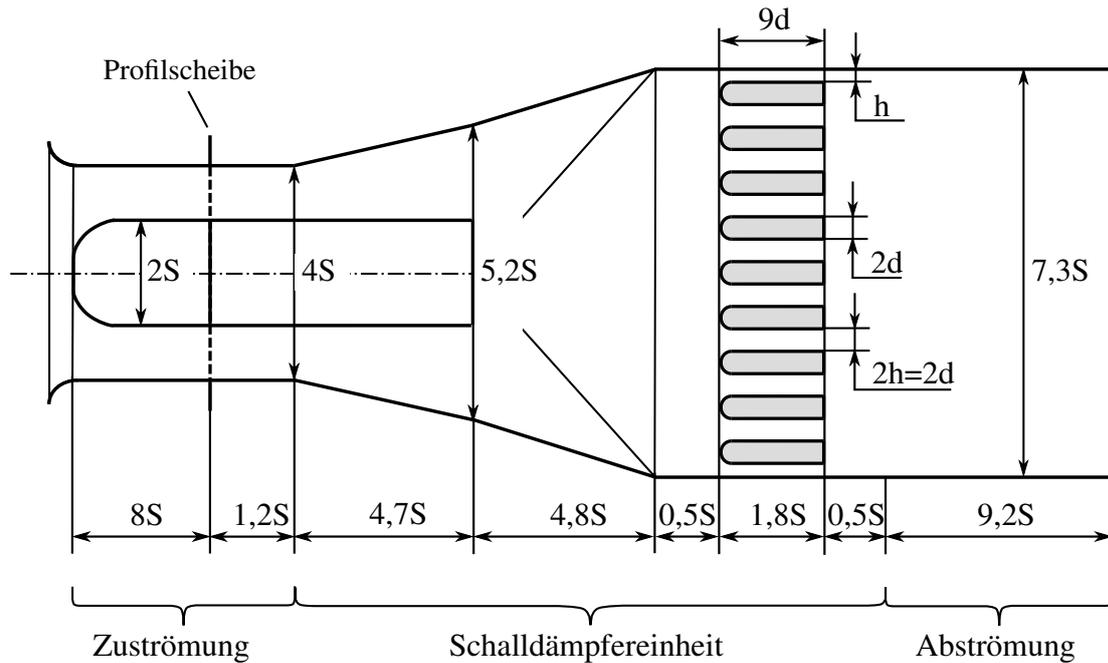


Abbildung 3.2.: Abmessungen der Versuchsanlage

3.1.2. Nachbildung typischer Geschwindigkeitsprofile

Im Rahmen der Arbeit werden typische Abströmprofil von Ventilatoren mit und ohne Nachleitapparat NL nachgebildet. Der Verlauf dieser Profile wird in Kapitel 2.3.3 diskutiert. Um genauere Informationen über die Geschwindigkeitsverteilung stromab von Großventilatoren in Kraftwerksanlagen zu gewinnen, werden in Kooperation mit der Partnerfirma *ESGmbH* insitu Messungen in zwei Anlagen durchgeführt. Die Ergebnisse wurden von der Partnerfirma zur Verfügung gestellt.

Messungen in der Großanlage

Abbildung 3.3 zeigt die Abströmprofile zweier Ventilatoren in einer Kraftwerksanlage. Die Ventilatoren sind mit NL ausgestattet. In den Schaubildern ist die Geschwindigkeitsverteilung c_{ax} über der Ringspalthöhe S aufgetragen. Die Messungen werden in drei Halbachsen mit einer Prandtlsonde durchgeführt und zeitlich sowie in Umfangsrichtung gemittelt. Die Balken zeigen die maximale Abweichung vom Mittelwert der Geschwindigkeit. Bei beiden Ventilatoren liegt eine ungleichförmige Abströmung vor. Die nabennahen Bereiche werden mit reduzierter Geschwindigkeit durchströmt, während sich das Geschwindigkeitsmaximum nahe dem Gehäuse einstellt. Das Geschwindigkeitsmaximum in der Abströmung von Ventilator 2 ist deutlich ausgeprägter ($c_{ax,max}/\bar{c}_{ax} = 1,23$) als bei Ventilator 1 ($c_{ax,max}/\bar{c}_{ax} = 1,17$). Das Abströmprofil von Ventilator 2 weist große Schwankungen in Umfangsrichtung auf. Es liegen keine Daten zur Auslegung der Axialventilatoren vor.

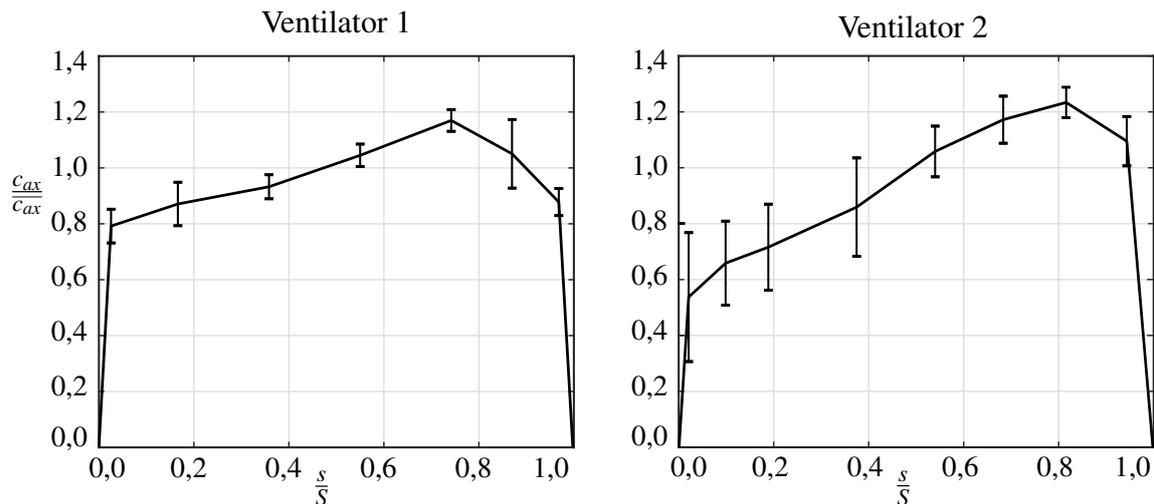


Abbildung 3.3.: Abströmprofile axialer Ventilatoren in einer Kraftwerksanlage

Ventilatoren mit Nachleitapparat

Bei Betrieb eines Ventilators mit NL wird von einer drallfreien Abströmung ($c_u = 0$) ausgegangen. Um die Auswirkung des Abströmprofils auf die aerodynamischen Eigenschaften der Schalldämpfereinheit zu untersuchen, werden drei Profile nachgebildet: ein ungestörtes Profil *HOM*, ein nebenlastiges Profil *NP* und ein gehäuselastiges Profil *GP*. Das Abströmprofil des Ventilators 2 im Krafwerk wird als Referenzprofil für das gehäuselastige Profil herangezogen.

Die Profile *NP* und *GP* werden mittels Profilscheiben generiert (Abb. 3.4), welche im Rahmen dieses Projekts entwickelt wurden. Diese Scheiben weisen eine radiusabhängige Versperrung des Strömungsquerschnitts auf und führen dadurch zu der Ausbildung des gewünschten Strömungsprofils. Die Anzahl und Breite der einzelnen Stegelemente der Profilscheiben wird auf Basis einer CFD Studie ermittelt. Eine detaillierte Beschreibung ist in [59] zu finden.

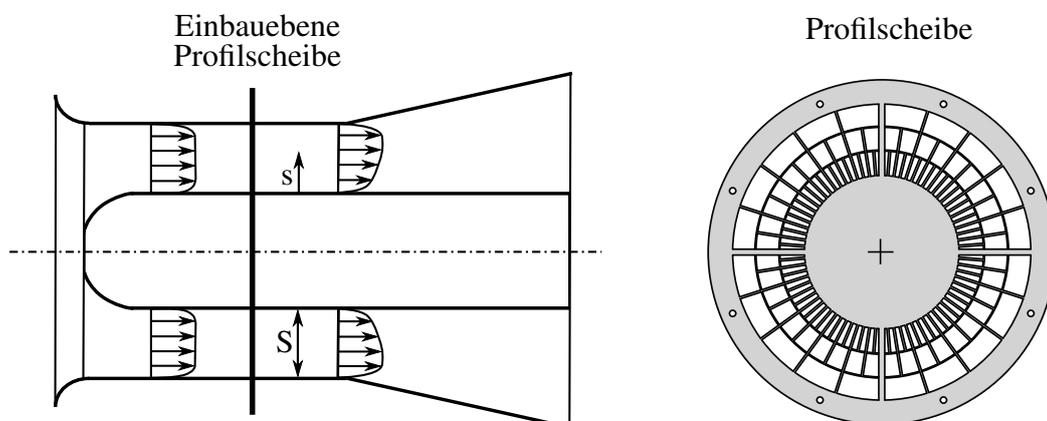


Abbildung 3.4.: Nachbildung eines Ventilatorabströmprofils mittels Profilscheibe

In Abbildung 3.5 sind die Geschwindigkeitsprofile dargestellt. Auf den Achsen sind die Geschwindigkeit $c_{ax}/\overline{c_{ax}}$ und die Position im Ringspalt s/S aufgetragen. Die markierten Punkte entsprechen den Messpositionen.

Das ungestörte Profil *HOM* weist ein nabennahes Geschwindigkeitsmaximum auf, wie es bei einer Ringspaltströmung zu erwarten ist. Das Maximum ist mit $c_{ax,max}/\overline{c_{ax}} = 1,08$ geringer ausgeprägt als bei den Eintrittsprofilen *GP* und *NP*. Das gehäuselastige Profil *GP* ist nahe der Nabe impulsverarmt, während der Außenbereich mit hoher Geschwindigkeit ($c_{ax,max}/\overline{c_{ax}} = 1,26$) durchströmt wird. Beim nabenlastigen Profil *NP* stellt sich das Geschwindigkeitsmaximum mit $c_{ax,max}/\overline{c_{ax}} = 1,20$ nahe der inneren Wandung ein. Da der Flächenanteil hier geringer ist als im Außenbereich, ist der Abfall des Profils weniger stark als bei *GP*. Die Verblockung *B* (Gl. 2.44) ist für die Profile *GP* ($B = 0,21$) und *NP* ($B = 0,19$) deutlich größer als bei dem Profil *HOM* mit $B = 0,08$. Für das Profil *HOM* beträgt der Profil-Koeffizient $\gamma_{ax} = 1,018$ (Gl. 2.14) und weicht somit um 1,8 % vom Profil-Koeffizienten eines blockförmigen Eintrittsprofils ab.

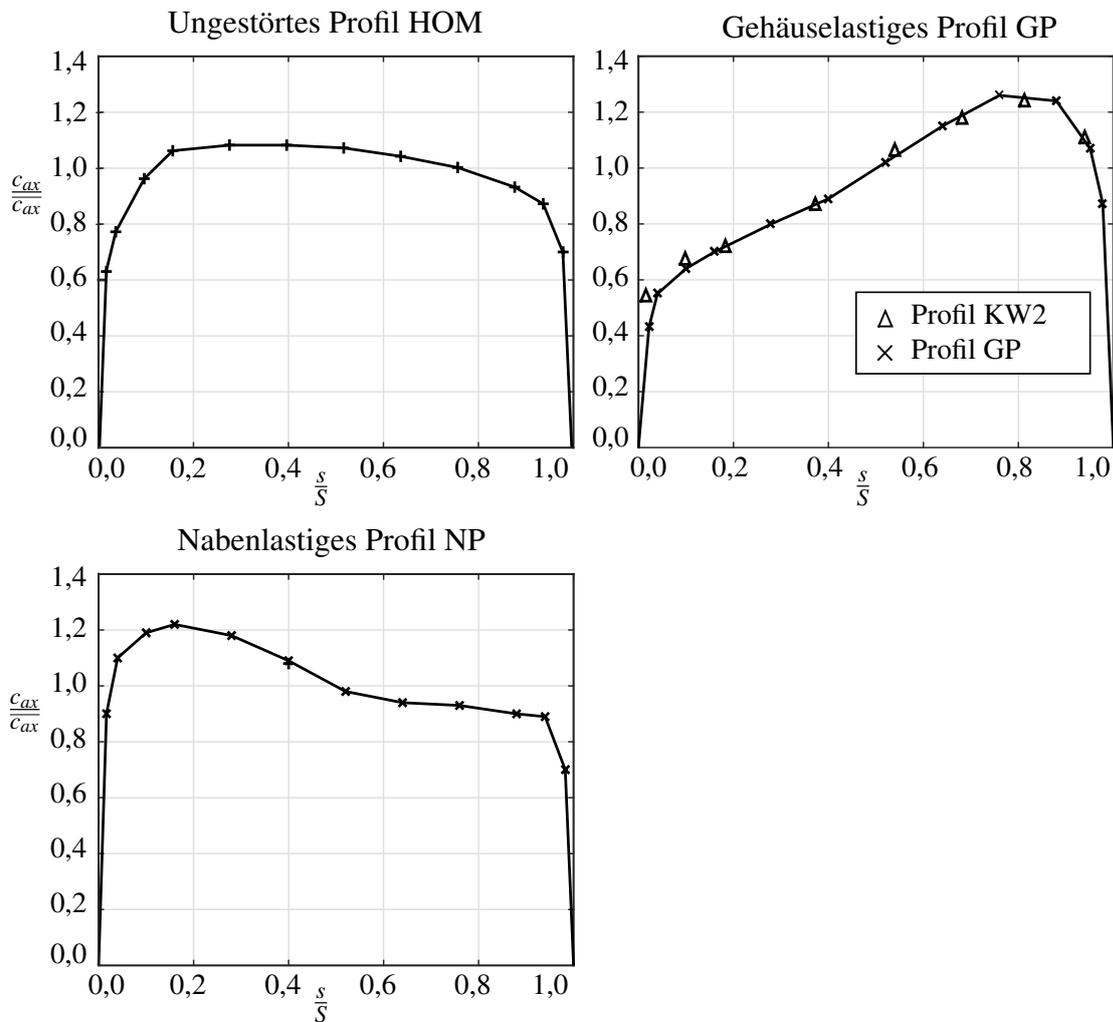


Abbildung 3.5.: Nachgebildete Profile, Ventilator mit Nachleitapparat

Alle relevanten Parameter sind in Tabelle 3.1 zusammengefasst.

Konfiguration	$s(c_{ax,max})/S$	$c_{ax,max}/\overline{c_{ax}}$	B	γ_{ax}
HOM	0,29	1,08	0,08	1,018
GP	0,78	1,26	0,21	1,136
NP	0,17	1,20	0,19	1,047

Tabelle 3.1.: Parameter der Einströmprofile, Ventilator mit Nachleitapparat

Ventilatoren ohne Nachleitapparat

Ist kein NL installiert, was insbesondere bei Nasskühltürmen mit saugend angeordneten Ventilatoren der Fall ist, führt dies zu einer drallbehafteten Zuströmung der folgenden Komponenten. Der Einfluss der Drallströmung auf die Verluste in der Schalldämpfereinheit wird für unterschiedliche Drallwinkel α untersucht. Anstelle der Profilscheibe wird dazu ein Drallapparat installiert, um die Drallströmung zu erzeugen. Dieser ist in Abbildung 3.6 dargestellt. Das hintere Segment der Beschauelung ist verstellbar. Der Abströmwinkel ist über die Schaufelhöhe konstant, was nicht der Drallverteilung in einer Wirbelflussmaschine entspricht. Diese Verteilung wird aber bewusst gewählt, um die Verluste, bedingt durch die drallbehaftete Anströmung der Kulissen, systematisch zu untersuchen.

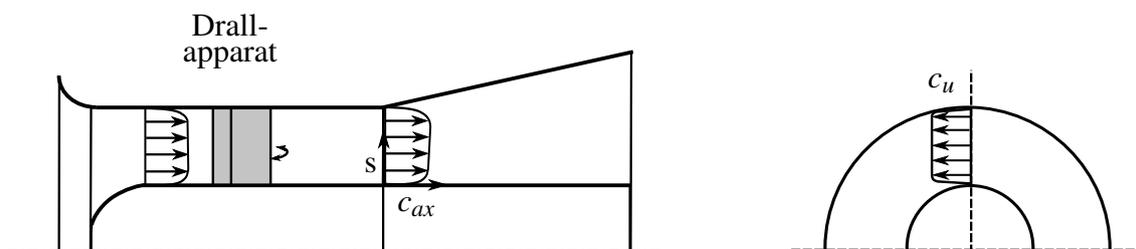


Abbildung 3.6.: Drallapparat in der Prüfstrecke

Die Untersuchungen werden für drei Winkelstellungen 20° , 30° , 40° am Drallapparat durchgeführt. Die Profile werden analog dazu *DP20*, *DP30* und *DP40* bezeichnet.

Die Geschwindigkeitsprofile und die Drallverteilung am Eintritt in die Schalldämpfereinheit sind in den Abbildungen 3.7, 3.8 dargestellt. Zur Geschwindigkeitsmessung wird eine 5-Lochsonde genutzt. Das Messverfahren und die verwendete Sonde werden in Kapitel 3.2.1 beschrieben. Der mittlere Drallwinkel α am Eintritt beträgt für das Profil *DP20* $\alpha = 19^\circ$, für *DP30* $\alpha = 30^\circ$ und beim Profil *DP40* $\alpha = 37^\circ$.

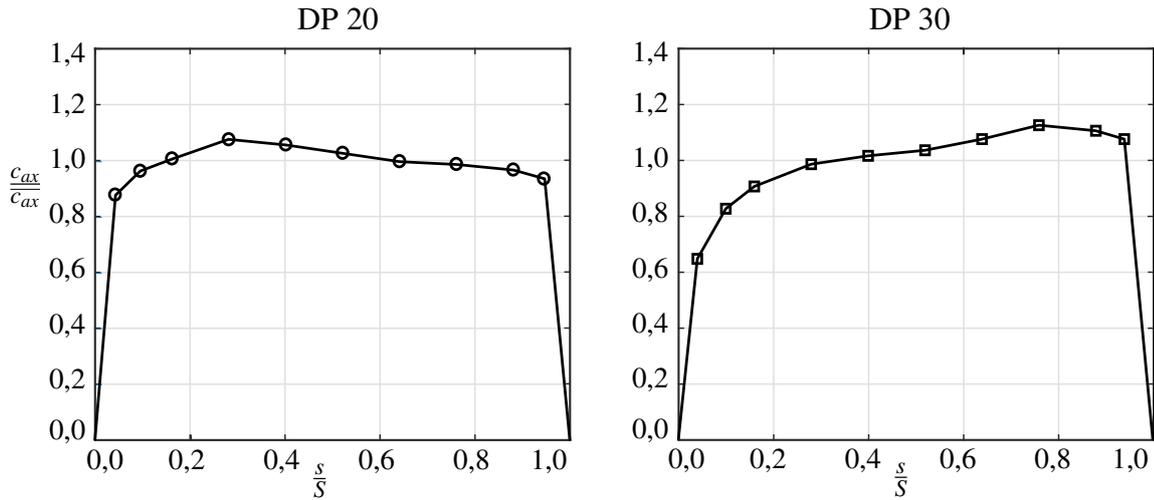


Abbildung 3.7.: Nachgebildete Profile *DP20* und *DP30*, Ventilator ohne Nachleitapparat

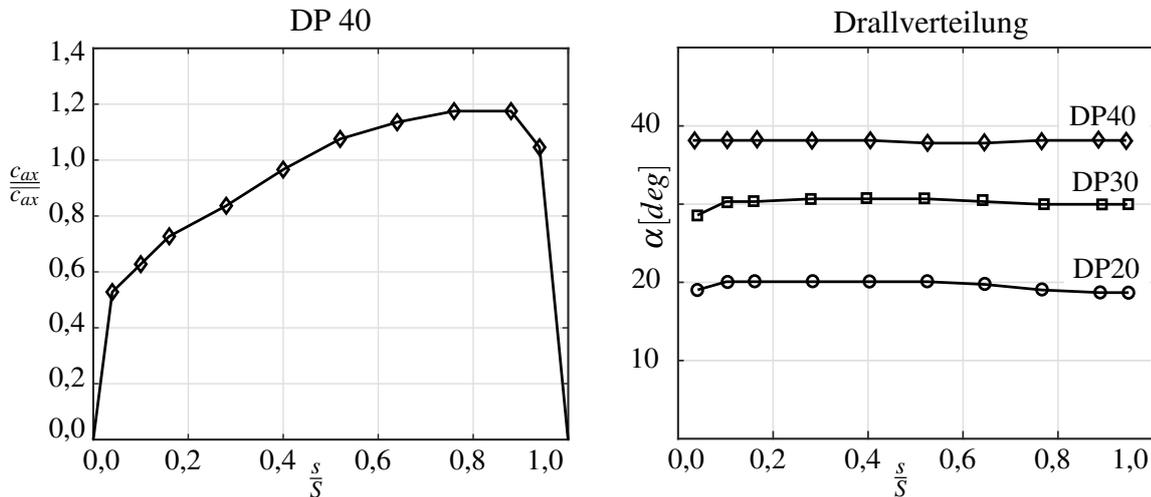


Abbildung 3.8.: Nachgebildete Profile *DP40* und Drallwinkel α , Ventilator ohne Nachleitapparat

Ein Vergleich der axialen Geschwindigkeitsprofile zeigt, dass das Geschwindigkeitsmaximum für steigende Drallwinkel zunimmt. Der Drall bewirkt weiterhin eine Verschiebung des Profils zum Gehäuse hin. Das Geschwindigkeitsmaximum des Profils *DP20* beträgt $c_{ax,max}/\overline{c_{ax}} = 1,07$. Bei den Profilen *DP30* und *DP40* stellt sich das Maximum von $c_{ax,max}/\overline{c_{ax}} = 1,1$ bzw. $c_{ax,max}/\overline{c_{ax}} = 1,18$ im äußeren Bereich ein. Ähnliche Untersuchungen wurden von *Vasilescu* [60] durchgeführt, welcher vergleichbare Ergebnisse fand. Die Lage und Ausprägung der Geschwindigkeitsmaxima sind in Tabelle 3.2 aufgeführt. Die Verblockung *B* steigt von 0,07 für das Profil *DP20* bis auf 0,15 für das Profil *DP40*.

Konfiguration	$s(c_{ax,max})/S$	$c_{ax,max}/\overline{c_{ax}}$	α	B
DP20	0,28	1,07	19°	0,07
DP30	0,76	1,10	30°	0,09
DP40	0,87	1,18	37°	0,15

Tabelle 3.2.: Parameter der Einströmprofile, *Ventilator ohne Nachleitapparat*

3.2. Aerodynamische Untersuchungen

Zur Beschreibung der aerodynamischen Eigenschaften der Schalldämpfereinheit werden Geschwindigkeitsprofile und Totaldruckprofile in verschiedenen Ebenen gemessen. Die Messungen erfolgen mit Drucksonden nach Prandtl Bauart und einer 5-Lochsonde. Diese sind in Abbildung 3.9 dargestellt.

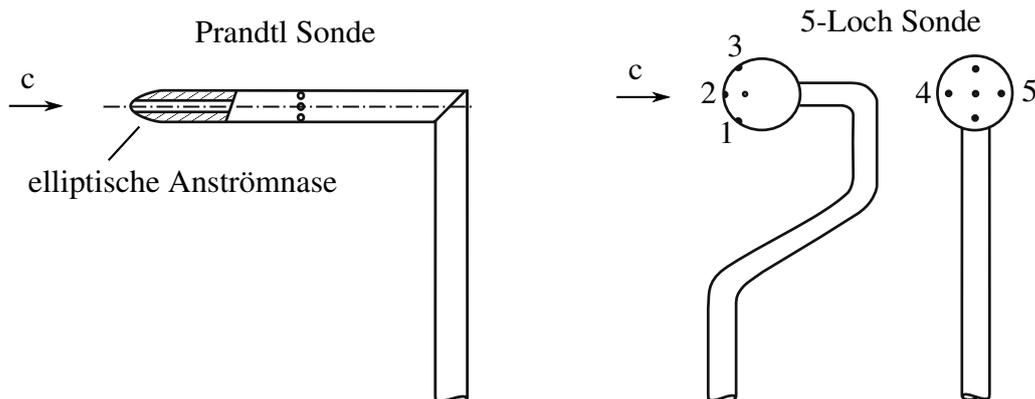


Abbildung 3.9.: verwendete Drucksonden (Abbildung nach [61])

3.2.1. Geschwindigkeitsmessung

Drallfreie Strömung

Die Geschwindigkeitsprofile der drallfreien Strömung werden mit Prandtl-Rohren (Abbildung 3.9, links) bestimmt. Da die Machzahl im Bereich $M \approx 0,1 - 0,15$ liegt, wird für die Berechnung der Geschwindigkeit eine konstante Dichte angenommen [35]. Die Geschwindigkeit c berechnet sich aus dem dynamischen Druck p_{dyn} (Gl. 2.5) und der Dichte ρ wie folgt:

$$c = \sqrt{\frac{2 p_{dyn}}{\rho}}. \quad (3.1)$$

Zur korrekten Bestimmung der Geschwindigkeit ist es erforderlich, dass die Sonde entgegen der Hauptströmungsrichtung orientiert ist. In [61] wird der Richtungseinfluss bei abweichender Strömungsrichtung diskutiert. Wird der Differenzdruck mit der verwendeten Prandtlsonde (elliptischer Anströmnase) gemessen, beträgt der relative Fehler in einem Winkelbereich von $+/- 15^\circ$ maximal 0,5% des Messwertes. Da der Zuströmbereich und Abströmbereich zylindrische Kanäle sind, wird davon ausgegangen, dass hier eine achsparallele Strömung vorliegt. Dies wird lokal durch eine Fadensonde überprüft. Es ist daher davon auszugehen, dass für alle Messungen die Anströmrichtung weniger als $+/- 15^\circ$ von der Sondenrichtung abweicht und der relative Fehler durch Falschanströmung somit maximal 0,5% vom Messwert beträgt.

Um eine möglichst kleine Versperrung des Messquerschnitts durch die Sonde zu gewährleisten, werden an den Messquerschnitt angepasste Sonden gewählt. Die maximale Versperrung im Messquerschnitt beträgt 0,25% des durchströmten Querschnitts. Eine relevante Schwingungsanregung der Sonde konnte mittels Sichtprüfung ausgeschlossen werden.

Die Druckaufnehmer verfügen laut Hersteller über eine Messgenauigkeit von 0,07 % bezogen auf den maximalen Messbereich¹. Da es sich um eine stationäre Strömung handelt, wird die Ansprechzeit der Druckmessleitungen nicht analysiert. Die Messungen werden zeitlich gemittelt. Integrationszeit und weitere Informationen zur Druckmessung sind im Anhang in Tabelle A.2 aufgeführt. Die Mittelwertbildung wird gestartet, nachdem sich ein stabiler Mittelwert eingestellt hat. Vor jeder Messkampagne werden die Drucksensoren mit einem Nullpunktgleich und einer Vergleichsmessung überprüft.

Drallbehaftete Strömung

Zur Messung der Geschwindigkeit und des Strömungswinkels α der drallbehafteten Strömung am Eintritt in die Schalldämpfereinheit wird eine kalibrierte 5-Loch Sonde mit Kugelkopf (Abbildung 3.9, rechts) genutzt. Die Messung und Auswertung erfolgt mittels eines vereinfachten van der Hegge Zijnen Verfahrens [62]. Es wird angenommen, dass die Strömung in der Zuströmstrecke rotationssymmetrisch ist und keine radiale Geschwindigkeitskomponente aufweist. Die Sonde wird um den Sondenwinkel α^* gedreht, bis kein Differenzdruck an den Bohrungen 4 und 5 anliegt, somit zeigt die Sonde in Hauptströmungsrichtung. Es wird der Totaldruck und der Strömungswinkel α bestimmt.

¹Angabe aus dem Kalibrierzertifikat des Herstellers.

3.2.2. Totaldruckmessung

Die Totaldruckmessung erfolgt analog zur Geschwindigkeitsmessung, dabei wird der Staudruck der Sonde gegen einen Referenzdruck gemessen. Als Referenzdruck dient der statische Druck in Kammer 2 (Hallraum).

3.2.3. Volumenstrommessung

Der Volumenstrom wird auf zwei Arten ermittelt. Zwischen Kammer 2 und Radialventilator ist eine kalibrierte Volumenstrommessdüse installiert. Diese Messung erfolgt kontinuierlich und dient als Referenz. Weiterhin wird der Volumenstrom aus den Netzmessungen der Geschwindigkeit in den Messebenen ermittelt. Die Ergebnisse werden mit der Volumenstrommessung der Düse abgeglichen und dienen als Kontrollgröße. Die Netzmessungen erfolgen nach der VDI-Richtlinie 2640 [63].

3.2.4. Messebenen und Parameterdefinition

Um die aerodynamischen Eigenschaften der Schalldämpfereinheit zu untersuchen, werden verschiedene Messebenen ME definiert. Deren Bezeichnung wird analog zu Kapitel 2.1 gewählt. In Abbildung 3.10 sind die Messebenen dargestellt. Die Messebene ME3 befindet sich am Eintritt der Schalldämpfereinheit, während die Messebene ME4 am Austritt des Diffusors DF liegt. Da die Messungen nicht direkt an den Bauteilgrenzen durchgeführt werden können, sind die Messebenen um $0,1S$ stromaufwärts angeordnet. Die Messungen werden jeweils auf vier Halbachsen ($0^\circ, 90^\circ, 180^\circ, 270^\circ$) in den Messebenen 3 und 4 durchgeführt.

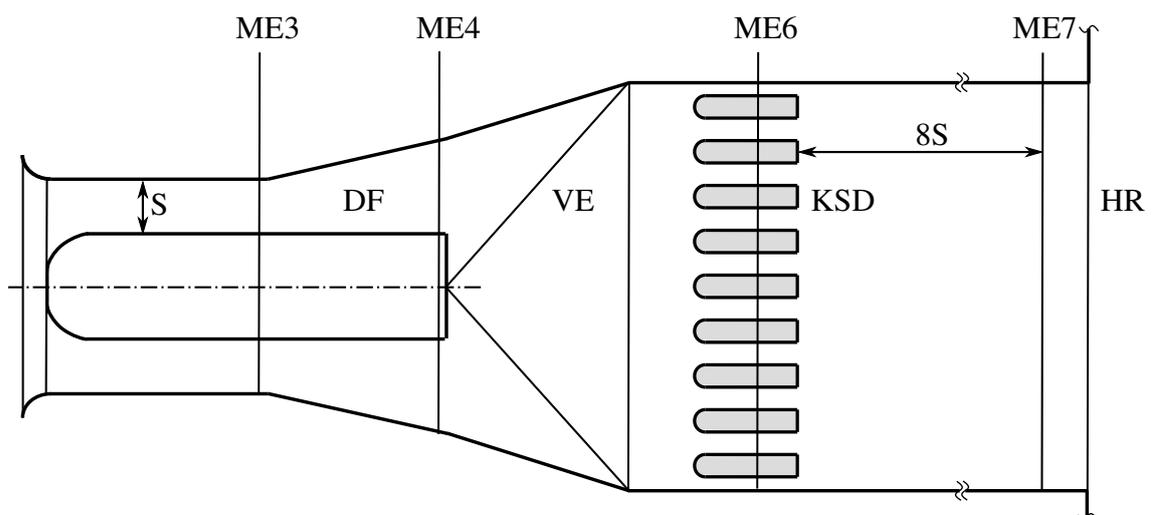


Abbildung 3.10.: Messebenen ME der Schalldämpfereinheit

Um die Durchströmung des Kulissenschalldämpfers zu analysieren, wird die Messebene ME6 eingeführt. Diese befindet sich 0,8S stromauf des Kulissenaustritts. Die Messachsen sind mittig zwischen den Kulissen angeordnet. In der Messebene ME7 (8S stromab des KSD) werden sieben Achsen vermessen.

Die Geschwindigkeitsprofile werden mit dem volumetrischen Mittelwert (\bar{c}) in der zugehörigen Messebene (Gl. 3.2) entdimensioniert.

$$\text{Volumetrische Mittelung} \quad \bar{c}_n = \frac{1}{A} \int c_n \cdot dA. \quad (3.2)$$

Zur Kompensation der Verluste über die Schalldämpfereinheit muss die Strömungsmaschine einen energetischen Mehraufwand leisten. Der Totaldruck wird daher energetisch gemittelt (\bar{p}). Diese Mittelungsart wird in Kapitel 2.1.2 diskutiert. Zur Beschreibung der auftretenden Verluste dient der dimensionslose Verlustbeiwert ζ . In der Auswertung wird zwischen ζ_{SDE} (Gl. 3.3) und $\zeta_{SDE,fa}$ (Gl. 3.4) unterschieden.

$$\text{Verlustbeiwert SDE} \quad \zeta_{SDE} = \frac{\tilde{P}_{tot,ME3} - \tilde{P}_{tot,ME7}}{\tilde{P}_{dyn,ME3}} \quad (3.3)$$

$$\text{Verlustbeiwert SDE freiausblasend} \quad \zeta_{SDE,fa} = \frac{\tilde{P}_{tot,ME3} - P_{HR}}{\tilde{P}_{dyn,ME3}} \quad (3.4)$$

Der Verlustbeiwert $\zeta_{SDE,fa}$ ist vor allem von messtechnischer Relevanz. Da das Druckniveau in der Kammer 2 (HR) als konstant angenommen werden kann, ist dieser Wert robuster gegenüber Mess- und Mittelungsfehler.

3.2.5. Messunsicherheiten

Eine genaue Angabe der Unsicherheiten ist für die integralen Größen (Verlustbeiwerte) nicht möglich. Neben der Messunsicherheit des Messsystems hängt diese von der Auflösung des Strömungsprofils in den Messquerschnitten ab. Wenn das Strömungsprofil stark ungleichförmig ist, wird eine große Anzahl an Messpunkten zur korrekten Mittelung benötigt. Zur Abschätzung der Unsicherheit müsste die Verteilung der Strömung im Querschnitt bekannt sein, was nicht der Fall ist. In [63] wird die Unsicherheit von Netzmessungen anhand von Beispielen diskutiert.

Um die Unsicherheit der Ergebnisse dennoch abschätzen zu können, wird parallel zur Totaldruckbestimmung in jeder Messebene die Geschwindigkeitsverteilung aufgenommen. Der damit berechnete Volumenstrom wird mit dem Volumenstrom an der kalibrierten Messdüse abgeglichen. Die Abweichung der Volumenströme am Eintritt zur SDE (ME3) beträgt für alle Messungen weniger als 3%. In der Messebene ME7 stromab der Schalldämpfereinheit liegen deutlich ungleichförmige

re Profile vor. Die Abweichung beträgt maximal 8% zur Referenzmessung. Aus diesem Grund wird die Größe $\zeta_{SDA,fa}$ eingeführt. Diese kann unmittelbar aus der Netzmessung in ME3 mit dem Referenzdruck aus der Kammer 2 gebildet werden und weist dadurch eine geringere Messunsicherheit als ζ_{SDA} auf. Die erweiterte Messunsicherheit der Volumenstrombestimmung mittels Messdüse beträgt nach [64] 1,3%. Die Unsicherheit der Durchflusszahl wird nach DIN 24163 [65] ermittelt.

3.2.6. Numerische Strömungssimulation

Zur Weiterentwicklung der Schalldämpfereinheit werden Parameterstudien mittels CFD (*Computational Fluid Dynamics*) durchgeführt. Aerodynamische und akustische Eigenschaften werden getrennt voneinander betrachtet, da eine Auslegung unterhalb der kritischen Geschwindigkeit im Schalldämpfer angestrebt wird (Kapitel 2.2.2.5). Alle in dieser Arbeit durchgeführten Strömungssimulationen basieren auf den Reynolds-gemittelten Navier-Stokes Gleichungen (RANS). Auf die Herleitung und Diskussion der Gleichungen sowie der Lösungsverfahren wird verzichtet und auf entsprechende Literatur verwiesen [66], [67]. Um das Schließungsproblem der Navier-Stokes Gleichung zu lösen, wird das SST $k-\omega$ Turbulenzmodell gewählt. Dieses Modell liefert insbesondere bei Strömungen mit positivem Druckgradienten bessere Ergebnisse als $k-\omega$ oder $k-\epsilon$ Modelle [68]. Tabelle 3.3 zeigt eine Übersicht der angewandten Einstellungen und Pakete.

Simulationsumgebung	Ansys® Workbench 17.2
Strömungslöser	Ansys® Fluent 3D
Turbulenzmodell	SST $k-\omega$
Diskretisierungsschema	1.-2.Ordnung
Iterationen	3000

Tabelle 3.3.: Simulationsumgebung und Methoden

Simulationsgebiet und Randbedingungen

Das Simulationsgebiet wird analog zu dem Prüfaufbau mit ungestörtem Zuströmprofil *HOM* gewählt. Die weiterentwickelte Schalldämpfereinheit ist rotationssymmetrisch (Kapitel 4.2). Das Ein- und Austrittsgebiet sind große Kammern, über deren Systemgrenzen der Massenstrom zu bzw. abgeführt wird (Abbildung 3.11). Da der Grundzustand der Strömung aufgrund der sehr kleinen Strömungsgeschwindigkeit am Eintritt zum Simulationsgebiet laminar ist, sind die Randbedingungen einfach zu wählen ². Aus Symmetriegründen wird nicht die gesamte Einheit, sondern

²Am Eintritt ist die turbulente kinetische Energie $k = 0$ und deren Dissipation $\omega = 0$. Die Turbulenz entwickelt sich in der Strömung.

nur ein Abschnitt in Umfangsrichtung (ca. 90°, abhängig von der Anzahl der Absorberelemente) modelliert.

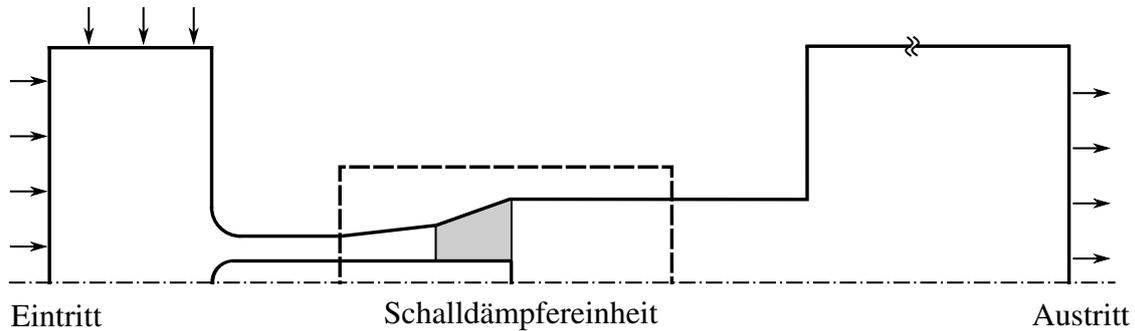


Abbildung 3.11.: Grenzschichtdämpfungsmaß $D_{e,max}$ und Messunsicherheit

Der Volumenstrom wird gemäß dem Experiment eingestellt. Im Gegensatz zur Modellierung der Konfiguration *HOM* (ungestörte Zuströmung) wird für die Konfiguration *GP* und *NP* das Eintrittsprofil zur Schalldämpfereinheit aus experimentellen Untersuchungen vorgegeben. Sämtliche Randbedingungen und Einstellungen sind im Anhang in Tabelle A.1 aufgeführt.

Rechengitter und Validierung

Die Rechengitter werden automatisiert erstellt. Die Zellzahl beträgt ca. 2.5 Millionen, abhängig von der zu untersuchenden Anordnung. Die wandnormalen Zellen im Bereich der Grenzschicht werden mit dem Zellbreitenverhältnis von 1,08 verfeinert. In Abbildung 3.12 ist ein Ausschnitt des Gitters dargestellt.

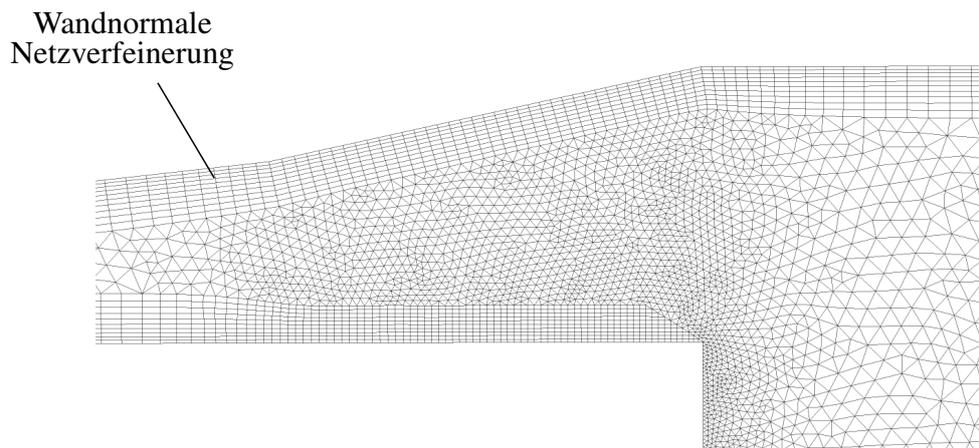


Abbildung 3.12.: Ausschnitt aus dem Rechengitter

Dimensionslose y^+ Werte können nicht für alle Simulationen angegeben werden, da sich je nach Geometrie und Einströmprofil das Strömungsfeld stark ändert. In einer Netzstudie wird der Einfluss der Auflösung des Rechengitters untersucht.

Abbildung 3.12 zeigt die Geschwindigkeitsverteilung am Diffusoreintritt der Konfiguration *HOM*. Die Auflösung des Rechengitters 1 wird für die Untersuchungen verwendet. Das Rechengitter 2 wird um den Faktor 1,5 im Vergleich zu Gitter 1 verfeinert, die Auflösung von Rechengitter 3 um den Faktor 1,5 reduziert. Als Referenz dienen experimentelle Ergebnisse, welche auf 4 Halbachsen in ME3 ermittelt wurden. Die mit x markierten Punkte zeigen die Erwartungswerte und die Balken die maximale Abweichung in Umfangsrichtung. Die Ergebnisse für die Rechengitter 1 und 2 sind nahezu identisch, es liegt somit eine Netzunabhängigkeit der Lösung in den Gittern 1 und 2 vor.

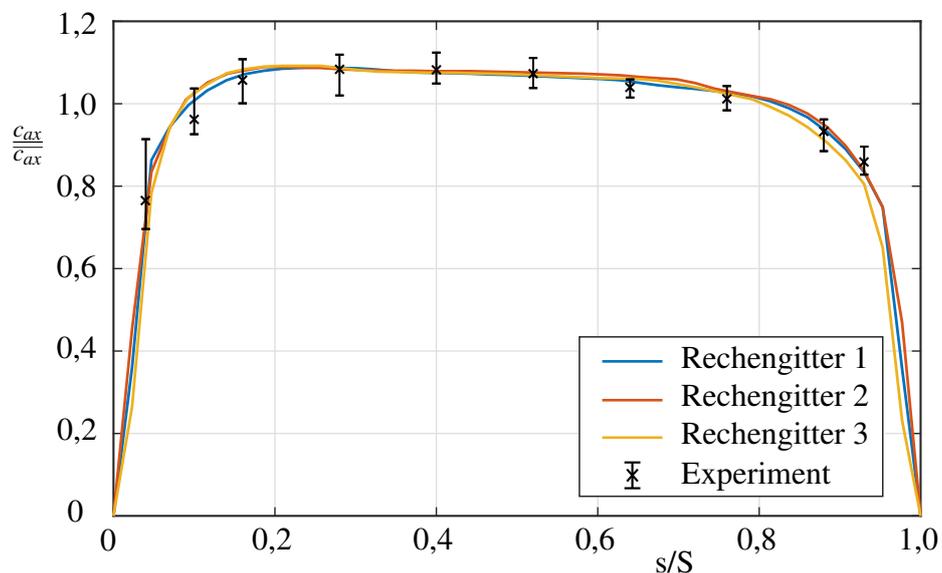


Abbildung 3.13.: Einfluss der Zellzahl des Rechengitters auf die Geschwindigkeitsverteilung (Position: ME3)

Anhand der Simulationsergebnisse wird die Schalldämpfereinheit weiterentwickelt. Die neuen Anordnungen werden experimentell untersucht und die Messdaten werden mit den Simulationsergebnissen abgeglichen.

3.3. Akustische Untersuchungen

3.3.1. Einfügedämpfung D_e

Der Versuchsaufbau nach [3] erlaubt die Messung der Schalldämpfereigenschaften mit und ohne Strömung. Da Schalldämpfer in der Regel für Geschwindigkeiten unter 20 m/s ausgelegt werden (Kapitel 2.2.2.5), wird die Dämpfung ohne Strömungsüberlagerung gemessen. Der Einfluss der Strömung auf die akustischen Eigenschaften wird getrennt untersucht (Kap. 4.1.2). Das Einfügedämpfungsmaß D_e (Gl. 3.5) wird aus den gemittelten Schallleistungspegeln $L_{W,oSD}$, $L_{W,mSD}$ bestimmt. Es werden dazu Messungen des Schalldrucks im Hallraum durchgeführt.

$$D_e = L_{W,oSD} - L_{W,mSD} \quad (3.5)$$

Zunächst wird der Schallleistungspegel $L_{W,mSD}$ ermittelt, welcher sich im Hallraum bei eingebauter Schalldämpfereinheit einstellt. Für die zweite Messung wird der Schallleistungspegel $L_{W,oSD}$ bestimmt, dazu wird anstelle des Prüflings ein Substitutionskanal eingesetzt. Der Substitutionskanal besteht aus einem Leerkanal mit gleichen äußeren Abmessungen wie die Schalldämpfereinheit. Der Prüfaufbau ist in Abbildung 3.14 dargestellt.

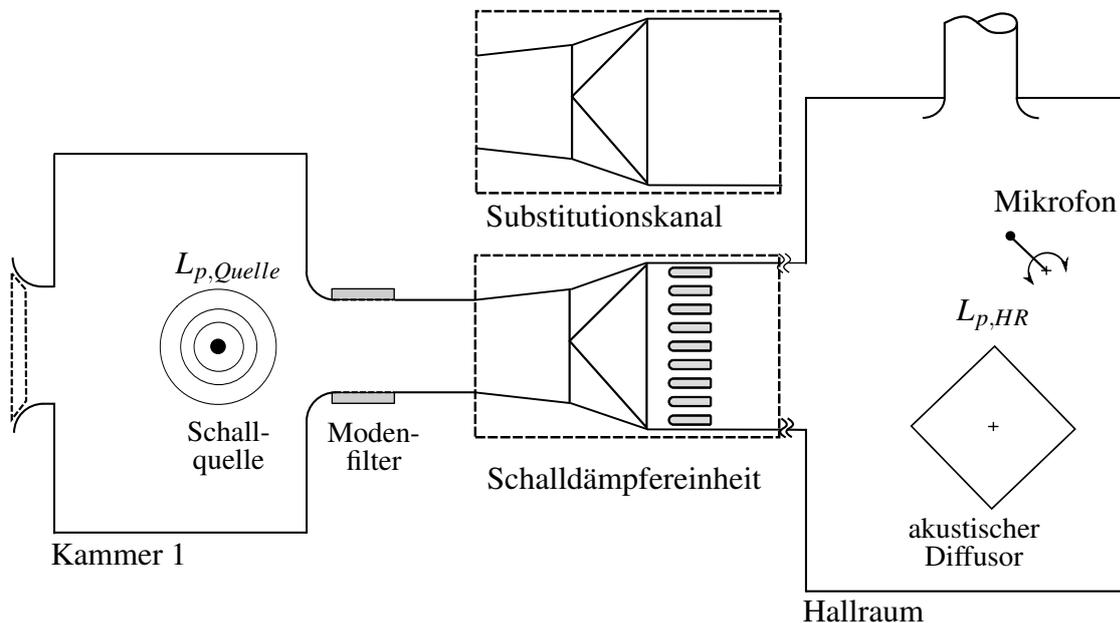


Abbildung 3.14.: Prüfaufbau zur Bestimmung der Einfügedämpfung D_e

Das zu dämpfende akustische Signal wird in der Kammer 1 durch einen Dodekaeder Lautsprecher erzeugt. Der Lautsprecher wird über Verstärker und Signalgenerator mit einem rosa Rauschen ($1/f$ Rauschen) gespeist. Um zusätzliche Reflexionsdämpfungen zu vermeiden, werden die Messungen

ohne Nabe durchgeführt. Das niedrigste zu messende Terzband im Hallraum hat die Frequenz f von 200 Hz [69]³.

Im Hallraum stellt sich ein näherungsweise diffuses Schallfeld ein. Das Drucksignal wird per Mikrofon, welches an einem rotierenden Galgen befestigt ist, in ein Spannungssignal umgewandelt und per Mehrkanal Frontend an den PC transferiert. Die Auswertung des Signals erfolgt in Terzbändern und per Schmalbandanalyse (FFT). Ausgewählte Fenster- und Filteroptionen sind im Anhang in Tabelle A.3 gegeben.

Die Grenzdämpfung und die Messunsicherheit müssen bei der Analyse der Messdaten berücksichtigt werden. Die Grenzdämpfung beschreibt die maximal zu erzielende Dämpfung $D_{e,max}$ im Prüfstand. Diese muss mindestens 10 dB über dem zu bestimmenden Dämpfungsmaß D_e des Schalldämpfers liegen [58]. Das Grenzdämpfungsmaß wird durch akustisches Versperren des Anschluss des Prüfkanals an den Hallraum ermittelt. Abbildung 3.15 zeigt das Grenzdämpfungsmaß $D_{e,max}$ des Versuchsaufbaus. Zusätzlich ist im Schaubild die Messunsicherheit σ_{Ri} der Dämpfung nach [3] enthalten. Für den Frequenzbereich zwischen 200 Hz und 10 kHz liegen die maximal messbaren Dämpfungen ($D_{e,max} - 10\text{ dB}$) zwischen 19,5 dB und 43 dB. Die Messunsicherheit beträgt je nach Frequenzbereich zwischen 1 dB und 3 dB [69].

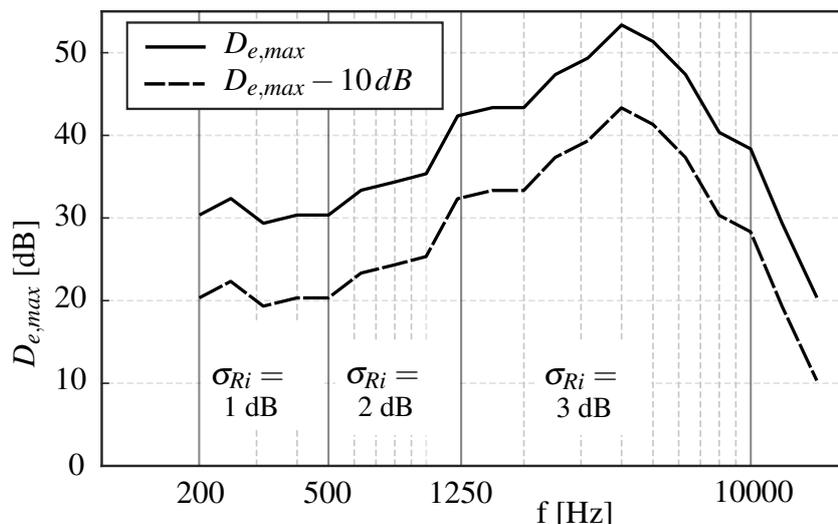


Abbildung 3.15.: Grenzdämpfung des Prüfstands $D_{e,max}$ und Messunsicherheit σ_{Ri}

3.3.2. Schalleistungspegel L_W

Der Schalleistungspegel L_W wird nach dem Vergleichsverfahren im Hallraum ermittelt [69]. Der Schalleistungspegel des Geräusches L_W ergibt sich aus dem Schalldruckpegel L_p , dem Flächenkor-

³Diese Grenzfrequenz ist abhängig vom Volumen des Hallraums. Im vorliegenden Fall beträgt das Volumen 99 m^3 , damit ergibt sich die untere Grenzfrequenz von 200 Hz.

rektorterm A und meteorologischen Korrekturen C .

$$L_{W,x} = L_{p,X} + \underbrace{L_{W,RSQ} - L_{p,RSQ}}_A + C \quad (3.6)$$

Der Flächenkorrekturterm wird mittels einer Vergleichsschallquelle RSQ ermittelt.

3.3.3. Eigenschaften und Auswahl des Absorbermaterials

Zur Skalierung der Absorbereigenschaften und zur Berechnung der Dämpfung ist die genaue Kenntnis des Strömungswiderstands des Materials Ξ erforderlich. Die Bestimmung erfolgt nach [50] im Luftgleichstromverfahren. Der Druckabfall Δp über das Absorbermaterial muss dazu bei einer Strömungsgeschwindigkeit von $c = 0,5 \cdot 10^{-3} \text{ m/s}$ ermittelt werden (Gleichung 2.83). Bei der Messung wird die Geschwindigkeit schrittweise bis zum gewünschten Wert reduziert. Wird dieser Wert nicht erreicht, nutzt man den linearen Zusammenhang zwischen Geschwindigkeit und Druckabfall im laminaren Bereich und extrapoliert diesen bis zum Zielwert.

In Abbildung 3.16 ist der Versuchsaufbau dargestellt. Die Volumenstrommessung erfolgt an der Blendenmessstrecke stromauf der Beruhigungskammer. Die Druckdifferenz Δp wird über das Material gemessen.

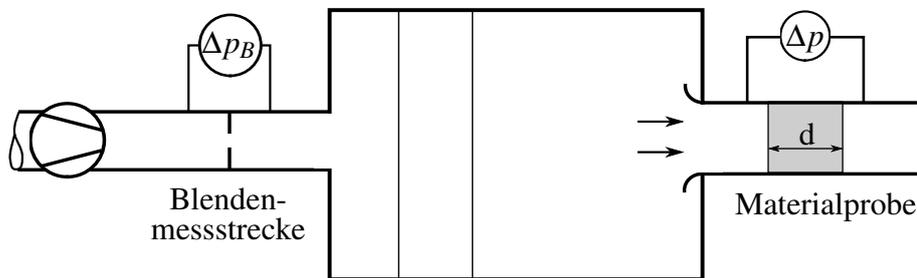


Abbildung 3.16.: Versuchsaufbau zur Bestimmung des Strömungswiderstands (schematisch)

Zur Nachbildung der akustischen Eigenschaften der Großanlage wird das Absorbermaterial *ProRox SL 970D* der Firma *Rockwool* gewählt. Der Strömungswiderstand Ξ wird für drei Materialproben bestimmt. In Abbildung 3.17 ist der Strömungswiderstand Ξ über die Geschwindigkeit c aufgetragen. Die Messdaten werden zum Zielwert ($c = 0,5 \cdot 10^{-3} \text{ m/s}$) extrapoliert. Der mittlere Strömungswiderstand des Materials Ξ beträgt 69 N s/m^4 bei einer Standardabweichung von $0,8 \text{ kN s/m}^4$ und liegt damit in dem angestrebten Bereich (Kapitel 3.1).

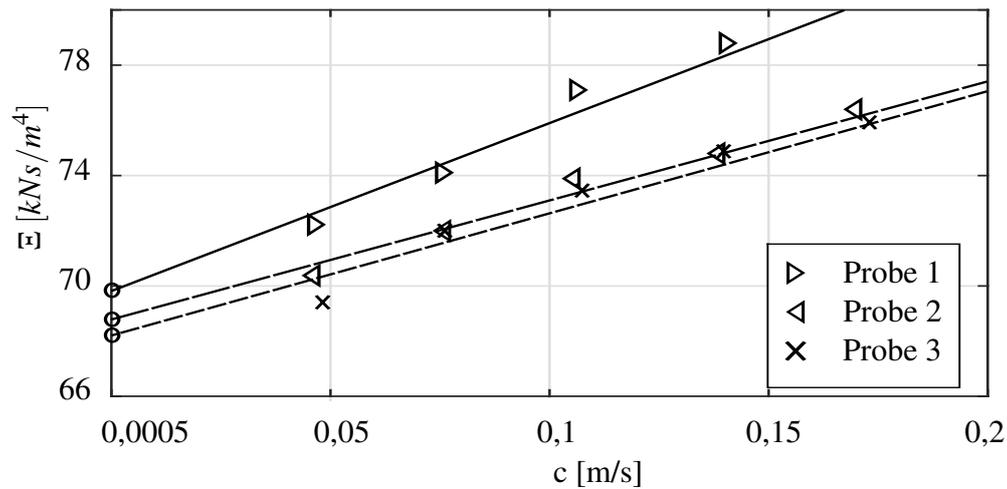


Abbildung 3.17.: Strömungswiderstand des Absorbermaterials

Bisher wurde die Skalierung der Dämpfungseigenschaften theoretisch behandelt. Um sicherzustellen, dass diese experimentell nachweisbar bzw. messbar sind, werden Validierungsversuche durchgeführt, bevor das Modell der Schalldämpfereinheit gefertigt wird. Die Ergebnisse zeigen, dass die Skalierung der akustischen Eigenschaften im Rahmen der Messunsicherheit experimentell bestätigt werden kann. Die Ergebnisse können dem Anhang A.3 entnommen werden.

3.3.4. FEM Simulation

Für komplexe Geometrien, welche im Zuge der Weiterentwicklung betrachtet werden, existieren keine analytischen Lösungen zur Berechnung der Dämpfung. Es werden numerische Verfahren angewandt. Zur Berechnung der Antwort eines Systems eignet sich die Finite Elemente Analyse (FEM). Das betrachtete System wird dazu in Elemente und Knoten diskretisiert. Der Druck an den Knotenpunkten wird durch Ansatzfunktionen beschrieben, welche die Wellengleichung unter den gegebenen Randbedingungen erfüllen. Die harmonische Antwort eines akustischen Systems wird durch folgende Gleichung erhalten

$$(-\omega^2 [M] + i\omega[C] + [K]) \mathbf{p}' = \mathbf{f} \quad (3.7)$$

wobei $[K]$ die Steifheitsmatrix, $[C]$ die Dämpfungsmatrix und $[M]$ die Massenmatrix des Problems darstellt. Das System wird von der Kraft \mathbf{f} harmonisch angeregt. Die FEM ist in Forschung und Praxis weit verbreitet. Auf eine detaillierte Beschreibung und Diskussion der Methode wird verzichtet und auf Fachliteratur verwiesen [21], [70].

Simulationsgebiet und Randbedingungen

Um den Rechenaufwand zu reduzieren, werden Symmetrien ausgenutzt (Kapitel 2.2.2). Das Simulationsgebiet vereinfacht sich zu einer Kulissengasse mit einem Absorber der halben Dicke d (Abb. 3.18). Stromab und stromauf des Absorbers folgt ein freier Kanalquerschnitt der Länge $L/4$.

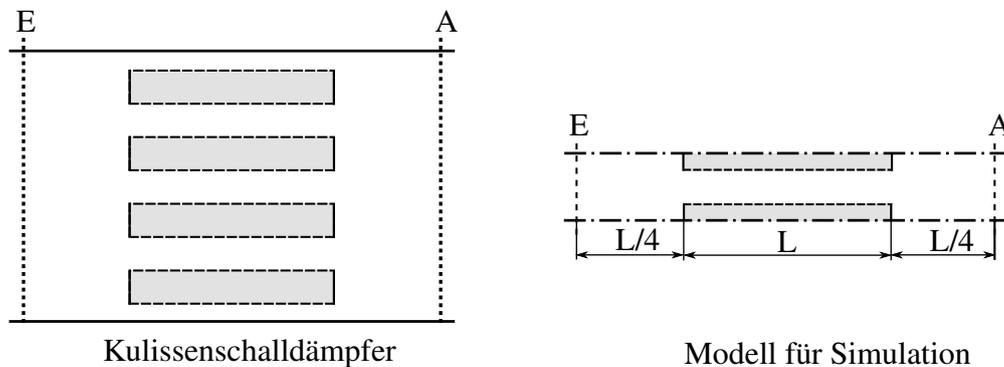


Abbildung 3.18.: Simulationsgebiet zur Ermittlung der Dämpfung des Kulissenschalldämpfers

Die Materialeigenschaften des Absorbers werden durch das *Delany-Bazley-Miki* Modell beschrieben. Eintrittsfläche und Austrittsfläche sind reflexionsfrei. Das System wird durch die Vorgabe einer harmonisch oszillierenden Schallschnelle v' am Eintritt angeregt. Die Tabelle 3.4 gibt einen Überblick über die verwendeten Pakete und Einstellungen.

Simulationsumgebung:	Ansys® Mechanical 17.2 mit Acoustics Extension	
Lösungsverfahren:	Harmonische Analyse mit vollen Matrizen	
Frequenzbereich:	19 Terzbänder (250 - 16000 Hz)	
Absorbermodell:	Delany-Bazley-Miki mit $\Xi = 69kN/m^4$	
Randbedingungen:	Eintritt E	reflexionsfreier Abschluss und Vorgabe der Schallschnelle
	Symmetrieebenen	natürliche Randbedingung (schallharte Wand)
	Austritt A	reflexionsfreier Abschluss

Tabelle 3.4.: Simulationsumgebung und Randbedingungen

Netzstudie und Modellvalidierung

Als Validierungsfall dient der Kulissenschalldämpfer, dessen Einfügedämpfung D_e experimentell am Prüfstand ermittelt wird. Die Messungen erfolgten ohne Lochblechabdeckung der Kulissen,

um einen Einfluss auf die Dämpfung auszuschließen. In Literatur gelten Lochblechabdeckungen ab einem Freiflächenanteil von mindestens 30 % und Abdeckungen aus Flies als näherungsweise akustisch transparent. Allerdings kann das Anbringen der Abdeckungen den Strömungswiderstand des Materials durch Flächenpressung verändern. Die Durchgangsdämpfung D_d wird unmittelbar aus den Simulationsergebnissen ermittelt. Die aus den Simulationsergebnissen abgeleitete Durchgangsdämpfung D_d und die Einfügedämpfung D_e sind näherungsweise identisch. Da die Wände des Substitutionskanals als schallhart modelliert werden, entspricht die Schalleistung am Austritt des Substitutionskanals der vorgegebenen Schalleistung am Kanaleintritt des Substitutionskanals bzw. des Kanals mit dem Schalldämpfer. Am Ein- und Austritt werden reflexionsfreie Randbedingungen gesetzt.

In Abbildung 3.19 sind die experimentell und numerisch ermittelten Dämpfungskurven logarithmisch über die Frequenz f aufgetragen. Die Messergebnisse sind mit schwarzen Kreuzen markiert, die Balken beschreiben die Messunsicherheit. Das verwendete Rechenetz muss fein genug sein, um die modalen Strukturen aufzulösen. In [21] werden abhängig vom Elementetyp zwischen $N = 6 \dots 12$ Elemente pro Wellenlänge empfohlen. Die numerische Studie wird für 3 unterschiedlich aufgelöste Rechenetze durchgeführt. Der Parameter N^* beschreibt die Anzahl der Elemente bei der kleinsten auftretenden Wellenlänge. Die Netze 1 ($N^* = 6$) und 2 ($N^* = 12$) liefern identische Ergebnisse, Netz 3 ($N^* = 3$) zeigt leichte Abweichungen bei hohen Frequenzen. Die zur Weiterentwicklung notwendigen Simulationen werden mit einer Netzauflösung von $N^* \geq 6$ durchgeführt. Die Simulationsergebnisse stimmen im Rahmen der Messunsicherheit weitgehend mit den experimentell ermittelten Daten überein. Abweichungen zum Experiment treten bei $f = 3200$ Hz auf. Die Simulation liefert hier eine um ca. 1dB höhere Dämpfung.

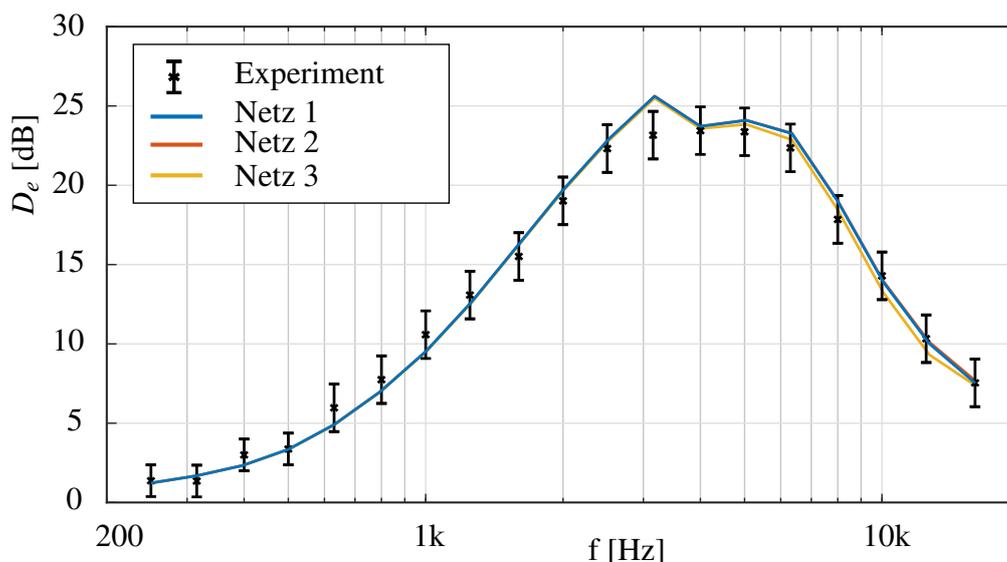


Abbildung 3.19.: Vergleich der Dämpfungskurven D_e von Simulation und Experiment

4 Ergebnisse

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse der Untersuchungen an der Schalldämpfereinheit gemäß dem Stand der Technik (SdT) vorgestellt. Ausgehend von diesen Ergebnissen wird eine Optimierung der Einheit durchgeführt.

4.1. Schalldämpfereinheit nach dem Stand der Technik SdT

4.1.1. Aerodynamische Untersuchungen

Die aerodynamischen und akustischen Eigenschaften der Schalldämpfereinheit SdT werden untersucht. In Kapitel 3.1.2 sind die verwendeten Eintrittsprofile beschrieben. Die Strömungsprofile im Diffusor DF (ME3, ME4) werden mit der mittleren Eintrittsgeschwindigkeit $\bar{c}_{ax,3}$ entdimensioniert und sind in den folgenden Abschnitten in den zugehörigen Messebenen (4.1) dargestellt.

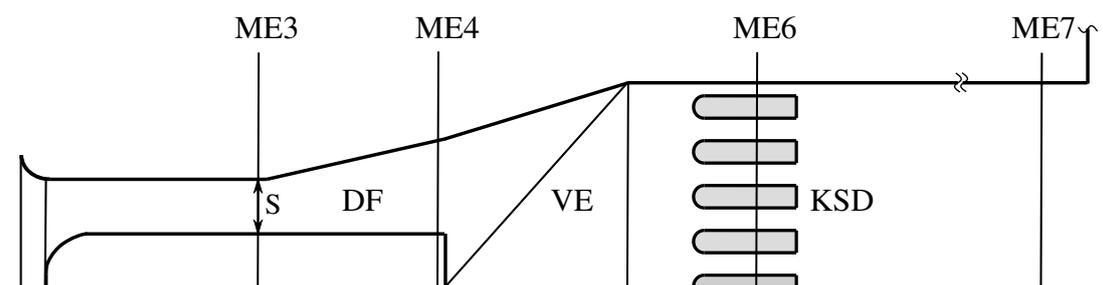


Abbildung 4.1.: Messebenen in der Schalldämpfereinheit nach dem Stand der Technik

Die Geschwindigkeitsverteilung zwischen den Kulissen (ME6) ist als Konturdiagramm dargestellt und auf den volumetrischen Mittelwert der Messebene bezogen. Die Messpunkte sind mit x gekennzeichnet. Der Außendurchmesser des Diffusors DF stromauf des KSD ist mit einer gestri-

chelten Linie angedeutet. Die Grenzschichten zwischen den Kulissen werden in der Darstellung nicht berücksichtigt.

Ventilatoren mit Nachleitapparat

Die ungestörte Zuströmung zur Schalldämpfereinheit *Profil HOM* weist ein nabenahe Geschwindigkeitsmaximum mit $c_{ax,3,max} = 1,08 \bar{c}_{ax,3}$ auf. Dieses Maximum wird im Diffusor verstärkt und beträgt an dessen Austritt $c_{ax,4,max} = 1,48 \bar{c}_{ax,4}$. Die Geschwindigkeitsverteilung ist in Abbildung 4.2 links dargestellt. Der erhöhte Impuls nahe der Nabe begünstigt das Auffüllen des Nabentotwassers nach kurzer Strecke. Im Schalldämpfer (ME6) ist das Totwassergebiet nicht mehr nachweisbar. Die Geschwindigkeitsverteilung zwischen den Kulissen (Abb. 4.2, rechts) zeigt, dass dieser Querschnitt ungleichförmig durchströmt wird. Im Schalldämpfer findet sich ein näherungsweise zentrisches, symmetrisches Strömungsprofil mit den äußeren Abmessungen des Diffusoraustritts (gestrichelte Linie). Die maximale Geschwindigkeit in ME6 beträgt $c_{ax,6,max} = 2,09 \bar{c}_{ax,6}$ bei einer Standardabweichung σ von der mittleren Geschwindigkeit von 64,3 %. Die Verlustbeiwerte betragen $\zeta_{SDE} = 0,30$ bzw. $\zeta_{SDE,fa} = 0,36$.

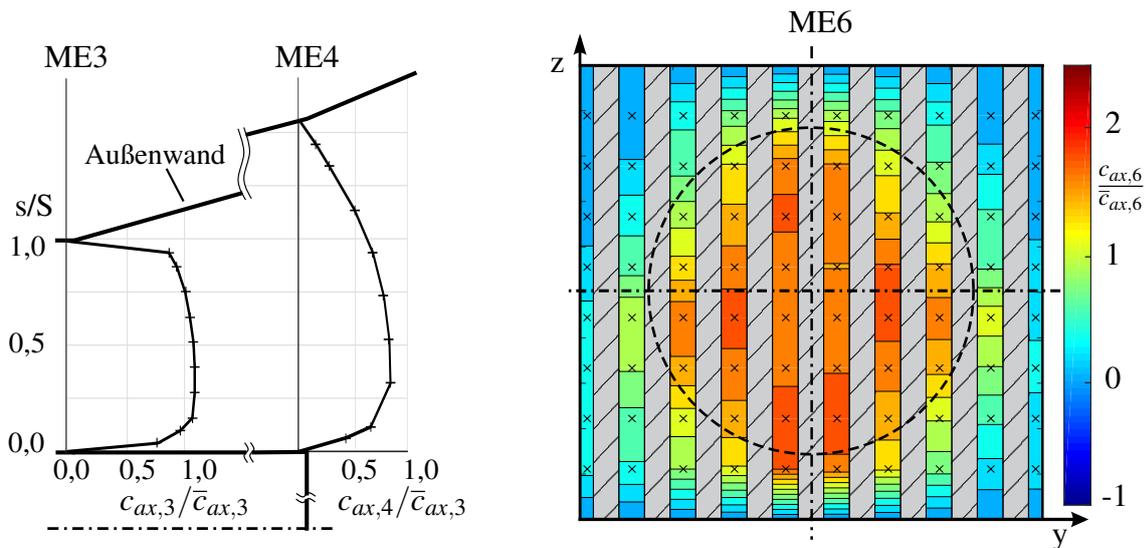


Abbildung 4.2.: Durchströmung der Schalldämpfereinheit SdT: *Profil HOM*

Das Eintrittsprofil *NP* führt zu einer ähnlichen Durchströmung der Einheit wie das *Profil HOM* (Abb.4.3). Im Gegensatz zu dieser ist die Strömung am Austritt des Diffusors bereits ablösbar. Die wandnähesten Messpunkte in Umfangsrichtung weisen nur ein geringes Impulsreservoir auf. Dies führt zu einer instabilen und instationären An- und Durchströmung des Schalldämpfers.

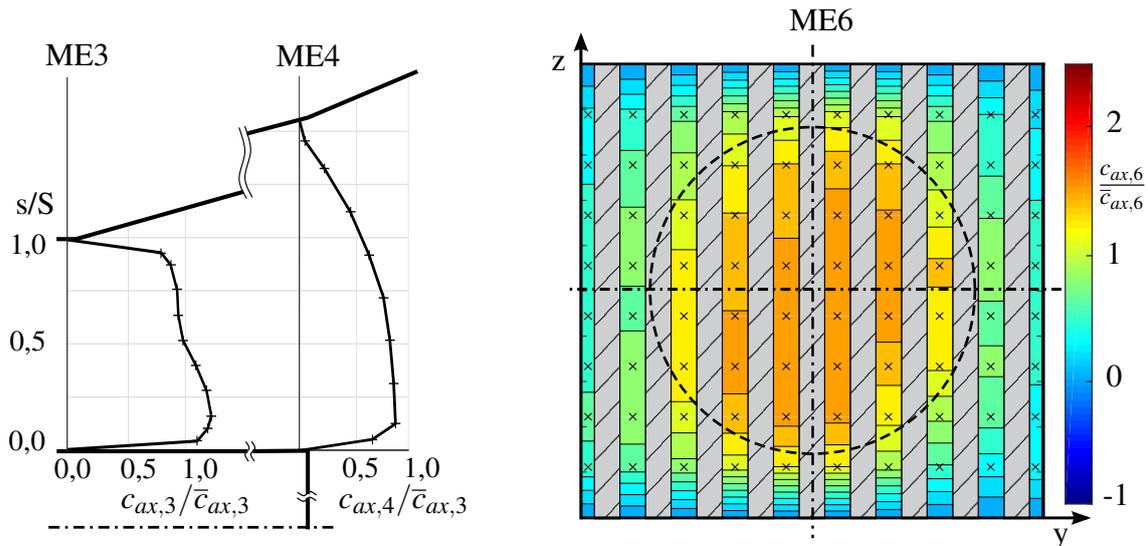


Abbildung 4.3.: Durchströmung der Schalldämpfereinheit SdT: Profil NP

Das Geschwindigkeitsprofil in ME6 wird daher über mehrere Messkampagnen gemittelt. Der Verlustbeiwert beträgt $\zeta_{SDE} = 0,36$ und ist damit höher als bei Eintrittsprofil *HOM*. Die maximale Geschwindigkeit tritt im Zentrum des KSD mit $c_{ax,6,max} = 1,84 \bar{c}_{ax,6}$ auf.

Die Durchströmung der Einheit für das Eintrittsprofil *GP* ist in Abbildung 4.4 dargestellt. Dieses unterscheidet sich deutlich von den bisher betrachteten Profilen. Das Geschwindigkeitsmaximum nahe dem Gehäuse ($c_{ax,3,max} = 1,26 \bar{c}_{ax,3}$) wird im Diffusor nochmals verstärkt ($c_{ax,4,max} = 1,53 \bar{c}_{ax,4}$). Aus Kontinuitätsgründen muss sich ein Impulsdefizit in Nabennähe einstellen. Dies führt dazu, dass die Strömung am Diffusoraustritt (ME4) ablösenah oder abgelöst ist¹. Das Nabentotwasser ist im Kulissenschalldämpfer noch existent. Dementsprechend wird das Zentrum des KSD nicht bzw. rückwärts durchströmt. Im Außenbereich, nahe dem Gehäuse, ist die Geschwindigkeit stark überhöht. Die maximale Geschwindigkeit $c_{ax,6,max}$ beträgt $= 1,93 \bar{c}_{ax,6}$ bei der Standardabweichung von $\sigma = 61,2\%$. Die Verlustbeiwerte betragen $\zeta_{SDE} = 0,39$ und $\zeta_{SDE,fa} = 0,48$.

¹Die Messung wird an verschiedenen Umfangspositionen durchgeführt und zeitlich gemittelt. Der dynamische Druck fluktuiert um den Nullwert.

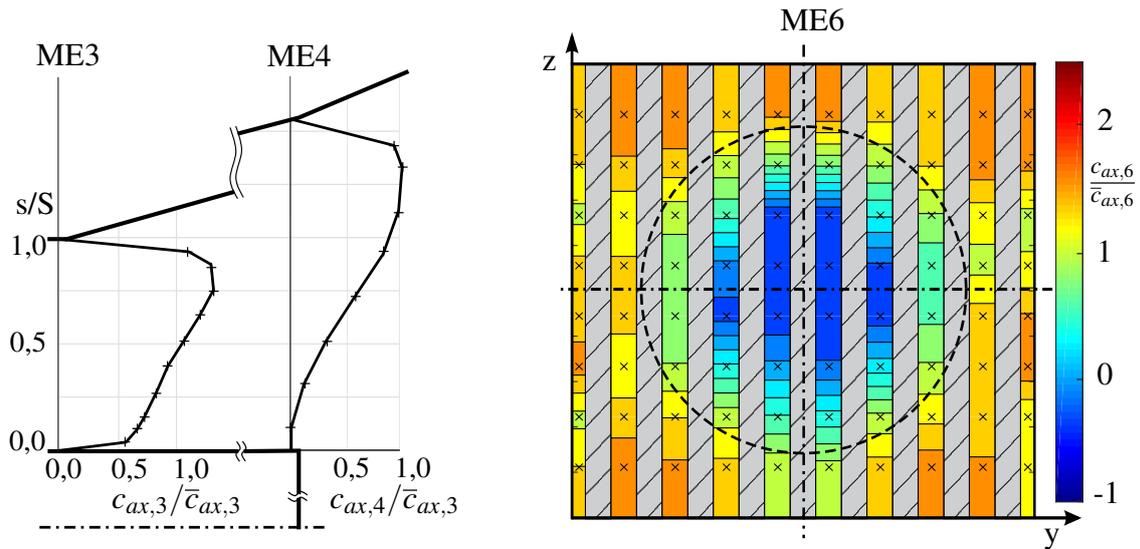


Abbildung 4.4.: Durchströmung der Schalldämpfereinheit SdT: Profil GP

Die relevanten aerodynamischen Kenngrößen sind in folgender Tabelle 4.1 zusammengefasst.

Profil	$c_{ax,6,max}/\bar{c}_{ax,6}$	$c_{ax,6,min}/\bar{c}_{ax,6}$	σ [%]	ζ_{SDE}	$\zeta_{SDE,fa}$
HOM	2,09	0,00	64,3	0,30	0,36
NP	1,84	0,00	61,2	0,34	0,38
GP	1,93	-0,35	45,0	0,39	0,47

Tabelle 4.1.: Aerodynamische Kennwerte der Schalldämpfereinheit SdT, Ventilatoren mit NL

Ventilatoren ohne Nachleitapparat

Die Auswirkung der Drallströmung auf die Geschwindigkeitsverteilung am Diffusoraustritt (ME4) ist deutlich zu erkennen. Der Drall führt zu einer Verschiebung des Geschwindigkeitsmaximums zum Gehäuse hin. Während das Maximum bei Profil DP20 bei 73% der Spalthöhe in ME4 auftritt, befindet sich dieses bei DP30 bei 82% und für DP40 bei 93%. Die Drallströmung führt einerseits zu einer Erhöhung der Wandschubspannung am Gehäuse, andererseits steigt die Ablöseneigung der Strömung an der Nabe [71]. Bei dem Eintrittsprofil DP20 (Abb. 4.5) liegt die Strömung an der Nabe des Diffusoraustritts noch an, während bei DP30 (Abb. 4.6) bereits Strömungsablösung detektiert wird. Für DP40 (Abb. 4.7) liegt ein Rückströmgebiet im Nabenbereich vor. Die drallbetroffene Anströmung des Kulissenschalldämpfers führt zu zusätzlichen Verlusten an den Kulissenvorderranten. Durch die Kulissen und den anschließenden Kanal wird die Strömung gleichgerichtet, folglich ist von einer drallfreien Strömung stromab der Kulissen auszugehen.

Die Durchströmung des Schalldämpfers bei Eintrittsprofil *DP20* (Abb. 4.5) weist eine ähnliche Charakteristik wie das *Profil GP* auf. Die gehäusenahen Bereiche werden mit hoher Geschwindigkeit durchströmt, während im Zentrum Rückströmung auftritt. Es stellt sich die Maximalgeschwindigkeit $c_{ax,6,max} = 2,21 \bar{c}_{ax,6}$ und der Verlustbeiwert $\zeta_{SDE} = 0,33$ ein. Die Legende der Konturdiagramme wird aufgrund der größeren Maximal- und Minimalgeschwindigkeiten angepasst.

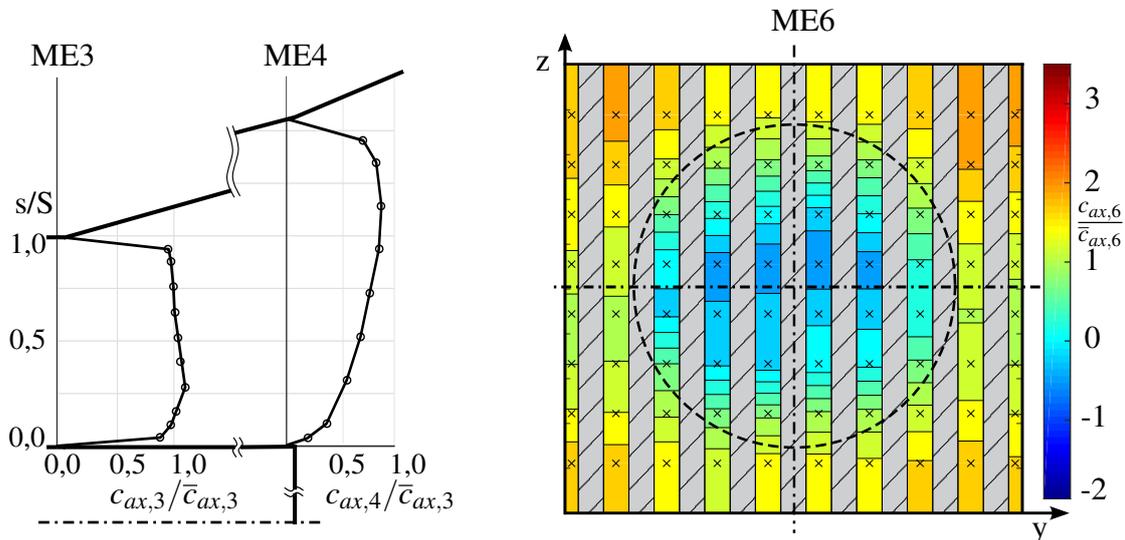


Abbildung 4.5.: Durchströmung der Schalldämpfereinheit SdT: *Profil DP20*

Erhöht man den Drallwinkel auf 30° (Abb. 4.6), führt dies zu einer Steigerung des Geschwindigkeitsmaximums $c_{ax,6,max}$ auf $2,73 \bar{c}_{ax,6}$. Die maximale Rückströmgeschwindigkeit $c_{ax,6,min}$ im Zentrum des Schalldämpfers beträgt $-0,88 \bar{c}_{ax,6}$. Der Verlustbeiwert erhöht sich, bedingt durch die inhomogene Durchströmung und den Verlusten an den Eintrittskanten, auf $\zeta_{SDE} = 0,45$.

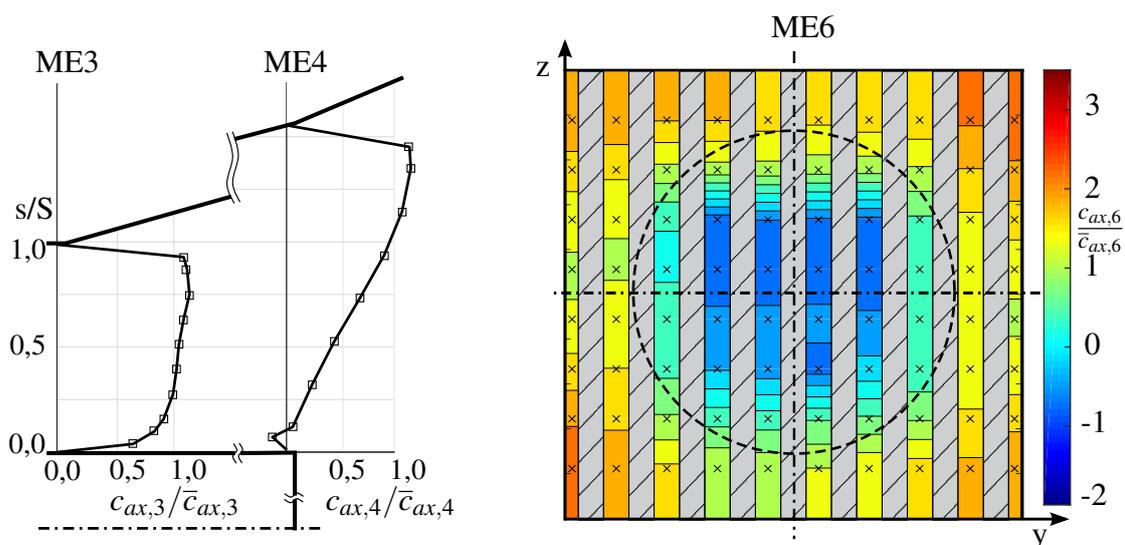


Abbildung 4.6.: Durchströmung der Schalldämpfereinheit SdT: *Profil DP30*

Das Eintrittsprofil *DP40* hat, wie erwartet, die höchsten Verluste zur Folge. Die Strömung löst bereits im Nabenbereich am Diffusoraustritt ab. Der Außenbereich des Schalldämpfers wird mit deutlich überhöhter Geschwindigkeit durchströmt, während im Zentrum ein ausgeprägtes Rückströmgebiet vorzufinden ist (Abb. 4.7). Die maximal bzw. minimale Geschwindigkeit betragen $c_{ax,6,max}/\bar{c}_{ax,6} = 3,45$ und $c_{ax,6,min}/\bar{c}_{ax,6} = -1,45$. Es ergibt sich ein Verlustbeiwert von $\zeta_{SDE} = 0,62$.

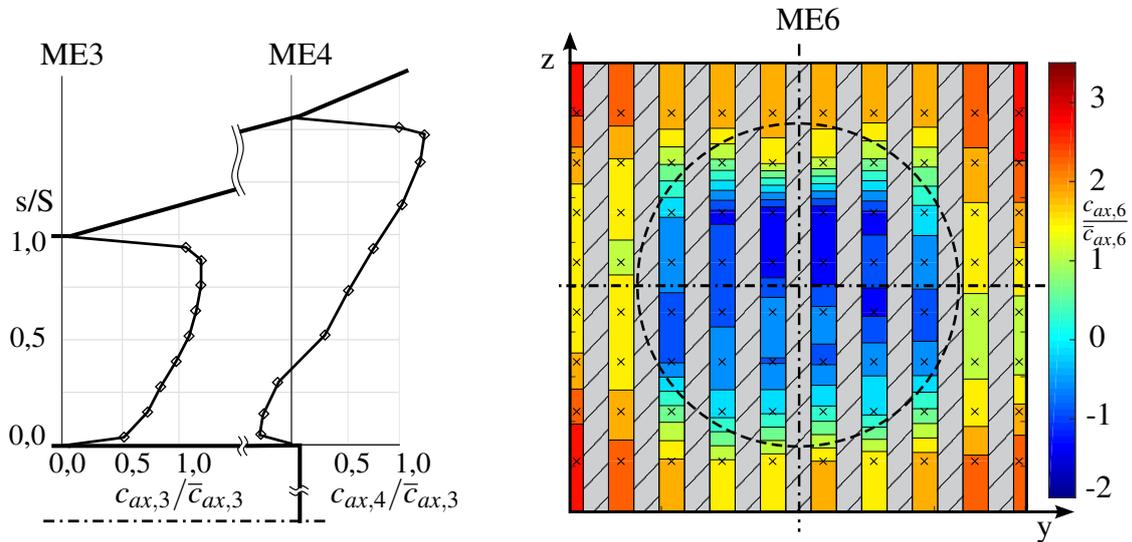


Abbildung 4.7.: Durchströmung der Schalldämpfereinheit SdT: Profil *DP40*

Die aerodynamischen Kenndaten sind in Tabelle 4.2 zusammengefasst. Auffällig ist, dass die Verlustbeiwerte ζ_{SDE} und $\zeta_{SDE,fa}$ der Einheit bei drallbehafteter Zuströmung nur geringfügig voneinander abweichen. Dies lässt sich damit begründen, dass ein Großteil der kinetischen Energie durch Falschanströmung an den Vorderkanten der Kulissen dissipiert.

Profil	$c_{ax,6,max}/\bar{c}_{ax,6}$	$c_{ax,6,min}/\bar{c}_{ax,6}$	σ [%]	ζ_{SDE}	$\zeta_{SDE,fa}$
<i>DP20</i>	2,21	-0,52	88,7	0,33	0,36
<i>DP30</i>	2,73	-0,88	114,5	0,45	0,47
<i>DP40</i>	3,45	-1,45	164,3	0,62	0,64

Tabelle 4.2.: Aerodynamische Kennwerte der Schalldämpfereinheit SdT, Ventilatoren ohne NL

Vergleichende Betrachtung

Geschwindigkeitsverteilung

Die Strömungsprofile im Schalldämpfer können in zwei Gruppen unterteilt werden. Für die Zuströmprofile *HOM* und *NP* stellen sich hohe Geschwindigkeiten im Zentrum des KSD ein, wäh-

rend der Außenbereich nicht oder gering durchströmt wird (Gruppe 1). Die Abmessungen des Gebiets mit überhöhten Geschwindigkeiten entspricht näherungsweise dem Durchmesser des Diffusoraustritts. Dies ist zum einen auf die Form der Zuströmprofile und zum anderen auf den hohen Öffnungswinkel des VE ($\alpha_{eff} = 17,3^\circ$) zurückzuführen. Die Strömung kann der Außenkontur des VE nicht folgen und löst ab. Um die Aufteilung des Volumenstroms zu analysieren, wird der Querschnitt des Schalldämpfers (ME6) in einen Bereich mit den Abmessungen des Diffusoraustritts $A_{6,1}$ und einen Außenbereich $A_{6,2}$ unterteilt. Dies ist in Abb. 4.8 (links) dargestellt. Der geringfügig durchströmte Außenbereich $A_{6,2}$ ist grau hinterlegt. Bei Eintrittsprofil *HOM* strömen 78 % des Volumenstroms durch die Fläche $A_{6,1}$ und bei dem Profil *NP* 70 %.

Die Gruppe zwei umfasst die Eintrittsprofile *GP*, *DP20*, *DP30* und *DP40*. Hier stellen sich hohe Geschwindigkeiten im Außenbereich ein, während das Zentrum des KSD nicht oder rückwärts durchströmt wird. Der Querschnitt des KSD wird analog zu ersten Gruppe in die Flächen $A_{6,1}$ und $A_{6,2}$ unterteilt (Abb. 4.8, rechts). Je nach Eintrittsprofil strömen zwischen 75 % und 99 % des Volumenstroms durch den äußeren Bereich $A_{6,2}$. Die Verteilungen sind in der Tabelle 4.3 zusammengefasst.

Profile	<i>HOM</i>	<i>NP</i>	<i>GP</i>	<i>DP20</i>	<i>DP30</i>	<i>DP40</i>
$\dot{V}_{6,1}/\dot{V}$	0,78	0,70	0,25	0,23	0,14	0,01
$\dot{V}_{6,2}/\dot{V}$	0,22	0,30	0,75	0,77	0,86	0,99

Tabelle 4.3.: Aufteilung des Volumenstroms in ME6

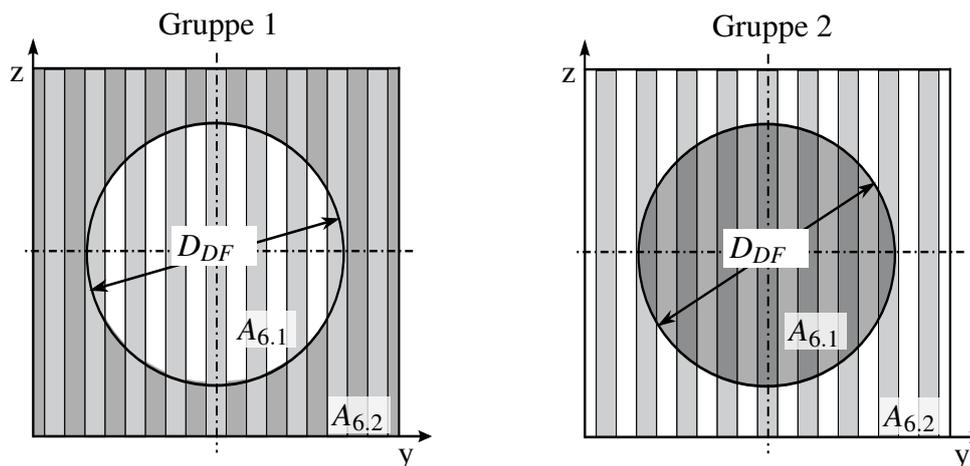


Abbildung 4.8.: Unterteilung der Strömungsprofile im Schalldämpfer

Verluste

Bei der Auslegung einer Anlage müssen die Verluste abgeschätzt werden, um die korrekte Dimensionierung des Ventilators vorzunehmen. In der Regel werden die Verluste der einzelnen Komponenten zusammengefasst. Problematisch ist bei diesem Vorgehen, dass die Interaktion der Komponenten vernachlässigt wird. Der Verlustbeiwert der Schalldämpfereinheit ζ_{Ref} setzt sich aus den flächengewichteten Beiwerten ζ_i der einzelnen Bauteile zusammen² (Gl. 4.1).

$$\zeta_{Ref} = \zeta_{DF} + \left(\frac{A_3}{A_{4-}}\right)^2 \zeta_{ME4,Carnot} + \left(\frac{A_3}{A_{4+}}\right)^2 \zeta_{VE} + \left(\frac{A_3}{A_5}\right)^2 \zeta_{Kulissen} \quad (4.1)$$

Die in Tabelle 4.4 aufgeführten Verlustbeiwerte ζ_i basieren auf den Korrelationen in Kapitel 2.1.2. Als Carnot-Diffusor wird der Querschnittsprung zwischen dem DF und dem VE bezeichnet.

Komponente	Verlustbeiwert ζ_i
Diffusor DF	0,14
Carnot Diffusor	0,03
Verbindungselement VE	0,42
Kulissenschalldämpfer	0,37
ζ_{Ref}	0,23

Tabelle 4.4.: Verlustbeiwerte der Einzelkomponenten und Gesamtverlustbeiwert ζ_{Ref}

Aus den Verlustbeiwerten der Einzelkomponenten ergibt sich der Verlustbeiwert der Einheit SdT mit $\zeta_{Ref} = 0,23$. Die experimentell ermittelten Verluste der gesamten SDE betragen, je nach Zuströmprofil, zwischen dem 1,3-Fachen und dem 2,69-Fachen des Referenzwerts ζ_{Ref} (Tab. 4.5).

Profile	<i>HOM</i>	<i>NP</i>	<i>GP</i>	<i>DP20</i>	<i>DP30</i>	<i>DP40</i>
ζ_{SDE}/ζ_{Ref}	1,3	1,48	1,69	1,44	1,95	2,69

Tabelle 4.5.: Verlustbeiwerte der Anordnung SdT ζ_{SDE} bezogen auf den Referenzwert ζ_{Ref}

Neben den erhöhten Verlusten sollte im Auslegeprozess der Einfluss der Strömung auf die Lärm-entwicklung berücksichtigt werden. Dieser Einfluss wird im folgenden Abschnitt analysiert.

²Es wird davon ausgegangen, dass das Verhältnis der Geschwindigkeiten dem Flächenverhältnis entspricht.

4.1.2. Akustische Untersuchungen

Strömungsrauschen

Wie in Kapitel 2.2.2.5 erwähnt, ist die Hauptschallquelle die Strahlzone am Kulissenaustritt. Da dieses Geräusch erst stromab der Kulissen auftritt, erfährt es keine Dämpfung. Maßgeblich für die Schallentwicklung sind die Geschwindigkeitsspitzen.

Der Versuchsaufbau muss für diese Untersuchungen angepasst werden. Es werden Kulissen mit glatten Oberflächen aus Vollholz angefertigt. Zum einen wird so eine hohe mechanische Stabilität gewährleistet und zum anderen ein Einfluss der Oberflächenbeschaffenheit des Dämpfungsmaterials (z.B. Lochblechabdeckung) auf die Messergebnisse ausgeschlossen. Beim bisherigen Aufbau entstehen durch die Einbauten (z.B. Profilscheiben, Nabe) Störgeräusche stromauf der Kulissen. Diese führen dazu, dass der geforderte Mindestabstand von 10 dB ([3]) zur Strahlzone am Austritt der Kulissen nicht eingehalten werden kann. Um diesen Mindestabstand zu erreichen, wird der Prüfstand wie in Abbildung 4.9 dargestellt modifiziert.

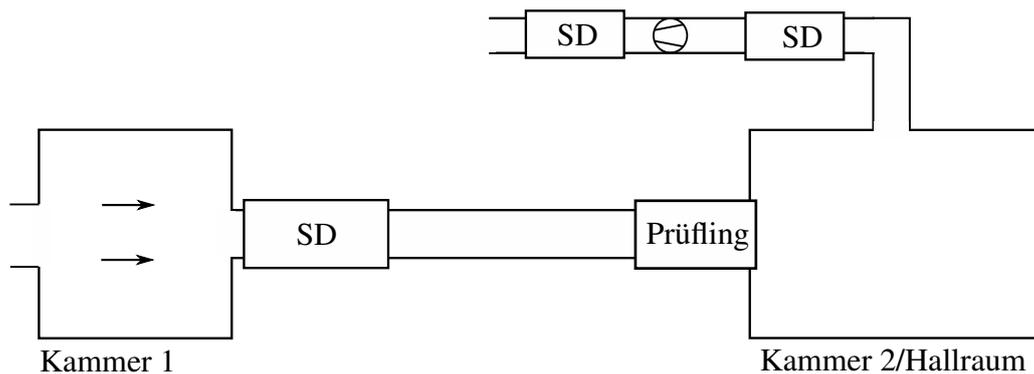


Abbildung 4.9.: Schematischer Aufbau der Prüfstands zur Bestimmung des Strömungsrauschens

Der Prüfling (Modell des Kulissenschalldämpfers) wird am Ende des Rechteckkanals vor Kammer 2 angeordnet. Stromauf befindet sich ein zusätzlicher Schalldämpfer SD, welcher die Zustömgeräusche mindert. Die Einbauten stromauf des Prüflings werden entfernt, damit keine zusätzlichen Störgeräusche entstehen.

Untersucht wird die Schallabstrahlung der zwei Profilgruppen. Als Vertreter der Gruppe eins wird das Profil *HOM* gewählt und als Vertreter der Gruppe zwei das Profil *GP*. Diese Profile werden durch Verperrung der nicht bzw. geringfügig durchströmten Flächen ($A_{6,2}$ bzw. $A_{6,1}$) nachgebildet und mit *HOM** und *GP** bezeichnet.

In Abbildung 4.10 (links) ist das Schalldämpfermodell zur Erzeugung des Profils *HOM** dargestellt. Die äußeren Bereiche (grau hinterlegt) sind versperrt und nähern damit den zugehörigen

Strömungsquerschnitt $A_{6,1}$ an. Der Freiflächenanteil σ_f ist das Verhältnis des Kanalquerschnitts zu der durchströmten Fläche zwischen den Kulissen und beträgt hier 23 %. Das durchströmte Gebiet weist eine nahezu gleichförmige Geschwindigkeitsverteilung auf. Die maximale Abweichung vom Mittelwert beläuft sich an den Messpunkten (wie in Kap. 4.1.1 gewählt) auf weniger als 6%. Die mittlere Geschwindigkeit im nicht versperrten Bereich \bar{c}_{ax,HOM^*} beträgt das 2,15-fache der mittleren Geschwindigkeit in ME6 des KSD. Diese entspricht damit näherungsweise der Maximalgeschwindigkeit bei Zuströmprofil HOM in ME6 ($c_{ax,6,max} = 2,09 \bar{c}_{ax,6}$).

Im Schaubild (mittig) ist der modifizierte Schalldämpfer zur Erzeugung des Profils GP^* dargestellt ($\sigma_f = 28 \%$). Die Geschwindigkeit \bar{c}_{ax,GP^*} beträgt $1,85 \bar{c}_{ax,6}$ und entspricht damit in guter Näherung der maximalen Geschwindigkeit bei Profil GP ($c_{ax,6,max} = 1,93 \bar{c}_{ax,6}$). Die maximale Abweichung der Geschwindigkeit vom Mittelwert beträgt 8%.

Als Referenz dient der Schalldämpfer ohne zusätzliche Verperrung REF (Abb. 4.10, rechts) bei möglichst gleichförmiger Durchströmung. Hier ist die maximale Abweichung der Geschwindigkeit vom Mittelwert kleiner als 9 %.

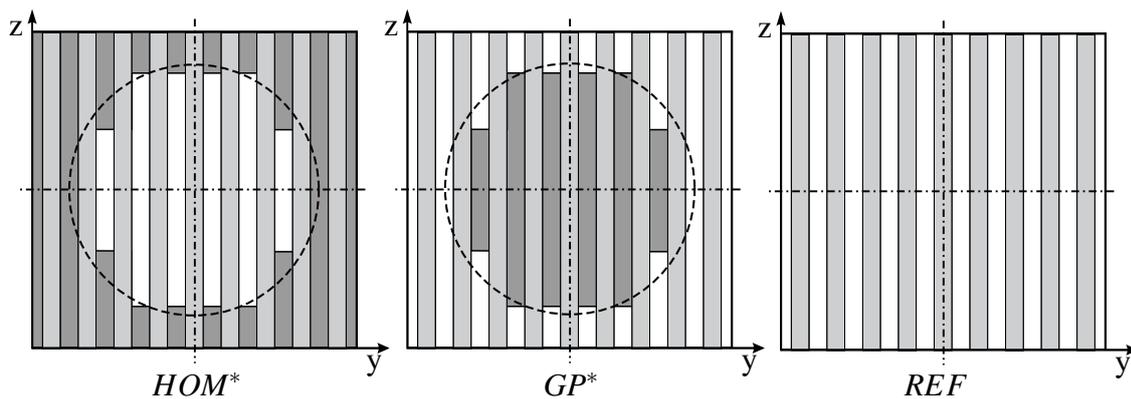


Abbildung 4.10.: Schalldämpfermodelle mit Verperrung zur Nachbildung der Strömungsprofile, links: Profil REF , mitte: Profil HOM^* , rechts: Profil GP^*

Es wird darauf hingewiesen, dass durch die notwendigen Modifikationen die Charakteristik der Profile HOM und GP der Gruppen eins bzw. zwei angenähert werden. Die Ergebnisse dienen zur Abschätzung des entstehenden Strömungsrauschens und zur Untersuchung der Skalierbarkeit.

Da sich der Prüfling am Kanalende zum Hallraum befindet, kann die abströmseitige Schallausbreitung behandelt werden wie in einem Kanal mit großem Querschnitt ($A \gg L_2 + L_3$) [27]. Die betrachteten Messdaten liegen alle oberhalb der Cut-Off Frequenz (Gl. 2.65). Der Ausbreitungswiderstand nach Gleichung 2.99 kann somit vereinfacht werden zu

$$R_{rad} = \frac{\pi f^2}{6\rho_0 a_0^3}. \quad (4.2)$$

Das Referenzspektrum K wird auf Basis der Gleichungen 2.97, 2.101, 2.103, 4.2 berechnet:

$$10\log(K^2/10^{-12}) = L_w - 10\log\left(\frac{\pi^2 \rho_0 A St^2 c^6}{24 a_0^3 \sigma_f^5}\right) \quad (4.3)$$

Die Messung des Strömungsrauschens wird für die drei Strömungsprofile im Schalldämpfer (*REF*, *HOM**, *GP**) bei verschiedenen Geschwindigkeiten durchgeführt. Die minimale Geschwindigkeit wird durch den erforderlichen Abstand zum Störgeräusch von 10 dB limitiert. Diese beträgt $c_K = 26\text{ m/s}$ am Kulissenaustritt. Nach [3] soll eine Geschwindigkeit von $c_k = 20\text{ m/s}$ ³ bzw. $c = 10\text{ m/s}$ im Kanal, bei gleichförmiger Durchströmung der Kulissen, nicht überschritten werden. Um dies zu untersuchen, werden die Ergebnisse skaliert.

In Abbildung 4.11 sind die Referenzspektren in der Form $10\log(K^2/10^{-12})$ über die Strouhalzahl St aufgetragen. Die Strömungsprofile sind mit verschiedenen Symbolen gekennzeichnet. Die unterschiedlichen Kanalgeschwindigkeiten c sind zusätzlich farblich voneinander abgehoben. Die Referenzspektren der einzelnen Profile, welche bei verschiedenen Geschwindigkeiten ermittelt werden, zeigen eine sehr gute Übereinstimmung. Eine Skalierung ist somit zulässig. Alle Profile weisen ein Maximum bei einer Strouhalzahl von $St \approx 3$ auf. *Kårekull et al.* [56] finden in ihren Untersuchungen zum Strömungsrauschen durch Kanaleinbauten für $St > 3$ den universellen Trend

$$10\log(K^2/10^{-12}) = 68 - 10\log(28), \quad (4.4)$$

dieser kann mit den vorliegenden Untersuchungen bestätigt werden. Bei kleineren Strouhalzahlen ($1 < St < 7$) ist die Streuung der Profile untereinander größer als bei höheren Zahlen ($7 < St < 100$).

Anhand dieser Ergebnisse wird die abgestrahlte Schalleistung L_w mittels Skalierung bei der Kanalgeschwindigkeit⁴ $c = 10\text{ m/s}$ berechnet. In Abbildung 4.12 ist diese über die Frequenz (links) und die Strouhalzahl (rechts) dargestellt. Bei der Auftragung über die Strouhalzahl treten die Maxima des Schalleistungsspektrums bei ungefähr gleicher Position auf; dies ist bei einer Darstellung über die Frequenz nicht der Fall. Die Schalleistung bei den Profilen *HOM**, *GP** ist ähnlich. Dies ist aufgrund der näherungsweise gleichen Geschwindigkeiten am Kulissenaustritt zu erwarten.

³In Großanlagen werden hier oft Kompromisse (c_k bis 25 m/s) eingegangen aufgrund des notwendigen Bauraums.

⁴Bzw. 20 m/s zwischen den Kulissen bei der angestrebten, gleichförmigen Durchströmung des KSD.

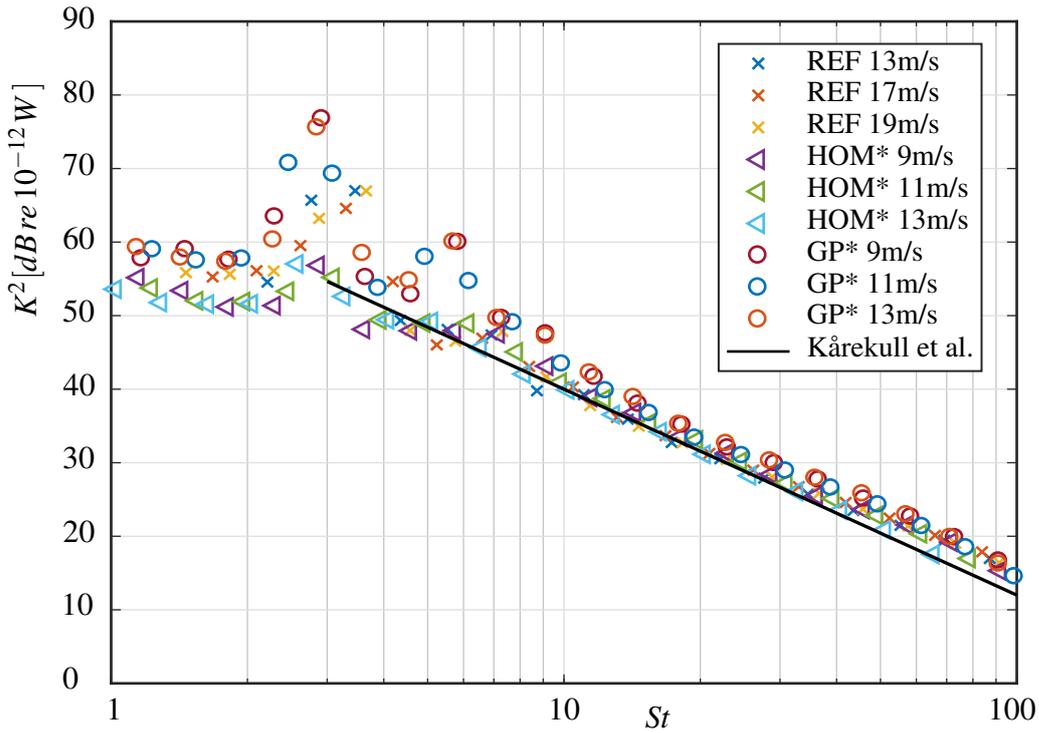


Abbildung 4.11.: Referenzspektren K der Profile REF , HOM^* , GP^* bei verschiedenen Kanalgeschwindigkeiten c

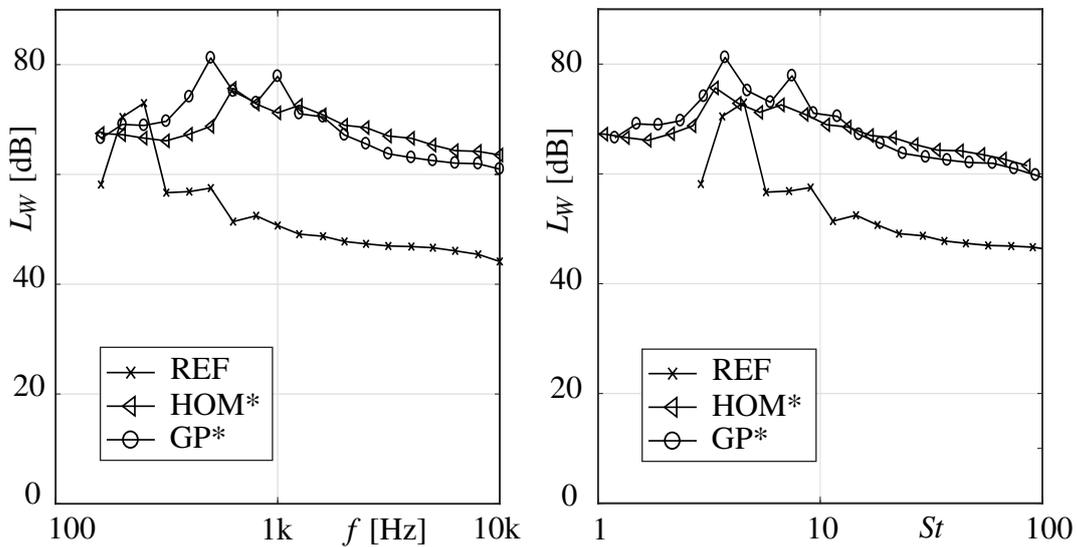


Abbildung 4.12.: Strömungsrauschen bei der Kanalgeschwindigkeit $c = 10\text{ m/s}$

Die Maxima sind bei Profil GP^* allerdings stärker ausgeprägt. Die Schallleistung bei Profil REF ist deutlich geringer. Dessen unbewerteter Summenpegel der Schallleistung $L_{W,lin,REF}$ beträgt $73,5\text{ dB}$

und ist somit 8,5 dB niedriger als bei Profil HOM^* ($L_{W,lin,HOM^*} = 82dB$) und um 11 dB kleiner als bei Profil GP^* ($L_{W,lin,GP^*} = 84,5dB$).

Die Ergebnisse zeigen, dass die abgestrahlte Schalleistung L_W bei ungleichförmiger Durchströmung aufgrund von lokal erhöhten Geschwindigkeiten deutlich zunimmt. Dies gilt es in der Auslegung des Schalldämpfers zu berücksichtigen, da das Strömungsrauschen mindestens 5 dB unterhalb des gewünschten Pegels stromab des Schalldämpfers liegen sollte (Vgl. Kapitel 2.2.2.5).

Einfügedämpfung

Die Einfügedämpfung der Schalldämpfereinheit SdT wird ohne Strömungsüberlagerung gemessen und dient als Referenz für die Weiterentwicklung.

Die Dämpfungskurve D_e ist in Abbildung 4.13 über den Frequenzparameter η_{ak} dargestellt. Zusätzlich wird die Frequenz f auf der Abszisse aufgetragen. Für das gesamte Frequenzband ist der Abstand zur Grenzdämpfung größer als 10 dB (Abb. 3.15), dies wird in [3] gefordert. Die Fehlerbalken um die Erwartungswerte x beschreiben die Messunsicherheit. Über ein breites Frequenzband von $2500 \text{ Hz} < f < 6300 \text{ Hz}$ wird eine Dämpfung von über 20 dB erreicht. Das Dämpfungsmaximum beträgt $D_e = 23dB$ bei $f = 4000\text{Hz}$. Der unbewertete Summenpegel D_e ergibt sich zu 30,6 dB.

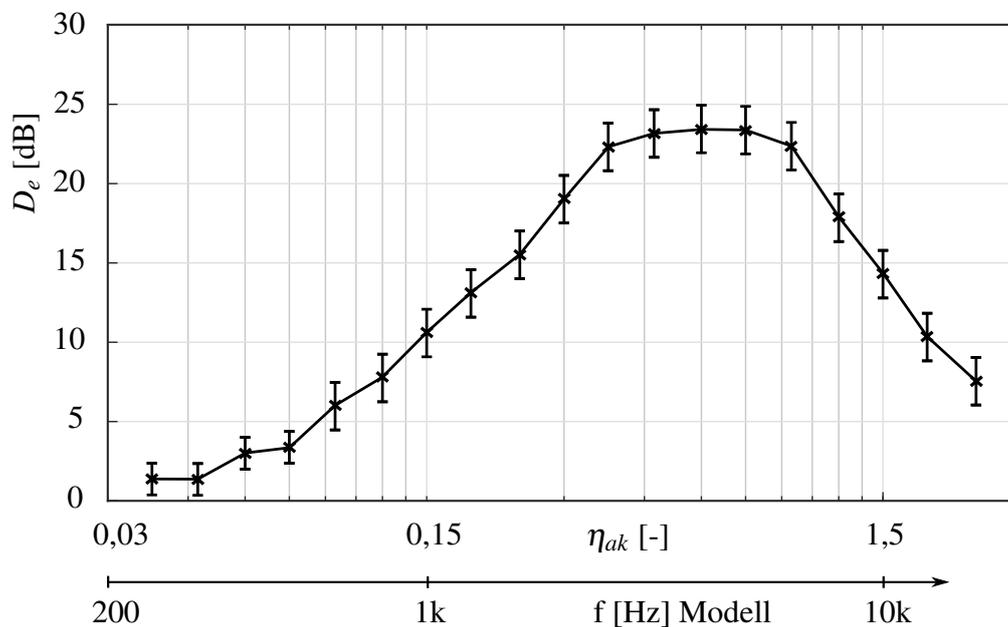


Abbildung 4.13.: Einfügedämpfung D_e der Schalldämpfereinheit SdT

4.2. Problemeingrenzung und Entwicklungsmethodik

Problemeingrenzung

Die Analyse der Schalldämpfereinheit SdT zeigt, dass eine drallbehaftete Zuströmung den Verlustbeiwert ζ_{SDE} stark erhöht. Dementsprechend ist davon auszugehen, dass die Installation eines Nachleitapparats NL (drallfreie Abströmung) bereits nach kurzer Betriebszeit wirtschaftlich ist. Die Weiterentwicklung der SDE wird daher für Abströmprofile von Ventilatoren mit Nachleitapparat durchgeführt.

Um den Anteil der durch die Kulissen bedingten Verluste zu ermitteln, wird die Einheit SdT für die Zuströmprofile *HOM*, *GP* und *NP* ohne Kulissen untersucht. Der Verlustbeiwert der Einheit ohne Kulissen wird mit $\zeta_{SDE,fa}^*$ bezeichnet. Die Ergebnisse zeigen, dass der Anteil der Verluste, welche auf die Kulissen zurückzuführen sind, in allen Fällen weniger als 11 % betragen (Tabelle 4.6). Aufgrund dieses Ergebnisses wird klar, dass eine reine Formoptimierung der Kulissen zu keiner relevanten Gütegradverbesserung des Systems $\Delta\eta_{Sys}$ führen kann ⁵.

Profil	$\zeta_{SDE,fa}$ (mit Kulissen)	$\zeta_{SDE,fa}^*$ (ohne Kulissen)	$\frac{\Delta\zeta}{\zeta_{SDE,fa}}$ [%]
<i>HOM</i>	0,36	0,33	8,3
<i>NP</i>	0,38	0,34	10,5
<i>GP</i>	0,47	0,44	6,4

Tabelle 4.6.: Verlustbeiwerte der Einheit SdT mit und ohne Kulissen

Eine signifikante Steigerung der Effizienz ist demnach nur durch eine verbesserte Strömungsführung in der kompletten Schalldämpfereinheit möglich. Der Optimierungsansatz im Rahmen der Arbeit zielt daher auf ein verbessertes aerodynamisches Gesamtkonzept ab.

Konzept zur Optimierung

Die Geschwindigkeitsverteilung zwischen den Kulissen lässt auf eine stark inhomogene Durchströmung des Verbindungselements schließen. Dies ist zum einen auf den großen Öffnungswinkel $\alpha_{VE,eff} = 17,3^\circ$ zurückzuführen und zum anderen auf die ungleichmäßige Zuströmung. Diese wird durch den Querschnittsprung am Eintritt des VE (Ende der Nabe) verstärkt. Eine einfa-

⁵Betrachtet wird ein Ventilator mit drallfreier, homogener Abströmung (*Profil HOM*) und einem Anteil $\frac{P_{dyn,3}}{\Delta p_{tot}} = 40\%$. Würde es gelingen die Verluste bedingt durch die Kulissen zu eliminieren, könnte damit nur die geringe relative Gütegradsteigerung von $\frac{\Delta\eta_{Sys}}{\eta_{tot}} = 40\% \cdot (0,36 - 0,33) = 1,2\%$ erreicht werden. Es sei angemerkt, dass dies eine Abschätzung darstellt und Gütegradsteigerungen dieser Größe messtechnisch nur schwer zu verifizieren sind.

che Lösung wäre die Reduktion des effektiven Öffnungswinkels des VE, was in der Regel aus Bauraum- und Kostengründen nicht umzusetzen ist. Weiterhin wäre die Zuströmproblematik durch das Ende der Nabe nicht gelöst.

Der Ansatz zur Optimierung basiert daher auf der Integration des Kulissenschalldämpfers in den Kreisquerschnitt (Abb. 4.14), das VE entfällt dadurch. Die Kulissen werden sternförmig in einem zweiten Kreisringdiffusor stromab des DF angeordnet. Der Querschnittsprung durch das Ende der Nabe erfolgt somit stromab des Schalldämpfers und nicht stromauf. Die Konstruktion wird in zwei Bereiche unterteilt. Der erste Abschnitt des Kulissenschalldämpfers befindet sich im divergenten Kanalabschnitt, dies ist notwendig um den erforderlichen Abströmquerschnitt zu erreichen. Der zweite Abschnitt befindet sich im zylindrischen Teil. Die angestrebte Strömungsgeschwindigkeit im folgenden Rohrleitungssystem beträgt 20 m/s und die Austrittsgeschwindigkeit des Ventilators wird mit ca. 75 m/s angenommen, daraus ergibt sich der Außendurchmesser des Kanals von $6,8S$. Durch die kreisrunde Ausführung kann das Rohrleitungssystem direkt angeschlossen werden.

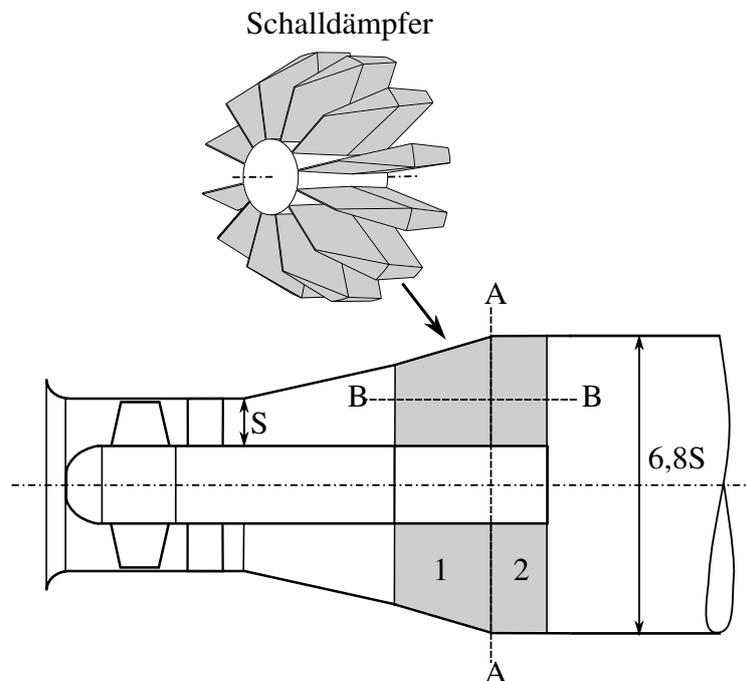


Abbildung 4.14.: Konzept zur Optimierung der SDE

In Abbildung 4.15 sind Schnittzeichnungen dargestellt. Der abgewinkelte Zylinderschnitt B-B beschreibt die Form in Hauptströmungsrichtung. Durch die Installation der Kulissen wird die Zunahme des durchströmten Querschnitts in Abschnitt 1 reduziert, es ergibt sich der effektive Öffnungswinkel $\alpha_{eff,1}$. Der Kulissenquerschnitt nimmt linear in Strömungsrichtung zu und wird durch ein gleichschenkliches Dreieck im Abschnitt 1 beschrieben. Der Querschnittsprung am Austritt des Schalldämpfers führt zu Carnotverlusten. Um diese zu reduzieren, kann die Kulissendicke im Ab-

schnitt 2 variiert werden. Die Zunahme des Strömungsquerschnitts wird durch den Winkel $\alpha_{eff,2}$ beschrieben. Die Anzahl n_K und der Querschnitt der Kulissen werden so gewählt, dass durch die Verblockung der Grenzöffnungswinkel ⁶ des Strömungskanals nicht überschritten wird. Die Absorberkulissen K sind sternförmig angeordnet und als Kreisringsegmente ausgeführt. Dies führt zu einer anteilmäßig konstanten Verblockung in radialer Richtung.

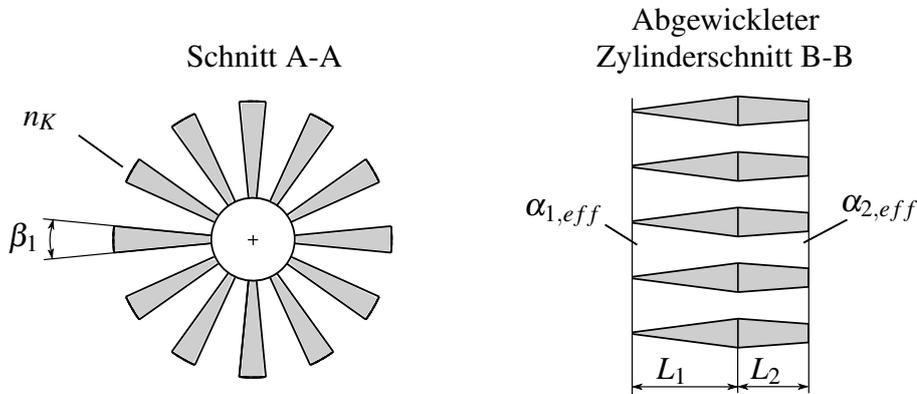


Abbildung 4.15.: Schnittdarstellungen des neuen Konzepts

Ziel der Optimierung ist eine aerodynamisch verbesserte Schalldämpfereinheit bei mindestens gleichwertiger Einfügedämpfung D_e im Vergleich zum Schalldämpfereinheit gemäß dem Stand der Technik. Ein weiteres Kriterium stellt die notwendige Baulänge L dar (Abb. 4.16). Eine Reduktion der Länge ist aus Bauraum- und Kostengründen anzustreben. Bei der Optimierung werden im Gegensatz zur Einheit SdT die Kulissen in den divergenten Kanalabschnitt integriert.

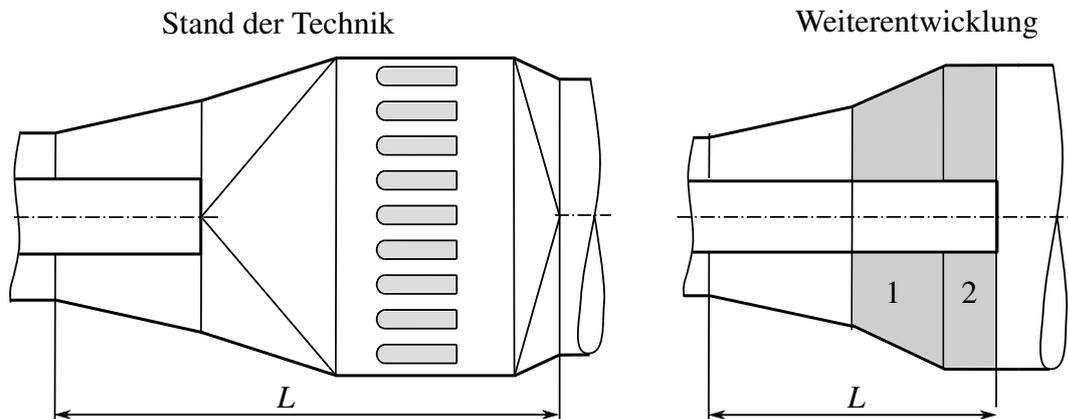


Abbildung 4.16.: Vergleich der Einheit SdT mit der Weiterentwicklung

Des Weiteren ist kein Kanalelement notwendig zur abströmseitigen Rückführung auf einen Kreisquerschnitt. Gelingt es, die aerodynamischen und akustischen Anforderungen zu erfüllen werden

⁶Wird der Grenzöffnungswinkel überschritten, tritt Strömungsablösung auf.

erhebliche Vorteile bezüglich der notwendigen Länge L erwartet.

Parameterstudie

Die neue Schalldämpfergeometrie wird durch die 5 Parameter $L_1, L_2, n_E, \alpha_{1,eff}, \alpha_{2,eff}$ vollständig beschrieben (Abb. 4.15). Folglich ist für diese Größen eine "optimale Parameterkombination" zu ermitteln⁷. Neben den aerodynamischen und akustischen Forderungen sind auch die Baulänge L sowie die Fertigbarkeit zu berücksichtigen. Da die Gewichtung der unterschiedlichen Zielgrößen stark von den Randbedingungen des Anwenders abhängt, wird eine vollständige Parameterstudie durchgeführt und keine Optimierung einer einzelnen Größe. Der Parameterraum und dessen Grenzen werden mit Hilfe physikalischer Abschätzungen gewählt, des Weiteren wird die technische Realisierbarkeit bei der Parameterwahl berücksichtigt.

- Öffnungswinkel $\alpha_{1,eff}, \alpha_{2,eff}$

Ein großer effektiver Öffnungswinkel α_{eff} kann zu Strömungsablösung führen und aufgrund der damit verbundenen geringen Kulissendicke zu nicht ausreichenden Dämpfungseigenschaften. Der kleinere Querschnittsprung am Austritt führt allerdings zu verringerten Carnotverlusten in der Abströmung⁸. Die untere Grenze des Öffnungswinkels beträgt -2° und die obere Grenze 5° ⁹.

$$\begin{aligned}\alpha_{1,eff} &= -2^\circ \dots 5^\circ & \Delta\alpha_{1,eff} &= 1^\circ \\ \alpha_{2,eff} &= -2^\circ \dots 5^\circ & \Delta\alpha_{2,eff} &= 1^\circ\end{aligned}$$

- Längen L_1, L_2

Es wird angestrebt, dass die Gesamtlänge L der Weiterentwicklung die Länge des Verbindungselements VE der Einheit SdT ($L = 4,8S$ bzw. $24d$) nicht übersteigt. Des Weiteren wird davon ausgegangen, dass die Länge des Kulisseschalldämpfers KSD ($9d$ bzw. $8d$ ohne Anströmnase) nicht unterschritten werden kann, um mindestens die gleiche Dämpfung D_e zu erzielen. Aus fertigungstechnischen Gründen soll die Länge L_1 einen Wert von $8d$ nicht unterschreiten. Es ergeben sich die Grenzen:

$$\begin{aligned}L_1 &\geq 8d \\ 24d &\geq L_1 + L_2 \geq 8d & \Delta L &= 4d\end{aligned}$$

⁷Es handelt sich um ein Optimalproblem mit mehreren Zielfunktionen.

⁸Vorausgesetzt es tritt keine Strömungsablösung auf, welche zu einer Überhöhung des dynamischen Drucks führt.

⁹Das entspricht dem Gesamtöffnungswinkel des konischen Ersatzdiffusors von $2\alpha_{1,eff} = -4 \dots 10^\circ$.

- Absorbererelemente n_K

Die Anzahl der Absorbererelemente n_K und deren Dicke $2d$ bestimmen die Spaltbreite zwischen den Elementen $2h$. Eine große Anzahl an Körpern führt zu geringen Abständen, welche eine hochfrequente Dämpfung sicherstellen (Kapitel 2.2.2.4). Allerdings sind die Absorberoberflächen aufgrund ihrer Beschaffenheit stark reibungsbehaftet (hohe Oberflächenrauigkeit) und erhöhen somit die aerodynamischen Verluste. Die Anzahl der Elemente n_K wird zwischen 12 und 20 variiert.

$$12 \leq n \leq 20 \quad \Delta n = 2$$

Eine Schalldämpfereinheit, welche durch eine Parameterkombination definiert ist, wird als Individuum K_i bezeichnet. Es ergeben sich $8 \times 8 \times 15 \times 5 = 4800$ mögliche Parameterkombinationen. Der Winkel der Absorbersegmente in radialer Richtung wird mit β beschrieben (Abb. 4.15). Aus fertigungstechnischen Gründen kann eine höhere Genauigkeit als $\Delta\beta = 1^\circ$ nicht erreicht werden. Die sich aus der Parametermatrix ergebenden Winkel β werden daher auf ganze Zahlen gerundet. Mehrfach vorhandene Parameterkombinationen werden gelöscht. Es ergibt sich die reduzierte Parametermatrix mit 421 möglichen Kombinationen.

Das Ablaufdiagramm der Parameterstudie zeigt Abbildung 4.17. Nachdem die Geometrie des Individuums K_i generiert wurde, folgt die harmonische Analyse per FEM, um die Dämpfung D_e zu ermitteln. Ist die Dämpfung in allen untersuchten Terzbändern gleichwertig oder höher, werden Strömungssimulationen für die verschiedenen Eintrittsprofile durchgeführt. Ist das nicht der Fall, wird das nächste Individuum generiert. Weist das Individuum zusätzlich geringere Verlustbeiwerte ζ_{K_i} als die Referenzkonfiguration SdT auf, werden dessen Daten in einem Container gespeichert. Wurden alle Parameterkombinationen analysiert, wird aus dem Container ein Individuum durch Minimierung bzw. Maximierung der Zielgrößen gewählt.

Zur Berechnung wird der Insitutsrechner WS2 mit 24 Xeon E5-2680 @ 2,56 GHz und 64 GB Ram genutzt. Die FEM-Akustik-Simulation wird bewusst vor der Strömungssimulation durchgeführt. Zum einen hat sich gezeigt, dass der Anteil der Individuen, der die akustische Randbedingung erfüllt, wesentlich geringer ist als der Anteil der die aerodynamischen Bedingungen erfüllt. Zum anderen ist die notwendige Rechenzeit der FEM-Simulation mit ca. 0,5 Stunden ¹⁰ deutlich geringer als die einer Strömungssimulation (ca. 2 Stunden @ 24 CPUs).

¹⁰Die FEM Simulation wurde auf 8 Prozessoren durchgeführt. Eine höhere Anzahl an CPUs führte zu keiner weiteren Reduktion der Rechenzeit.

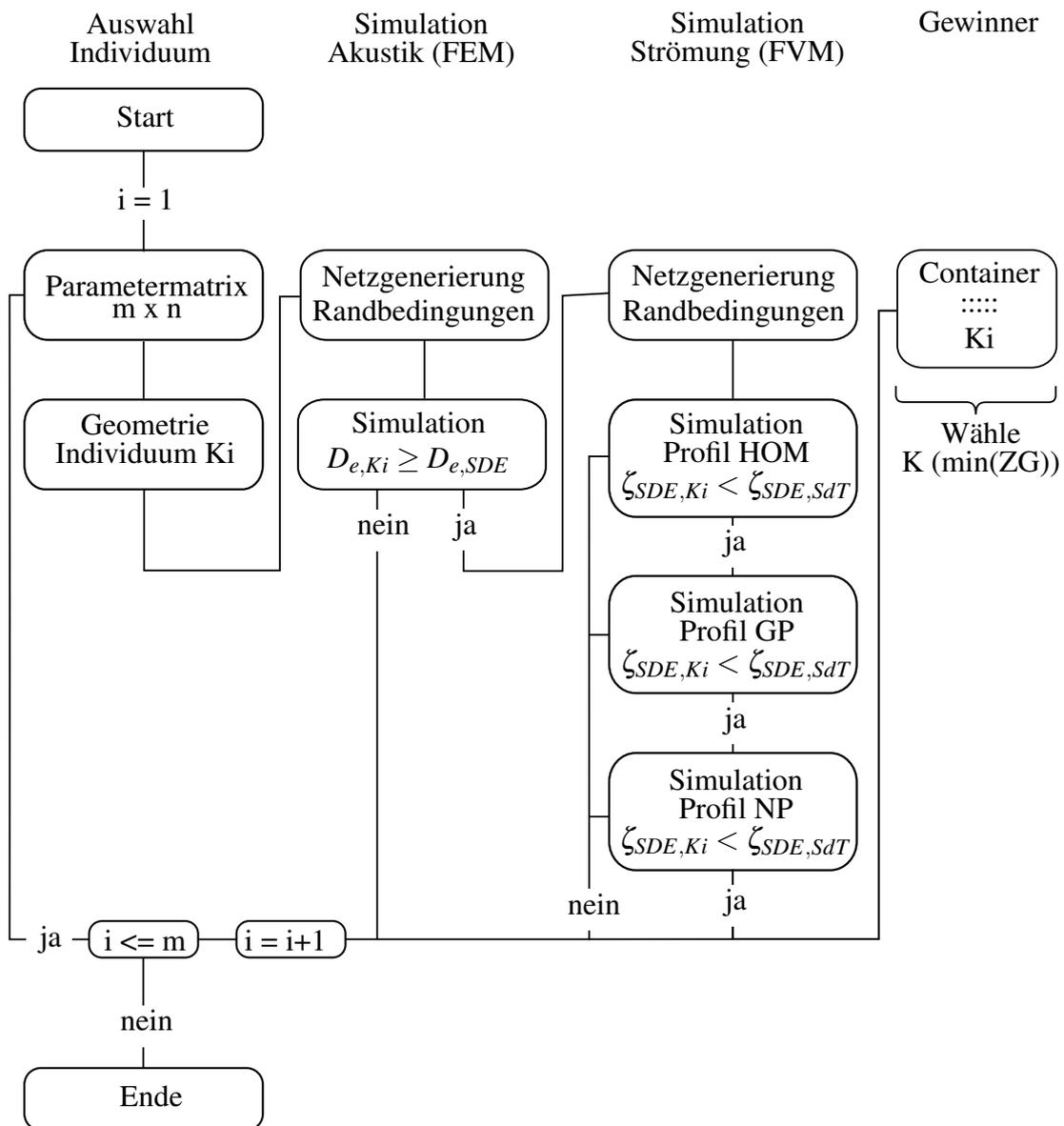


Abbildung 4.17.: Ablaufdiagramm Parameterstudie

4.3. Optimierte Schalldämpfereinheit

4.3.1. Ergebnisse der Parameterstudie

50 der 421 generierten Individuen K_i erfüllen die akustischen und aerodynamischen Randbedingungen. In Abbildung 4.18 sind deren Geometrieparameter dargestellt. Die Baulänge der kürzesten Konfiguration K_{18} beträgt $16d$. Die Gesamtlänge $L_1 + L_2$ von 80% der Gewinnerkonfigurationen entspricht der Maximallänge ($L_1 + L_2 = 24d$). Der Abschnitt 2 ist in allen Konfiguration vorhanden. Im mittleren Diagramm aus Abb. 4.18 ist der effektive Gesamtöffnungswinkel $\alpha_{ges,eff}$ aufgetragen.

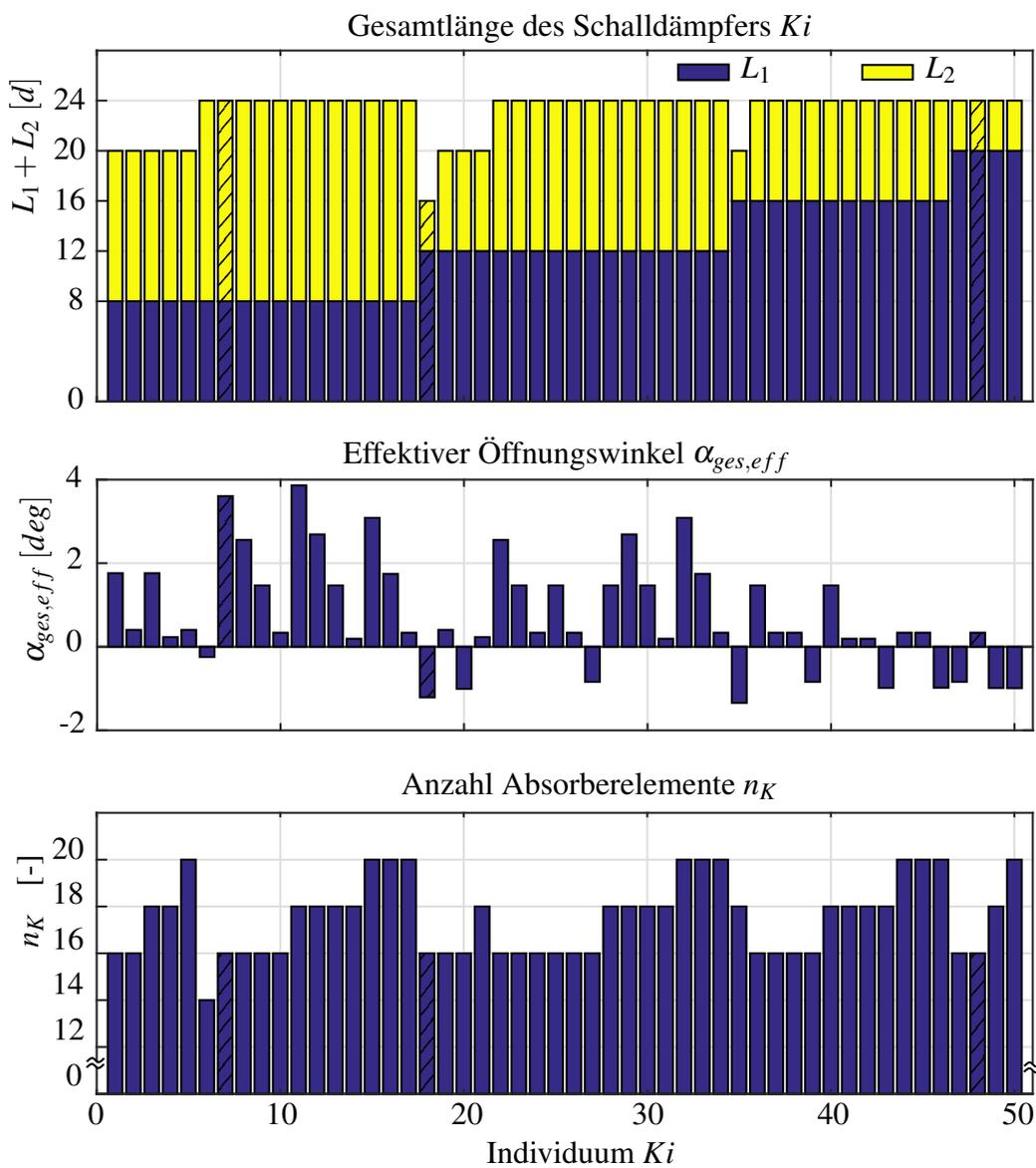


Abbildung 4.18.: Gewinner-Individuen K_i der Parameterstudie

Große Öffnungswinkel $\alpha_{ges,eff}$ führen zu einer kleinen Auskleidungstiefe und damit zur verminderten Dämpfung hoher Frequenzen. Dies kann weitgehend durch eine erhöhte Absorberlänge kompensiert werden. Die größten Öffnungswinkel sind daher bei maximaler Absorberlänge vorzufinden, während die kürzeste Anordnung K_{18} den kleinsten Winkel aufweist. Der Großteil der Individuen besitzt 16 Absorbererelemente n_K (42%). Die minimale Anzahl der Elemente beträgt 14 und die maximale Anzahl 20.

Einfügedämpfung

Die Diskussion der Dämpfungseigenschaften gestaltet sich schwierig. Für zylindrische Absorbererelemente skaliert die Dämpfung linear mit deren Länge L . Die Auskleidungstiefe Λ und das Anpassungsverhältnis ε bestimmen den Verlauf der Dämpfungskurve (Kapitel 2.2.2.4). Da der Querschnitt der Absorbererelemente in Strömungsrichtung variiert und keine lineare Abhängigkeit besteht, sind diese Aussagen nicht zutreffend.

Um eine kompakte Darstellung der Dämpfung zu ermöglichen, wird der unbewertete Summenpegel der Einfügedämpfung $D_{e,lin}$ ausgewertet¹¹. In Abbildung 4.19 ist die Abweichung des Summenpegels zur Einheit nach dem Stand der Technik dargestellt. Alle Konfigurationen K_i besitzen eine deutlich höhere Dämpfung als der Kulissenschalldämpfer (Einheit SdT). Die Konfiguration mit der kleinsten Gesamtlänge K_{18} weist die geringste Dämpfungserhöhung mit 28 % auf.

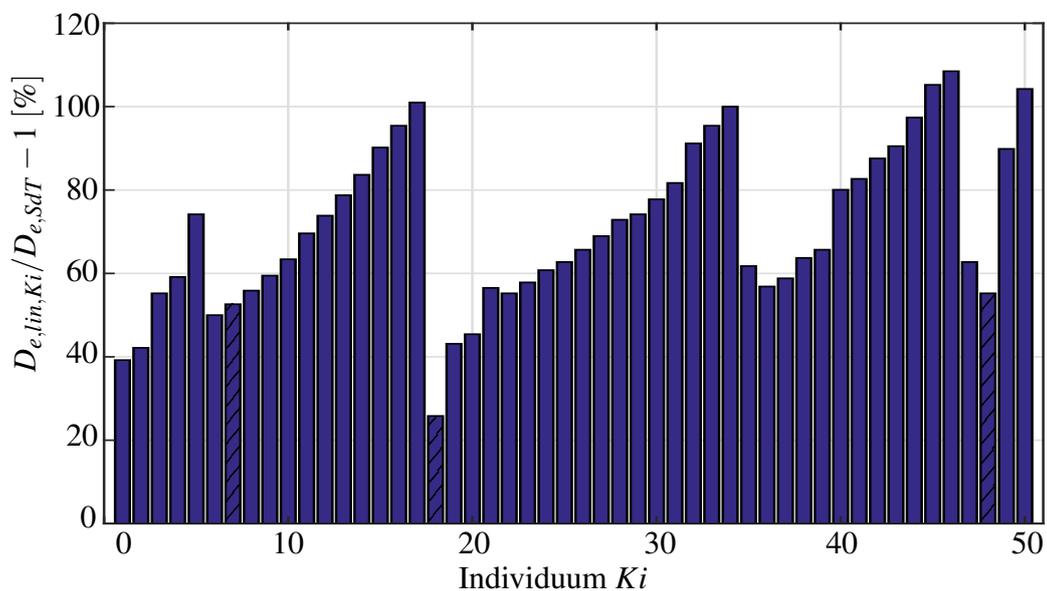


Abbildung 4.19.: Einfügedämpfung der Individuen K_i

¹¹Aus dem linear bewerteten Summenpegel $D_{e,lin}$ kann keine Aussage über die Breitbandigkeit der Dämpfung abgeleitet werden. Die Einfügedämpfung muss allerdings für alle Frequenzbänder mindestens der des KSD entsprechen. Dies wurde als Randbedingung in der Parameterstudie festgelegt.

Aerodynamische Verluste

Je nach Zuströmprofil zur Schalldämpfereinheit ergeben sich unterschiedliche Verlustbeiwerte ζ_{K_i} . Ein Ziel der Optimierung ist es, eine Konfiguration zu finden, welche für alle untersuchten Profiltypen (*HOM*, *NP*, *GP*) geringe Verluste liefert.

Die Änderung des mittleren Verlustbeiwerts der Individuen $\bar{\zeta}_{K_i}$ ¹² im Vergleich zur Einheit *SdT* wird über den effektiven Öffnungswinkel α_{eff} aufgetragen (Abb. 4.20, links). Die Werte sind durch Kreisinge gekennzeichnet. Ergebnisse einzelner Individuen K_i sind nummeriert und durch ausgefüllte Kreise hervorgehoben. Es zeichnet sich die Tendenz ab, dass für große Öffnungswinkel der Verlustbeiwert abnimmt. Dies ist darauf zurückzuführen, dass mit der Erhöhung des Winkels α_{eff} bei gleicher Länge der Querschnittsprung am Austritt von Abschnitt 2 und damit die Carnotverluste abnehmen. Die Simulationsergebnisse der einzelnen Profiltypen sind dem Anhang zu entnehmen (Abbildungen A.3, A.4, A.5). Die geringsten Verluste weist Konfiguration 7 auf. Der mittlere Verlustbeiwert wird hier um 25,6 % gesenkt im Vergleich zur Schalldämpfereinheit nach Stand der Technik. Wird die Einheit mit dem gehäuselastigen Eintrittsprofil *GP* betrieben, ist dieser um 29,3 % kleiner. Bei Einheit K_{18} (geringste Baulänge) ist mit einer Reduktion der Verluste um 14,5 % zu rechnen.

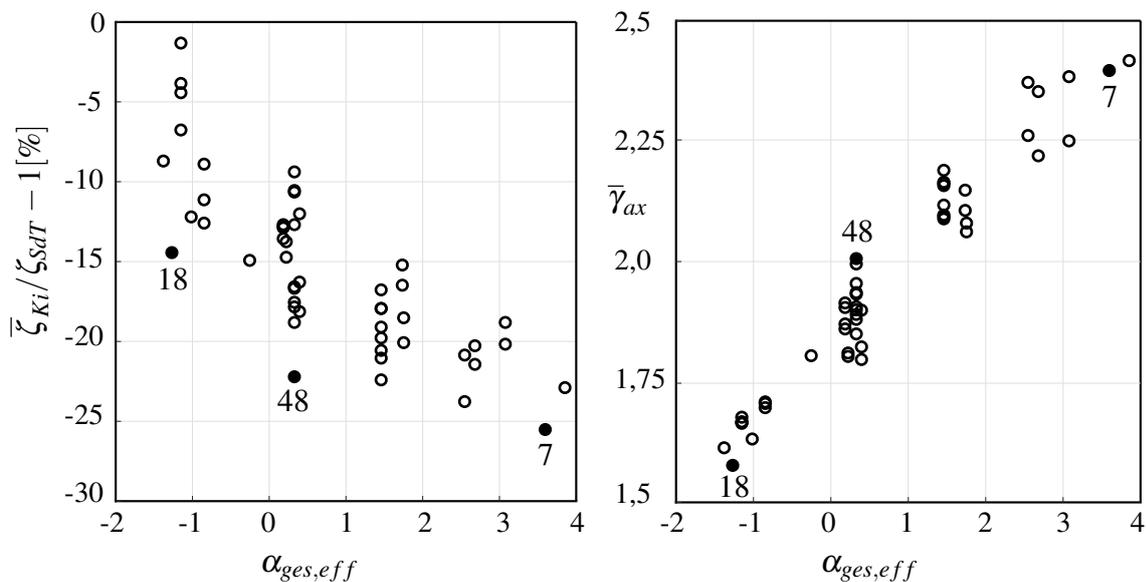


Abbildung 4.20.: Einfluss des Gesamtöffnungswinkels α_{eff} auf den Verlustbeiwert (links) und den Profilparameter γ_{ax} (rechts)

Um eine hohe Effizienz der Anlage zu erreichen, sollte die Systembetrachtung nicht am Austritt der Schalldämpfereinheit enden. Da eine ungleichförmige Abströmung aus der Einheit K_i bzw. Anströmung der nachfolgenden Komponenten zu weiteren Verlusten führen kann, wird der Profil-

¹² $\bar{\zeta}_{K_i} = 1/3(\zeta_{K_i,HOM} + \zeta_{K_i,NP} + \zeta_{K_i,GP})$

parameter γ_{ax} (Gl. 2.14) in der Ebene ME7 (8S stromab der Schalldämpfereinheit) bestimmt. Dieser ist in Abbildung 4.20 rechts dargestellt. Im Gegensatz zu den Verlusten nimmt die Ungleichförmigkeit des Abströmprofils mit größerem Öffnungswinkel tendenziell zu. Das gleichförmigste Abströmprofil ist demnach für Konfiguration 18 mit $\gamma_{ax} = 1,57$ zu erwarten.

Im Zuge der Optimierung gilt es die Konfigurationen zu wählen welche den besten Kompromiss aus den Zielgrößen geringe Verluste, gleichförmige Abströmung und kurze Baulänge dargestellt. Um diese zu ermitteln wird die Abhängigkeit der Zielgrößen voneinander analysiert. Im Schaubild 4.21 ist links die Änderung des Verlustbeiwerts $\bar{\zeta}_{Ki}/\zeta_{SdT} - 1$ im Vergleich zur Einheit nach dem Stand der Technik über dem Profilparameter γ_{ax} aufgetragen¹³. Die Konfigurationen 7, 18 und 48 liefern die geringsten Verlustbeiwerte bei gegebenem Profilparameter bzw. den kleinsten Profilparameter bei vorgegebenem Verlustbeiwert. Für diese Konfigurationen ist es also nicht möglich eine Zielgröße zu verbessern ohne zugleich eine andere zu verschlechtern. Dies wird als *Pareto-Optimum* bezeichnet. Die Grenzlinie, welche sich aus der Verbindung der Pareto Optima ergibt, stellt eine sogenannte *Pareto-Front* dar¹⁴. Ein Kompromiss aus geringen Verlusten und Gleichförmigkeit des Austrittsprofils ergibt sich für K_{48} , bei einem Profil-Koeffizient γ_{ax} von 2,0 und einer Senkung des Verlustbeiwerts um 22,3 %.

In Abbildung 4.21 sind rechts die Verlustbeiwerte der Konfigurationen K_i über deren Baulänge L_{ges} dargestellt. Die Analyse des Verlaufs der zugehörigen *Pareto-Front* zeigt, dass eine Senkung des Verlustbeiwerts zwangsläufig mit einer Erhöhung der Baulänge einhergeht.

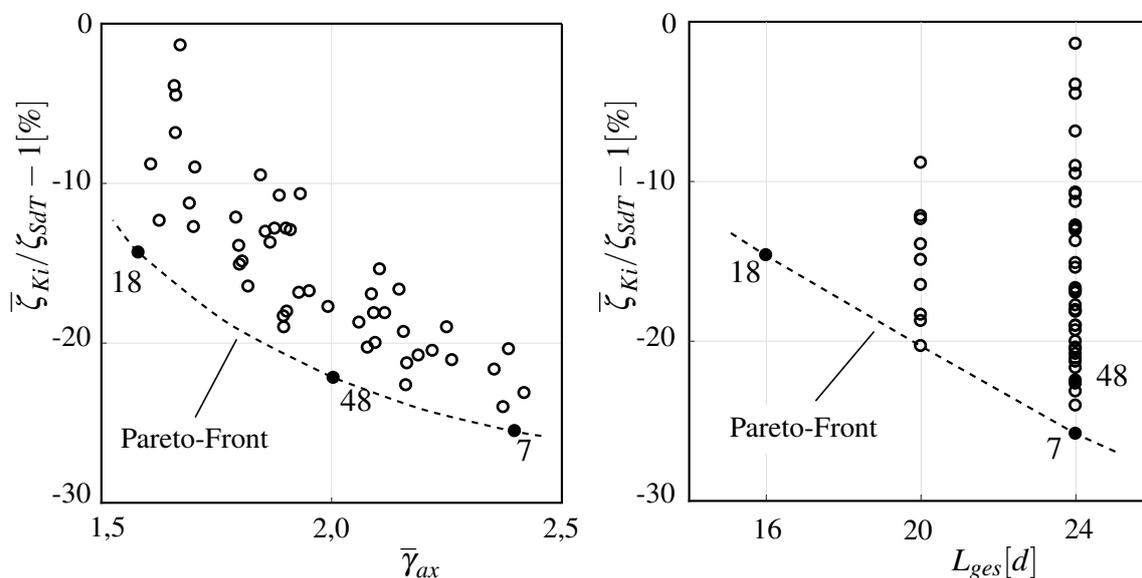


Abbildung 4.21.: Links: Änderung der Verlustbeiwerte und die zugehörige Profilparameter der Individuen, rechts: Änderung der Verlustbeiwerte und die zugehörige Baulänge

¹³Der Übersichtlichkeit wegen wird auf eine drei dimensionale Darstellung der Abhängigkeit der Zielgrößen verzichtet und eine 2D Analyse durchgeführt.

¹⁴Der Verlauf der Pareto-Front zwischen den Optima in Abbildung 4.21 ist angenähert.

Im Rahmen der Arbeit werden drei Individuen auf Basis der vorangegangenen Analyse ausgewählt. Es wird unterschieden zwischen der Einheit mit der kürzesten Baulänge K_{18} , der Einheit mit den geringsten Verlusten K_7 und dem Kompromiss aus geringen Verlusten bei gleichförmigem Abströmprofil K_{48} . Die Geometrieparameter dieser Individuen sind in Tabelle 4.7 aufgeführt.

Individuum	L_1 [m]	L_2 [m]	n_K	$\alpha_{1,eff}$ [deg]	$\alpha_{2,eff}$ [deg]	Fertigung
7	0,4	0,2	16	1	4,9	-
18	0,3	0,1	16	-1,7	0	Prototyp 1
48	0,5	0,1	16	0,4	0	Prototyp 2

Tabelle 4.7.: Geometrie der ausgewählten Einheiten K_i

Um die Ergebnisse der Parameterstudie zu validieren, werden zwei Individuen gefertigt und experimentell untersucht. Ausgewählt werden die Konfigurationen K_{18} und K_{48} . Diese werden im Folgenden mit Prototyp 1 und Prototyp 2 bezeichnet.

4.3.2. Fertigung

Die Absorberelemente werden mittels einer Negativform aus Vollmaterial zugeschnitten. Um eine exakte Ausrichtung der Körper und deren Fixierung sicherzustellen, wird ein Skelettmodell aus Stahlblechelementen (Laserzuschnitte) gefertigt, in welches die Elemente eingebaut werden. Abbildung 4.22 zeigt die Seitenansicht der Prototypen ohne Gehäuse. An der Vorder- und Hinterkante sowie zwischen Abschnitt 1 und 2 befinden sich Blechzuschnitte. Die Elemente sind mittels Spanndrähten und Stabilisierungselementen fixiert. Auf Flies- oder Lochblechabdeckungen der Körper wird verzichtet, um die akustischen Eigenschaften nicht zu verfälschen. Die mittlere Positionsgenauigkeit der Blechzuschnitte beträgt laut Hersteller [72] $0,03\text{ mm}$. Die Schnittgenauigkeit beim Herstellen der Absorber wird mit $\pm 1,5\text{ mm}$ abgeschätzt.

In Abbildung 4.23 sind die Anströmseite und die Abströmseite dargestellt. Aus fertigungstechnischen Gründen beträgt die Vorderkantendicke 4 mm . Die Kanten werden mit U-Profilen verkleidet. Rechts im Bild ist die Abströmseite zu sehen. Der Kreisring zwischen Abschnitt 1 und 2 dient zur Fixierung am Gehäuse. Um eine zentrische Ausrichtung sicherzustellen, ist die Mittelachse des Schalldämpfers auf einem zentralen Rohr im Versuchsaufbau angeordnet.

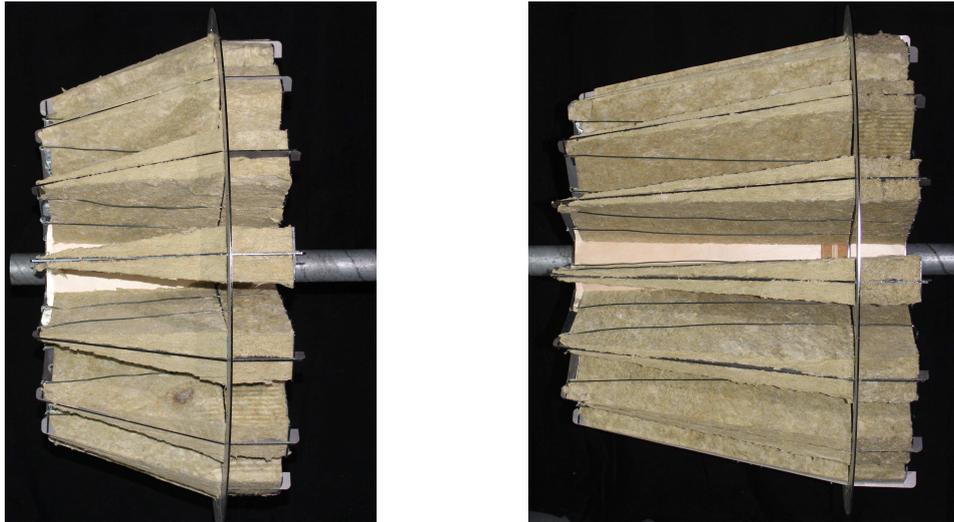


Abbildung 4.22.: Seitenansicht der Prototypen (P1 links, P2 rechts)

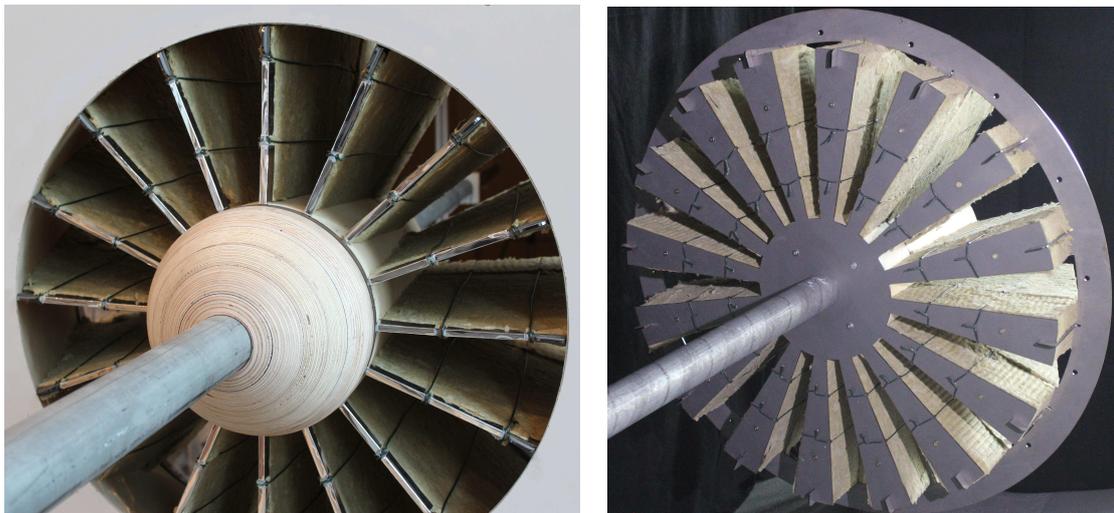


Abbildung 4.23.: Anström- und Abströmseite des Prototyps P2

4.3.3. Prototyp 1

Akustische Eigenschaften

Die Simulationsergebnisse werden mit dem Experiment abgeglichen. In Abbildung 4.24 sind die Dämpfungskurven dargestellt. Die durchgezogene Linie zeigt die Simulationsergebnisse des Prototyps P1, während die experimentell ermittelten Ergebnisse an diskreten Punkten mit der zugehörigen Messunsicherheit abgebildet sind. Über einen breiten Frequenzbereich zeigen Simulation und Experiment eine sehr gute Übereinstimmung. Die großen Dämpfungen über 30 dB bei 3150

Hz und 4000 Hz können experimentell nicht bestätigt werden. Als Grund für die Abweichung ist neben der Fertigungsgenauigkeit die Schallleitung über Nebenwege (Kapitel 2.2.2.4) zu nennen. Der Abstand zur Grenzdämpfung $D_{e,max}$ beträgt im ganzen Frequenzbereich mehr als 10 dB.

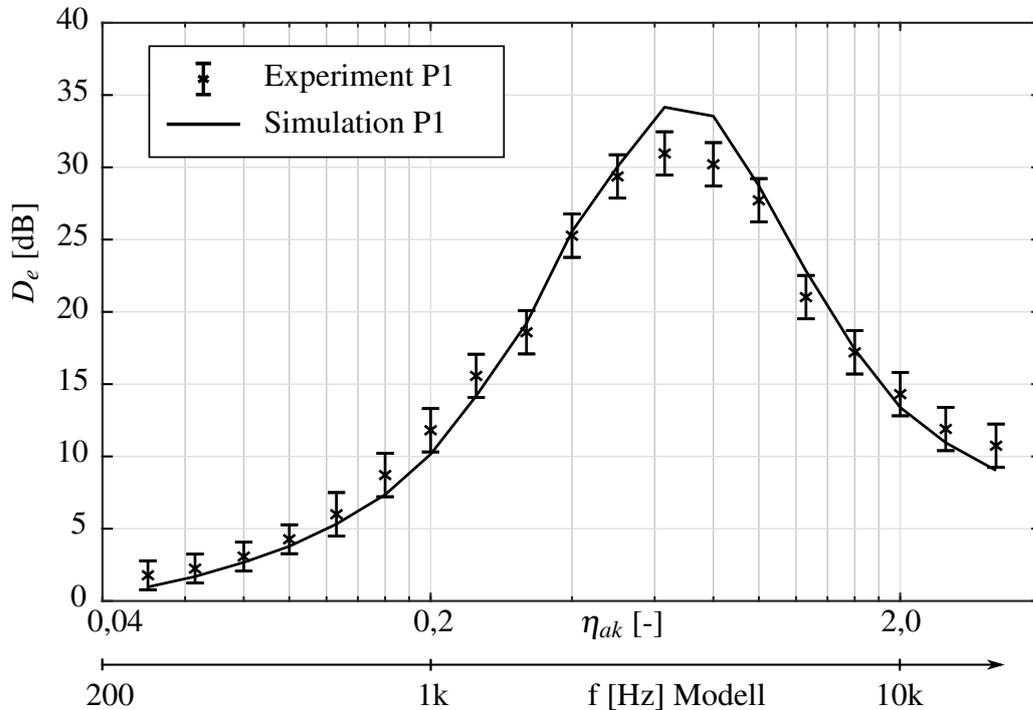


Abbildung 4.24.: Anström- und Abströmseite des Prototyps P1

Aerodynamische Eigenschaften

Neben den integralen Strömungsgrößen ζ_{SDE} und $\zeta_{SDE,fa}$, wird das Geschwindigkeitsprofil in ME6 ermittelt. Die Messebene 6 ist am Austritt des neuen Schalldämpfers mittig zwischen den Absorberelementen angeordnet (Abb. 4.25, links). Das Geschwindigkeitsprofil wird auf einer Halbachse zwischen den Absorberelementen ermittelt.

In den Abbildungen (Abb. 4.25, Abb. 4.26) sind die Abströmprofile (ME6) des Prototyps 1 für die unterschiedlichen Zuströmprofile dargestellt. Die durchgezogene Linie zeigt das Simulationsergebnis, zur Validierung dienen die experimentell ermittelten Daten x . Der grundsätzliche Verlauf der Profile wird für alle Konfigurationen korrekt modelliert. Bei den Eintrittsprofilen *HOM* und *NP* befindet sich das Geschwindigkeitsmaximum in der Nähe der Nabe und für das Profil *GP* im äußeren Bereich. Abweichungen zwischen Simulation und Experiment sind in Wandnähe zu erkennen. Der Geschwindigkeitsgradient an Gehäuse bzw. Nabe wird für die Profile *GP* und *NP* überbewertet. In [73] untersucht *Volkmer* Diffusorströmungen in einer Gasturbine experimentell und numerisch mit *RANS* und kombinierten *RANS/LES* Modellen. Die Ergebnisse weisen eine ähnliche

Charakteristik auf. Besonders die Geschwindigkeitsverteilung im wandnahen Bereich weicht von den experimentellen Ergebnissen ab.

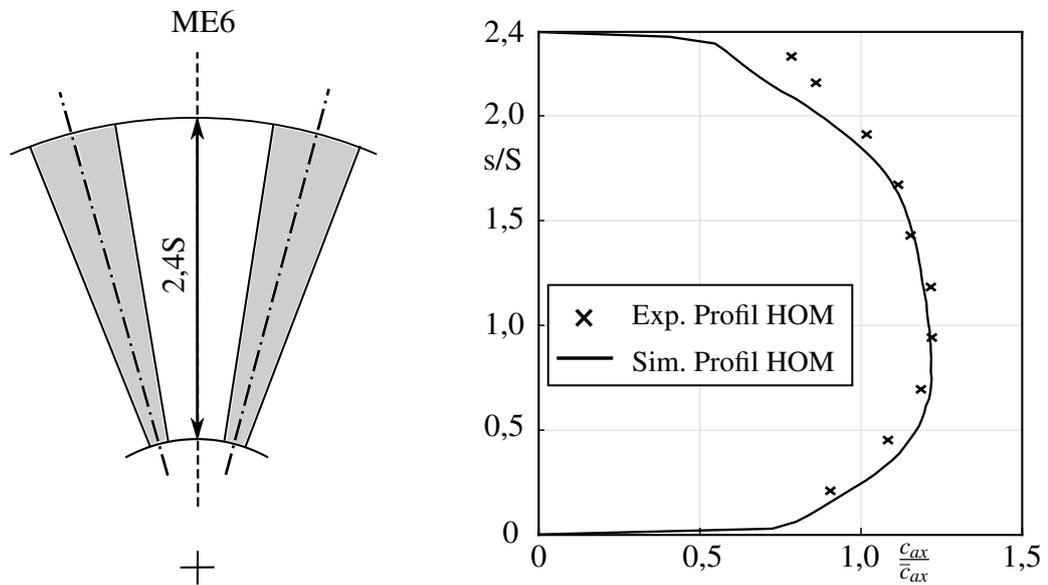


Abbildung 4.25.: Messebene ME6 am Schalldämpferaustritt (links) und Geschwindigkeitsverteilung in ME6 für Zuströmprofil *HOM* (rechts)

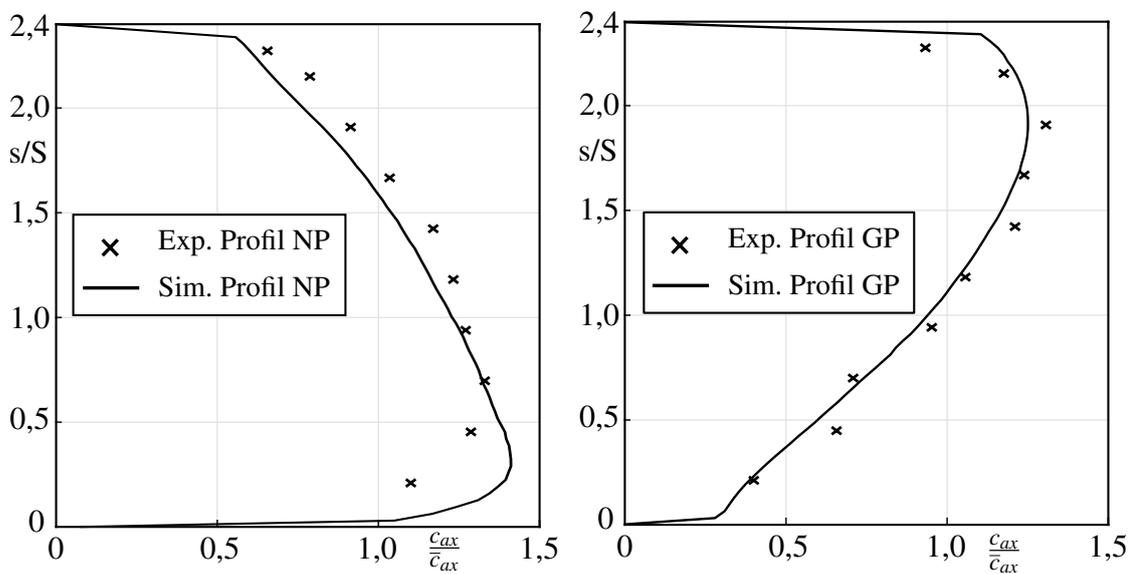


Abbildung 4.26.: Geschwindigkeitsverteilung in ME6, links: Zuströmprofil *NP*, rechts: Zuströmprofil *GP*

Zur Bestimmung des Verlustbeiwerts ζ_{SDA} werden Netzmessungen in ME3 und ME7 durchgeführt. Die Ergebnisse sind in Tabelle 4.8 aufgeführt. Die Änderung des Verlustbeiwerts im Vergleich zur Einheit SdT $\zeta_{SDE,P1,Exp}/\zeta_{SDE,SdT} - 1$ ist der Spalte fünf zu entnehmen. Die Verluste des Prototyps

P1 fallen deutlich geringer aus als die der Einheit SdT. Für das Zuströmprofil *HOM* wird der Verlustbeiwert ζ_{SDE} um 18 % gesenkt, für die Profile *GP* und *NP* um 17 % bzw. 9 %.

Hohe Maximalgeschwindigkeiten am Austritt des Schalldämpfers führen zur Geräuschentwicklung durch Strömungsrauschen. Dies muss in der Auslegung berücksichtigt werden. Im Vergleich zur Schalldämpfereinheit SdT wird die maximale Geschwindigkeit für das Profil *HOM* um -12 % gesenkt, bei Profil *GP* sind die Maximalgeschwindigkeiten ungefähr identisch. Das Zuströmprofil *NP* führt zu einer Erhöhung um 12,6 %.

Des Weiteren werden die Simulationsergebnisse mit dem Experiment abgeglichen. Als Vergleichsdaten dienen die Verlustbeiwerte $\zeta_{SDE,fa}$, da diese einer geringeren Messunsicherheit unterliegen (Kapitel 3.2.5). Der Verlustbeiwert $\zeta_{SDE,P1,fa}$ weicht minimal 2,7 % und maximal 6,5 % von den Simulationsergebnissen ab. Die Ergebnisse sind in Tabelle 4.8 zusammengefasst.

	$\zeta_{P1,Sim}$	$\zeta_{P1,Exp}$	$\zeta_{P1,fa,Sim}$	$\zeta_{P1,fa,Exp}$	$\frac{\zeta_{P1,Exp}}{\zeta_{SDE}} - 1$	$\frac{c_{max,P1,Exp}}{c_{max,SdT}} - 1$
<i>HOM</i>	0,247	0,245	0,322	0,339	-18 %	-12,0 %
<i>GP</i>	0,325	0,305	0,422	0,43	-17 %	-0,2 %
<i>NP</i>	0,308	0,315	0,386	0,411	-9 %	+12,6 %

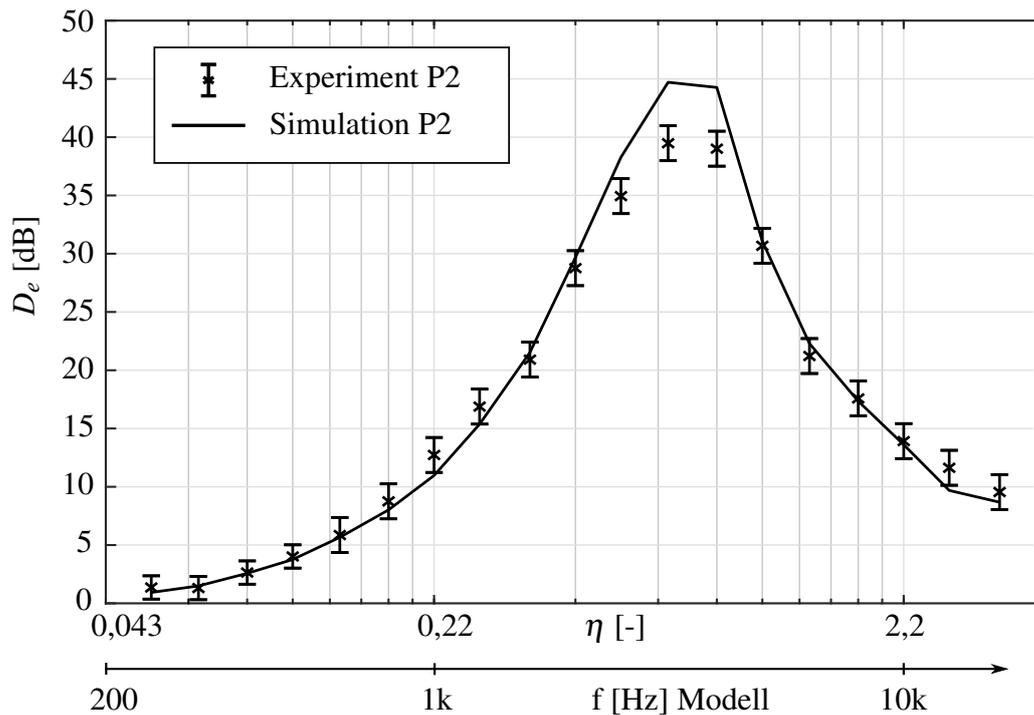
Tabelle 4.8.: Aerodynamische Eigenschaften des Prototyps P1

4.3.4. Prototyp 2

Akustische Eigenschaften

Durch den größeren Öffnungswinkel α_{eff} im Vergleich zu P1 ergibt sich eine verringerte Auskleidungstiefe Λ . Diese führt zur schmalbandigeren Dämpfung D_h (Kapitel 2.2.2.4). Um die Dämpfungsrandbedingung über den gesamten Frequenzbereich zu erfüllen, muss die Absorberlänge erhöht werden (P2: $L_1 + L_2 = 24d$, P1: $L_1 + L_2 = 16d$).

In Abbildung 4.27 ist die Einfügedämpfung des P2 dargestellt. Die Simulationsergebnisse werden durch das Experiment weitgehend bestätigt. Die hohen Dämpfungswerte zwischen 2500 Hz und 4000 Hz können experimentell nicht nachgewiesen werden. In diesem Bereich wird allerdings die Grenzdämpfung $D_{e,max} - 10dB$ des Prüfstands überschritten (Abb. 3.15). Dementsprechend können diese Messwerte durch Schallübertragung auf Nebenwegen verfälscht werden.

Abbildung 4.27.: Einfügedämpfung D_e des Prototyps P2

Der ansteigende und absteigende Ast der Dämpfungskurve wird von der Simulation im Rahmen der Messunsicherheit wiedergegeben. Die Erwartungswerte der experimentell ermittelten Kurve liegen im gesamten Frequenzbereich auf oder oberhalb der Dämpfungskurve der Schalldämpfeinheit SdT (Abb. 4.30).

Aerodynamische Eigenschaften

Der erhöhte Öffnungswinkel α_{eff} und die größere Absorberlänge $L_1 + L_2$ führen einerseits dazu, dass die Carnotverluste am Austritt des Schalldämpfers durch den kleineren Querschnittsprung abnehmen. Andererseits wird die Ablöse neigung der Diffusorströmung erhöht.

Der wandnahe Geschwindigkeitsverlauf am Schalldämpferaustritt für die Eintrittsprofile *GP* und *NP* (Abbildung 4.28) deutet auf eine ablösende Strömung an Nabe bzw. Gehäuse hin. Es bilden sich deutliche Geschwindigkeitsmaxima aus. Während bei Profil *HOM* das experimentell ermittelte Maximum bei $c_{ax,max}/\bar{c}_{ax} = 1,35$ liegt, führt das Eintrittsprofil *GP* zu $c_{ax,max}/\bar{c}_{ax} = 1,46$ und das Profil *NP* zu $c_{ax,max}/\bar{c}_{ax} = 1,41$. Der Profilverlauf der Abströmprofile wird weitgehend von der Simulation erfasst. Im wandnahen Bereich treten Abweichungen auf.

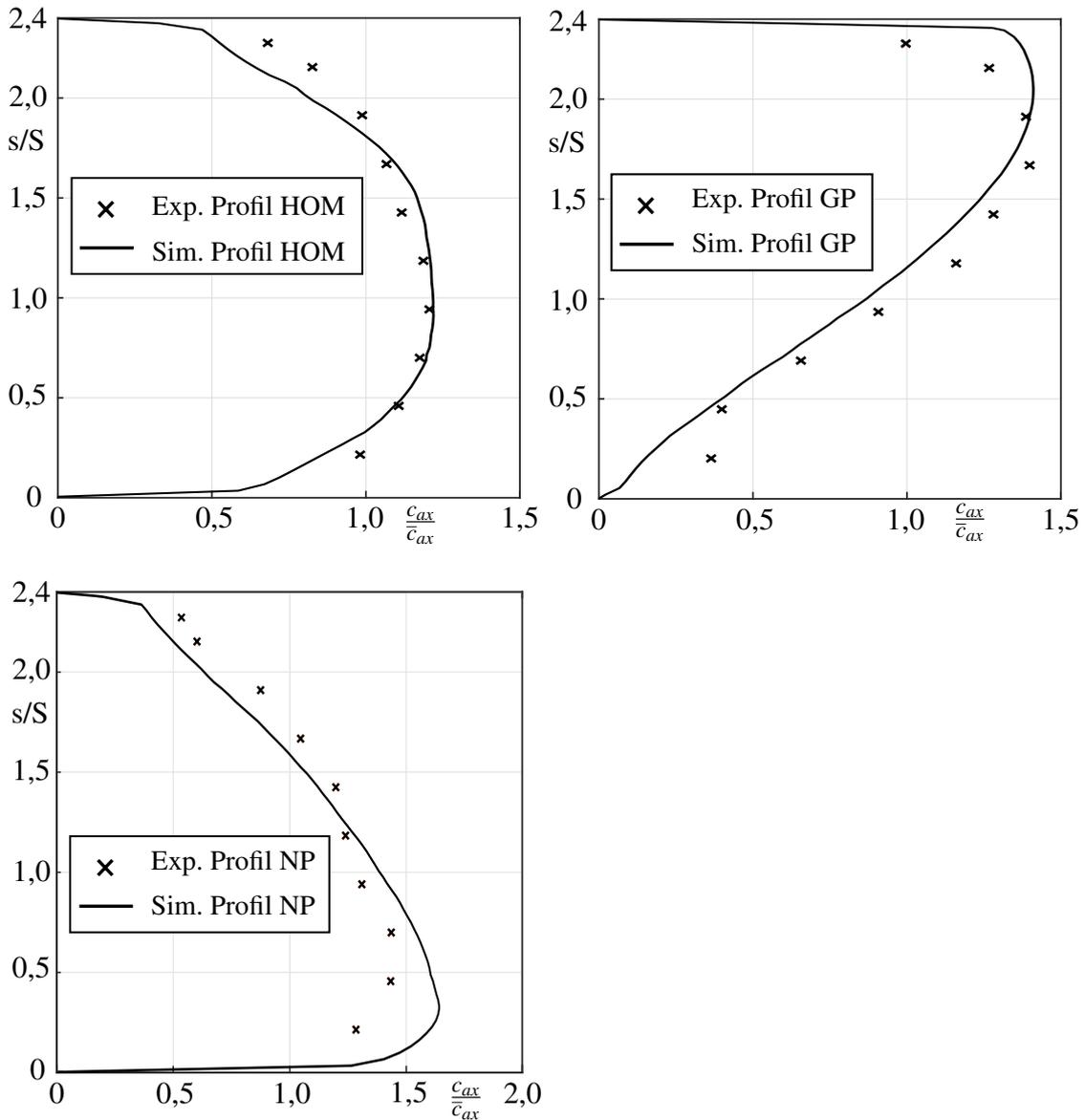


Abbildung 4.28.: Geschwindigkeitsverteilung in ME6 des Prototyps P2

Die simulativ ermittelten Verlustbeiwerte werden experimentell überprüft. Die Verluste fallen im Experiment für alle Zuströmprofile leicht geringer aus. Die maximale Abweichung tritt bei $\zeta_{P2,fa}$ bei dem Eintrittsprofil *GP* mit $\Delta\zeta = 0,059$ auf und die minimale bei Profil *HOM* mit $\Delta\zeta = 0,003$. Diese liegt im Rahmen der Messunsicherheit. Für die Zuströmprofile *HOM* und *GP* werden die Verluste um 27 % bzw. 26 % im Vergleich zur Schalldämpfereinheit SdT gesenkt. Diese Werte werden auf Basis der experimentellen Daten ermittelt.

Weiterhin wird die Maximalgeschwindigkeit am Schalldämpferaustritt (ME6) abhängig vom Eintrittsprofil zwischen 20 % und 3,6 % gesenkt. Die Ergebnisse sind in der Tabelle 4.9 aufgeführt.

	$\zeta_{P2,Sim}$	$\zeta_{P2,Exp}$	$\zeta_{P2,fa,Sim}$	$\zeta_{P2,fa,Exp}$	$\frac{\zeta_{P2,Exp}}{\zeta_{SDE}} - 1$	$\frac{c_{max,P2,Exp}}{c_{max,SdT}} - 1$
<i>HOM</i>	0,229	0,220	0,310	0,307	-27 %	-20,0 %
<i>GP</i>	0,315	0,288	0,414	0,355	-26 %	-6,2 %
<i>NP</i>	0,282	0,271	0,367	0,337	-20 %	-3,6 %

Tabelle 4.9.: Aerodynamische Eigenschaften des Prototyps P2

4.3.5. Großanlage

Im folgenden Abschnitt wird der Einsatz in der Großanlage diskutiert. Neben aerodynamischen und akustischen Eigenschaften wird die notwendige Baulänge analysiert.

Baulänge

In Abbildung 4.29 sind die Schalldämpfereinheit nach dem Stand der Technik und die Prototypen P1 und P2 dargestellt. Es wird angenommen, dass die Kanallänge zur Anpassung des Abströmquerschnitts auf den Kreisquerschnitt des Rohrleitungssystems $2S$ beträgt. Die neuentwickelten SDE sind mit einer Gesamtlänge von $L_{P1} = 7,9S$ und $L_{P2} = 9,5S$ deutlich kürzer. Die Länge der Einheit wird so um 47 % bzw. 37 % reduziert. Es ist davon auszugehen, dass die Kosten für Bauraum und Stahlbau dadurch erheblich gesenkt werden.

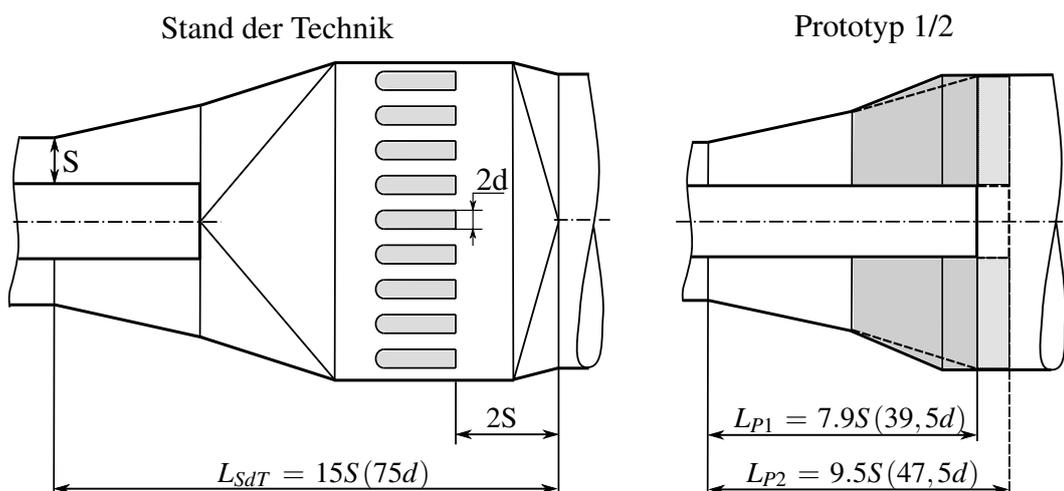


Abbildung 4.29.: Baulänge der Schalldämpfereinheiten SdT und P1/P2

Akustische Eigenschaften

Mit den gewählten Material- und Geometrieparametern ist die Skalierung der Dämpfungseigenschaften hin zur Großanlage möglich, dazu wird der Frequenzparameter η_{ak} transformiert. Die Einfügedämpfung D_e der Prototypen muss in allen Frequenzbändern mindestens der der Einheit nach dem Stand der Technik entsprechen. Diese Bedingung wird in der Simulation und im Experiment erfüllt (Abb. 4.30).

Die Anordnungen P1 und P2 erreichen die Maximaldämpfung bei 394 Hz ($D_{e,max,P1} = 31 \text{ dB}$, $D_{e,max,P2} = 39 \text{ dB}$). Über einen Frequenzbereich von 150 Hz - 1250 Hz werden Einfügedämpfungen von $D_e > 15 \text{ dB}$ erzielt. Die Dämpfungskurve des Prototyps P2 weist lokal sehr hohe Einfügedämpfungen auf ($D_e > 35 \text{ dB}$), diese sind in der Praxis aufgrund von Schallleitung über Nebenwege schwer zu realisieren. Der lineare Summenpegel der Einfügedämpfung $D_{e,lin}$ von P1 ergibt sich zu 36,5 dB und der von P2 zu 43,5 dB, gegenüber dem Summenpegel des Kulissenschalldämpfers von $D_{e,lin} = 30,6 \text{ dB}$.

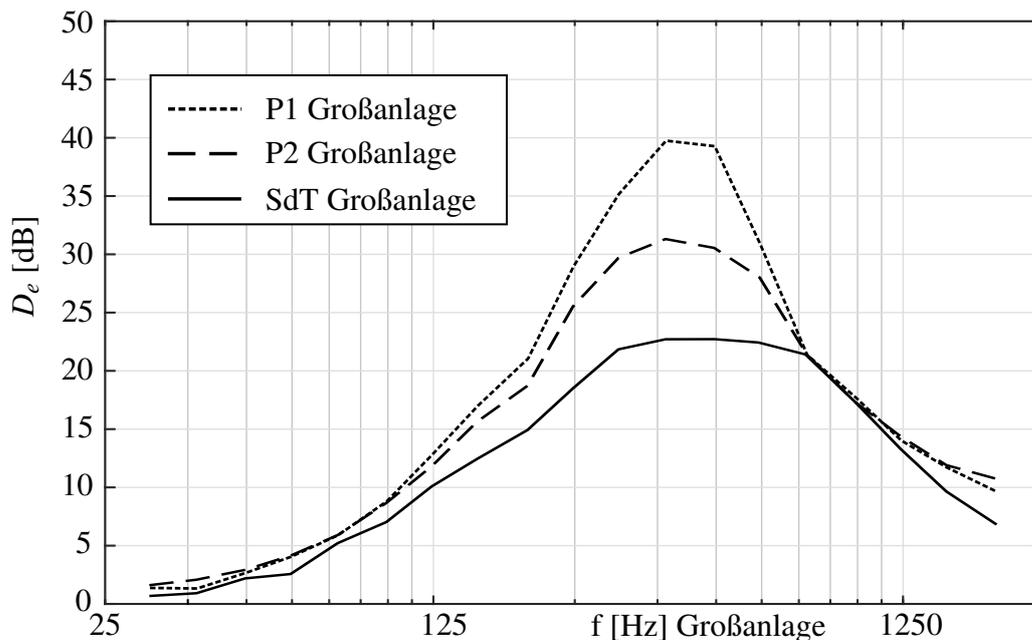


Abbildung 4.30.: Einfügedämpfung D_E des Kulissenschalldämpfers und P1 (Experiment)

Aerodynamische Eigenschaften

Die Änderung des Gütegrads des Systems aus Ventilator und Schalldämpfeinheit kann unter bestimmten Voraussetzungen ¹⁵ abgeschätzt werden. Betrachtet wird die relative Gütegradänderung

¹⁵Es handele sich um eine Wirbelflussmaschine mit NL, deren Nabenverhältnis nach *Strscheletzky* gewählt wurde (Kapitel 2.1.1.1). Betrachtet wird das *Profil HOM*, da dieses das theor. Abströmprofil der WFM nachbildet.

$\Delta\eta_{\text{Sys}}/\eta_{\text{tot}}$ durch Substitution der Einheit SdT mit den Prototypen P1/P2. Diese wird durch den Zusammenhang

$$\frac{\Delta\eta_{\text{Sys}}}{\eta_{\text{tot}}} = \frac{p_{\text{dyn},3}}{\Delta p_{\text{tot}}} \cdot (\zeta_{P_i} - \zeta_{\text{SdT}}) = \frac{\Psi_{\text{tot}} - \Psi_{fa}}{\Psi_{\text{tot}}} \cdot (\zeta_{P_i} - \zeta_{\text{SdT}}) \quad (4.5)$$

ermittelt und ist in den Abbildungen 4.31 und 4.32 für die Konfigurationen P1 bzw. P2 dargestellt. Die durchgezogenen Linien beschreiben die relative Gütegradänderung $\Delta\eta_{\text{Sys}}/\eta_{\text{tot}}$ für das *Eintrittsprofil HOM*. Die gestrichelten Linien stellen das optimale Nebenverhältnis v^* dar. Da das Nebenverhältnis v der Modellanlage 0,5 beträgt, ist diese Linie im Diagramm gesondert markiert.

Betrachtet wird der für große Förderventilatoren gängige Auslegungspunkt $\varphi = 0,3, \Psi = 0,25$ (Vgl. Kapitel 2.1.1.4). Durch Substitution der Schalldämpfereinheit SdT mit P1 kann der Gütegrad um 2,4 % gesteigert werden, wird P2 installiert, um 3,3 %. Für große Volumenzahlen φ erhöht sich die relative Gütegradsteigerung, da ein höherer dynamischer Druck am Austritt vorliegt. Es sind Gütegradsteigerungen um bis zu 5% für P1 und 7 % bei Prototyp 2 möglich.

Diese Abschätzung ist nicht gültig für die Profile *GP* und *NP*, da die inhomogene Abströmung aus dem Ventilator der Auslegung nach 2.1.1.4 nicht zuzuordnen ist. Der Anteil des dynamischen Drucks an der Totaldruckerhöhung ist daher nicht bekannt.

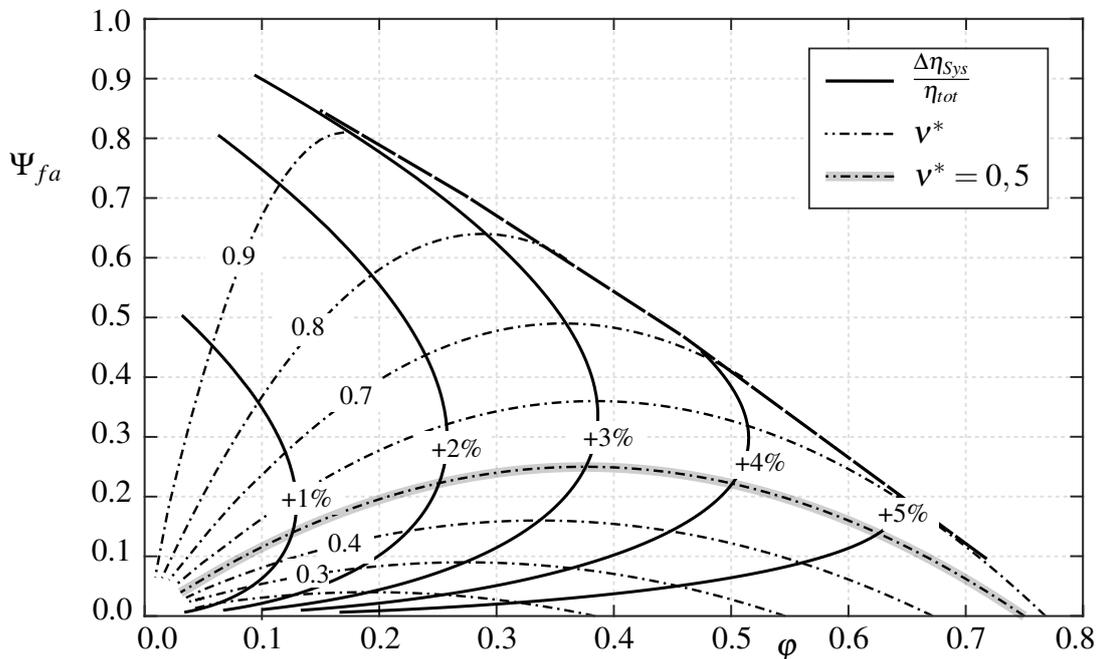


Abbildung 4.31.: Relative Gütegradänderung für Prototyp 1, *Zuflussprofil HOM*

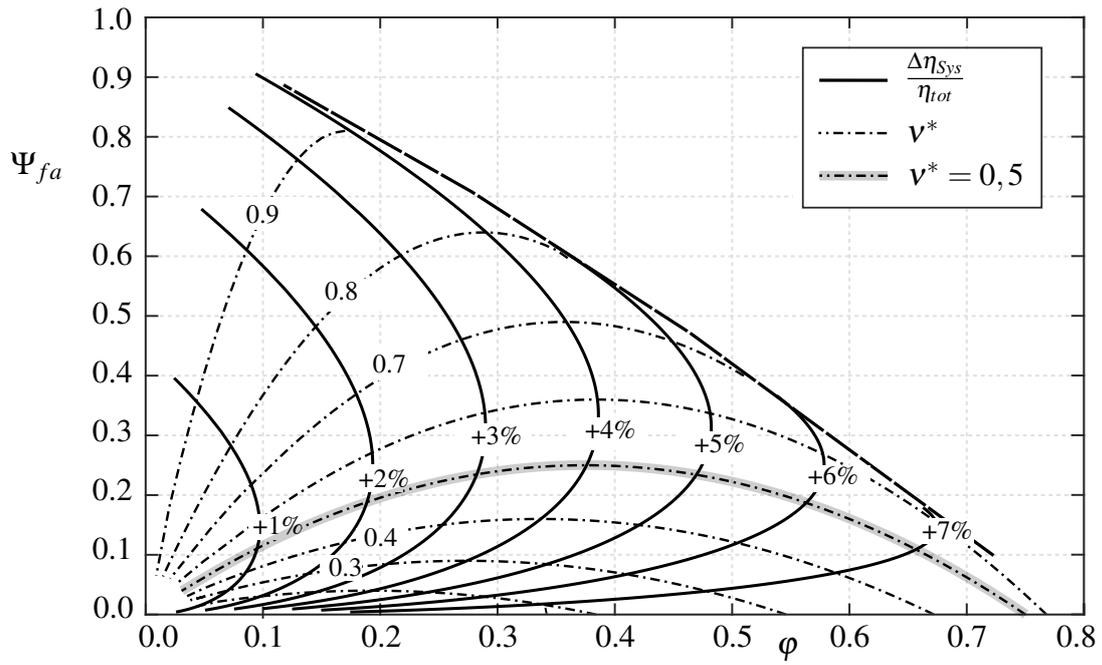


Abbildung 4.32.: Relative Gütegradänderung für Prototyp 2, Zuströmprofil HOM

5 Zusammenfassung

Um die Geräuschentwicklung von großen Ventilatoranlagen einzudämmen, werden Kulissen-schalldämpfer eingesetzt. In der Regel sind die Kulissen in einem Rechteckquerschnitt in Strömungsrichtung angeordnet. Damit die Verluste und die Strömungsgeräusche durch den Einbau des Schalldämpfers die Betriebseigenschaften der Anlage nicht maßgeblich beeinträchtigen, darf die maximale Geschwindigkeit zwischen den Kulissen einen kritischen Wert nicht überschreiten. Die Verdrängungswirkung der Kulissen wird durch einen divergenten Kanalabschnitt (Diffusor, Verbindungselement) in der Zuströmung zum Schalldämpfer kompensiert. Diese Anordnung aus Diffusor, Verbindungselement und Schalldämpfer wird als Schalldämpfereinheit SDE bezeichnet.

Die aerodynamischen Verluste sind neben der Strömungsgeschwindigkeit, stark von der Geschwindigkeitsverteilung in der Zuströmung zur Schalldämpfereinheit abhängig. Die Form des Zuströmprofils zur SDE bzw. des Abströmprofils des Ventilators, welcher in der Regel unmittelbar stromauf der Schalldämpfereinheit angeordnet wird, ist abhängig von der konstruktiven Ausführung (z.B. mit oder ohne Nachleitapparat), der Drallverteilung und dem Betriebspunkt des Ventilators. Für das System aus Ventilator- und Schalldämpfereinheit wird eine aerodynamische Systembetrachtung durchgeführt. Um die relative Gütegradänderung des Systems zu ermitteln, wird der dynamische Druck am Ventilatoraustritt sowie der Verlustbeiwert der Schalldämpfereinheit bestimmt.

Der Anteil des dynamischen Drucks an der Totaldruckerhöhung wird auf Basis theoretischer Überlegungen abgeschätzt. Die Geschwindigkeit am Austritt einer Wirbelflussmaschine setzt sich bekanntlich aus einer Axial- und einer Umfangskomponente zusammen. Aus der Drallverteilung und dem Nabenverhältnis (hier nach *Strscheletzky*), können diese bestimmt werden. Der Anteil des dynamischen Drucks am Austritt beträgt für die betrachteten Ventilatoren zwischen 40 und 50 % der Totaldruckerhöhung.

Um den Verlustbeiwert der Schalldämpfereinheit zu ermitteln, werden Modellversuche durchgeführt. Als Referenzobjekt dient eine Anlage, welche nach dem Stand der Technik (SdT) ausgeführt ist. Am Eintritt zur Schalldämpfereinheit werden typische Strömungsprofile nachgebildet; dabei wird unterschieden zwischen Ventilatoren mit und ohne Nachleitapparat. Für den Fall mit Nachleitapparat (drallfreie Zuströmung zur SDE) wird ein ungestörtes Profil *HOM*, ein Profil mit ausgeprägtem Geschwindigkeitsmaximum in Gehäusenähe *GP* und ein Profil mit überhöhten Geschwindigkeiten in Nabennähe *NP* modelliert. Die Auswertung zeigt, dass die Durchströmung des Schalldämpfers und auch die Verlustbeiwerte stark von der Form des Eintrittsprofils abhängig sind. Für das ungestörte und das nabenlastige Zuströmprofil, wird der Schalldämpfer im Zentrum mit überhöhter Geschwindigkeit durchströmt. Das gehäuselastige Zuströmprofil führt zu hohen Geschwindigkeiten in den Außenbereichen, während das Nabentotwasser des Diffusors im Zentrum des Schalldämpfers in abgeschwächter Form noch existent ist. Der geringste Verlustbeiwert wird erwartungsgemäß für die ungestörte Zuströmung ermittelt. Wird kein Nachleitapparat installiert, ist die Strömung drallbehaftet. Es werden drei Profile mit den Drallwinkeln 20° , 30° , 40° nachgebildet. Die drallbehafteten Zuströmprofile führen zu hohen Geschwindigkeiten im Außenbereich und zu Rückströmung im Zentrum des Schalldämpfers (ähnlich wie bei Profil *GP*). Der Verlustbeiwert steigt mit der Drallsärke deutlich an, im Vergleich zur ungestörten Zuströmung um bis zu 169 %.

Bei der Bewertung eines Lösungskonzeptes muss neben den aerodynamischen Verlusten die Geräuschentwicklung durch Strömungsrauschen berücksichtigt werden. Übersteigt die Maximalgeschwindigkeit einen kritischen Wert (20 m/s zwischen den Kulissen nach [3]), wird hauptsächlich an der Hinterkante des Schalldämpfers Lärm abgestrahlt, welcher die akustischen Eigenschaften des System erheblich beeinträchtigen kann. Für alle untersuchten Zuströmprofile ist das Geschwindigkeitsmaximum zwischen den Kulissen im Vergleich zur mittleren Geschwindigkeit um mindestens 84 % erhöht. Die Untersuchungen zeigen, dass dies eine Steigerung der Schallemission um bis zu 11 dB bewirken kann im Vergleich zur gleichförmigen Durchströmung des Kulissenschalldämpfers. Um die vorgegebenen Betriebseigenschaften der Anlage zu erreichen, muss dies bei der Auslegung berücksichtigt werden.

Eine detaillierte Analyse der Versuchsergebnisse zeigt, dass die hohen Strömungsverluste nicht primär den Kulissen des Schalldämpfers, sondern dem aerodynamisch ungünstig ausgeführten Verbindungselement zwischen Diffusor und Schalldämpfer zuzuschreiben sind. Das divergente Verbindungselement überführt den Kreisquerschnitt auf den Rechteckquerschnitt des Kulissenschalldämpfers. Eine einfache Reduktion des effektiven Öffnungswinkels dieses Bauteils ist nicht praktikabel, da die Baulänge der Einheit in der Regel durch das Raumangebot auf dem Baugrundstück begrenzt ist.

Im Rahmen der Arbeit wird ein Schalldämpfer entwickelt, bei dem die Kulissen sternförmig im Kreisringquerschnitt des Kanals angeordnet sind. Die Kulissen werden so dimensioniert, dass der effektive Öffnungswinkel des Kanals an die Strömung angepasst ist und damit eine günstigere Strömungsführung ermöglicht wird. Hiermit sollen geringere aerodynamische Verluste erzielt werden; ferner soll das Bauvolumen reduziert werden. Eine notwendige Bedingung ist, dass mindestens die gleiche Einfügedämpfung wie die eines üblichen Kulissenschalldämpfers nach dem Stand der Technik erreicht wird.

Zur Weiterentwicklung der SDE werden auch numerische Methoden eingesetzt. Da je nach Einsatzgebiet die Zielparame-ter (Baulänge, aerodynamische Verluste, Dämpfung) unterschiedlich zu gewichten sind, wird eine Parameterstudie für sinnvolle Geometrievariationen durchgeführt. Die Geometrie der Konfiguration wird durch fünf Parameter beschrieben. Die Grenzen der Parametermatrix werden auf Basis physikalischer und fertigungstechnischer Abschätzungen gewählt. Da die Studie der Schalldämpfereinheit nach dem Stand der Technik zeigt, dass die drallbehaftete Zuströmung zu wesentlich höheren Verlusten führt, wird die Installation eines Nachleitapparats dringend empfohlen. Die Parameterstudie wird daher nur für die drallfreien Zuströmprofile durchgeführt. Alle Gewinnerkonfigurationen der Studie weisen geringere aerodynamische Verluste, eine reduzierte Baulänge und mindestens eine äquivalente Dämpfung im Vergleich zum Stand der Technik auf. Aus den Gewinnerkonfigurationen werden zwei Konfiguration (P1, P2) für Modelluntersuchungen ausgewählt und gefertigt.

Prototyp 1 ist die kürzeste Konfiguration. Deren Baulänge kann im Vergleich zur Schalldämpfereinheit gemäß dem Stand der Technik um 47 % reduziert werden. Der mittlere Verlustbeiwert der Einheit ist 15 % geringer. Wird anstatt der Schalldämpfereinheit gemäß dem Stand der Technik, der Prototyp P1 installiert, beträgt die relative Gütegradsteigerung des Systems, bzw. die Verringerung der Ventilatorleistung, bis zu 5 %.

Neben geringen Verlusten ist ein gleichförmiges Abströmprofil aus der Schalldämpfereinheit anzustreben, um erhöhte Verluste durch Falschanströmung der folgenden Komponenten zu vermeiden. Der zweite gefertigte Prototyp weist die beste Kombination aus den relevanten Eigenschaften auf. Die Verluste können im Vergleich zu P1 nochmals reduziert werden. Gegenüber der Einheit nach Stand der Technik ist der mittlere Verlustbeiwert um 24% kleiner. Dies entspricht einer relativen Gütegradsteigerung um bis zu 7 %. Diese Gütegradsteigerung ist auf den größeren effektiven Öffnungswinkel der Konfiguration zurückzuführen, da hiermit die Carnotverluste an der Hinterkante der Kulissen reduziert werden. Dadurch ergibt sich allerdings ein geringeres Auskleidungsverhältnis. Um die akustischen Randbedingungen zu erfüllen, steigt die Absorberlänge. Der Prototyp P2 ist im Vergleich zur Einheit nach Stand der Technik aber immer noch um 37% kürzer.

Die Simulationsergebnisse stimmen im Rahmen der Messunsicherheit weitgehend mit den experimentell ermittelten Daten überein. Ein Vergleich mit dem Stand der Technik zeigt, dass die Maxi-

malgeschwindigkeiten zwischen den Kulissen trotz geringerem Strömungsquerschnitt für Prototyp 2 bei allen Zuströmprofilen gesenkt werden. Bei Prototyp 1 ist dies für die Zuströmprofile für die Profile HOM und NP der Fall. Im Hinblick auf die Geräuschentwicklung durch Strömungsrauschen ist dies positiv zu bewerten.

A Anhang

A.1. Numerische Methoden

Zur Lösung der Gleichungen müssen Randbedingungen und numerische Lösungsverfahren gewählt werden. Diese sind in Tabelle A.1 gelistet. Die Simulationen werden mit dem Softwarepaket Ansys[®] Workbench 17.2 durchgeführt. Nachdem sich in der Simulation eine stationäre Lösung einstellte, wurde die Impulsdiskretisierung (Momentum Discretization) auf Second Order geändert.

	Material	Luft (25°C)
Randbedingungen	Inlet	Massflow-Inlet Vorgabe nach Experiment
	Wall	No-Slip-Wall
	Outlet	Pressure Outlet Reference pressure = 0 Pa
Numerisches Setup	Pressure-Velocity Coupling	SIMPLE
	Spatial Discretization	Green-Gaus Cell Based
	Pressure Discretization	Second Order
	Momentum Discretization	First Order/Second Order
	TKE Discretization	Second order
	Dissipation Rate Discre.	Second order

Tabelle A.1.: Setup CFD

A.2. Experimentelles Setup

In der Tabelle A.2 sind die verwendeten Drucksensoren zur Geschwindigkeits- und Totaldruckmessung beschrieben. Der relative Fehler bezieht sich auf den Maximalwert des Messbereichs des jeweiligen Sensors. Die Datenakquise und Verarbeitung wird mit dem Softwarepaket Labview® 13 durchgeführt.

Drucksensoren	Setra ASL 1	Messbereich 0..500 Pa	rel. Fehler 0,007 %
	Setra ASL 2	Messbereich 0..1000 Pa	rel.Fehler 0,007 %
Datenakquise	Abtastrate	1kHz	
	Integrationszeit T	mindestens 10 s	

Tabelle A.2.: Drucksensoren und Datenverarbeitung

Für die akustischen Untersuchungen wurde ein System von Head Acoustics® genutzt. Das Setup ist in Tabelle A.3 aufgeführt.

Hardware	Mikrofon	Bruel & Kjaer Type 4189
	Frontend	Head Acoustics BEQ2
Software	Aufnahme	Dauer 30 sec
		Abtastrate 48 kHz
Artemis Suite 9	Filtereinstellungen	Spectrum 8192
		Hanning Window
	FFT	Overlap 50%

Tabelle A.3.: Akustisches Setup

A.3. Skalierung der Dämpfungseigenschaften

Die Skalierung der Dämpfungseigenschaften D_h werden in Kapitel 2.2.2.3 theoretisch behandelt. Es werden zusätzlich Experimente für Rechteckkanäle mit schallabsorbierender Auskleidung durchgeführt. Die Absorber weisen die gleiche Auskleidungstiefe Λ und das gleiche Anpassungsverhältnis ε auf. Der schematische Aufbau ist in Abbildung 3.14 dargestellt. Die Einfügedämpfung der Anordnungen werden am Hallraum ermittelt und auf die Kanaldämpfung D_h umgerechnet.

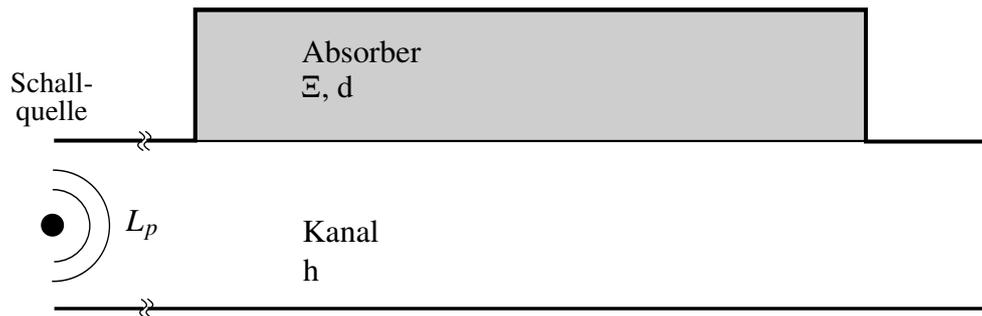


Abbildung A.1.: Skalierungsversuche der Dämpfungseigenschaften (schematisch)

Es werden Absorbermaterialien der Firma *Rockwool* verwendet. In der Tabelle A.4 sind die Geometrie- und Materialdaten gelistet. Der Strömungswiderstand $\bar{\varepsilon}$ wird durch den arithmetischen Mittelwert und dessen Standardabweichung beschrieben. X ist der geometrische Skalierungsfaktor bezogen auf Absorber 1, Absorber 2 wurde halb so groß ausgeführt und Absorber 3 ist um den Faktor 7,3 kleiner.

Parameter	Absorber 1	Absorber 2	Absorber 3
Material	<i>Termarock-40</i>	<i>Termarock-50</i>	<i>ProRox 970D</i>
$\bar{\varepsilon}$ [$kPas/m^4$]	9,5 +-1,2	19 +-0,7	69 +-0,8
H [m]	0,24	0,12	0,033
ε [-]	5,54	5,54	5,53
Λ [-]	1	1	1
X [-]	-	2	7.3

Tabelle A.4.: Parameter Skalierungsversuch

Die Dämpfung dieser 3 Absorber wird miteinander verglichen und zusätzlich der analytischen

Lösung gegenübergestellt. Abbildung A.2 zeigt die Kanaldämpfung D_h über den Frequenzparameter η_{ak} . Zur besseren Übersichtlichkeit wird auf die Fehlerbalken durch Messunsicherheiten verzichtet. Alle Messungen streuen um die analytische Lösung und zeigen ähnliche Dämpfungseigenschaften. Abweichungen zur analytischen Lösung sind durch Messunsicherheiten und Fertigungstoleranzen zu erklären.

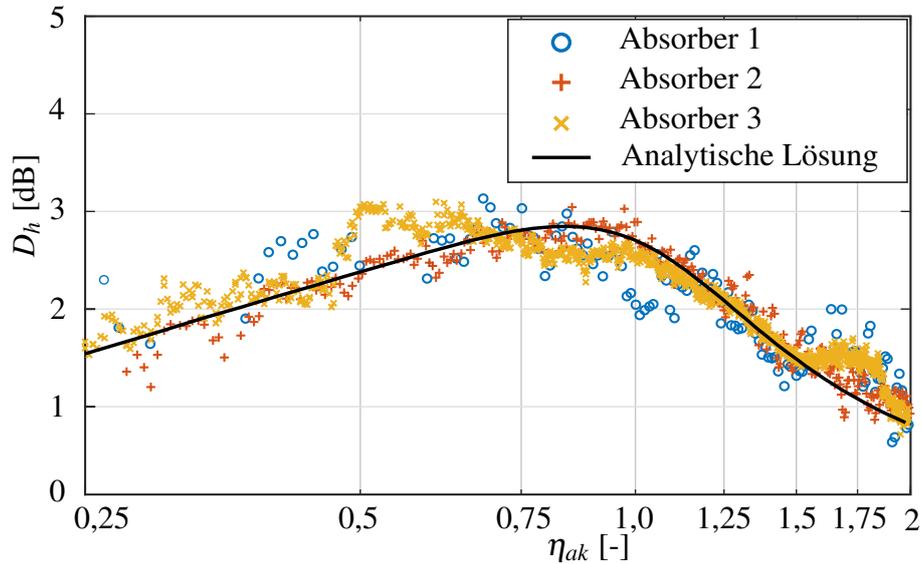
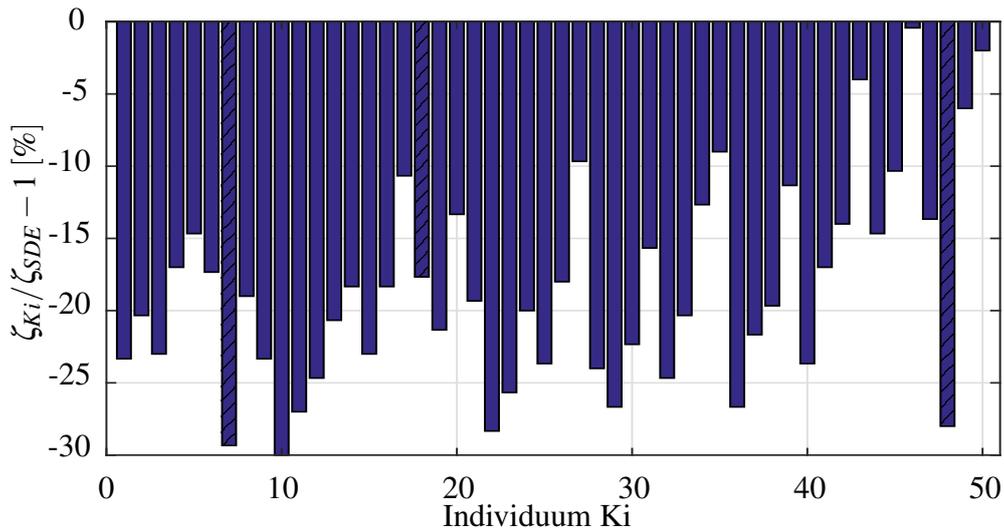


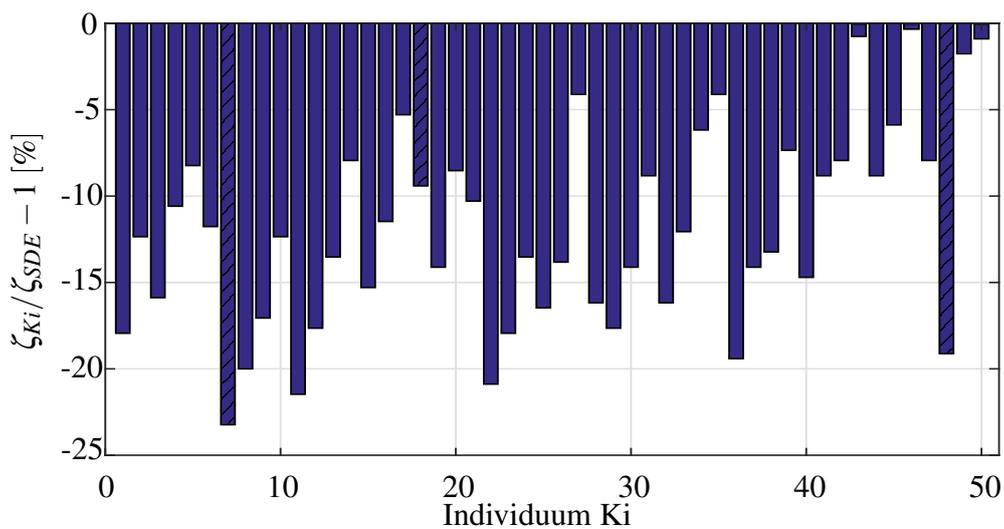
Abbildung A.2.: Kanaldämpfung D_h der geometrisch skalierten Absorber mit gleichem Anpassungsverhältnis

A.4. Ergebnisse der Parameterstudie

Die Änderung des Verlustbeiwerts der Individuen K_i im Vergleich zur Einheit SdT ist in den folgenden Abbildungen dargestellt. Für das Zuströmprofil *HOM* (Abb. A.3) kann der Verlustbeiwert ζ_{SDE} um bis zu 30 % gesenkt werden (K_{10}). Für K_{46} ist die geringste Änderung des Verlustbeiwertes zu erwarten.

Abbildung A.3.: Verlustbeiwert ζ_{SDE} für *Profil HOM*

Wird die Einheit mit einem nabenlastigen Eintrittsprofil *NP* betrieben, wird maximal eine Reduktion der Verluste um 23 % erzielt (K_7).

Abbildung A.4.: Verlustbeiwert ζ_{SDE} für *Profil NP*

Für das gehäuselastige Eintrittsprofil *GP* (Abb. A.4) wird für alle Konfigurationen eine Senkung der Verluste um mehr als 7 % erwartet. Die größte Reduktion liefert die Einheit K_7 mit 25%.

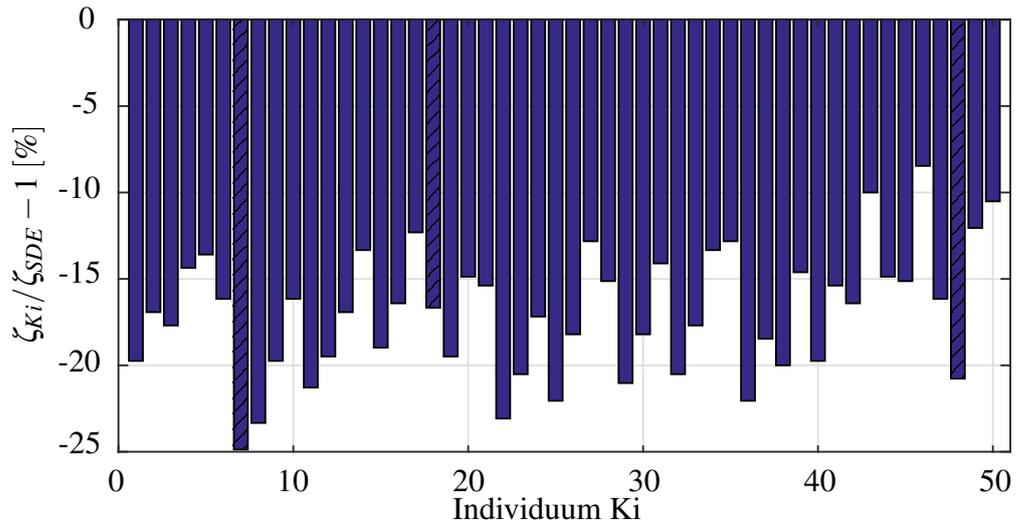


Abbildung A.5.: Verlustbeiwert ζ_{SDE} (Abb. A.5) für *Profil GP*

Abbildungsverzeichnis

1.1	Schallleistung L_W (<i>Ist</i>) des Saugzugventilators und die geforderte Schallleistung im folgenden Rohrleitungssystem L_W (<i>Soll</i>) nach [2]	1
1.2	Frischlüfter im Kraftwerk	2
1.3	Anordnung gemäß dem Stand der Technik	4
2.1	Ventilator mit druckseitig angeschlossenem Schalldämpfer	7
2.2	Strömung durch Axialmaschine	11
2.3	Geschwindigkeitsverteilung Wirbelflussmaschine	13
2.4	Axiale Abströmprofile von Ventilatoren	14
2.5	optimales Nabenverhältnis v^* nach <i>Strscheletzky</i> , Abb. gemäß [5]	15
2.6	Anteil der kinetischen Energie an der Totaldruckerhöhung (ohne Nachleitapparat)	16
2.7	Anteil der kinetischen Energie an der Totaldruckerhöhung (mit Nachleitapparat)	17
2.8	Schalldämpfereinheit SDE	18
2.9	Strömung mit Druckanstieg nach [37]	20
2.10	Kreisringdiffusor DF (links) und konischer Diffusor (rechts)	20
2.11	optimale Auslegung von Diffusoren [12]	21
2.12	Verluste in konischen Diffusoren für $2\alpha > 20^\circ$ nach [40]	23
2.13	Draufsicht (links) und Vorderansicht (rechts) des Kulissenschalldämpfers	23
2.14	Schallabstrahlung von Ventilator mit Schalldämpfer	25
2.15	Rechteckkanal D (links) und dessen Schnitt (rechts) nach [46]	27
2.16	Momentane Druckverteilung entlang der Symmetrieebene A-A eines Kanals für unterschiedliche Moden bei $\omega = \frac{2\pi}{0,7L_y}$ (vgl. [46])	29
2.17	Kanal mit blockförmigen Strömungsprofil (vgl. [47])	30
2.18	Absorptionsschalldämpfer und Ersatzschema zur Berechnung nach [48]	31
2.19	Rechnung und Messung der Dämpfung eines Kulissenschalldämpfers nach [48]	33
2.20	Strömungskanal mit lateral wirkenden Absorberwänden	33
2.21	Dämpfung zweier Absorber ($h_1 = 0,4m, h_2 = 0,05m$) bei gleichen ε und Λ ; links: Dämpfung D_h über η_{ak} , rechts: Dämpfung D_h über Frequenz f	38
2.22	Dämpfung D_h in einem Absorberkanal nach [54]	39
2.23	Einfluss der Strömung auf die Dämpfung D_h eines Kulissenschalldämpfers mit $\Lambda = 1$ und $\varepsilon = 3$ nach [54]	41
3.1	Schematischer Aufbau des Prüfstands	45
3.2	Abmessungen der Versuchsanlage	46
3.3	Abströmprofile axialer Ventilatoren in einer Kraftwerksanlage	47
3.4	Nachbildung eines Ventilatorabströmprofils mittels Profilscheibe	47
3.5	Nachgebildete Profile, Ventilator mit Nachleitapparat	48
3.6	Drallapparat in der Prüfstrecke	49
3.7	Nachgebildete Profile DP20 und DP30, Ventilator ohne Nachleitapparat	50
3.8	Nachgebildete Profile DP40 und Drallwinkel α , Ventilator ohne Nachleitapparat	50

3.9	verwendete Drucksonden (Abbildung nach [61])	51
3.10	Messebenen ME der Schalldämpfereinheit	53
3.11	Grenzdämpfungsmaß $D_{e,max}$ und Messunsicherheit	56
3.12	Ausschnitt aus dem Rechengitter	56
3.13	Einfluss der Zellzahl des Rechengitters auf die Geschwindigkeitsverteilung (Position: ME3)	57
3.14	Prüfaufbau zur Bestimmung der Einfügedämpfung D_e	58
3.15	Grenzdämpfung des Prüfstands $D_{e,max}$ und Messunsicherheit σ_{Ri}	59
3.16	Versuchsaufbau zur Bestimmung des Strömungswiderstands (schematisch)	60
3.17	Strömungswiderstand des Absorbermaterials	61
3.18	Simulationsgebiet zur Ermittlung der Dämpfung des Kulissenschalldämpfers	62
3.19	Vergleich der Dämpfungskurven D_e von Simulation und Experiment	63
4.1	Messebenen in der Schalldämpfereinheit nach dem Stand der Technik	65
4.2	Durchströmung der Schalldämpfereinheit SdT: <i>Profil HOM</i>	66
4.3	Durchströmung der Schalldämpfereinheit SdT: <i>Profil NP</i>	67
4.4	Durchströmung der Schalldämpfereinheit SdT: <i>Profil GP</i>	68
4.5	Durchströmung der Schalldämpfereinheit SdT: <i>Profil DP20</i>	69
4.6	Durchströmung der Schalldämpfereinheit SdT: <i>Profil DP30</i>	69
4.7	Durchströmung der Schalldämpfereinheit SdT: <i>Profil DP40</i>	70
4.8	Unterteilung der Strömungsprofile im Schalldämpfer	71
4.9	Schematischer Aufbau der Prüfstands zur Bestimmung des Strömungsrauschen	73
4.10	Schalldämpfermodelle mit Verperrung zur Nachbildung der Strömungsprofile, links: Profil <i>REF</i> , mitte: Profil <i>HOM*</i> , rechts: Profil <i>GP*</i>	74
4.11	Referenzspektren K der Profile <i>REF</i> , <i>HOM*</i> , <i>GP*</i> bei verschiedenen Kanalgeschwindigkeiten c	76
4.12	Strömungsrauschen bei der Kanalgeschwindigkeit $c = 10\text{ m/s}$	76
4.13	Einfügedämpfung D_e der Schalldämpfereinheit SdT	77
4.14	Konzept zur Optimierung der SDE	79
4.15	Schnittdarstellungen des neuen Konzepts	80
4.16	Vergleich der Einheit SdT mit der Weiterentwicklung	80
4.17	Ablaufdiagramm Parameterstudie	83
4.18	Gewinner-Individuen K_i der Parameterstudie	84
4.19	Einfügedämpfung der Individuen K_i	85
4.20	Einfluss des Gesamtöffnungswinkels α_{eff} auf den Verlustbeiwert (links) und den Profilparameter γ_{ax} (rechts)	86
4.21	Links: Änderung der Verlustbeiwerte und die zugehörige Profilparameter der Individuen, rechts: Änderung der Verlustbeiwerte und die zugehörige Baulänge	87
4.22	Seitenansicht der Prototypen (P1 links, P2 rechts)	89
4.23	Anström- und Abströmseite des Prototyps P2	89
4.24	Anström- und Abströmseite des Prototyps P1	90
4.25	Messebene ME6 am Schalldämpferaustritt (links) und Geschwindigkeitsverteilung in ME6 für Zu- strömprofil <i>HOM</i> (rechts)	91
4.26	Geschwindigkeitsverteilung in ME6, links: Zuströmprofil <i>NP</i> , rechts: Zuströmprofil <i>GP</i>	91
4.27	Einfügedämpfung D_e des Prototyps P2	93
4.28	Geschwindigkeitsverteilung in ME6 des Prototyps P2	94
4.29	Baulänge der Schalldämpfereinheiten SdT und P1/P2	95

4.30	Einfügedämpfung D_E des Kulissenschalldämpfers und P1 (Experiment)	96
4.31	Relative Gütegradänderung für Prototyp 1, <i>Zuströmprofil HOM</i>	97
4.32	Relative Gütegradänderung für Prototyp 2, <i>Zuströmprofil HOM</i>	98
A.1	Skalierungsversuche der Dämpfungseigenschaften (schematisch)	105
A.2	Kanaldämpfung D_h der geometrisch skalierten Absorber mit gleichem Anpassungsverhältnis	106
A.3	Verlustbeiwert ζ_{SDE} für <i>Profil HOM</i>	107
A.4	Verlustbeiwert ζ_{SDE} für <i>Profil NP</i>	107
A.5	Verlustbeiwert ζ_{SDE} (Abb. A.5) für <i>Profil GP</i>	108

Tabellenverzeichnis

2.1	Profilkoeffizienten	13
2.2	Akustische Größen	26
2.3	Akustische Beziehungen zwischen freiem Kanal und Absorbermaterial	34
2.4	Modellparameter	36
2.5	Dimensionsanalyse	37
3.1	Parameter der Einströmprofile, <i>Ventilator mit Nachleitapparat</i>	49
3.2	Parameter der Einströmprofile, <i>Ventilator ohne Nachleitapparat</i>	51
3.3	Simulationsumgebung und Methoden	55
3.4	Simulationsumgebung und Randbedingungen	62
4.1	Aerodynamische Kennwerte der Schalldämpfereinheit SdT, <i>Ventilatoren mit NL</i>	68
4.2	Aerodynamische Kennwerte der Schalldämpfereinheit SdT, <i>Ventilatoren ohne NL</i>	70
4.3	Aufteilung des Volumenstroms in ME6	71
4.4	Verlustbeiwerte der Einzelkomponenten und Gesamtverlustbeiwert ζ_{Ref}	72
4.5	Verlustbeiwerte der Anordnung SdT ζ_{SDE} bezogen auf den Referenzwert ζ_{Ref}	72
4.6	Verlustbeiwerte der Einheit SdT mit und ohne Kulissen	78
4.7	Geometrie der ausgewählten Einheiten K_i	88
4.8	Aerodynamische Eigenschaften des Prototyps P1	92
4.9	Aerodynamische Eigenschaften des Prototyps P2	95
A.1	Setup CFD	103
A.2	Drucksensoren und Datenverarbeitung	104
A.3	Akustisches Setup	104
A.4	Parameter Skalierungsversuch	105

Literaturverzeichnis

- [1] H. Fuchs. Schalldämpfer in Strömungskanälen. In *Schallabsorber und Schalldämpfer*, pages 497–575. Springer-Verlag, 2010.
- [2] R. Wunderlich. Schalltechnische Planung eines Großkraftwerks. *VGB PowerTech*, 7, 2016.
- [3] DIN EN ISO 7235:2010-01, Acoustics-Laboratory measurement procedures for ducted silencers and air-terminal units-Insertion loss, flow noise and total pressure loss. Norm.
- [4] D. Wurz and S. Hartig. Duct having flow conducting surfaces, 2016. US Patent 9,291,177.
- [5] H. Marcinowski. Optimalprobleme bei Axialventilatoren. *Heizung - Lüftung - Haustechnik*, 8:273–295, 1957.
- [6] M. Strscheletzky. Geschwindigkeitsverteilung in rotationssymmetrischen Drallströmungen inkompressibler Flüssigkeiten. *Zeitschrift für Angewandte Mathematik und Physik*, 9:648–660, 1958.
- [7] B. Eck. *Ventilatoren*. Springer-Verlag, 1972.
- [8] K. Bamberger. *Aerodynamic Optimization of Low-Pressure Axial Fans*. PhD thesis, Universität Siegen, 2015.
- [9] T. Carolus. *Ventilatoren: Aerodynamischer Entwurf, Schallvorhersage, Konstruktion*. Springer-Verlag, 2012.
- [10] S. Caglar. Über die Auslegung von Axialventilatoren. *Strömungsmechanik und Strömungsmaschinen*, 39/88, 1988.
- [11] M. Gabi. Geräuschverhalten von Axialventilatoren. *VDI Berichte*, 872:313–326, 1991.
- [12] G. Sovran and E. Klomp. Experimentally determined optimum geometries for rectilinear diffusers with rectangular, conical or annular cross-section. *Fluid dynamics of internal flow*, pages 271–319, 1967.
- [13] T. Zierer. Experimental investigation of the flow in diffusers behind an axial flow compressor. *Journal of Turbomachinery*, 117:231–239, 1995.
- [14] S. Brouwer and D. Vogt. Simulation of a flow in a gas turbine exhaust diffuser with advanced turbulence models. In *High Performance Computing in Science and Engineering '14*, pages 463–477. Springer-Verlag, 2015.
- [15] I. Idelchik and E. Fried. *Handbook of hydraulic resistance*. Hemisphere Publishing, 1986.
- [16] W. Banks, P. Drazin, and M. Zaturka. On perturbations of Jeffery-Hamel flow. *Journal of Fluid Mechanics*, 186:559–581, 1988.
- [17] L. Cremer. Theorie der Luftschalldämpfung mit schluckender Wand und das sich dabei ergebende höchste Dämpfungsmaß. *Acustica*, 3:249–263, 1953.
- [18] F. P. Mechel. *Schallabsorber, Bd 1-3*. S. HirzelVerlag, Stuttgart, 1989.
- [19] M. Delany and E. Bazley. Acoustical properties of fibrous absorbent materials. *Applied acoustics*, 3(2):105–116, 1970.
- [20] M. Ochmann, S. Lippert, and O. von Estorff. *Numerische Methoden der Technischen Akustik*, pages 1–36. Springer-Verlag, 2017.
- [21] C. Howard and B. Cazzolato. *Acoustic analyses using Matlab® and Ansys®*. CRC press, 2014.

- [22] U. Ackermann. Messungen an Schalldämpfern in Kanälen. *Bauphysik*, 13(3):77–84, 1991.
- [23] K. Albers. Akustische Anlagendimensionierung - Anwendung der neuen VDI 2081. *Technik am Bau*, 36(4):74–84, 2005.
- [24] D. Wurz and S. Hartig. Zur strömungstechnischen Optimierung von Schalldämpferkulissen, insbesondere für Naßkühltürme. *VGB Technisch-wissenschaftliche Berichte*, TW 308, 1989.
- [25] B. Stüber, Ch. Mühle, and K. R. Fritz. *Strömungsgeräusche*, pages 195–247. Springer-Verlag, 1994.
- [26] P. Nelson and C. Morfey. Aerodynamic sound production in low speed flow ducts. *Journal of Sound and Vibration*, 79(2):263–289, 1981.
- [27] O. Kårekull, G. Efraimsson, and M. Åbom. Revisiting the nelson–morfey scaling law for flow noise from duct constrictions. *Journal of Sound and Vibration*, 357:233–244, 2015.
- [28] L. Bommers. *Ventilatoren*. Vulkan-Verlag, 2003.
- [29] R. Lewis. *Turbomachinery performance analysis*. Butterworth-Heinemann Verlag, 1996.
- [30] T. Carolus. Strömungsmaschinen 2. Vorlesungsskript.
- [31] B. Eck. *Technische Strömungslehre*. Springer-Verlag, 1961.
- [32] J. Walter, S. Caglar, and M. Gabi. Investigation on the maximum total to static efficiency of axial fans (submitted Paper). In *Proceedings of the FAN conference Darmstadt*, 2018.
- [33] S. Caglar. Maximaler freiausblasender Wirkungsgrad axialer Ventilatoren. In *Vortrag am internen Seminar des Instituts für Strömungsmechanik und Strömungsmaschinen, Karlsruhe*, 1981.
- [34] G. Sailer. *Auslegung und Konstruktion von Ventilatoren mit größerer Druckerhöhung*. TLT-Turbo GmbH.
- [35] J. Zierep. *Grundzüge der Strömungslehre*. Karlsruhe: G. Braun, 1997.
- [36] J. Walter. Theoretische und experimentelle Untersuchungen zur Optimierung der Diffusoren großer Axialgebläse. Master’s thesis, ESG, ITS, Karlsruhe, 2013.
- [37] H.-J. Bauer. Thermische Turbomaschinen 1. Vorlesungsskript.
- [38] J. Walter, D. Wurz, S. Hartig, and M. Gabi. Experimental investigation of an annular diffuser for axial fans at different inflow profiles. *THERMAL SCIENCE*, 21:553–564, 2017.
- [39] A. McDonald and R. Fox. An experimental investigation of incompressible flow in conical diffusers. *International Journal of Mechanical Sciences*, 8(2), 1966.
- [40] D. Rennels and H. Hudson. *Pipe Flow: A Practical and Comprehensive Guide*. John Wiley & Sons, 2012.
- [41] VDI 2081 Blatt 1:2016-12, Geräuscherzeugung und Lärminderung. Richtlinie, Verein Deutscher Ingenieure.
- [42] M Möser. *Technische Akustik*, volume 8. Springer-Verlag, 2012.
- [43] Technische Anleitung zum Schutz gegen Lärm. *Sechste Allgemeine Verwaltungsvorschrift zum Bundes-Immissionsschutzgesetz*, 26:503, 1998.
- [44] Verordnung zum Schutz der Beschäftigten vor Gefährdungen durch Lärm und Vibrationen. *Bundesrechtsverordnung*, 2007.
- [45] M Gabi. Technische Akustik. Vorlesungsskript, 2012.

- [46] K. Ehrenfried. Vorläufiges Skript zur Vorlesung Strömungsakustik II. *Technische Universität Berlin*, 2003.
- [47] K. Ehrenfried. Skript zur Vorlesung Strömungsakustik I. *Technische Universität Berlin*, 2003.
- [48] F. P. Mechel. Schallabsorption. In *Taschenbuch der Technischen Akustik*, pages 454–500. Springer-Verlag, 1994.
- [49] M. Munjal. *Acoustics of ducts and mufflers*, volume 2. John Wiley and Sons, 2014.
- [50] DIN EN 29053:1993-05 Akustik; Materialien für akustische Anwendungen; Bestimmung des Strömungswiderstandes. Norm, Deutsches Institut für Normung e. V.
- [51] M. Möser. Schallabsorption. In *Technische Akustik*, pages 183–232. Springer-Verlag, 2015.
- [52] Y. Miki. Acoustical properties of porous materials-Modifications of Delany-Bazley models. *Journal of the Acoustical Society of Japan*, 11(1):19–24, 1990.
- [53] E. Buckingham. On physically similar systems; illustrations of the use of dimensional equations. *Physical review*, 4(4):345, 1914.
- [54] W. Frommhold. Absorptionsschalldämpfer. In *Technischer Lärmschutz*, pages 249–280. Springer-Verlag, 2006.
- [55] M. Lighthill. On sound generated aerodynamically. I. General theory. In *Proceedings of the Royal Society of London A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences*, volume 211, pages 564–587. The Royal Society, 1952.
- [56] O. Kårekull, G. Efraimsson, and M. Åbom. Prediction model of flow duct constriction noise. *Applied Acoustics*, 82:45–52, 2014.
- [57] M. Åbom. *An introduction to flow acoustics*. Skolan för teknikvetenskap, Kungliga Tekniska högskolan, 2006.
- [58] S. Gruhl, W. Frommhold, and H. Peters. *Schalldämpfer*. Springer, 2017.
- [59] J. Walter, D. Wurz, and M. Gabi. Investigation of the Performance of Short Diffusers Configurations for Different Inflow Profiles. In *Proceedings of the Euroturbo 12 Stockholm*, 2017.
- [60] D. Vasilescu. Ein Beitrag zur Drallströmung im Rohr hinter dem un stetigen Übergang von einem Ringquerschnitt in einen Kreisquerschnitt. *Strömungsmechanik und Strömungsmaschinen*, 23/77, 1977.
- [61] W. Nitsche and A. Brunn. *Strömungsmesstechnik*. Springer-Verlag, 2006.
- [62] B. van der Hegge-Zijnen. Improved Instrument for the Simultaneous Determination of the Static Pressure, the Magnitude and the Direction of Velocity of Fluids. In *Proc. R. Acad. Sci. Amsterdam*, volume 32, pages 658–663, 1929.
- [63] VDI 2640:1993, Blatt 1, Netzmessung in Strömungsquerschnitten. Richtlinie, Verband Deutscher Ingenieure.
- [64] DIN V 19218:2008, Durchflussmessung von Fluiden - Verfahren zur Unsicherheitsermittlung. Norm.
- [65] DIN 24163:1985, Ventilatoren; Leistungsmessung Normprüfstände. Norm.
- [66] J. Ferziger and M. Peric. *Numerische Strömungsmechanik*. Springer-Verlag, 2008.
- [67] B. Noll. *Numerische Strömungsmechanik: Grundlagen*. Springer-Verlag, 2013.
- [68] F. Menter. Improved two-equation k-omega turbulence models for aerodynamic flows. *NASA STI/Recon Technical Report N*, 93, 11 1992.
- [69] DIN EN ISO 3741:2010, Bestimmung des Schalleistungs- und Schallenergiepegel von Geräuschquellen aus

Schalldruckmessungen- Hallraumverfahren der Genauigkeitsklasse 1. Norm.

- [70] T. Langhoff and Böhlke T. Einführung in die finite-element-methode. Vorlesungsskript.
- [71] R. Lohmann, S. Markowski, and E. Brookman. Swirling flow through annular diffusers with conical walls. *Journal of Fluids Engineering*, 101(2):224–229, 1979.
- [72] Trumpf. *Trumpf 2D laser cutting machines*. TruLaser Serie 3000.
- [73] S. Volkmer, M. Schatz, M. Casey, and M. Montgomery. Prediction of flow in an exhaust gas turbine diffuser with a scale-adaptive simulation model. In *ASME Turbo Expo 2013: Turbine Technical Conference and Exposition*. American Society of Mechanical Engineers, 2013.