

---

# MASTERTHESIS

---

Herr B. Sc.  
**Philipp Truxa**

**Akustische Modellierung der  
Schallabstrahlung eines  
Bahnklimagerätes**

2012

# **MASTERTHESIS**

---

## **Akustische Modellierung der Schallabstrahlung eines Bahnklimagerätes**

Autor:

**Philipp Truxa**

Studiengang:

Physikalische Technik / Technische Akustik

Seminargruppe:

PT10w1-M

Erstprüfer:

Prof. Dr. -Ing. Jörn Hübelt

Zweitprüfer:

Dipl. -Ing. Jan Troge

Dresden, 2012

---

## **Bibliografische Angaben**

Truxa, Philipp: Akustische Modellierung der Schallabstrahlung eines Bahnklimagerätes, 89 Seiten, 75 Abbildungen, Hochschule Mittweida (FH), Fakultät Mathematik/Naturwissenschaften/Informatik

Masterthesis, 2012

## **Referat**

Die Geräuschentwicklung der Klimaanlage von Schienenfahrzeugen ist durch das Zusammenspiel vieler Komponenten geprägt. Die Einhaltung der gesetzlichen Vorgaben und Komfortanforderungen sollte schon in der frühen Entwicklungsphase vorhersagbar sein, um Optimierungsmaßnahmen frühzeitig einfließen lassen zu können. Dazu wird in dieser Arbeit ein Bahnklimagerät auf seine akustischen Merkmale hin untersucht und auf dieser Basis ein Vorhersagewerkzeug für die vom Gerät abgestrahlte Schalleistung entwickelt. Neben der Quantifizierung von Hauptgeräuschquellen wie Ventilatoren wird zudem das Übertragungsverhalten von strömungsführenden Elementen wie z.B. Kanälen, Heizer, Verdampfern näher untersucht. Die Modellierungsmöglichkeiten für das akustische Verhalten von rechteckigen Kanälen wird zudem durch messtechnische Untersuchungen verifiziert. Die daraus gewonnen Ergebnisse werden zu einem Berechnungsmodell des Klimagerätes kombiniert. Mit Hilfe des Vergleichs der Simulation der abgestrahlten Gesamtschalleistung mit messtechnisch ermittelten Werten erfolgt eine Bewertung des Berechnungsmodell und mögliche Grenzen werden aufgezeigt.

# I. Inhaltsverzeichnis

<b>Inhaltsverzeichnis</b>	<b>I</b>
<b>Abbildungsverzeichnis</b>	<b>II</b>
<b>Tabellenverzeichnis</b>	<b>III</b>
<b>Formelzeichen und Einheiten</b>	<b>IV</b>
<b>1 Aufgabenstellung</b>	<b>1</b>
<b>2 Einleitung</b>	<b>2</b>
<b>3 Bahnklimagerät</b>	<b>3</b>
3.1 Aufbau und Funktion . . . . .	3
3.2 Akustische Berechnungsmöglichkeiten . . . . .	4
3.3 Netzwerkbeschreibung akustischer Systeme . . . . .	7
<b>4 Simulation der Schallausbreitung in einem rechteckigen Kanal</b>	<b>11</b>
4.1 Eindimensionaler Wellenleiter . . . . .	11
4.1.1 Belasteter Vierpol . . . . .	13
4.1.2 Belasteter Vierpol mit Eingangswiderstand . . . . .	14
4.1.3 Reflexion am offenen Ende des Kanals . . . . .	15
4.2 Dreidimensionaler Wellenleiter . . . . .	18
4.2.1 Randbedingungen des dreidimensionalen Wellenleiters . . . . .	19
4.2.2 Dreidimensionaler Schalldruckverlauf im Kanal . . . . .	19
4.3 Berechnung der Schalleistung . . . . .	23
<b>5 Versuchstechnische Verifikation der Schallausbreitung in rechteckigen Kanälen</b>	<b>24</b>
5.1 Messaufbau . . . . .	24
5.2 Ergebnisse der messtechnischen Untersuchung . . . . .	27
5.2.1 Übertragungsfunktion . . . . .	27
5.2.2 Ermitteln der Schalleistung . . . . .	29
5.3 Vergleich der Messwerte mit den Ergebnissen der Berechnung . . . . .	31
<b>6 Ventilatoren</b>	<b>34</b>
6.1 Arten von Ventilatoren . . . . .	34
6.2 Arten der Geräuscentstehung . . . . .	36
6.3 Berechnungsverfahren für die Schalleistung eines Ventilators . . . . .	38
6.4 Messtechnische Untersuchung von Radialventilatoren . . . . .	43
6.4.1 Ventilatorprüfstand . . . . .	43
6.4.2 Messungen der Radialventilatoren . . . . .	46
6.4.3 Untersuchung von verschiedenen Einbausituationen . . . . .	50
6.5 Mögliche konstruktive Schallminderungsmaßnahmen . . . . .	55
6.5.1 Schallminderungsmaßnahmen am Ventilator . . . . .	56
6.5.2 Minderungsmaßnahmen am eingebauten Ventilator . . . . .	56

---

6.6 Vergleich der Ergebnisse und Fazit . . . . .	57
<b>7 Akustische Modellierung der Schallabstrahlung des Zuluftbereiches</b>	<b>60</b>
7.1 Aufbau des Netzwerkmodells . . . . .	60
7.2 Ergebnisse des akustischen Netzwerkmodells . . . . .	64
<b>8 Zusammenfassung</b>	<b>66</b>
<b>9 Ausblick</b>	<b>67</b>
<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>68</b>
<b>A Weitere Darstellungen der simulierten Kanäle</b>	<b>70</b>
A.1 Darstellung der Übertragungsfunktion des Kanals 180 an den Mikrofonpositionen 2 - 8, quellseitig geschlossen . . . . .	70
<b>B Weitere Darstellungen der gemessenen Kanäle</b>	<b>74</b>
B.1 Übertragungsfunktionen des Kanals 180 an den Mikrofonpositionen 2-8, quellseitig geschlossen . . . . .	74
B.2 Übertragungsfunktionen des Kanals 162 an den Mikrofonpositionen 2-8, quellseitig geschlossen . . . . .	78
<b>C Betrachtung der Kanalwandung</b>	<b>82</b>
C.1 Eigenfrequenzen der Kanalwand . . . . .	82
C.2 Koinzidenzgrenzfrequenz für Luftschallabstrahlung . . . . .	83
<b>D Bezeichnung der Schalleistungspegel für Ventilatoren</b>	<b>85</b>
<b>E Werte der abgeschätzten Schalleistung eines Radialventilators</b>	<b>86</b>
<b>F Weiteres <math>\Delta p - \dot{V}</math> - Diagramm</b>	<b>88</b>

## II. Abbildungsverzeichnis

3.1	Aufbau eines Bahnklimagrätes, aus [Kun10] . . . . .	3
3.2	Schematische Darstellung eines Klimakreislaufes, nach [Möl12] . . . . .	4
3.3	Analogien zwischen elektrischen und akustischen Netzwerken, aus [Bal09] . . . . .	8
3.4	Koppelvierpol . . . . .	9
4.1	Randbedingungen des Wellenleiters . . . . .	11
4.2	Schaltbild des Lastwiderstandes $Z_L$ an einem Vierpol, beschrieben durch die Kettenmatrix $\underline{\mathbf{A}}$ . . . . .	13
4.3	Schaltbild des Eingangs- und Lastwiderstandes an einem Vierpol, beschrieben durch die Kettenmatrix $\underline{\mathbf{A}}$ . . . . .	14
4.4	Simulation der Übertragungsfunktion $H1 = p_2/q_0$ des eindimensionalen Kanals mit einer Länge von 1,8 m, quellseitig geschlossen und gekennzeichnete Grenzfrequenz für $ r $ . . . . .	18
4.5	Realteil der Kreiswellenzahl mit verschiedenen Werten für die Ordnungszahlen $m$ und $n$	20
4.6	Momentaner Druckverlauf in einem Querschnitt für verschiedenen Moden, nach [Ehr03] . . . . .	21
4.7	Die ersten vier Moden in zwei Raumrichtungen . . . . .	22
4.8	Simulation der Übertragungsfunktion $H1 = p_2/q_0$ des dreidimensionalen Kanals an der Mikrofonposition 1 mit einer Länge von 1,8 m, quellseitig geschlossen bis einschließlich der Mode(4,4) . . . . .	22
4.9	Berechnung der Schalleistung eines dreidimensionalen Kanals mit der Länge von 1,8 m . . . . .	23
5.1	Skizze des Messaufbaus für die Kanalmessungen . . . . .	24
5.2	Anordnung der Mikrofone am Ende des Messkanals . . . . .	25
5.3	Quellseitige Variationen am vermessenen Kanal . . . . .	26
5.4	gemessene Übertragungsfunktion des Kanals 180, quellseitig geschlossen . . . . .	27
5.5	gemessene Übertragungsfunktion des Kanals 162, quellseitig geschlossen . . . . .	28
5.6	gemessene Übertragungsfunktion des Kanals 180, quellseitig offen . . . . .	28
5.7	gemessene Übertragungsfunktion des Kanals 162, quellseitig offen . . . . .	29

5.8	Mäanderförmiges Überstreichen des Kanalendes bei der Intensitätsmessung . . . . .	30
5.9	Gemessener Schallleistungspegel des Kanal 180, quellseitig geschlossen . . . . .	31
5.10	Vergleich der berechneten und gemessenen Werte für die Übertragungsfunktion H1 des Kanals mit einer Länge von $l = 1,8$ m, quellseitig geschlossen und an der Mikrofonposition 1 . . . . .	32
5.11	Vergleich der berechneten und gemessenen Werte für die Übertragungsfunktion H1 des Kanals mit einer Länge von $l = 1,62$ m, quellseitig geschlossen und an der Mikrofonposition 1 . . . . .	33
6.1	Arten von Axialventilatoren, nach [Lip01] . . . . .	34
6.2	Arten von Radialventilatoren, nach [Lip01, Sch06] . . . . .	35
6.3	zweistufiger Trommelläufer, nach [Lip01] . . . . .	35
6.4	Kennfeld eines Radialventilators mit seinem relativen Oktav- Spektrum, nach [ros08]	36
6.5	Entstehungsmechanismen des breitbandigen Geräuschspektrum eines Ventilators, aus [Bom03] . . . . .	37
6.6	Geräuschzusammensetzung des aerodynamischen Ventilatorschalls, nach [Zel09]	37
6.7	Einteilung der Berechnungsverfahren für die Schallleistung eines Ventilators, aus [Car09] . . . . .	38
6.8	berechnete Schallleistung vom 280er Ventilator . . . . .	42
6.9	berechnete Schallleistung vom 400er Ventilator mit $n = 1580 \text{min}^{-1}$ . . . . .	42
6.10	Skizze des Ventilatorprüfstandes . . . . .	44
6.11	Terzen und schmalband FFT vom 280er Ventilator bei einer Drehzahl von 2550 und $3180 \text{min}^{-1}$ im Ast 4 . . . . .	47
6.12	Terzen und schmalband FFT vom 400er Ventilator bei einer Drehzahl von 1580 $\text{min}^{-1}$ im Ast 4 . . . . .	48
6.13	Terzen des 280er Ventilator bei einer Drehzahl von $3180 \text{min}^{-1}$ im Ast 1-4 . . . . .	49
6.14	Terzbänder der Schallleistung bei variabler Drehzahl und variablen Volumenstrom des 280er Ventilators, $[n] = \text{min}^{-1}$ , ges. Pegel in dB . . . . .	50
6.15	einseitige Begrenzung des Ventilators, links: Draufsicht der Platte im Kanal, rechts: Platte unterhalb des Ventilatorrades . . . . .	51
6.16	280er Ventilator mit der Drehzahl $3180 \text{min}^{-1}$ im Ast 4 mit unterhalb angebrachter Platte in verschiedenen Abständen . . . . .	51

6.17	280er Ventilator mit der Drehzahl $2550 \text{ min}^{-1}$ im Ast 4 mit einer Platte auf der Saugseite im Kanal, bei verschiedenen Abständen . . . . .	52
6.18	zweiseitige Begrenzungen des Ventilatorrades mit Platten . . . . .	53
6.19	280er Ventilator mit der Drehzahl $3180 \text{ min}^{-1}$ im Ast 4 mit einer Platte unterhalb und einer oberhalb, bei verschiedenen Abständen . . . . .	54
6.20	280er Ventilator mit der Drehzahl $3180 \text{ min}^{-1}$ im Ast 4 mit einer Platte unterhalb und einer seitlich, bei verschiedenen Abständen . . . . .	55
6.21	Vergleich der berechneten und gemessenen Schalleistung mit der Herstellerangabe des 280er Ventilators ( $n = 2550 \text{ min}^{-1}$ ) . . . . .	58
6.22	Vergleich der berechneten und gemessenen Schalleistung mit der Herstellerangabe des 280er Ventilators ( $n = 3180 \text{ min}^{-1}$ ) . . . . .	58
6.23	Vergleich der berechneten und gemessenen Schalleistung mit der Herstellerangabe des 400er Ventilators ( $n = 1580 \text{ min}^{-1}$ ) . . . . .	59
7.1	Zuluftbereich des Klimagerätes, aus [Kun10] . . . . .	60
7.2	Akustisches Netzwerk des Zuluftbereiches . . . . .	61
7.3	Komponenten der Zuluftseite im Klimagerät . . . . .	62
7.4	Abgestrahlte Schalleistung eines Teils des Zuluftsystems . . . . .	65
A.1	Simulation der Übertragungsfunktion $H1 = p_2/q_0$ des dreidimensionalen Kanals an der Mikrofonposition 2 mit einer Länge von 1,8 m, quellseitig geschlossen bis einschließlich der Mode(4,4) . . . . .	70
A.2	Simulation der Übertragungsfunktion $H1 = p_2/q_0$ des dreidimensionalen Kanals an der Mikrofonposition 3 mit einer Länge von 1,8 m, quellseitig geschlossen bis einschließlich der Mode(4,4) . . . . .	71
A.3	Simulation der Übertragungsfunktion $H1 = p_2/q_0$ des dreidimensionalen Kanals an der Mikrofonposition 4 mit einer Länge von 1,8 m, quellseitig geschlossen bis einschließlich der Mode(4,4) . . . . .	71
A.4	Simulation der Übertragungsfunktion $H1 = p_2/q_0$ des dreidimensionalen Kanals an der Mikrofonposition 5 mit einer Länge von 1,8 m, quellseitig geschlossen bis einschließlich der Mode(4,4) . . . . .	72

---

A.5	Simulation der Übertragungsfunktion $H1 = p_2/q_0$ des dreidimensionalen Kanals an der Mikrofonposition 6 mit einer Länge von 1,8 m, quellseitig geschlossen bis einschließlich der Mode(4,4) . . . . .	72
A.6	Simulation der Übertragungsfunktion $H1 = p_2/q_0$ des dreidimensionalen Kanals an der Mikrofonposition 7 mit einer Länge von 1,8 m, quellseitig geschlossen bis einschließlich der Mode(4,4) . . . . .	73
A.7	Simulation der Übertragungsfunktion $H1 = p_2/q_0$ des dreidimensionalen Kanals an der Mikrofonposition 8 mit einer Länge von 1,8 m, quellseitig geschlossen bis einschließlich der Mode(4,4) . . . . .	73
B.1	Vergleich der berechneten und gemessenen Werte für die Übertragungsfunktion $H1$ des Kanals mit einer Länge von $l = 1,8$ m, quellseitig geschlossen und an der Mikrofonposition 2 . . . . .	74
B.2	Vergleich der berechneten und gemessenen Werte für die Übertragungsfunktion $H1$ des Kanals mit einer Länge von $l = 1,8$ m, quellseitig geschlossen und an der Mikrofonposition 3 . . . . .	75
B.3	Vergleich der berechneten und gemessenen Werte für die Übertragungsfunktion $H1$ des Kanals mit einer Länge von $l = 1,8$ m, quellseitig geschlossen und an der Mikrofonposition 4 . . . . .	75
B.4	Vergleich der berechneten und gemessenen Werte für die Übertragungsfunktion $H1$ des Kanals mit einer Länge von $l = 1,8$ m, quellseitig geschlossen und an der Mikrofonposition 5 . . . . .	76
B.5	Vergleich der berechneten und gemessenen Werte für die Übertragungsfunktion $H1$ des Kanals mit einer Länge von $l = 1,8$ m, quellseitig geschlossen und an der Mikrofonposition 6 . . . . .	76
B.6	Vergleich der berechneten und gemessenen Werte für die Übertragungsfunktion $H1$ des Kanals mit einer Länge von $l = 1,8$ m, quellseitig geschlossen und an der Mikrofonposition 7 . . . . .	77
B.7	Vergleich der berechneten und gemessenen Werte für die Übertragungsfunktion $H1$ des Kanals mit einer Länge von $l = 1,8$ m, quellseitig geschlossen und an der Mikrofonposition 8 . . . . .	77

---

B.8	Vergleich der berechneten und gemessenen Werte für die Übertragungsfunktion H1 des Kanals mit einer Länge von $l = 1,62$ m, quellseitig geschlossen und an der Mikrofonposition 2 . . . . .	78
B.9	Vergleich der berechneten und gemessenen Werte für die Übertragungsfunktion H1 des Kanals mit einer Länge von $l = 1,62$ m, quellseitig geschlossen und an der Mikrofonposition 3 . . . . .	79
B.10	Vergleich der berechneten und gemessenen Werte für die Übertragungsfunktion H1 des Kanals mit einer Länge von $l = 1,62$ m, quellseitig geschlossen und an der Mikrofonposition 4 . . . . .	79
B.11	Vergleich der berechneten und gemessenen Werte für die Übertragungsfunktion H1 des Kanals mit einer Länge von $l = 1,62$ m, quellseitig geschlossen und an der Mikrofonposition 5 . . . . .	80
B.12	Vergleich der berechneten und gemessenen Werte für die Übertragungsfunktion H1 des Kanals mit einer Länge von $l = 1,62$ m, quellseitig geschlossen und an der Mikrofonposition 6 . . . . .	80
B.13	Vergleich der berechneten und gemessenen Werte für die Übertragungsfunktion H1 des Kanals mit einer Länge von $l = 1,62$ m, quellseitig geschlossen und an der Mikrofonposition 7 . . . . .	81
B.14	Vergleich der berechneten und gemessenen Werte für die Übertragungsfunktion H1 des Kanals mit einer Länge von $l = 1,62$ m, quellseitig geschlossen und an der Mikrofonposition 8 . . . . .	81
C.1	Eigenfrequenzen der Kanalwandung . . . . .	82
C.2	Auswirkung der aufgebrachten Zusatzmasse an verschiedenen Positionen . . . . .	83
F.1	Terzbänder der Schalleistung bei variabler Drehzahl und variablen Volumenstrom des 400er Ventilators, $[n] = \text{min}^{-1}$ , ges. Pegel in dB . . . . .	88

---

## III. Tabellenverzeichnis

4.1 Breite $b$ , Höhe $h$ , Grenzwellenlänge $\lambda_G$ , Grenzfrequenz $f_{Grenz}$ und der Raumwinkel $\Omega$ für die im Abschnitt 5 vermessenen Kanäle . . . . .	17
5.1 Abmaße der vermessenen Kanäle . . . . .	25
6.1 Abmaße der Hüllfläche in der Abbildung 6.10, abhängig vom vermessenen Ventilator .	45
6.2 Messflächenmaß der beiden Ventilatoren . . . . .	45
6.3 Parameter der untersuchten Ventilatoren . . . . .	47
7.1 Parameter des akustischen Netzwerkmodells des Zuluftbereiches . . . . .	64
E.1 Vergleich der Oktav- Schalleistungspegel des 280er Ventilators bei $2550 \text{ min}^{-1}$ zwischen nach Variante 1 und 2 abgeschätzten Werten . . . . .	86
E.2 Vergleich der Oktav- Schalleistungspegel des 280er Ventilators bei $3180 \text{ min}^{-1}$ zwischen nach Variante 1 und 2 abgeschätzten Werten . . . . .	86
E.3 Vergleich der Oktav- Schalleistungspegel des 400er Ventilators bei $1580 \text{ min}^{-1}$ zwischen nach Variante 1 und 2 abgeschätzten Werten . . . . .	87

## IV. Formelzeichen und Einheiten

Formelzeichen	Einheit	Bezeichnung, Bemerkung
$A$	$m^2$	Fläche
$\mathbf{A}$	-	Kettenmatrix
$\mathbf{B}$	-	inverse Kettenmatrix
$b$	m	Breite
$c$	m/s	Schallgeschwindigkeit, Index 0: in Luft
$f$	Hz	Frequenz
$f_{c.o.}$	Hz	cut-on-Frequenz
$f_D$	Hz	Frequenz des Dehklang
$h$	m	Höhe
$I$	$W/m^2$	Schallintensität
$i, \underline{i}$	A	Stromstärke
$k$	$m^{-1}$	Wellenzahl
$L_W$	dB	Schalleistungspegel
$l$	m	Länge
$u, \underline{u}$	V	Spannung
$u$	m/s	Umfangsgeschwindigkeit
$P$	W	Schalleistung
$p, \underline{p}$	Pa	Schalldruck
$q, \underline{q}$	$m^3/s$	Schallfluss
$\dot{V}$	$m^3/s$	Volumenstrom
$v, \underline{v}$	m/s	Schallschnelle
$Z_{a,0}$	$N \cdot s/m^3$	spezifische Kanalimpedanz
$Z_L$	$N \cdot s/m^3$	Lastimpedanz
$Z_0$	$N \cdot s/m^3$	spezifische Impedanz in Luft
$Z_1$	$N \cdot s/m^3$	Eingangsimpedanz eines Vierpols

---

Formel- zeichen	Einheit	Bezeichnung, Bemerkung
$\eta$	-	Wirkungsgrad
$\lambda$	m	Wellenlänge
$\kappa$	-	Adiabatexponent
$\sigma$	-	Porosität
$\chi$	-	Strukturfaktor
$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	Dichte, Index 0: der Luft
$\Xi$	Pa·s/m <sup>2</sup>	längenbezogener Strömungswiderstand
$\omega$	s <sup>-1</sup>	Kreisfrequenz $\omega = 2\pi f$

# 1 Aufgabenstellung

Die Geräuscentwicklung der Klimaanlage von Schienenfahrzeugen ist durch das Zusammenspiel vieler Komponenten geprägt. Die Einhaltung der gesetzlichen Vorgaben und Komfortanforderungen sollte schon in der frühen Entwicklungsphase vorhersagbar sein, um Optimierungsmaßnahmen frühzeitig einfließen lassen zu können. Dazu sind einfache Berechnungswerkzeuge notwendig, die in möglichst guter Näherung erste Aussagen zur Schallabstrahlung liefern.

Für den Frequenzbereich bis ca. 5 kHz ist ein analytisches Berechnungsmodell zu erstellen, welches die Schallabstrahlung des Klimagerätes in den Außenraum und in den Fahrgastraum beschreibt. Die Parameter des Modells sind durch Messungen oder anhand vorliegender konstruktiver Größen (Geometrien, Materialien) zu bestimmen. Die Verifikation des Modells bzw. einzelner Modellbausteine soll durch Messungen an einfache Versuchsaufbauten erfolgen. Die Grenzen der Modellierung und mögliche Verbesserungspotentiale sind aufzuzeigen.

Mit Hilfe des Berechnungswerkzeugs sollen die Hauptgeräuschquellen des Klimagerätes identifiziert und erste Optimierungsansätze für die Reduktion der Schallabstrahlung erarbeitet werden.

## 2 Einleitung

Die Diskussion über das Thema der zu hohen Schallemissionen von Klimageräten nimmt aufgrund gestiegener Komfortansprüche und Umweltschutzaspekten immer mehr zu. Dabei basiert die Auslegung meist auf einer Kompromisslösung aus Strömungstechnik, Thermodynamik, Wirkungsgrad und Akustik. Bei der Minimierung des Schallpegels im Innen- und Außenbereich konnte in den letzten Jahren ein deutlicher Fortschritt erzielt werden. Dennoch erfolgt die Auslegung bisher nur vereinzelt mit Hilfe von Berechnungsmodellen.

Das Ziel dieser Arbeit ist ein einfaches Berechnungswerkzeug für die Schallabstrahlung zu erstellen. Darin sollen die Elemente anhand einfacher geometrischer Größen und auf Basis von messtechnischen Untersuchungen ermittelt werden. Das einfache Berechnungsmodell soll folgende Eigenschaften aufweisen und Funktionen ermöglichen:

- schneller Modellaufbau
- einfache Optimierungsmöglichkeiten
- Untersuchung von Parametervariation
- Sensitivitätsanalyse von Elementen hinsichtlich deren Einfluss auf die Akustik

Dabei soll das Werkzeug bereits in einem frühen Entwicklungsstadium erste Aussagen über die Schallabstrahlung liefern.

Zur Realisierung eines solchen Berechnungswerkzeuges wurde die folgende Vorgehensweise gewählt.

Zunächst wird im Kapitel 3 ein Bahnklimagerät kurz vorgestellt. Anschließend werden mögliche Berechnungsverfahren für die abgestrahlte Schalleistung diskutiert. Das nächste Kapitel 4 behandelt den akustischen Wellenleiter, welcher eine Modellierung der Schallausbreitung in strömungsführenden Kanälen ermöglicht. Ausgehend vom eindimensionalen Wellenleiter wird das akustische Übertragungsverhalten bis hin zur dreidimensionalen Schallausbreitung entwickelt. Die dabei erhaltenen Werte werden im Kapitel 5 mit Messwerten verglichen. Dazu ist das akustische Verhalten von rechteckigen Kanälen messtechnisch erfasst worden. Eine akustische Quelle des Bahnklimagerätes ist der Ventilator. Dieser ist im Kapitel 6 untersucht worden. Darin sind unter anderem die Schallentstehungsmechanismen eines Ventilators erläutert und Berechnungsverfahren zur Bestimmung der emittierten Schalleistung vorgestellt. Des Weiteren werden zwei Größen von Radialventilatoren messtechnisch untersucht und die ermittelten Werte mit denen der Berechnungsverfahren verglichen. Die bis dahin erarbeiteten Ergebnisse sollen im Kapitel 7 zu einem akustischen Netzwerkmodell zusammengeführt und anhand messtechnisch ermittelter Schalleistung am Gesamtgerät verifiziert werden. Am Ende wird im Kapitel 8 die Arbeit zusammengefasst und ein Ausblick im Kapitel 9 gegeben.

## 3 Bahnklimagerät

### 3.1 Aufbau und Funktion

Ein Bahnklimagerät ist ein Klimagerät für verschiedenartige schienengebundene Fahrzeuge. Dieses klimatisiert entweder das gesamte Fahrzeug oder nur Abteile. Aufgrund der recht großen Volumina der an das Gerät angeschlossenen Räume müssen meistens große Volumenströme realisiert werden. Dementsprechend werden die Abmaße eines Bahnklimagerätes oft sehr groß. Deshalb werden solche Geräte meist außerhalb des Fahrzeuges angebracht und sind somit der Witterung ausgesetzt. Dies und der beschränkte Platz auf Schienenfahrzeugen führt oft zu kompakten Speziallösungen. Um den geforderten Volumenstrom zu erreichen, müssen Ventilatoren (Lüfter) verbaut werden, die einen hohen Drucksprung erzeugen. Das geschieht oft durch schnell drehende Ventilatoren. In der Abbildung 3.1 ist das in dieser Arbeit untersuchte Bahnklimagerät dargestellt.

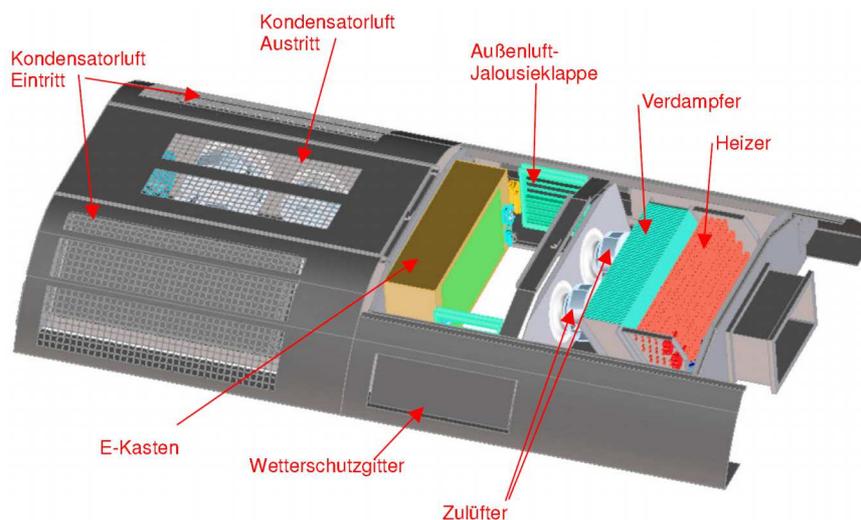


Abb. 3.1: Aufbau eines Bahnklimagerätes, aus [Kun10]

Die Funktionsweise eines Klimagerätes ist schematisch in der Abbildung 3.2 dargestellt. Der Klimakompressor saugt gasförmiges Kältemittel an und verdichtet es. In Kraftfahrzeugen kommen meist Kolben- oder Taumelscheibenkompressoren zum Einsatz. Eine Zu- und Abschaltung dieser Kompressoren erfolgt über ein Magnetventil oder bei einigen Taumelscheibenkompressoren über einen variablen Hubraum.

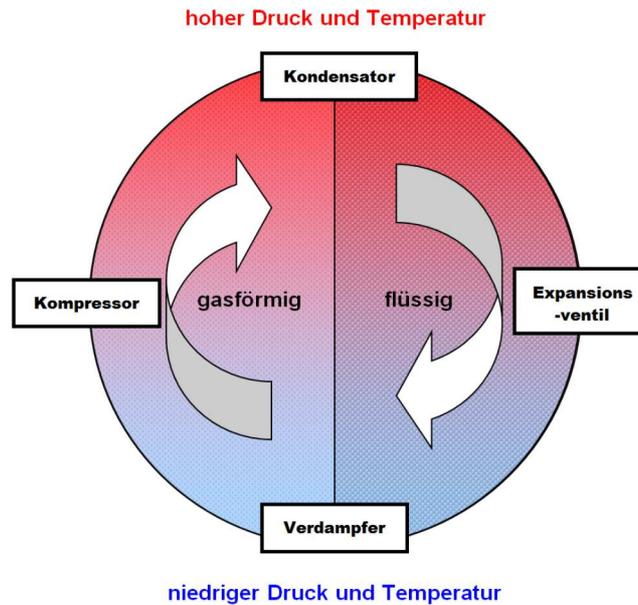


Abb. 3.2: Schematische Darstellung eines Klimakreislaufes, nach [Möl12]

Durch die Kompression erhitzt sich das gasförmige Kühlmittel stark. Im Kondensator (Verflüssiger) wird eine Abkühlung durch Abgabe der Wärme an die Umgebungsluft oder den Kühlkreislauf erreicht. Dabei wechselt das Kühlmittel in den flüssigen Aggregatzustand. Ein zusätzlicher Kondensatorlüfter, der in Abhängigkeit vom Kältemitteldruck eingeschaltet wird, sorgt für ausreichend Kühlung in allen Betriebszuständen. Um Korrosion und Funktionsstörungen vorzubeugen, wird das Kältemittel im Filtertrockner von Schwebeteilchen befreit und zusätzlich wird ihm Feuchtigkeit entzogen. Ein Expansionsventil sorgt für das gleichmäßige Einspritzen des Kältemittels in den Verdampfer. Dabei reguliert es die Menge, die im Verdampfer verdampfen kann und verhindert somit, dass vom Kompressor flüssiges Kältemittel angesaugt wird. Das Verdampfen des Kältemittels erfolgt unter Zufuhr von Wärmeenergie aus der Umgebungsluft, welche über einen Lüfter zur Verfügung gestellt wird. Dabei entsteht kalte Luft, die dann zur Klimatisierung genutzt werden kann, [Möl12].

## 3.2 Akustische Berechnungsmöglichkeiten

In diesem Kapitel wird kurz auf die Finite Element Methode eingegangen, weil das eines der genauesten numerischen Simulationsverfahren ist. Des Weiteren wird ein sehr schnelles Verfahren erläutert, die Netzwerk-Theorie.

Bei der Finite Element Methode (FEM) wird das Rechengebiet in einzelne Teilgebiete zerlegt. Die gesuchte Funktion, z.B. die Schalldruckverteilung wird durch Interpolation angenähert und in den zum Element gehörenden Knotenpunkt ausgedrückt. Die Interpolationsfunktionen sind die so genannten Formfunktionen, z.B. lineare Funktionen. Diese werden so gewählt, dass sie jeweils nur in einem Knoten den Wert 1 haben und

in allen anderen verschwinden. Im nächsten Schritt muss die Differentialgleichung, z.B. die akustische Wellengleichung, in eine Integralgleichung umgeformt werden. In der erhaltenen Integralgleichung sind die Formfunktionen und deren Ableitungen enthalten. Das damit aufgestellte Gleichungssystem gilt nur innerhalb eines Elements und kann mit einem benachbarten verknüpft werden. Somit entsteht ein großes Gleichungssystem, das gelöst werden kann. In der Akustik werden zwei Fälle unterschieden. Einmal wird die äußere Anregung berücksichtigt (Schallfeldberechnung bei einer oder mehreren Quellen) und einmal nicht (Resonanzen und Schwingungszustände werden berechnet). Um brauchbare Ergebnisse zu erhalten, sollte die Abmessung der Elemente nicht zu groß <sup>1</sup> gegenüber der Wellenlänge werden. Zu den Vorteilen der FEM zählen die hohe Flexibilität. Sie ist für theoretisch jede beliebige (auch nicht lineare) physikalische Problemstellung geeignet. Des Weiteren sind verschiedene Analyse-Arten, wie z.B. die Eigenfrequenz-Analyse oder die Frequenzbereichs-Analyse mit der FEM möglich, und sie zählt zu den genauesten numerischen Simulationsverfahren. Die Nachteile sind dagegen, dass mit steigender Frequenz bzw. größer werdendem Rechengebieten der Berechnungsaufwand sehr stark ansteigt und übliche Rechenzeiten liegen bei vielen Stunden bis hin zu einigen Tagen. Die Einarbeitungszeit in die FEM ist recht lang und die dazu gehörende Software ist relativ umfangreich.

Dagegen beschränkt man sich in der Netzwerk-Theorie auf die Beschreibung eines Systems durch Elementarnetze und ihre Kombination. Dabei erfordert die Netzwerkbeschreibung einer physikalischen Struktur die Definition von

- Netzwerkkoordinaten,
- zweipoligen Elementarbauelementen,
- Koppelvierpolen,
- idealen Quellen und
- Bilanzgleichungen der Koordinaten.

(nach [Len01])

Die zweipoligen Elementarbauelemente sind:

1. Der Kondensator  $C$  (kapazitives Bauelement) mit den Netzwerkkoordinaten

$$i = C \cdot \frac{du}{dt}$$

und der komplexen Amplitude

$$\underline{i} = j\omega C \underline{u},$$

2. die Spule  $L$  (induktives Bauelement) mit den Netzwerkkoordinaten

$$u = L \cdot \frac{di}{dt}$$

---

<sup>1</sup> Faustformel: mindestens sechs Elemente pro Wellenlänge

und der komplexen Amplitude

$$\underline{u} = j\omega L \underline{i} \quad \text{und}$$

3. dem ohmschen Widerstand  $R$  mit den Netzwerkkoordinaten

$$u = R \cdot i$$

und der komplexen Amplitude

$$\underline{u} = R \underline{i}.$$

Dabei ist  $i$  der Strom und  $u$  die Spannung. Als Koppellement wird ein idealer Transformator mit der Übertragungsfunktion

$$\begin{pmatrix} u_1 \\ i_1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \ddot{u} & 0 \\ 0 & 1/\ddot{u} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} u_2 \\ i_2 \end{pmatrix}$$

verwendet. Darin ist  $\ddot{u}$  das Übersetzungsverhältnis. Die Bilanzgleichung der Knoten wird wie üblich in der Elektrotechnik mit dem Maschen-<sup>2</sup> oder dem Knotensatz<sup>3</sup> beschrieben. Die Festlegung von Strom und Spannung als Netzwerkkoordinaten entsteht aus der Forderung, dass das Produkt beider Koordinaten eine Leistung darstellt. Diese Eigenschaft ist die Voraussetzung für die Gültigkeit von linearen zeitinvarianten Netzwerken. Ein Vorteil der Netzwerk-Theorie ist, dass sich damit in der Regel überschaubare analytische Lösungen erreichen lassen und sie ermöglicht häufig geschlossenen Lösungen für Optimierungsaufgaben. Dabei kann sie helfen, die beim jeweiligen Anwendungsfall dominierenden Systemelemente oder Übertragungswege zu erkennen. Darüber hinaus ist in Netzwerkanalyseprogrammen die verlustbehaftete oder die verlustlose Leitung als Standardbauelement integriert. Deshalb lässt sich ein eindimensionaler Wellenleiter mit erheblichem Zeitvorteil in Verbindung mit Netzwerkabbildungen analysieren. Zu den Nachteilen zählt, dass die Genauigkeit der Modellbildung teilweise gering oder schwer einschätzbar ist, weil erforderliche Näherungen einfließen.

Eine Mischung der beiden Methoden ist möglich und wird laut [Bal09] heute meist angewendet. Diese Methode wird speziell eingesetzt, um die Genauigkeit der Modellbildung zu erhöhen.

In dieser Arbeit wird sich für den Aufbau eines akustischen Modells mit der Netzwerk-Theorie entschieden, weil die Einfachheit des Modells im Vordergrund steht und der Modellierungsaufwand möglichst gering gehalten werden soll. Und dies wird durch ein akustisches Netzwerk gewährleistet.

<sup>2</sup> Die Summe aller Spannungen in einer Masche ist Null

<sup>3</sup> Die Summe aller Ströme in einem Knoten ist Null

### 3.3 Netzwerkbeschreibung akustischer Systeme

Verbindet man mehrere gasgefüllte volumenartige Hohlräume durch Kanäle, Rohre oder durch Löcher, so kann unter Annahme einiger Einschränkungen diese Struktur als akustisches Netzwerk betrachtet werden.

Um die Wirkung der Nichtlinearitäten der allgemeinen Differentialgleichungen der Gasdynamik vernachlässigen zu können, werden die in der linearen Akustik üblichen Näherungen verwendet. Dabei wird davon ausgegangen, dass sich die Medienelemente mit ausreichend kleiner mittleren Geschwindigkeit um ihre Ruhelage bewegen und dass die Druckänderung ausreichend klein gegenüber dem mittleren Druck bleibt. Die folgende Abbildung 3.3 stellt die Verbindung zwischen den Koordinaten und den Bauelementen der elektrischen und akustischen Netzwerken her.

Um eine quantitative Zuordnung vornehmen zu können, müssen Proportionalitätsfaktoren eingeführt werden.

$$\underline{u} = G_1 \underline{p}$$

$$\underline{i} = \frac{1}{G_2} \underline{q}$$

Die Faktoren  $G_1$  und  $G_2$  können bezüglich ihres Betrages frei gewählt werden. Will man jedoch eine leistungsgleiche Abbildung erhalten, so muss für beide Faktoren der gleiche Zahlenwert verwendet werden.

$$G_1 = 1 \frac{\text{Vm}^2}{\text{N}} \quad G_2 = 1 \frac{\text{m}^3}{\text{A s}}$$

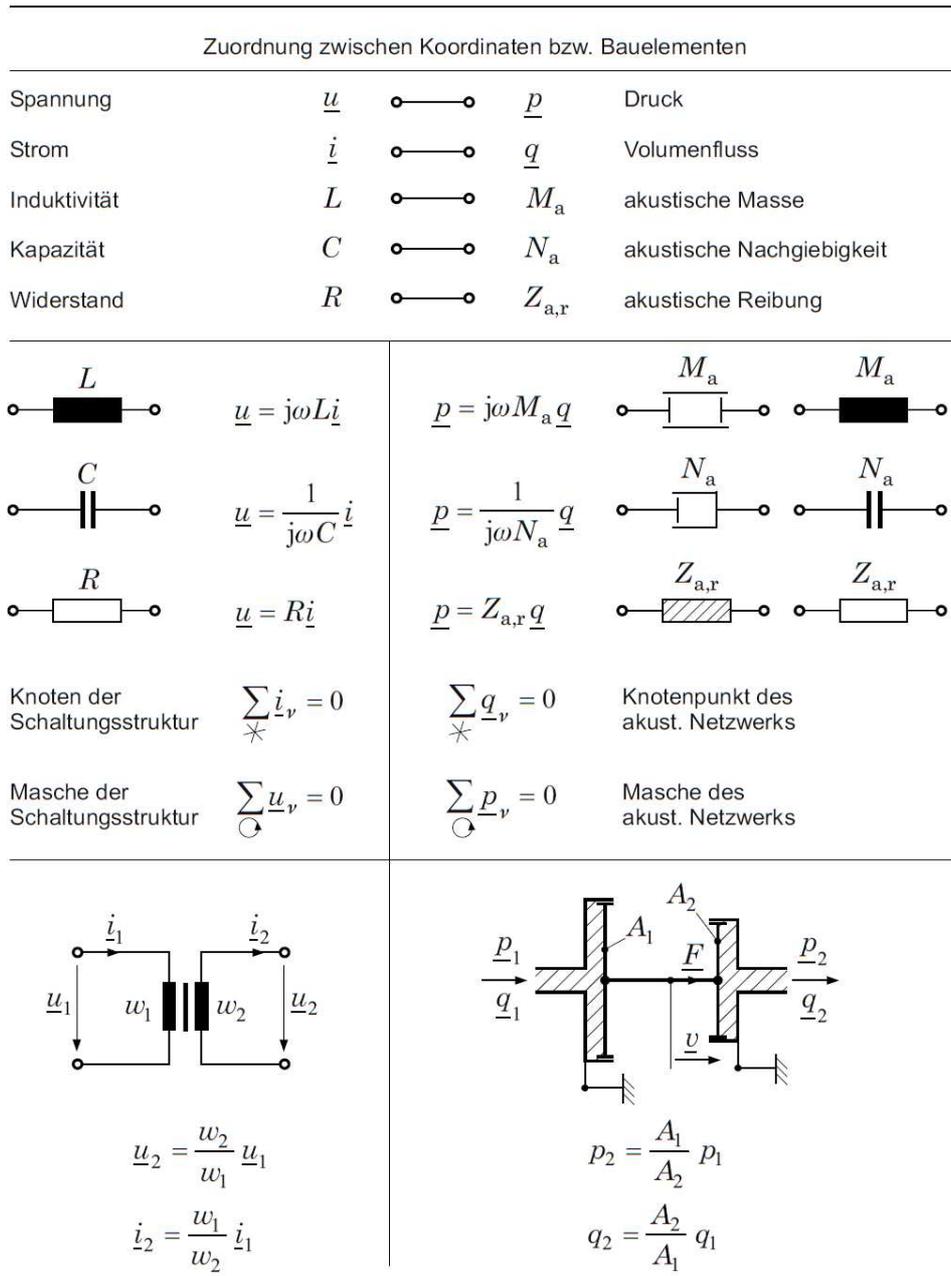


Abb. 3.3: Analogien zwischen elektrischen und akustischen Netzwerken, aus [Bal09]

Zur Beschreibung eines akustischen Systems werden die einzelnen akustischen Bauelemente zu Koppelvierpolen zusammengesetzt.

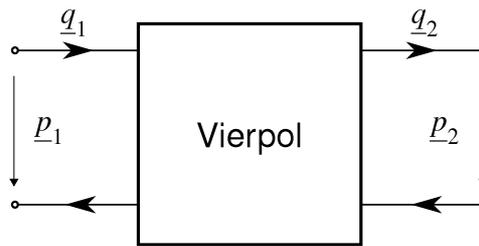


Abb. 3.4: Koppelvierpol

Der eingangsseitige Schalldruck  $\underline{p}_1$  und der Schallfluss  $\underline{q}_1$  werden mit Hilfe einer Matrix mit den ausgangsseitigen Druck  $\underline{p}_2$  und Fluss  $\underline{q}_2$  verbunden. Somit ist die Matrix kennzeichnend für das Verhalten des Vierpoles nach außen und kann die folgenden Darstellungsformen aufweisen:

$\underline{\mathbf{Z}}$   $\hat{=}$  Impedanzmatrix

$\underline{\mathbf{Y}}$   $\hat{=}$  Admittanzmatrix

$\underline{\mathbf{H}}$   $\hat{=}$  Hybridmatrix

$\underline{\mathbf{P}}$   $\hat{=}$  inverse Hybridmatrix

$\underline{\mathbf{A}}$   $\hat{=}$  Kettenmatrix

$\underline{\mathbf{B}}$   $\hat{=}$  inverse Kettenmatrix

Ein akustisches System besteht aus mehreren Koppelvierpolen, die zusammen geschaltet werden müssen. Dies geschieht am einfachsten mit der Kettenmatrix.

$$\begin{pmatrix} \underline{p}_1 \\ \underline{q}_1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \underline{p}_2 \\ \underline{q}_2 \end{pmatrix} = \underline{\mathbf{A}} \cdot \begin{pmatrix} \underline{p}_2 \\ \underline{q}_2 \end{pmatrix}$$

Der Zusammenhang der Eingangsgrößen mit den Ausgangsgrößen eines zu beschreibenden akustischen Systems erfolgt durch die Multiplikation der einzelnen Kettenmatrizen wie folgt:

$$\underline{\mathbf{A}}_{ges} = \underline{\mathbf{A}}_1 \cdot \underline{\mathbf{A}}_2 \cdot \dots \cdot \underline{\mathbf{A}}_n \quad n \in \mathbb{Z}^+$$

Somit erhält man

$$\begin{pmatrix} \underline{p}_1 \\ \underline{q}_1 \end{pmatrix} = \underline{\mathbf{A}}_{ges} \cdot \begin{pmatrix} \underline{p}_n \\ \underline{q}_n \end{pmatrix}$$

für die Beschreibung eines Systems mit  $n$ - Elementen. Sind nun die Eingangsgrößen  $\underline{p}_1$  und  $\underline{q}_1$  bekannt und man will die Ausgangsgrößen  $\underline{p}_2$  und  $\underline{q}_2$  berechnen, so muss die

inverse Kettenmatrix wie folgt gebildet werden (nach [Unb90]).

$$\underline{\mathbf{B}} = \underline{\mathbf{A}}^{-1} = \frac{1}{\det \underline{\mathbf{A}}} \begin{pmatrix} a_{22} & -a_{12} \\ -a_{21} & a_{11} \end{pmatrix} \quad (3.1)$$

Damit ergibt sich:

$$\begin{pmatrix} \underline{p}_2 \\ \underline{q}_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} b_{11} & b_{12} \\ b_{21} & b_{22} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \underline{p}_1 \\ \underline{q}_1 \end{pmatrix} = \underline{\mathbf{B}} \cdot \begin{pmatrix} \underline{p}_1 \\ \underline{q}_1 \end{pmatrix}$$

Die Zusammensetzung eines System mit mehreren Elementen erfolgt wie die der Kettenmatrix.

## 4 Simulation der Schallausbreitung in einem rechteckigen Kanal

Die Hauptaufgabe des Klimagerätes ist ein Gemisch aus gekühlter oder erwärmter Aussen- und Umluft in den angeschlossenen Raum zu transportieren. Dazu werden, wie bei RLT-Anlagen (Raum-Luft-Technische-Anlage), Kanäle zur Strömungsführung der Luftmassen eingesetzt. Neben der Luft übertragen sie den Luftschall ebenfalls. Deshalb muss der Kanal bei der akustischen Beschreibung eines Klimagerätes berücksichtigt werden. Dazu wird die Ausbreitung der Schallwellen in ihm beschrieben. Dabei besitzen kanalartige Bauelemente, akustisch betrachtet, zwei Grenzwerte. Die akustische Masse  $M_a$  und die Reibung  $Z_{a,r}$ .

Zunächst wird der einfache Fall des akustisch eindimensionalen Wellenleiters zur Beschreibung des Schallfeldes in Kanalausbreitungsrichtung erarbeitet. Im nächsten Schritt wird dieser um zwei Dimensionen erweitert und die dabei entstehenden Effekte erläutert.

Das Ziel dieses Abschnitts ist ein Kopplungsvierpol, welcher in der Form einer Kettenmatrix die Übertragung des Kanals beschreibt.

### 4.1 Eindimensionaler Wellenleiter

Ein eindimensionaler akustischer Wellenleiter (Kanal) kann laut [Len01] wie folgt entwickelt werden:

Dabei basieren die folgenden Berechnungen auf den im Abschnitt 3.3 beschriebenen akustischen Netzwerken. Für die Entwicklung wird lediglich die Schnittstelle am Anfang und am Ende des Kanals und die Angabe einer verknüpfenden Kettenmatrix betrachtet.

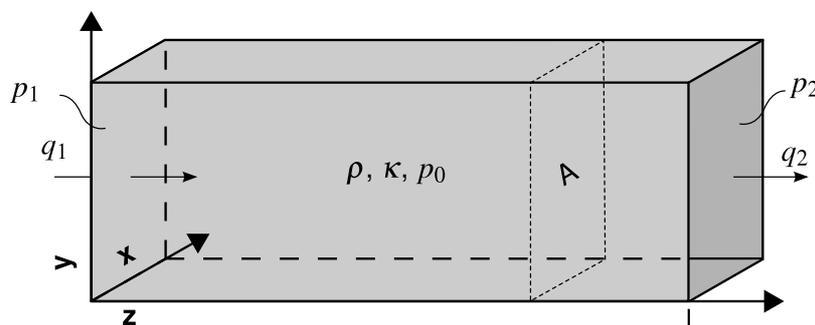


Abb. 4.1: Randbedingungen des Wellenleiters

Das im Kanal enthaltene Medium wird durch die Dichte  $\rho$ , den Adiabatexponent  $\kappa$

und den Druck  $p_0$  beschrieben. Die Koordinaten in der Abbildung 4.1 definieren die Dimensionen des Kanals wie folgt:

- $\mathbf{x} \hat{=}$  Breite des Kanals
- $\mathbf{y} \hat{=}$  Höhe des Kanals
- $\mathbf{z} \hat{=}$  Länge des Kanal und Ausbreitungsrichtung der ebenen Welle
- $\mathbf{A} \hat{=}$  Innenfläche des Kanals, gefüllt mit einem Fluid

Mittels der Zerlegung des Kanals in finite akustische Elemente kann eine Differentialgleichung für den Druck  $p(z)$  und den Volumenstrom  $q(z)$  aufgestellt werden. Deren allgemeinen Lösungen lauten:

$$\underline{p}(z) = \underline{C}_1 e^{jkz} + \underline{C}_2 e^{-jkz}$$

und

$$\underline{q}(z) = Z_{a0} \left( \underline{C}_1 e^{jkz} - \underline{C}_2 e^{-jkz} \right)$$

Darin ist  $k$  die ortsunabhängige Wellenzahl und  $Z_{a0}$  die spezifische Wellenimpedanz des Kanals. Die beiden Konstanten  $\underline{C}_1$  und  $\underline{C}_2$  können durch die Randbedingungen festgelegt werden.

Für  $z = 0$  ergibt sich:

$$\underline{p}_1 = \underline{C}_1 + \underline{C}_2 \quad \text{und} \quad \underline{q}_1 = Z_{a0} (\underline{C}_1 - \underline{C}_2)$$

Damit folgt für die Konstanten:

$$\underline{C}_1 = \frac{1}{2} \left( \underline{p}_1 - \frac{\underline{q}_1}{Z_{a0}} \right) \quad \text{und} \quad \underline{C}_2 = \frac{1}{2} \left( \underline{p}_1 + \frac{\underline{q}_1}{Z_{a0}} \right)$$

Am Kanalende ( $z = l$ ) gilt  $\underline{p}(z) = \underline{p}_2$  und  $\underline{q}(z) = \underline{q}_2$ . Damit kann der Zusammenhang zwischen den Ein- und Ausgangsgrößen des Kanals wie folgt angegeben werden.

$$\begin{aligned} \underline{p}_2 &= \cos(k \cdot l) \underline{p}_1 - j \frac{1}{Z_{a0}} \sin(k \cdot l) \underline{q}_1 \quad \text{und} \\ \underline{q}_2 &= j Z_{a0} \sin(k \cdot l) \underline{p}_1 + \cos(k \cdot l) \underline{q}_1 \end{aligned} \quad (4.1)$$

Um die Eingangsgrößen in Abhängigkeit von den Ausgangsgrößen darzustellen, ergibt sich aus der Gleichung (4.1) mittels Koordinatentransformation die Kettenmatrix des eindimensionalen Wellenleiters:

$$\begin{pmatrix} \underline{p}_1 \\ \underline{q}_1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos(k \cdot l) & j Z_{a0} \sin(k \cdot l) \\ j \frac{1}{Z_{a0}} \sin(k \cdot l) & \cos(k \cdot l) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \underline{p}_2 \\ \underline{q}_2 \end{pmatrix} = \underline{\mathbf{A}} \begin{pmatrix} \underline{p}_2 \\ \underline{q}_2 \end{pmatrix} \quad (4.2)$$

mit

$$k = \omega \sqrt{M_a \cdot N_a} = \frac{\omega}{c}, \quad Z_{a0} = \sqrt{\frac{M_a}{N_a}} = \sqrt{\frac{\rho_0 \cdot \kappa \cdot p_0}{A^2}}, \quad c = \frac{1}{\sqrt{M_a \cdot N_a}} = \sqrt{\frac{\kappa \cdot p_0}{\rho_0}}$$

$\omega$  ist die Kreiswellenzahl,  $c$  die Schallgeschwindigkeit und  $\mathbf{A}$  die Kettenmatrix. Im weiteren Verlauf soll das Verhältnis zwischen dem Schallfluss am Kanaleingang und dem Schalldruck am Ausgang betrachtet werden. Dieses Verhältnis wird als Übertragungsfunktion  $H1 = \underline{p}_2 / \underline{q}_1$  bezeichnet und aus der Gleichung (4.2) bestimmt:

$$\underline{q}_1 = \frac{1}{Z_{a0}} \sin(k \cdot l) \cdot \underline{p}_2 + \cos(k \cdot l) \cdot \underline{q}_2 \quad (4.3)$$

Nun muss  $\underline{q}_2$  ersetzt werden, dies geschieht mit Hilfe der Vierpol-Theorie.

#### 4.1.1 Belasteter Vierpol

Der ausgangsseitige Abschluss des Vierpols über einen Widerstand wird als Belastung angesehen. Dies bedeutet in der akustischen Betrachtungsweise, dass das durch den Vierpol beschriebene Element einen Abschluss mit einer Impedanz hat (z.B. ein Kanal mit offenem Ende). Somit entspricht das der Freifeldimpedanz bei der Abstrahlung ins Freie.

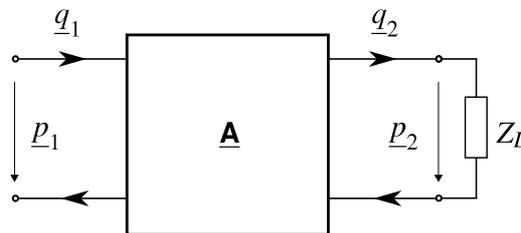


Abb. 4.2: Schaltbild des Lastwiderstandes  $Z_L$  an einem Vierpol, beschrieben durch die Kettenmatrix  $\mathbf{A}$

$Z_L$  ist der Lastwiderstand und kann mit Hilfe des Ohmschen-Gesetzes

$$Z_L = \underline{p}_2 / \underline{q}_2 \quad (4.4)$$

berechnet werden. Durch die Kombination der Gleichung (4.3) und der Gleichung (4.4) ergibt sich:

$$\underline{q}_1 = j \frac{1}{Z_{a0}} \sin(k \cdot l) \cdot \underline{p}_2 + \cos(k \cdot l) \cdot \frac{\underline{p}_2}{Z_L} \quad (4.5)$$

Durch Division in (4.5) mit  $\underline{p}_2$  und Bildung des Kehrwertes kann die Gleichung für die zunächst gesuchte Übertragungsfunktion  $H1$  aufgestellt werden:

$$H1 = \frac{\underline{p}_2}{\underline{q}_1} = \frac{1}{j \frac{1}{Z_{a0}} \sin(k \cdot l) + \cos(k \cdot l) \cdot \frac{1}{Z_L}} \quad (4.6)$$

Im nächsten Schritt wird ein am Eingang belasteter Vierpol beschrieben.

#### 4.1.2 Belasteter Vierpol mit Eingangswiderstand

Um einen einansseitig offenen Kanal zu simulieren, wird die Schaltung aus Abbildung 4.2 um einen Eingangswiderstand erweitert (vgl. Abbildung 4.3).

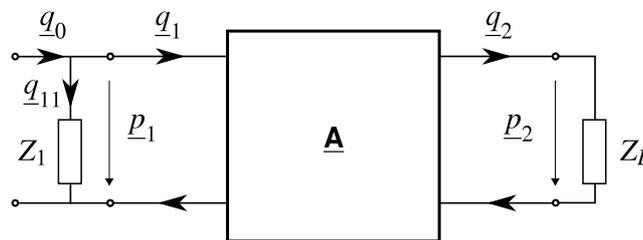


Abb. 4.3: Schaltbild des Eingangs- und Lastwiderstandes an einem Vierpol, beschrieben durch die Kettenmatrix  $\underline{\mathbf{A}}$

Die Herleitung der Übertragungsfunktion  $H1$  gestaltet sich wie folgt:  
Zunächst wird der Knotensatz aufgestellt.

$$\underline{q}_0 = \underline{q}_1 + \underline{q}_{11} \quad (4.7)$$

Im Anschluss werden die einzelnen Ströme berechnet. Dabei ist  $\underline{q}_1$  bereits in der Gleichung (4.5) dargestellt.

$$\underline{q}_{11} = \frac{\underline{p}_1}{Z_1}$$

$$\underline{p}_1 = \cos(k \cdot l) \cdot \underline{p}_2 + j Z_{a0} \sin(k \cdot l) \cdot \underline{q}_2 \quad (4.8)$$

$$\underline{q}_{11} = \frac{1}{Z_1} \cos(k \cdot l) \cdot \underline{p}_2 + j \frac{Z_{a0}}{Z_1 Z_L} \sin(k \cdot l) \cdot \underline{p}_2$$

$\underline{p}_1$  kann aus der umgestellten Gleichung (4.2) ermittelt werden und durch erneutes Anwenden des Ohmschen Gesetzes ist  $\underline{q}_2 = \underline{p}_2 / Z_L$  ersetzt worden.

Durch Einsetzen der Gleichungen (4.5) und (4.7) in (4.8) und durch Sortieren

nach Real- und Imaginärteil erhält man die Gleichung für  $q_0$ .

$$\underline{q}_0 = \frac{1}{Z_L} \cos(k \cdot l) \cdot \underline{p}_2 + \frac{1}{Z_1} \cos(k \cdot l) \cdot \underline{p}_2 + j \frac{1}{Z_{a0}} \sin(k \cdot l) \cdot \underline{p}_2 + j \frac{Z_{a0}}{Z_1 Z_L} \sin(k \cdot l) \cdot \underline{p}_2 \quad (4.9)$$

Die Übertragungsfunktion  $H1 = \underline{p}_2 / \underline{q}_0$  wird wie die Gleichung (4.6) gebildet.

Im nächsten Schritt wird das offene Ende des Kanals genauer betrachtet.

### 4.1.3 Reflexion am offenen Ende des Kanals

Die am Ende des Kanals ankommende ebene Welle wird abhängig vom Reflexionsfaktor  $r$  zurück geworfen und überlagert sich. Dabei beschreibt  $r$  das Amplitudenverhältnis zwischen der einfallenden und der reflektierten Welle.

$$\begin{aligned} \underline{p}_d &= \underline{p}_e (1 + r), \\ \underline{v}_d &= \underline{v}_e (1 - r) \end{aligned}$$

Dabei ist (gültig für ebene Wellen)

$$\underline{p}_e / \underline{v}_e = Z = \rho \cdot c$$

die reelle Schallkennimpedanz des Fluides im Kanal und der Reflexionsfaktor  $r$  berechnet sich wie folgt:

Zunächst wird laut [Hen08] das Verhältnis von Schallschnelle  $\underline{v}_d$  und Schalldruck  $\underline{p}_d$  an der Austrittsöffnung des Kanals gleich der Schallschnelle  $\underline{v}_s$  und dem Schalldruck  $\underline{p}_s$  an der Oberfläche des Kugelstrahlers 0. Ordnung gesetzt. Dabei ist er im Idealfall der einfachste Elementarstrahler und sendet ideale Kugelwellen ohne Richtcharakteristik aus.

$$\frac{\underline{p}_d}{\underline{v}_d} = \frac{\underline{p}_s}{\underline{v}_s}$$

Diese Verhältnis ist mit der Feldimpedanz  $\underline{Z}_s$  des Kugelstrahlers identisch.

$$\underline{Z}_s = \frac{\underline{p}_s}{\underline{v}_s} = j(\rho \cdot c) \frac{\frac{\pi \cdot d_0}{\lambda}}{1 + j \frac{\pi \cdot d_0}{\lambda}}$$

Demnach unterliegt der Schallaustritt einer plötzlichen Impedanzänderung von  $Z$  nach  $\underline{Z}_s$ . Aufgrund dieser Fehlanpassung am Mündungsquerschnitt erfolgt laut dem Anpassungsgesetz eine Reflexion mit dem Reflexionsfaktor  $r$ .

$$r = \frac{\frac{\underline{Z}_s}{Z} - 1}{\frac{\underline{Z}_s}{Z} + 1}$$

Nach Einsetzen von  $Z$  und  $\underline{Z}_s$  ergibt sich:

$$\underline{r} = -\frac{1}{1 + j\frac{\pi \cdot d_0}{\lambda}} \quad (4.10)$$

Der nun noch unbekannte Parameter  $d_0$  ist der Durchmesser des Kugelstrahlers. Dieser lässt sich durch das Gleichsetzen des Schallflusses an dem Mündungsquerschnitt und an der Kugeloberfläche berechnen.

$$A \cdot v_e = \Omega \frac{d_0^2}{4} \cdot v_s$$

Durch Gleichsetzen der beiden Schnellen und Umstellen nach  $d_0$  erhält man:

$$d_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot A}{\Omega}}$$

$\Omega$  ist der Raumwinkel und beschreibt den Ort, an dem der Kanal endet.

- $\Omega = 4\pi$  - Austritt in den Vollraum
- $\Omega = 2\pi$  - Austritt in den Halbraum
- $\Omega = \pi$  - Austritt in den Viertelraum

Nach dem Einsetzen in die Gl. (4.10) erhält man:

$$\underline{r} = -\frac{1}{1 + j\frac{2\pi}{\sqrt{\Omega}} \frac{\sqrt{4 \cdot A}}{\lambda}}$$

oder

$$|\underline{r}| = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{4\pi^2}{\Omega} \frac{4 \cdot A}{\lambda^2}}}$$

Dieser Reflexionsfaktor beschreibt die Mündungsreflexion sehr gut, so lange die Wellenlänge  $\lambda$  größer als die Querdimensionen des Kanals sind. Für die Ermittlung der Grenzwellenlänge  $\lambda_G > d_i$  wurde anstatt des Durchmessers  $d_i$  ein flächengleiches Rechteck angesetzt. Dies geschieht durch Gleichsetzen der Fläche eines Kreises mit dem Durchmesser  $d_i$  und der Fläche eines Rechteckes mit der Höhe  $h$  und der Breite  $b$ .

$$\begin{aligned} \frac{\pi}{4} d_i^2 &= b \cdot h \\ d_i &= \sqrt{4 \frac{b \cdot h}{\pi}} \end{aligned} \quad (4.11)$$

Für Wellenlängen kleiner als  $d_i$  erfolgt die Abstrahlung laut [Hen08] gerichtet. Somit müsste ein Richtungsfaktor eingeführt werden, welcher das Verhältnis der tatsächlichen Schallintensität zu der des Kugelstrahler gleicher Leistung in dem betreffenden Raumpunkt angibt.

Im nächste Schritt wird  $|r|$  in die Gleichung (4.7) eingesetzt

$$\underline{q}_0 = \frac{|r|}{Z_L} \cos(k \cdot l) \cdot \underline{p}_2 + \frac{1}{Z_1} \cos(k \cdot l) \cdot \underline{p}_2 + j \frac{(1 - |r|)}{Z_{a0}} \sin(k \cdot l) \cdot \underline{p}_2 + j \frac{Z_{a0}}{Z_1 Z_L} \sin(k \cdot l) \cdot \underline{p}_2$$

und die Übertragungsfunktion  $H1$  gebildet. Dabei soll  $H1$  zwischen der Eingangs- und Ausgangsseite der Vierpoles gebildet werden, somit wird  $\underline{q}_0$  statt  $\underline{q}_1$  verwendet. Die Formel zur Berechnung der Übertragungsfunktion des eindimensionalen Wellenleiters lautet:

$$H1 = \frac{\underline{p}_2}{\underline{q}_0} = \frac{1}{\frac{|r|}{Z_L} \cos(k \cdot l) + \frac{1}{Z_1} \cos(k \cdot l) + j \frac{(1 - |r|)}{Z_{a0}} \sin(k \cdot l) + j \frac{Z_{a0}}{Z_1 Z_L} \sin(k \cdot l)} \quad (4.12)$$

Bei der Berechnung des Reflexionsfaktors  $|r|$  wurde darauf verzichtet einen Richtungsfaktor einzuführen. Deshalb ist die Übertragungsfunktion in der Gleichung (4.12) nur bis zu einer Grenzfrequenz  $f_{Grenz}$  gültig. Für die Darstellung von  $H1$  und einem späteren Vergleich mit Messwerten wurden die folgenden Werte eingesetzt. Diese sind von zwei im Kapitel 5 untersuchten Kanälen.

Kanal	$b$ in m	$h$ in m	$d_i$ in m $\hat{=} \lambda_G$	$f_{Grenz}$ in Hz	$\Omega$
180er	0,625	0,315	0,5007	679,05	$\pi$
162er	0,905	0,405	0,6831	497,73	$\pi$

Tabelle 4.1: Breite  $b$ , Höhe  $h$ , Grenzwellenlänge  $\lambda_G$ , Grenzfrequenz  $f_{Grenz}$  und der Raumwinkel  $\Omega$  für die im Abschnitt 5 vermessenen Kanäle

Die Grenzwellenlänge  $\lambda_G$  entspricht dem Öffnungsquerschnitt  $d_i$  des Kanals. Somit kann  $\lambda_G$  mit der Gleichung (4.11) berechnet werden. Die Grenzfrequenz  $f_{Grenz}$  wird, über den Zusammenhang mit der Schallgeschwindigkeit in Luft  $c = 340 \text{ m/s}$ , wie folgt ermittelt:

$$f_{Grenz} = c / \lambda_G$$

Der Raumwinkel  $\Omega$  wurde mit  $\Omega = \pi$  festgelegt, weil der vermessenen Kanal nahezu am Boden lag und somit in den Viertelraum abstrahlt. Zunächst wird der Fall eines eingangsseitig verschlossenen und ausgangseitig offenen Kanals dargestellt. Dazu wird  $Z_1$  sehr groß und  $Z_L = Z_0 = 413 \text{ Ns/m}^3$  gewählt.

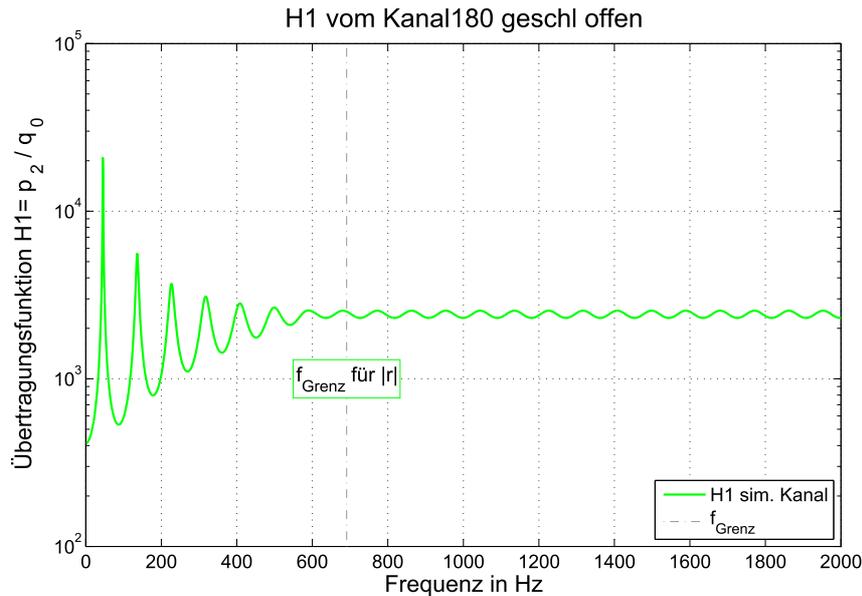


Abb. 4.4: Simulation der Übertragungsfunktion  $H1 = p_2/q_0$  des eindimensionalen Kanals mit einer Länge von 1,8 m, quellseitig geschlossen und gekennzeichnete Grenzfrequenz für  $|r|$

Die Übertragungsfunktion in der Abbildung 4.4 zeigt deutliche Peaks im tieffrequenten Bereich. Diese sind die Resonanzüberhöhungen der sich ausgebildeten stehenden Welle im Kanal. Bei einer Länge des Kanals von  $l = 1,8 \text{ m}$  und der Überlegung, dass die erste stehende Welle in einem einseitig geschlossenen Kanal die Wellenlänge von  $\lambda = 4 \cdot l$  ist, ergibt sich eine Frequenz für das erste Peak von  $f_1 \simeq 47 \text{ Hz}$ . Die weiteren Frequenzen der Peaks sind ganzzahlige Vielfache von  $f_1$ . Durch den frequenzabhängigen Reflexionsfaktor  $|r|$  wird die Amplitude mit steigenden Frequenzen immer kleiner. Ab der Grenzfrequenz  $f_{Grenz}$  wurde zur Vereinfachung mit einer konstanten Amplitude weiter gearbeitet und der Einfluss wird im weiteren Verlauf untersucht.

Im nächsten Schritt wird der dreidimensionale Wellenleiter berechnet.

## 4.2 Dreidimensionaler Wellenleiter

In diesem Abschnitt wird der eindimensionale Wellenleiter um die Dimension in x- und y- Richtung erweitert. Dabei breiten sich in diese Richtungen ebenfalls sinusförmige ebene Wellen aus, die sogenannten Moden im Kanalquerschnitt.

$$\underline{p}(x) = \hat{p} \exp^{\pm j(k \cdot x)} = \hat{p} (\cos(k \cdot x) \pm j \sin(k \cdot x))$$

$$\underline{p}(y) = \hat{p} \exp^{\pm j(k \cdot y)} = \hat{p} (\cos(k \cdot y) \pm j \sin(k \cdot y))$$

Für diese Ausbreitungsrichtungen ergeben sich dabei spezielle Randbedingungen.

### 4.2.1 Randbedingungen des dreidimensionalen Wellenleiters

Die Herleitung der Randbedingungen erfolgt an einem allgemeinen Beispiel. Dazu wird der Lösungsansatz

$$f(x) = A \cos(\alpha x) + B \sin(\alpha x)$$

angenommen. Es muss gelten

$$\frac{\partial p}{\partial x} = 0 \quad \text{für} \quad x = 0, x = b$$

und daraus folgt für den Lösungsansatz

$$\frac{df}{dx}(0) = \frac{df}{dx}(b) = 0$$

Die Bedingung bei  $x = 0$  wird erfüllt, wenn man

$$B = 0$$

setzt. Um die Bedingung  $x = b$  zu erreichen, muss

$$\alpha = \frac{m\pi}{b} \quad \text{mit} \quad m = 0, 1, 2, \dots$$

gewählt werden. Die Randbedingung  $\alpha$  ist nicht eindeutig festgelegt. Es existieren eine ganze Anzahl von möglichen Lösungen, die durch die Ordnungszahl  $m$  bestimmt werden. Somit erhält man für die allgemeine Lösung:

$$f(x) = A \cos\left(\frac{m\pi x}{b}\right)$$

Analog dazu werden die Randbedingungen der  $y$ - Richtung bestimmt und die Ordnungszahl  $n$  verwendet.

### 4.2.2 Dreidimensionaler Schalldruckverlauf im Kanal

Der dreidimensionale Schalldruckverlauf im Kanal setzt sich aus den Wellengleichungen für jede Richtung zusammen und wird wie folgt berechnet:

$$p(z, x, y) = \sum_{m=0}^M \sum_{n=0}^N \left\{ A_{m,n} e^{-k_{z,m,n} z} + B_{m,n} e^{+k_{z,m,n} z} \right\} \cdot \cos\left(\frac{m\pi x}{b}\right) \cdot \cos\left(\frac{n\pi y}{h}\right) \quad (4.13)$$

mit

$$k_{z,m,n}^2 = k_0^2 - \left(\frac{m\pi}{b}\right)^2 - \left(\frac{n\pi}{h}\right)^2, \quad k_0 = \frac{\omega}{c_0} \quad (4.14)$$

$M, N$  sind die maximal zu betrachtenden Quermoden mit der Anzahl  $m, n$ . Die Abmaße des Kanals in  $x$ - bzw.  $y$ - Richtung sind mit  $b$  bzw.  $h$  gekennzeichnet (vgl. Abbildung

4.1).  $\omega$  ist die Kreiswellenzahl und  $c_0$  die Schallgeschwindigkeit in Luft.

Der Ausdruck

$$\left\{ A_{m,n} e^{-k_{z,m,n} z} + B_{m,n} e^{+k_{z,m,n} z} \right\}$$

in der Gleichung (4.13) stellt die eindimensionale Wellenausbreitung dar und kann durch die nach  $p_2$  umgestellte Gleichung (4.12) ersetzt werden. Dabei wird zur Vereinfachung für den Schallfluss  $q_0 = 1 \text{ m}^3/\text{s}$  angenommen.  $k_{z,m,n}$  ist die dreidimensionale Wellenzahl und muss mit in die Gleichung des eindimensionalen Wellenleiters übernommen werden. Die dreidimensionale Wellenzahl bestimmt die Ausbreitungsfähigkeit einer Quermode. Wird die Gleichung (4.14) kleiner als Null, so wird  $k_{z,m,n}$  imaginär. Die entsprechenden Mode wird exponentiell gedämpft und ist somit nicht ausbreitungsfähig. Die folgende Abbildung verdeutlicht diesen Effekt.

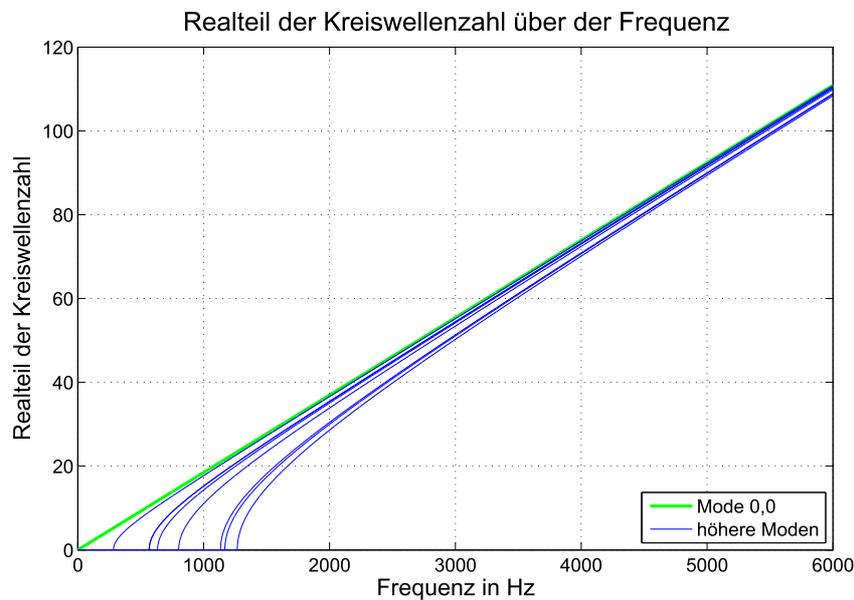


Abb. 4.5: Realteil der Kreiswellenzahl mit verschiedenen Werten für die Ordnungszahlen  $m$  und  $n$

In Abbildung 4.5 sieht man deutlich, dass erst ab einer bestimmten Frequenz die Moden ausbreitungsfähig werden. Diese Frequenz ist die cut-on-Frequenz:

$$f_{c.o.} = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\left(\frac{m\pi}{b}\right)^2 + \left(\frac{n\pi}{h}\right)^2} \quad (4.15)$$

Die Mode mit  $m = n = 0$  heißt Grundmode und ist immer ausbreitungsfähig, alle höheren Moden nur dann, wenn  $f \geq f_{c.o.}$ . Demnach ist die Grenzfrequenz der ersten Mode im Rechteckkanal:

$$f_{c.o.} = 0,5 \cdot \frac{c}{\max(b,h)} \quad (4.16)$$

Zur Veranschaulichung der verschiedenen Moden sind in der Abbildung 4.6 verschiedenen Lösungen dargestellt. Darin sind in einem Querschnitt des Kanals, Bereiche mit positiven (grau) und negativen (weiß) Schalldruck markiert. Des Weiteren stellen die Bilder eine Momentaufnahme dar, zu einem anderen Zeitpunkt können die positiven und negativen Bereiche vertauscht sein. Die Grenzlinien (die sogenannten Knotenlinien) zwischen diesen bleiben jedoch konstant.

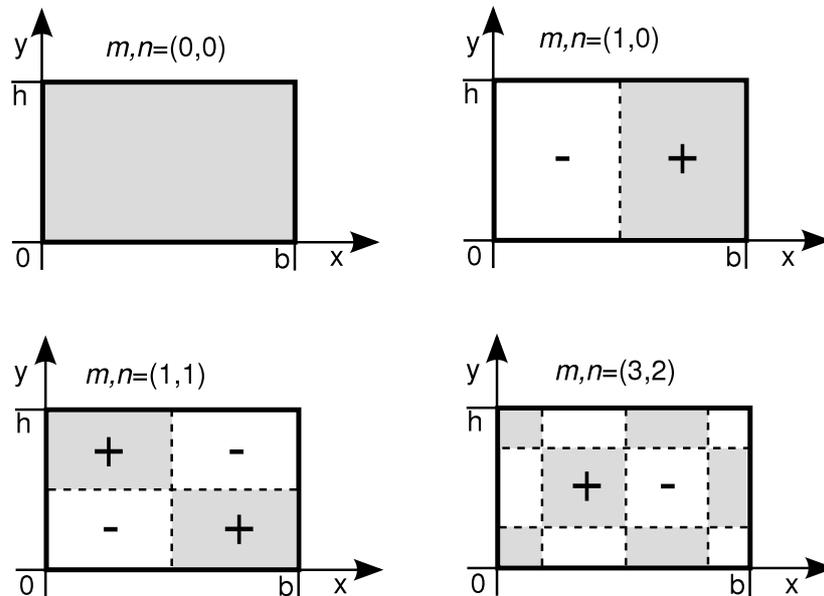


Abb. 4.6: Momentaner Druckverlauf in einem Querschnitt für verschiedenen Moden, nach [Ehr03]

Um die Druckverteilung weiter zu verdeutlichen, ist in der Abbildung 4.7 der Druckverlauf entlang einer mittig im Kanal liegenden Linie aufgetragen. Darin werden die ersten vier Moden in x- bzw. y- Richtung abgetragen. In diese Richtungen beschreibt die Lösung stehende Wellen zwischen den Kanalwänden. Somit befindet sich immer ein Extremwert des Schalldrucks an der Wand. Dieser wird durch die Randbedingung der schallharten Wand erzwungen.

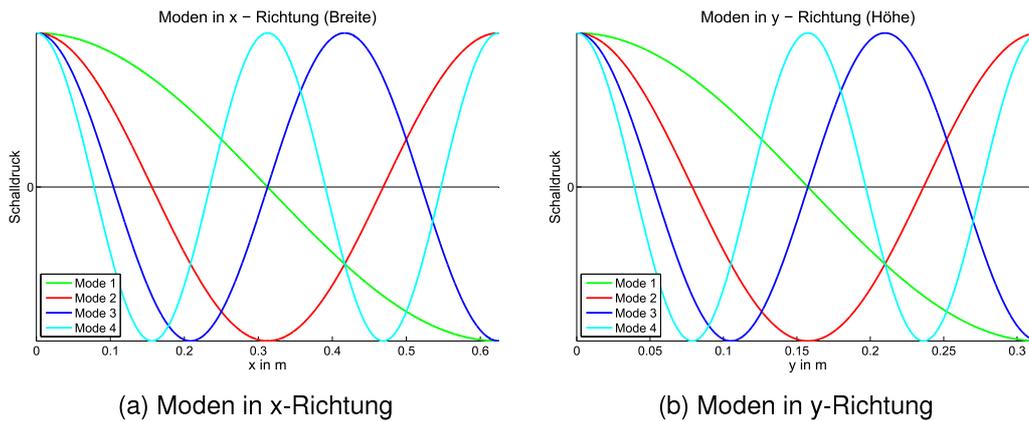


Abb. 4.7: Die ersten vier Moden in zwei Raumrichtungen

Somit wird deutlich, dass die berechnete Übertragungsfunktion an jeder Position des Kanalendes unterschiedlich ist. Deshalb wird im Folgenden die Funktion  $H1$  für die im Abschnitt 5 festgelegte Position der Mikrofone bestimmt (siehe Abbildung 5.2).

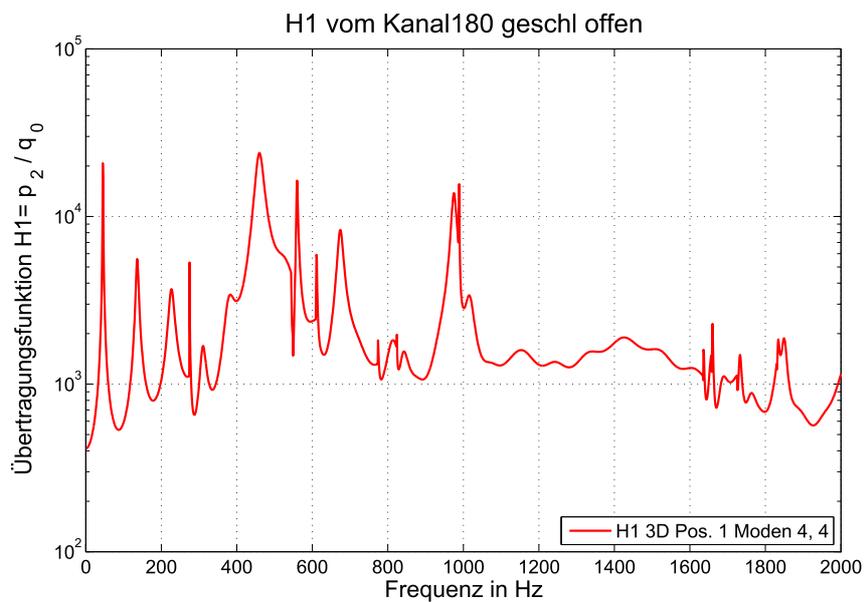


Abb. 4.8: Simulation der Übertragungsfunktion  $H1 = p_2/q_0$  des dreidimensionalen Kanals an der Mikrofonposition 1 mit einer Länge von 1,8 m, quellseitig geschlossen bis einschließlich der Mode(4,4)

Die Abbildung 4.8 zeigt bis ca. 250 Hz den identischen Verlauf wie der eindimensionale Wellenleiter (siehe Abbildung 4.4). Danach überwiegt der Einfluss der Quermoden. Die Positionsabhängigkeit von  $H1$  und der daraus resultierende unterschiedliche Einfluss der Quermoden ist in den Darstellungen A.1 - A.7 im Anhang A.1 gut zu erkennen.

### 4.3 Berechnung der Schalleistung

Die Schalleistung stellt die Beziehung des Schalldrucks mit der -schnelle des Schallfeldes dar und beschreibt somit die transportierte Energie. Es findet z.B. kein Energietransport an Kanalwänden statt, weil an diesem Punkt die Schallschnelle gleich null ist. Des Weiteren wird die Schalleistung für ein ebenes Wellenfeld wie folgt berechnet:

$$P = p \cdot v \cdot A$$

Darin ist  $A$  die Fläche der ebenen Welle, also das Innenmaß des Kanals. Somit ergibt sich mit den Werten für die Höhe und die Breite aus der Tabelle 4.1 eine Fläche von  $A_{180} = 0,1969 \text{ m}^2$  für den 180er Kanal und  $A_{162} = 0,3665 \text{ m}^2$  für den 162er Kanal (vgl. Tabelle 4.1). Der Schalldruck  $p$  wird mit den Gleichungen (4.13) und die Schallschnelle  $v$  wird mit

$$v(z, x, y) = \frac{k_{z,m,n}}{\omega \rho_0} \cdot p(z, x, y) \quad (4.17)$$

berechnet. Dabei wird wieder die Gleichung des eindimensionalen Wellenleiters eingesetzt und ein Volumenfluss von  $q = 1 \text{ m}^3/\text{s}$  verwendet (vgl. Abschnitt 4.2.2). Da die Gleichungen (4.13, 4.17) nur ein Ergebnis für einen Punkt liefern, wurden die acht Positionen der Mikrofonen berechnet und darüber gemittelt.

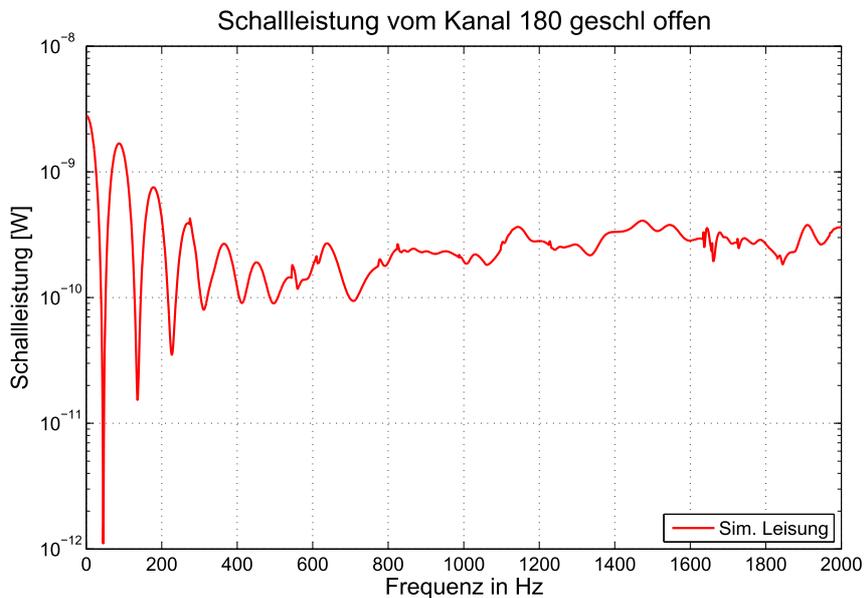


Abb. 4.9: Berechnung der Schalleistung eines dreidimensionalen Kanals mit der Länge von 1,8 m

Die Abbildung 4.9 zeigt ebenfalls den bereits beschriebenen Verlauf eines Wellenleiters. Jedoch ist der Einfluss der Quermoden geringer als bei der Übertragungsfunktion des dreidimensionalen Wellenleiters (vgl. Abbildung 4.8).

Um die hier ermittelten Werte zu überprüfen, werden im nächsten Kapitel die berechneten Kanäle messtechnisch untersucht.

## 5 Versuchstechnische Verifikation der Schallausbreitung in rechteckigen Kanälen

Das akustischen Verhalten eines rechteckigen Kanals wurde zunächst im Kapitel 4 theoretisch betrachtet. Aufgrund der dort vorgenommenen Vereinfachungen müssen die erhaltenen Werte mit der Praxis verglichen werden. Dazu wird in diesem Kapitel eine messtechnische Untersuchung von rechteckigen Kanälen durchgeführt. Zunächst wird die Übertragungsfunktion des Kanals gemessen, um sie im Anschluss mit den Werten aus Kapitel 4 zu vergleichen. Dazu wird als erstes der Messaufbau vorgestellt.

### 5.1 Messaufbau

Der gesamte Messaufbau wurde in einem akustischen Halbraum realisiert, um den Einfluss von Fremdgeräuschen zu minimieren. In dem Halbraum sind die Wände schallabsorbierend ausgekleidet und der Fußboden ist schallhart.

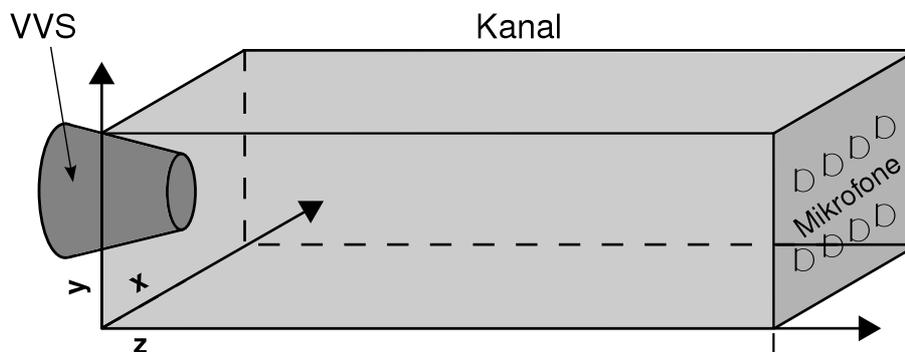


Abb. 5.1: Skizze des Messaufbaus für die Kanalmessungen

Die Abbildung 5.1 zeigt den prinzipiellen Aufbau der Messanordnung. Die Anregung des Volumenflusses erfolgte mit einer „*Omnidirectional Volume Velocity Source*“ (VVS) der Firma Brüel & Kjaer. Deren Frequenzbereich liegt zwischen 50 Hz und 6,3 kHz. Dabei erreicht sie laut [B&K04] einen Schalleistungspegel von  $L_W = 105 \text{ dB}$ . Die vermessenen Kanäle bestanden aus 2,5 cm dickem Pressspanplatten mit den folgenden Abmaßen.

Kanal	Länge $l$ in m	Breite $b$ in m	Höhe $h$ in m
180er	1,80	0,625	0,315
162er	1,62	0,905	0,405

Tabelle 5.1: Abmaße der vermessenen Kanäle

Für die Bildung der Übertragungsfunktion wird der Schalldruck und der Schallfluss benötigt. Der Fluss wurde von dem B&K-Analysator aus zwei Schalldrucksignalen am Ausgang der Volumenschallquelle ermittelt. Dagegen wurde am Ende des Kanals der Schalldruck gemessen. Die dazu verwendeten Messmikrofone waren von der Firma B&K und vom Typ 4935. Diese besitzen eine kugelförmige Richtcharakteristik und sind als Diffusfeldmikrofone ausgelegt. Um einen relativ großen Bereich der Kanalöffnung messtechnisch zu erfassen, wurde das Ende des Kanals in acht gleich große Rechtecke geteilt. Die Mikrofone sind in der Mitte eines jeden Rechteckes positioniert worden. Die Einteilung und Bezeichnung der Mikrofonpositionen ist in Abbildung 5.2 zu erkennen.

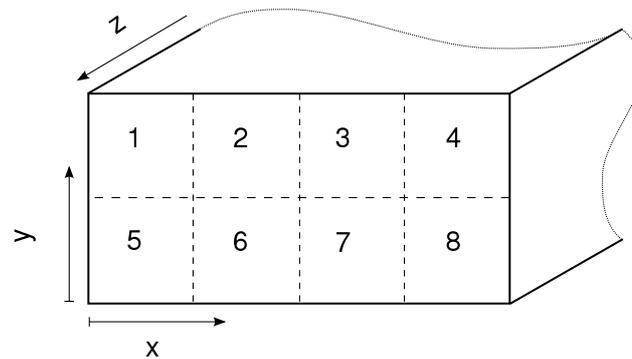


Abb. 5.2: Anordnung der Mikrofone am Ende des Messkanals

Die vermessenen Kanäle sind einmal quellseitig verschlossen und das andere mal offen gewesen. Damit konnte der Einfluss der beiden Situationen auf das im Kanal befindliche Wellenfeld messtechnisch untersucht werden. Die folgende Darstellung zeigt die Umsetzung am Messobjekt.



(a) offene Variante

(b) geschlossene Variante

Abb. 5.3: Quellseitige Variationen am vermessenen Kanal

Bei der geschlossenen Variante in der Abbildung 5.3b wurde darauf geachtet, dass die Mündung der VVS die Kanalwandung nicht berührt. Dazu ist die Öffnung mit Schaumstoff umrandet worden. Damit konnte eine mögliche Körperschalleinleitung verringert und der austretende Luftschall gedämpft werden. Im weiteren Verlauf der Arbeit wird die offene Variante mit „oo“ und die geschlossene mit „go“ gekennzeichnet. Die Kanalseite auf der gemessen wurde, war während der gesamten Untersuchungen offen und somit wird nicht noch einmal explizit darauf hingewiesen.

## 5.2 Ergebnisse der messtechnischen Untersuchung

### 5.2.1 Übertragungsfunktion

Die Übertragungsfunktion wurde zwischen dem Volumenfluss der VVS und dem am Kanalende ermittelten Schalldruck gebildet. Dazu sind in der folgenden Darstellung die Drücke der einzelnen Messpunkte dargestellt.

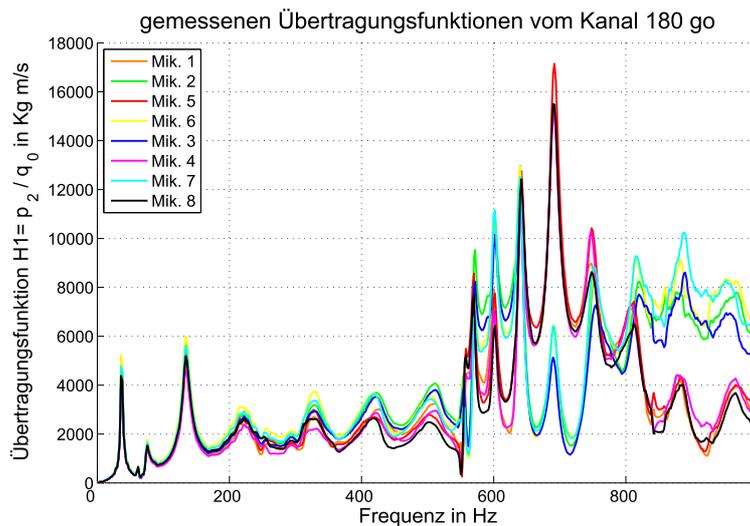


Abb. 5.4: gemessene Übertragungsfunktion des Kanals 180, quellseitig geschlossen

In der Abbildung 5.4 zeigt sich bis ca. 500 Hz ein ähnlicher Verlauf wie bei den berechneten Kurven im Kapitel 4. In diesem Bereich lassen sich ebenfalls die Spitzen der Resonanzüberhöhungen sehr gut erkennen. Unterhalb von ca. 200 Hz liegen sogar alle Messkurven nahezu übereinander. Dies zeigt, dass die Übertragungsfunktion bis ca. 200 Hz unabhängig von Ort und Zeit messbar sind. Die zeitliche Unabhängigkeit begründet sich damit, dass immer nur vier Messpunkte auf einmal erfasst wurden und somit zwei Messungen zum ermitteln von acht Messpositionen nötig waren. Oberhalb von ca. 200 Hz laufen die Kurven allmählich auseinander bis sie bei ca. 550 Hz sich deutlich trennen. Ab dieser Frequenz ist der Einfluss der Quermoden im Kanal deutlich zu erkennen. Dabei sind Minima und Maxima, wie in der Abbildung 4.6 verdeutlicht, zu sehen.

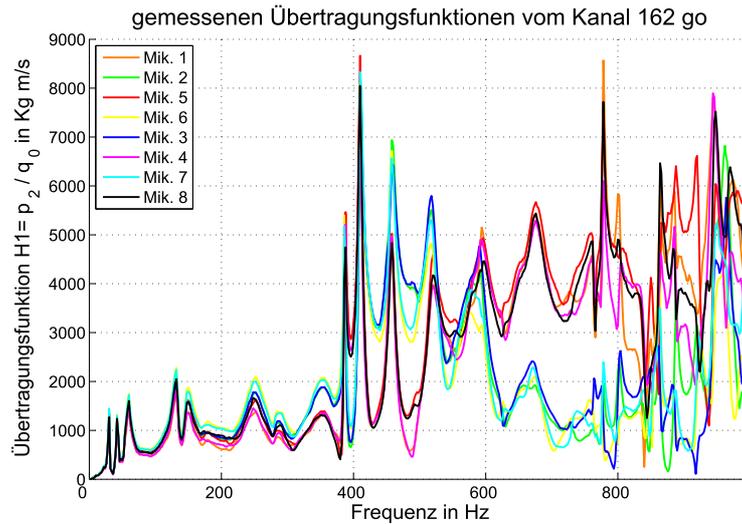


Abb. 5.5: gemessene Übertragungsfunktion des Kanals 162, quellseitig geschlossen

Der Kanal mit einer Länge von  $l = 1,62$  m ist in der Abbildung 5.5 dargestellt. Darin sind die Messkurven bis ca. 200 Hz nahezu identisch. Durch die im Vergleich zum Kanal 180 größere Breite und Höhe wird der Einfluss der Quermoden bereits bei ca. 400 Hz deutlich. Oberhalb dieser Frequenz sind wiederum Minima und Maxima bei der gleichen Frequenz im Verlauf der Übertragungsfunktion zu erkennen. So sind z.B. bei ca. 700 Hz die Werte von vier Mikrofonen nahezu doppelt so hoch wie die der anderen vier. Dies bedeutet, dass in der Mitte der Kanalöffnung ein „Tal“ und an den Rändern ein „Berg“ der Übertragungsfunktion ist. Die beiden folgenden Darstellungen zeigen den Fall, in dem das quellseitige Kanallende offen ist.

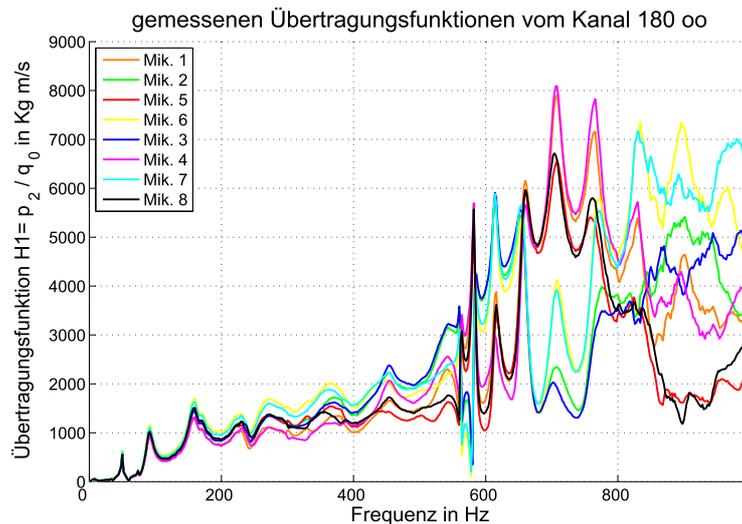


Abb. 5.6: gemessene Übertragungsfunktion des Kanals 180, quellseitig offen

Die Peaks der Übertragungsfunktion in der Abbildung 5.6 sind im Vergleich mit der quellseitig geschlossenen Messung (Abb. 5.4) nur noch ca. halb so hoch. Dennoch

weisen beide Messungen die gleichen Charakteristika auf.

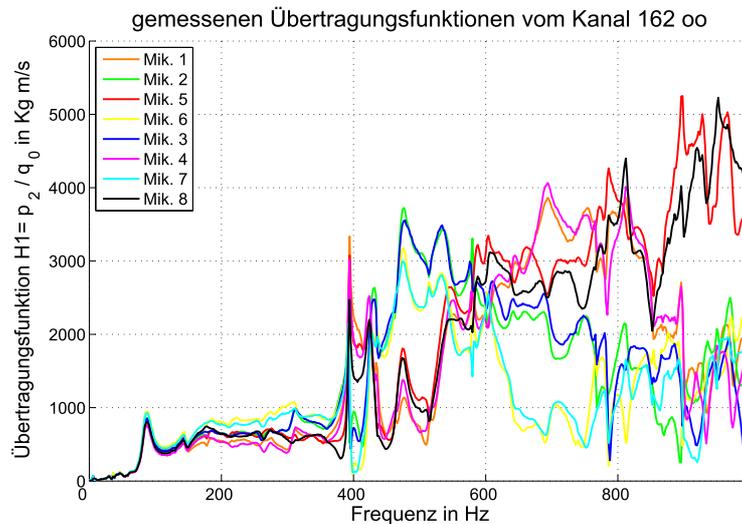


Abb. 5.7: gemessene Übertragungsfunktion des Kanals 162, quellseitig offen

Die Peaks in der Abbildung 5.7 halbieren sich ebenfalls im Vergleich mit der quellseitig geschlossenen Messung (Abb. 5.5). Dennoch sind wiederum die ähnlichen Kurvenverläufe zu sehen.

## 5.2.2 Ermitteln der Schalleistung

Die vermessenen Kanäle beeinflussen nicht nur den Schalldruck  $p$ , sondern auch die Volumenfluss  $\vec{q}$ . Die Schalleistung  $\vec{P}$  fasst beide Größen wie folgt zusammen:

$$\vec{P} = p \cdot \vec{q}$$

Dieser Zusammenhang soll messtechnisch erfasst werden. Dazu wurde ein Verfahren zur Bestimmung der Schallintensität  $\vec{I}$  verwendet, da

$$\vec{I} = p \cdot \vec{v} = \frac{P}{A} = \frac{p \cdot \vec{q}}{A}$$

ist. Darin beschreibt  $A$  die Fläche durch die die Intensität hindurch tritt. Um die Schallintensität messtechnisch zu erfassen, muss die Schnelle  $\vec{q}$  nach Richtung und Betrag bestimmt werden. Dies kann auf zwei unterschiedlichen Wegen erreicht werden. Zum einen durch Approximation der Schallschnelle anhand des Druckgradienten oder andererseits durch eine direkte Messung. Der erste Fall kann mit zwei Druckmikrofonen (sog. pp-Sonde) und der zweite mit einem Druckmikrofon und einem Schnellesensor (sog. pv-Sonde) realisiert werden. In dieser Untersuchung wurde eine pp-Sonde der Firma B&K eingesetzt. Dies besitzt zwei gegenüberstehende Kondensator-Druckmikrofone. Aus den beiden Mikrofonsignalen kann der mittlere Druck und der

Druckgradient ermittelt werden. Der Gradient ist dann der Schallschnelle proportional. Die Richtung der Schnelle wird durch Drehen der Mikrofonverbindungsachse bestimmt. Der messbare Frequenzbereich wird durch den Abstand der beiden Mikrofone festgelegt. Die obere Grenze entsteht, weil der Druckgradient nur näherungsweise durch die Druckdifferenz bestimmt wird. Bei tiefen Frequenzen kann die Sonde die Steigung der Schalldruckkurve sehr genau bestimmen. Sobald aber die Wellenlänge im Verhältnis zum Mikrofonabstand klein wird (hohe Frequenzen), kann der Bereich des Anstiegs kürzer als der Abstand werden. Dieser wird dann nicht mehr erfasst und ein meist geringerer Gradient ermittelt. Deshalb sollte laut [Ler09] der Abstand nicht größer als  $\lambda/6$  betragen. Die hier vorgestellte messtechnische Untersuchung erfolgte mit einem Abstand der Mikrofone von 12 mm. Somit liegt die obere Frequenzgrenze der Intensitätsmessung bei 5 kHz (laut Hersteller der pp-Sonde). Die untere Grenzfrequenz wird durch die Phasenfehlpassung der beiden Mikrofone bestimmt. Die Phasenverschiebung charakterisiert hier die zeitliche oder räumliche Veränderung der Schallwellenamplitude. Die beiden Mikrofone erfassen die Phasenveränderung, welche gleichbedeutend mit der Zeitspanne ist, in der die Schallwelle von einem zum anderen Mikrofon gelangt. Aus technischen Gründen entsteht im gesamten Analysesystem eine Verzögerung zwischen den beiden Mikrofonkanälen. Diese bewirkt eine geringe Phasenänderung, die sogenannte *Phasenfehlpassung* und beträgt laut dem Hersteller bei guten Analysatoren etwa  $\leq \pm 0,3^\circ$ . Um den Fehler kleiner als 1 dB zu halten, sollte die Phasenänderung zwischen den Mikrofonen mindestens fünfmal größer als die Phasenfehlpassung sein. Somit ergibt sich mit dem oben genannten Abstand der Mikrofone und einem ermittelten Druck-Intensitätsindex von ca. 1 dB (beurteilt die Genauigkeit der Messung) eine unterer Grenzfrequenz von 125 Hz. Die Messung erfolgte, in dem wiederum mit der VVS (*Omnidirectional Volume Velocity Source*) ein Volumenstrom erzeugt und in den Kanal eingeleitet wurde. Das gegenüberliegende offene Kanalende wurde mäanderförmig mit der pp-Sonde überstrichen, um eine zeitliche und räumliche Mittlung zu erhalten. Dies wird in der folgenden Abbildung verdeutlicht.

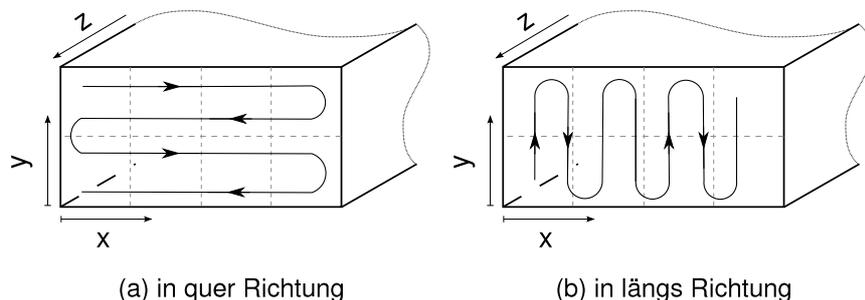


Abb. 5.8: Mäanderförmiges Überstreichen des Kanalendes bei der Intensitätsmessung

Das Ergebnis der beiden Messungen wird in der folgenden Abbildung dargestellt.

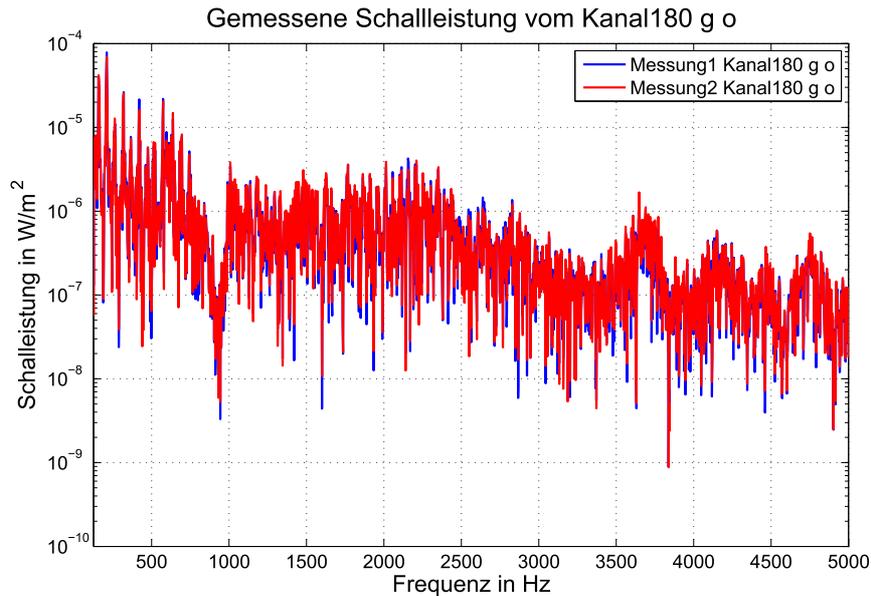


Abb. 5.9: Gemessener Schalleistungspegel des Kanal 180, quellseitig geschlossen

Die Kurven in der Abbildung 5.9 zeigen die gemessenen Schalleistung des Kanals mit einer Länge von 1,8 m. Die Seite der Quelle war geschlossen. Zwischen den beiden Kurven besteht kaum ein Unterschied, dies zeigt, dass die zeitliche Mittelung lang genug war, um reproduzierbare Messergebnisse zu erhalten. Des Weiteren nimmt die Schalleistung mit zunehmender Frequenz allmählich ab.

### 5.3 Vergleich der Messwerte mit den Ergebnissen der Berechnung

Für einen genaueren Vergleich der Messwerte mit den berechneten Werten der Übertragungsfunktion, aus dem Kapitel 4 werden die Grafen einzeln gegenüber gestellt. Des Weiteren ist die y-Achse logarithmisch abgetragen, um die einzelnen Peaks besser vergleichen zu können.

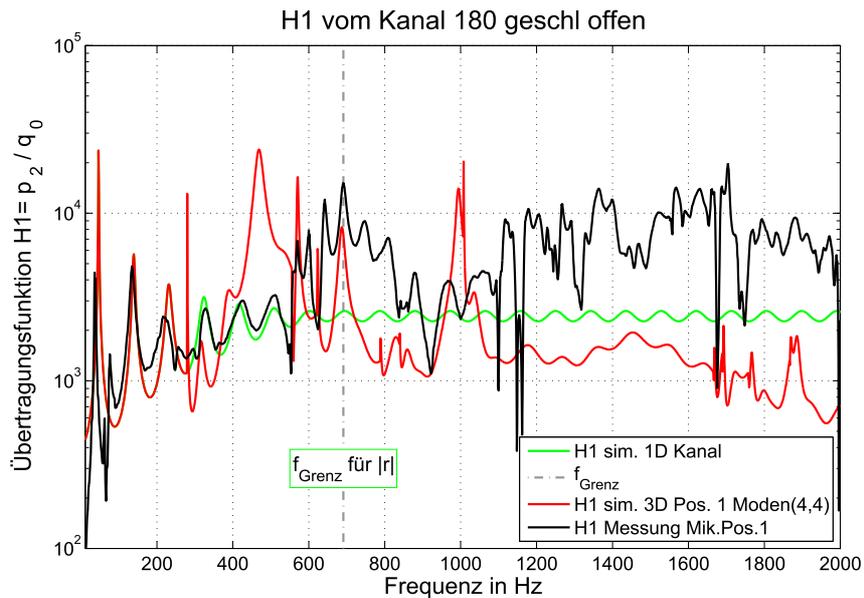


Abb. 5.10: Vergleich der berechneten und gemessenen Werte für die Übertragungsfunktion  $H_1$  des Kanals mit einer Länge von  $l = 1,8$  m, quellseitig geschlossen und an der Mikrofonposition 1

Die Abbildung 5.10 zeigt bis ca. 200 Hz eine recht gute Übereinstimmung der beiden berechneten Kurven (grün und rot) mit der Messung (schwarz). Der recht starke Einbruch der Messkurve bei ca. 50 Hz ist auf die Anregung der Kanalwandung zurückzuführen. Eine genauere Erläuterung dazu erfolgt im Anhang C. Der Einfluss der ersten Quersmode bei ca. 300 Hz wird zwar frequenzgenau ermittelt aber die Höhe der Amplitude stimmt nicht mit der Messung überein. Mit zunehmender Frequenz nimmt dann die Übereinstimmung zwischen Messung und Berechnung immer mehr ab. Dies zeigt sich ebenfalls in den Darstellungen der Mikrofonposition 2-8 im Anhang B.1.

Ähnlich stellt sich die Situation bei dem Vergleich des 1,62 m langen Kanals dar. In der Abbildung 5.11 ist dieser abgetragen. Durch die breiteren und höheren Abmaße des Kanals (im Vgl. zum Kanal 180), beginnt der Einfluss der Quersmoden bei tieferen Frequenz. Diesmal wird die Frequenz der ersten Mode, bei ca. 200 Hz, nicht ermittelt und selbst der Verlauf im tieffrequenten Bereich recht schlecht getroffen.

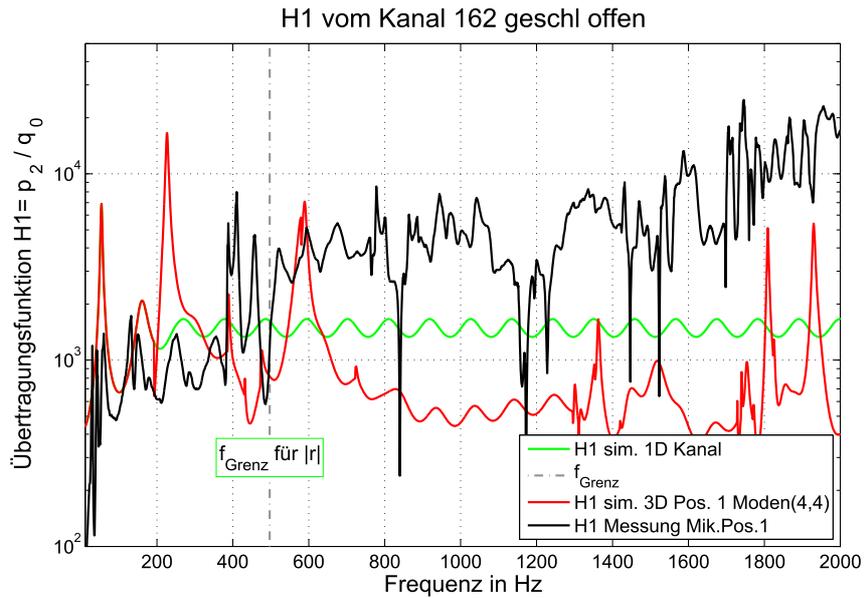


Abb. 5.11: Vergleich der berechneten und gemessenen Werte für die Übertragungsfunktion  $H1$  des Kanals mit einer Länge von  $l = 1,62$  m, quellseitig geschlossen und an der Mikrofonposition 1

Der Vergleich der berechneten und gemessenen Übertragungsfunktion hat gezeigt, dass bis zum Einfluss der Quermoden das Schallfeld recht gut ermittelt werden kann. Bei größer werdenden Abmaßen, insbesondere die Breite und Höhe, trifft dies immer schlechter zu. Zum einen beeinflussen die Quermoden bereits im niederfrequent Bereich das Schallfeld und zum anderen wird die Berechnung zu ungenau. Dies ist auf die im Kapitel 4 angenommenen Vereinfachungen zurückzuführen.

Ein weiteres Bauelement des Klimagerätes sind die Ventilatoren. Diese werden im anschließenden Kapitel behandelt.

## 6 Ventilatoren

Die Ventilatoren sind eine Komponente des Bahnklimagerätes. Dabei gehören sie zu den Hauptgeräuschquellen des gesamten Gerätes. Die Vorhersage der Schalleistung bereits im Entwicklungsstadium ist für ein geräuscharmes Klimagerät von höchster Wichtigkeit. Zur Vorhersage des von Ventilatoren erzeugten Schalls werden in diesem Kapitel Möglichkeiten aufgezeigt. Zur Überprüfung dieser sollen mehrere Messreihen dienen. Dabei werden unter anderem verschiedene Einbausituationen dargestellt und Hinweise zur Geräuschreduzierung eines Ventilators gegeben.

### 6.1 Arten von Ventilatoren

Die Ventilatorenbauart wird nach der Durchströmung des Laufrades unterschieden. Es gibt

- Axialventilator (siehe Abbildung 6.1),
- Radialventilatoren (siehe Abbildung 6.2) und
- Trommelläufer/Querstromventilator (siehe Abbildung 6.3)

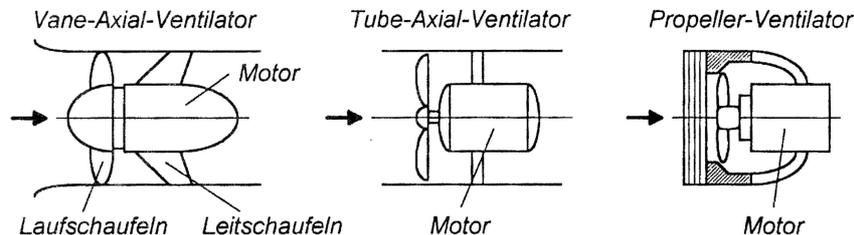


Abb. 6.1: Arten von Axialventilatoren, nach [Lip01]

Die Axialventilatoren sind die gebräuchlichste Bauform. Die Drehachse des Axiallaufrades verläuft parallel bzw. axial zum Luftstrom. Die Vorteile von Axialventilatoren sind die, im Verhältnis zum hohen geförderten Luftdurchsatz, geringen Abmessungen. Der Nachteil ist der geringere Drucksprung, zwischen der Saug- und der Ausblasseite, im Verhältnis zum Radialventilator.

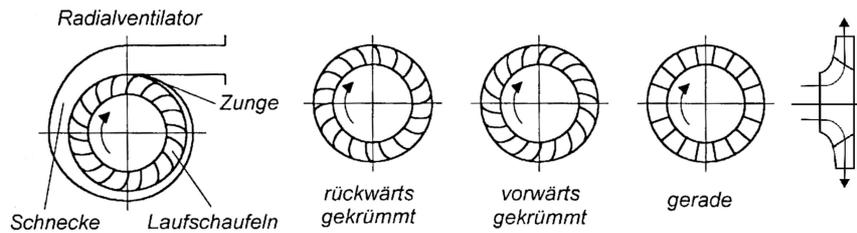


Abb. 6.2: Arten von Radialventilatoren, nach [Lip01, Sch06]

Beim Radialventilator wird die Luft parallel bzw. axial zur Antriebsachse des Radialventilators angesaugt und durch die Rotation des Radiallaufrades um  $90^\circ$  umgelenkt und radial ausgeblasen. Dabei gibt es einseitig und beidseitig ansaugende Radialventilatoren mit und ohne Gehäuse. Sie werden überall dort verwendet, wo es im Vergleich zu Axialventilatoren auf größere Druckerhöhung bei gleicher Luftmenge ankommt.

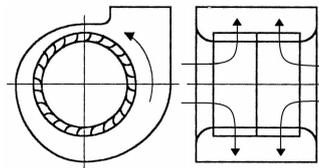
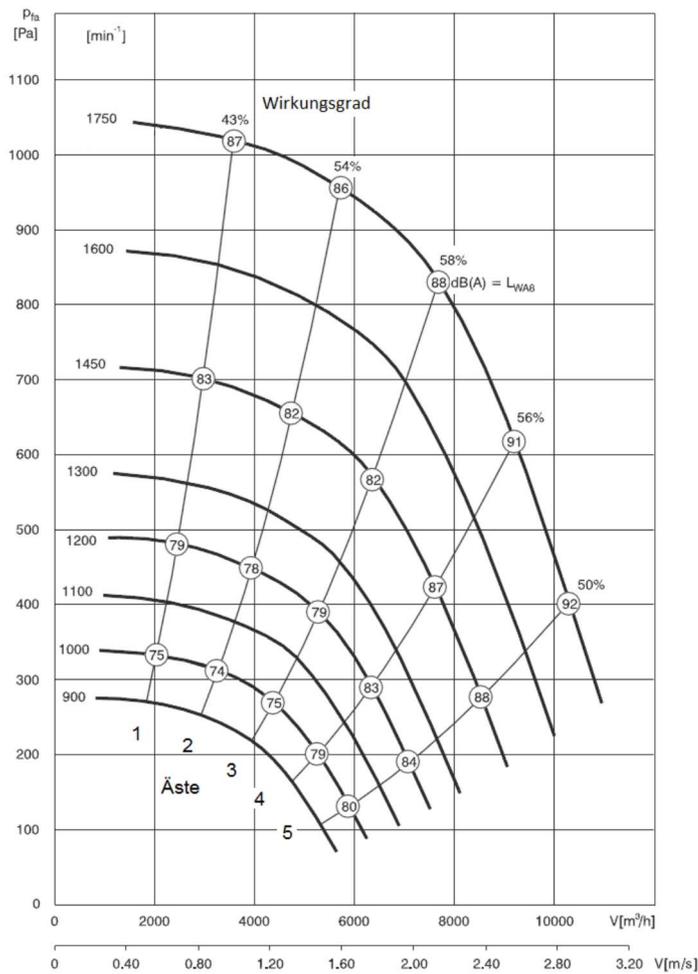


Abb. 6.3: zweistufiger Trommelläufer, nach [Lip01]

Der Trommelläufer kann nicht ohne Gehäuse betrieben werden, weil es für die Umwandlungsprozesse von kinetischer in statische Druckenergie unerlässlich ist. Das Laufrad des Trommelläufers ist annähernd eine Gleichdruckrad, d.h. im Laufrad wird so gut wie kein statischer Druck aufgebaut. Dagegen wird das Fluid bis fast zur doppelten Umfangsgeschwindigkeit beschleunigt.

Die Charakterisierung von Ventilatoren erfolgt laut [Mül04] durch ihr Kennfeld in einem  $\Delta p - \dot{V}$ -Diagramm. Darin wird die statische Druckerhöhung  $p_{fa}$  als Funktion des Volumenstroms  $\dot{V}$  und der Drehzahl des Ventilators als weiterer Parameter aufgetragen. Ebenfalls wird der Wirkungsgrad als eine Art „Ast“ dargestellt, der die Linien der Drehzahl schneidet. An diesen Schnittpunkten wird der Gesamtschallleistungspegel abgetragen. In diesem Beispiel ist der  $L_{WA8}$  (Gehäuse- u. Freiausblas - Schalleistungspegel, A-Bewertet) dargestellt. Weitere Bezeichnungen von Ventilator bezogenen Schalleistungspegeln befinden sich im Anhang D. Um ein Oktav-Spektrum zu erhalten, werden zusätzliche Korrekturwerte für jede Oktave angegeben und mit dem Gesamtpegel verrechnet.

Ein  $\Delta p - \dot{V}$ -Diagramm eines Radialventilators mit dem dazu gehörenden relativem Oktav-Spektrum wird im Folgenden gezeigt.



(a)  $\Delta p - \dot{V}$  - Diagramm eines Radialventilators

f [Hz]	L <sub>Wrel</sub>	
	Eintritt-Seite / inlet side [dB]	Austritt-Seite / outlet side [dB]
63	-1	-4
125	-4	-6
250	-1	-2
500	-2	-3
1K	-5	-5
2K	-10	-7
4K	-11	-13
8K	-14	-14

(b) Relatives Oktav-Spektrum der Schalleistung

Abb. 6.4: Kennfeld eines Radialventilators mit seinem relativen Oktav-Spektrum, nach [ros08]

In dieser Arbeit wurden zwei unterschiedlich große Radialventilatoren mit rückwärts gekrümmten Schaufeln untersucht. Im Weiteren werden diese mit „280er“ für den kleinen Ventilator und mit „400er“ für den großen Ventilator bezeichnet.

## 6.2 Arten der Geräusentstehung

Das Spektrum eines Ventilators besteht im wesentlichen aus Strömungsgeräuschen und einzelnen tonalen Komponenten. Die Strömungsgeräusche ähneln einem breitbandigem Rauschen und entstehen durch Wechselkräfte auf den Schaufelflächen infolge der Wirbelablösungen an der Schaufelhinterkante. Die dabei entstehende Schalleistung wächst mit dem Turbulenzgrad der Schaufelanströmung und mit dem Kohärenzgrad der Wirbelablösungen. Weitere Anteile zum Strömungsgeräusch werden durch Wechselwirkungen der Schaufeloberfläche mit der turbulente Grenzschicht und

Ablöseerscheinungen erzeugt.

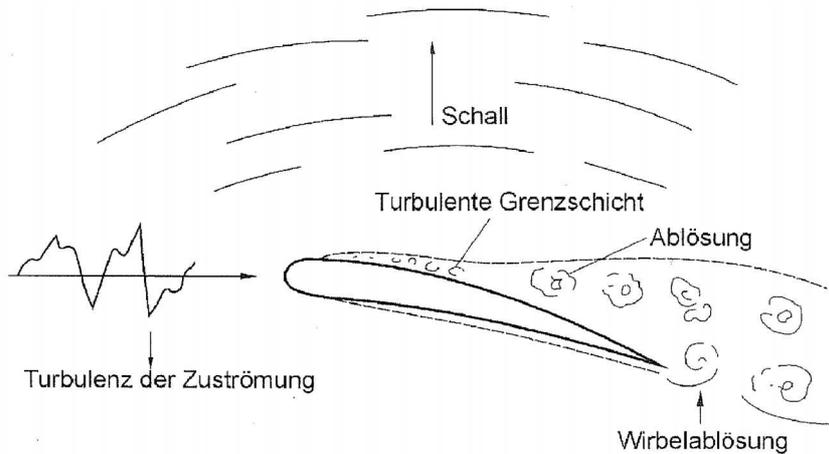


Abb. 6.5: Entstehungsmechanismen des breitbandigen Geräuschespektrums eines Ventilators, aus [Bom03]

Das breitbandige Geräuschespektrum eines Ventilators wird sehr oft von schmalbandigen (tonalen) Geräuschen überlagert. Diese sind der Drehklang und der Interferenzklang.

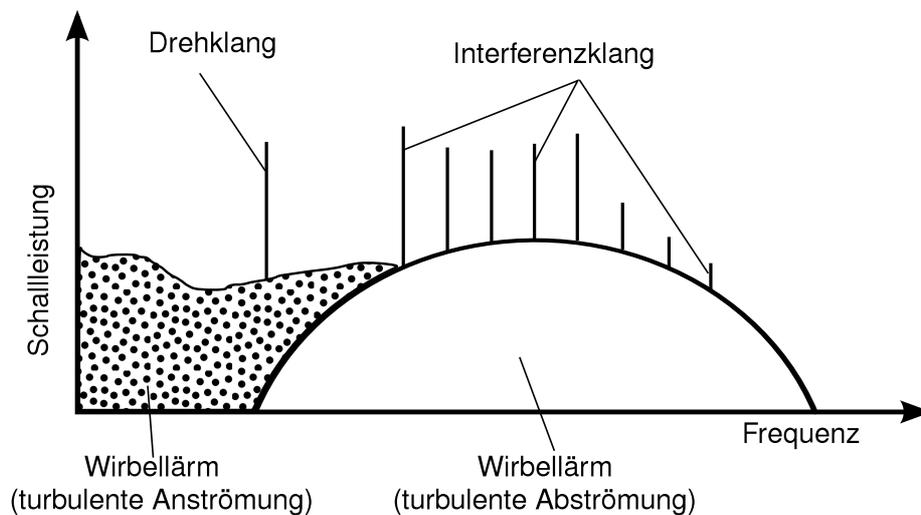


Abb. 6.6: Geräuschzusammensetzung des aerodynamischen Ventilatorschalls, nach [Zel09]

Der Drehklang entsteht durch die Druckschwankungen infolge des Vorbeigleitens der Schaufeln an einem ortsfesten Element. Das können z.B die Zunge eines eingehausten Radialventilators (vgl. Abbildung 6.2) oder Befestigungselemente in der Nähe der Schaufeln sein. Die Frequenz  $f_D$  des Drehklangs kann wie folgt berechnet werden:

$$f_D = \frac{n \cdot z}{60} \tag{6.1}$$

$f_D$  wird in Hz angegeben,  $z$  ist die Anzahl der Schaufeln und  $n$  ist die Drehzahl des Ventilators in  $\text{min}^{-1}$ . Neben der Grundfrequenz können auch ihre ganzzahligen Vielfachen entstehen und diese werden mit Interferenzklang bezeichnet. Die Luftschalleistung des Ventilatorrads liegt im Allgemeinen wesentlich höher als die des Antriebsmotors, somit ist es laut [Lip95] nicht unbedingt erforderlich, den Pegel des Motors speziell zu bestimmen.

### 6.3 Berechnungsverfahren für die Schalleistung eines Ventilators

Die Vielzahl von geräuscherzeugenden Mechanismen eines Ventilators macht es notwendig, verschiedene Berechnungsverfahren anzuwenden. Dabei lassen sich unterschiedliche Genauigkeitsklassen festlegen. Diese benötigen unterschiedliche Eingangsparameter und sind in der Abbildung 6.7 dargestellt.

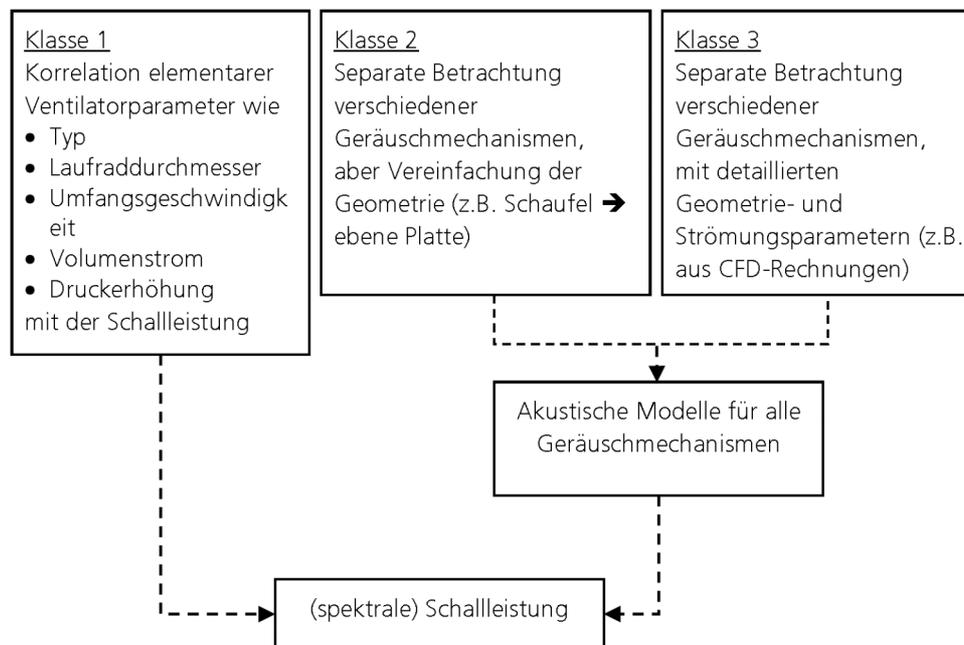


Abb. 6.7: Einteilung der Berechnungsverfahren für die Schalleistung eines Ventilators, aus [Car09]

Die Berechnungsverfahren der Klasse 1 bestimmen die Schalleistung mit einfachen algebraischen Beziehungen. Dabei werden grundlegende Maschinengrößen, wie Laufraddurchmesser, Umfangsgeschwindigkeit, usw. berücksichtigt. Die Zustrombedingungen, der Betriebspunkt und detaillierte Strömungsparameter werden jedoch vernachlässigt. Somit erreicht dieses Verfahren eine Genauigkeit von  $\pm 4$  dB.

Eine höhere Genauigkeit kann man teilweise mit den Verfahren der Klasse 2 erlangen. Dies wird durch eine getrennte Modellierung der unterschiedlichen Geräuschmechanismen erreicht. Ein Beispiel ist das SHARLAND-Verfahren. Dieses

berechnet die frequenzunabhängige Schalleistung mit der Strömungsgeschwindigkeit parallel zu Schaufeloberfläche und den Geschwindigkeitswankungen der Zustromturbulenzen als Eingangsgröße. Um eine spektrale Verteilung der Schalleistung zu erhalten, wurde das Verfahren durch Költzsch weiterentwickelt. Die Genauigkeit der Schalleistungsberechnung ist nicht immer besser als die der Klasse 1, jedoch eignet es sich gut zur Vorhersage des Einflusses konstruktiver und strömungstechnischer Änderungen auf das Ventilatorgeräusch.

Die akustische Auslegung eines Ventilators nach dem Verfahren der Klasse 3 besteht laut [Köl01] aus zwei Schritten:

- Die für die Schallentstehung verantwortliche Quellgröße muss berechnet werden. Dies sind die strömungsbedingten Schaufelkräfte.
- Berechnung der Schalleistung aus diesen Quellgrößen auf der Basis einer akustischen Modellierung der Schallquellen.

Dazu werden heutzutage die Methoden der numerischen Strömungsmechanik und die der numerischen Aeroakustik kombiniert. Die vollständige, direkte numerische Simulation von der Strömung bis zur Schallabstrahlung ins akustische Fernfeld ist laut [Köl00] im Bereich des Rotorlärms noch nicht möglich. Deshalb wird auf diesem Gebiet intensiv geforscht, insbesondere an rechnergestützten Methoden der o.g. Kombination (CFD- Computational Fluid Dynamics und CAA- Computational Aeroacoustics). Dazu wurden in [Köl01] die folgenden Szenarien formuliert:

- Berechnung des 3D- Strömungsfeldes mit einem CFD- Verfahren, z.B.:
  - Direkte Numerische Simulation - DNS
  - Large Eddy Simulation - LES
  - REYNOLDS-Averaged Navier-Stokes Simulation - RANS  
(nach [Car09])
- Berechnung der Nahfeld- Druckschwankung mit der linearisierten EULER-Gleichung, Berechnung der Druckverteilung über die Schaufeloberfläche und Berechnung der Nachläufe mit der RANS- Gleichung
- Zerlegung des rotierenden Druckfeldes in akustische Umfangsmoden und der Radialmoden
- Berechnung der Ausbreitung der beiden Moden
- Berechnung der Schallabstrahlung vom Eintritts- bzw. Austrittsquerschnitt ins Fernfeld, mit der Nutzung von ausbreitungsfähigen Kanalmoden als Eingangsgröße für eine CAA- Schallausbreitungs- und -abstrahlungs-Berechnung
- Verwendung der Kirchhoff-Integralmethode oder des FW-H-Verfahrens (Ffowcs Williams - Hawkings - Verfahren)

Um die Quellbeschreibung von Ventilatoren im Auslegungstool für das akustische Verhalten von Klimagräten relativ einfach zu halten werden 2 Varianten der Klasse 1 untersucht. Für einen späteren Vergleich mit Messungen werden die benötigten Werte und Bezeichnungen aus der Tabelle 6.3 auf der Seite 47 entnommen.

### Variante 1

Die Näherung aus [Mül04] stellte die folgenden empirischen Beziehungen aus zahlreichen Messungen her. Darin wird der Oktav-Schalleistungspegel  $L_{W,Okt}$  des in einen angeschlossenen Druckkanal abgestrahlte breitbandige Rauschen abgeschätzt. Die Beziehung für Radialventilatoren lautet:

$$L_{W,Okt}(f) = 79 + 10 \log \left( \frac{P_e \cdot (1 - \eta) \cdot (u/c)^{1,5}}{1 + (St/2,5)} \right) \text{ dB} \quad (6.2)$$

$P_e$  ist die aufgenommene elektrische Leistung des Lüfters in W,  $c$  ist die Schallgeschwindigkeit in der Leitung in m/s und  $St$  ist die Strouhalzahl  $St = f_m \cdot d/u$ , dabei ist  $f_m$  die Oktav-Mittenfrequenz. Die Werte für  $\eta$ ,  $u$  und  $d$  können aus der Tabelle 6.3 entnommen werden. In einem weiteren Schritt wird der Drehklang berücksichtigt. Dazu wird nach der Gleichung (6.1) die Drehfrequenz ermittelt und in dem beinhaltendem Oktav-Band ein Pegelzuschlag  $\Delta L_D$  erteilt.

$$\Delta L_D = 10 \log \left( 1 + 0,4 \left( \frac{f_0}{f_m} \right)^{2,5} \frac{(u/c)^{1,5}}{\Delta r/d} \right) \quad (6.3)$$

$\Delta r$  ist der minimale Abstand zwischen den Schaufeln und einem ortsfestem Hindernis; für den 400er Ventilator ist  $\Delta r = 0,04$  m und für den 280er ist  $\Delta r = 0,03$  m. Des Weiteren wird ein Zuschlag von ca. 3 dB empfohlen, wenn der Ventilator nicht aus einem langen Kanal saugt sondern aus einer Saugtasche oder einem unmittelbar davor liegende 90°-Krümmer.

### Variante 2

Im Gegensatz zur Variante 1 wird hier der Gesamtschalleistungspegel berechnet und im Anschluss auf Oktavpegel umgerechnet.

In [Eck91] wird davon ausgegangen, dass die abgestrahlte Schalleistung eines Ventilators proportional seiner aerodynamischen Verlustleistung und einer Potenz der Umfangsmachzahl ist. Mit Hilfe dieser Darstellung wurden in der VDI-Richtlinie 3731 umfangreiche empirische Emissionskennwerte von Ventilatoren dargestellt. Demnach wird der Gesamtschalleistungspegel  $L_W$  für Radialventilatoren mit rückwärts

gekrümmten Schaufeln wie folgt berechnet:

$$L_W = 85,2 + 10 \log \left[ \frac{\dot{V}}{\dot{V}_0} \frac{\Delta p}{\Delta p_0} \left( \frac{1}{\eta} - 1 \right) \right] + 15,5 \log \left( \frac{u}{c} \right) \text{ dB} \quad (6.4)$$

- $\dot{V}$  = Volumenstrom in m<sup>3</sup>/s
- $\dot{V}_0$  = 1 m<sup>3</sup>/s
- $\Delta p$  = Gesamtdruckdifferenz in Pa
- $\Delta p_0$  = 1 Pa
- $\eta$  = Wirkungsgrad
- $u$  = Umfangsgeschwindigkeit in m/s
- $c$  = Schallgeschwindigkeit im Medium in m/s

Die Berücksichtigung der spektralen Leistungsverteilung erfolgt mit Hilfe von normierten Oktavspektren. Dazu wird anhand der Schnelllaufzahl  $\sigma$  in den Bereich der Hochdruckventilatoren ( $\sigma = 0,07 - 0,2$ ) und den der Mitteldruckventilatoren ( $\sigma = 0,21 - 0,65$ ) unterschieden. Die in dieser Arbeit untersuchten Ventilatoren haben eine Schnelllaufzahl von  $\sigma = 0,48$  der 280er und  $\sigma = 0,37$  der 400er. Somit wird mit dem normierten Oktavspektrum  $\Delta L_{W,Okt}$  für Mitteldruckventilatoren weiter gearbeitet.

$$\Delta L_{W,Okt} = - \left[ 5 + 5 (\log(St) + 0,39)^2 \right] \text{ dB} \quad (6.5)$$

$St$  ist wiederum die Strouhalzahl (vgl. Variante 1). Der Oktav-Pegel wird wie folgt berechnet:

$$L_{W,Okt} = L_W + \Delta L_{W,Okt} \quad (6.6)$$

Der Drehklang wird mit einem Pegelzuschlag  $\Delta L_D = 0 - 6$  dB berücksichtigt. Dabei bedeutet ein Zuschlag von Null dB, dass der Peak des Drehklangs nicht aus dem Spektrum herausragt. Der subjektive Eindruck, während der Messung der Ventilatoren, zeigte eine deutlich tonalen Anteil im Spektrum des Ventilators. Deshalb wird hier  $\Delta L_D$  mit 6 dB festgelegt.

### Vergleich der Berechnungsverfahren

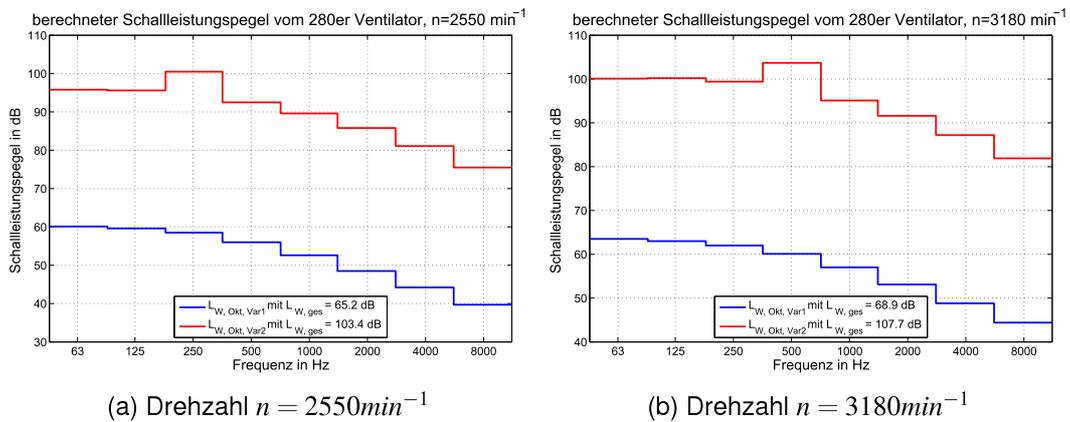


Abb. 6.8: berechnete Schallleistung vom 280er Ventilator

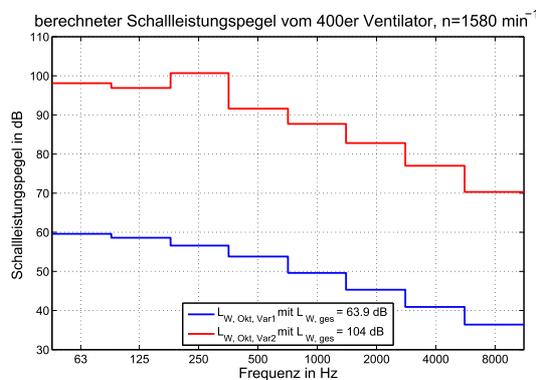


Abb. 6.9: berechnete Schallleistung vom 400er Ventilator mit  $n = 1580 \text{ min}^{-1}$

Die Abbildungen 6.8a, 6.8b und 6.9 zeigen einen deutlichen Unterschied zwischen beiden Varianten. Dabei liegen die Werte der Variante 1 ca. 35 dB unter denen der Variante 2. Die Erhöhung durch den Drehklang ist in der Variante 1 nicht zu erkennen, dagegen in der Variante 2. Des Weiteren kann man die Frequenzabhängigkeit des Drehklangs deutlich erkennen. Die Werte der Berechnung sollen im weiteren Verlauf messtechnisch untersucht werden.

## 6.4 Messtechnische Untersuchung von Radialventilatoren

Das untersuchte Klimagerät beinhaltet zwei Größen von Radialventilatoren. Diese erzeugen einen Teil der gesamten Schallemissionen des Gerätes. Deshalb soll in diesem Kapitel die Schallleistung des Ventilators messtechnisch erfasst werden. Des Weiteren wurde im vorherigen Kapitel die Angabe der frequenzabhängigen Schallleistung, mit Hilfe eines relativen Oktav-Spektrums, in Frage gestellt. Dazu wird das in Abbildung 6.4a vorgestellte  $\Delta p - \dot{V}$  - Diagramm für den jeweiligen Ventilator nachgemessen. Um verschiedenen Einbausituationen auf ihren Einfluss auf den emittierten Schall hin zu untersuchen, wurden einige realisiert und ebenfalls vermessen.

### 6.4.1 Ventilatorprüfstand

Der Ventilatorenprüfstand diente zu Messung der beiden Ventilatorengrößen. Der Prüfstand wurde unter Berücksichtigung der oben genannte Anforderungen in einem akustischen Halbraum wie folgt aufgebaut.

Der wichtigste Punkt, die Ausblasseite akustisch von der Saugseite zu trennen, wurde mit einer Wand realisiert. Die Abmaße der Wand reichten aus, um die Trennung zu ermöglichen. Um zu verhindern, dass in die Trennwand Schwingungen eingetragen werden, wurde der Ventilator von dieser abgekoppelt aufgestellt. Dazu wurde ein separates Gestell aufgebaut.

Für die Messung des  $\Delta p - \dot{V}$  - Diagramm muss zum einen die Drehzahl des Ventilators einstellbar sein und zum anderen der Volumenstrom. Die Drehzahlregulierung erfolgte über ein Frequenzumrichter, mit dem stufenlos von  $n = 0 \text{ min}^{-1}$  bis zur Nenndrehzahl des Ventilators reguliert werden konnte. Für die Regulierung des Volumenstroms wurde auf der Saugseite ein Kanalsystem montiert, welches stufenlos an der Öffnung 1 verschlossen werden kann (vgl. Abbildung 6.10). Bei diesem Kanalsystem musste dafür gesorgt werden, dass nahezu keine Rückreflexionen durch den Ventilator auf die Ausblasseite gelangen. Dafür wurde ein vorhandener Kulissendämpfer, welcher die richtigen Querschnittabmessungen für die notwendigen Volumenströme aufwies, angeschlossen. Somit entstand akustisch gesehen ein quasi unendlicher Kanal.

Die messtechnische Erfassung der ausblasseitigen Schallleistung erfolgte in Anlehnung an das in DIN 45635 Teil 38 (1986) beschriebene Hüllflächenverfahren.

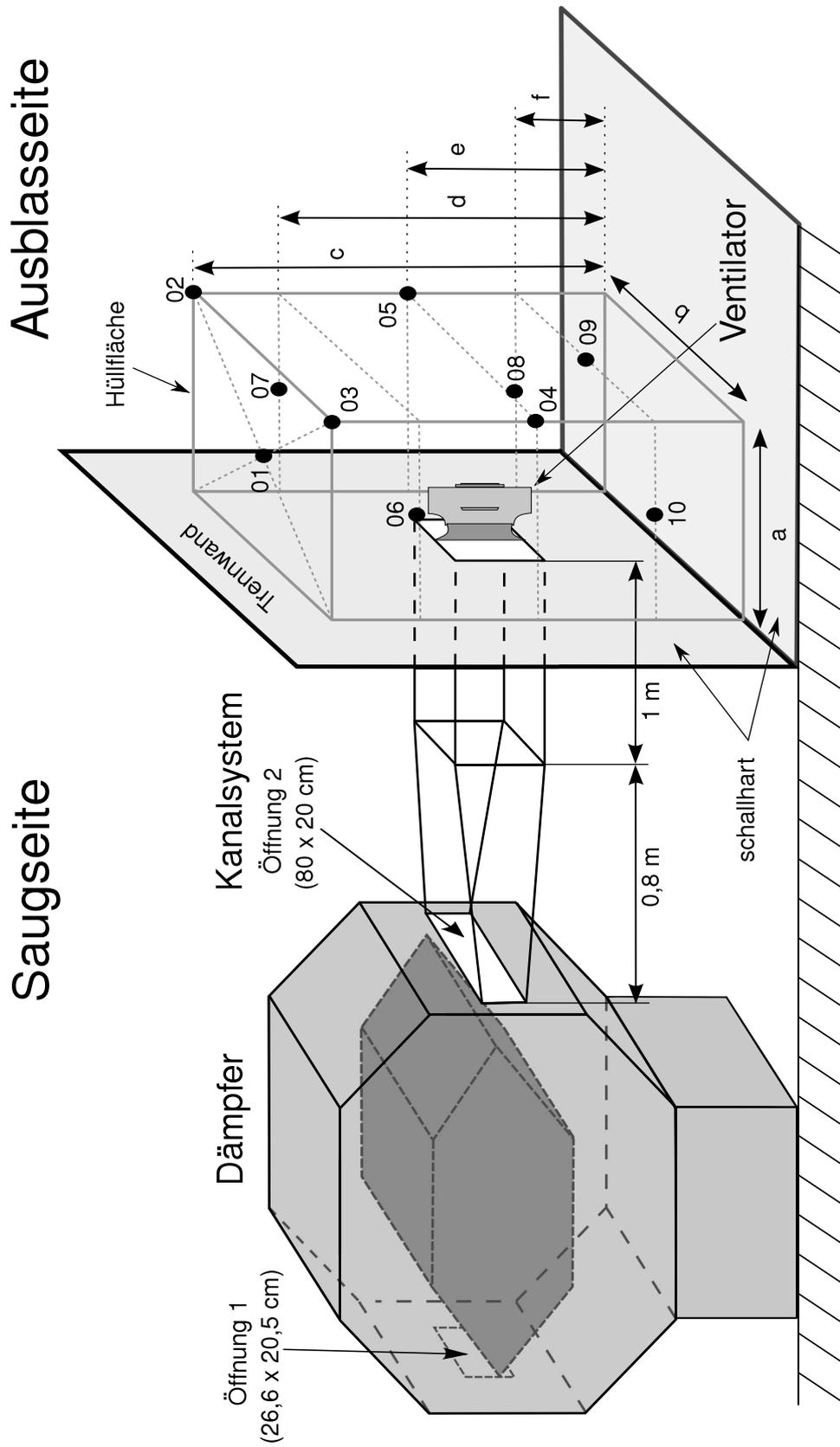


Abb. 6.10: Skizze des Ventilatorprüfstandes

Die Hüllfläche um den Ventilator wurde mit einem Abstand von 80 cm aufgespannt. Somit ergaben sich die folgenden Abmaße für zwei verschieden große Ventilatoren:

Ventilator	Maße der Hüllfläche in Abb. 6.10 [m]					
	a	b	c	d	e	f
280er	1,06	1,91	2,38	1,79	1,19	0,58
400er	2,02	1,1	2,43	1,83	1,21	0,6

Tabelle 6.1: Abmaße der Hüllfläche in der Abbildung 6.10, abhängig vom vermessenen Ventilator

Mit der Hüllfläche und den an den Punkten 1...10 (in Abb. 6.10) gemessenen Schalldruckpegeln lässt sich die Schalleistung wie folgt bestimmen:

Zunächst muss der Messflächeninhalt  $S$  ermittelt werden. Dabei ist zu beachten, dass die Messfläche an schallharten Begrenzungen wie Boden und Wänden endet. Somit wird das Messflächenmaß  $L_S$  aus  $S$  mit  $S_0 = 1 \text{ m}^2$  wie folgt gebildet:

$$L_S = 10 \log \left( \frac{S}{S_0} \right) \text{ dB} \quad (6.7)$$

mit

$$S = 2 \cdot a \cdot c + b \cdot c + a \cdot b$$

Setzt man die Werte für  $a, b, c$  aus der Abbildung 6.10 bzw. aus der Tabelle 6.1 in die Gleichung ein, so erhält man für  $L_S$ :

Ventilator	280er	400er
$L_S$ in $\text{m}^2$	11,6	12,5

Tabelle 6.2: Messflächenmaß der beiden Ventilatoren

Die gemessenen Schalldruckpegel  $L_p$  müssen jetzt noch über die Messfläche gemittelt werden. Dazu wird das energetische Mittel über alle Messpunkte  $i = 1 \dots 10$  gebildet.

$$\bar{L}_p = 10 \log \left( \frac{1}{10} \sum_{i=1}^{10} 10^{0,1 \cdot L_{p,i}} \right) \text{ dB} \quad (6.8)$$

Mit den Gleichungen (6.7) und (6.8) lässt sich der Schalleistungspegel  $L_W$  wie folgt bestimmen:

$$L_W = L_S + \bar{L}_p \quad (6.9)$$

Für die Messung des  $\Delta p - \dot{V}$  - Diagramm musste der Volumenstrom kontrolliert werden. Zur Kontrolle wurde ein Differenzdrucksensor der Firma rosenberg Nord verwendet, welcher die Druckdifferenz zwischen dem Saugraum und einer speziellen Einströmdüse bildet. Im Saugraum wurde darauf geachtet, dass nur der statische

Luftdruck ermittelt wird. Die Einströmdüse ist am Ort der stärksten Einschnürung mit vier Druckentnahmestellen versehen<sup>4</sup> und mittels einer Ringmessleitung verbunden. Somit kann laut [ros08] eine direkte Volumenstrombestimmung des Ventilators während des Betriebs erfolgen. Aus dem ermittelten Differenzdruck kann nach der folgenden Gleichung der Volumenstrom berechnet werden.

$$\dot{V} = k_{10} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \Delta p} \quad (6.10)$$

Der Düsenbeiwert  $k_{10}$  wurde für die jeweilige Ventilatorgröße aus [ros08] entnommen und dort mit 10-prozentiger Sicherheit ermittelt. Die Einstellung der Volumenströme wurden an der Öffnung 1 in der Abbildung 6.10 vorgenommen. Der Volumenstrom des jeweiligen Ventilators wurde aus dem entsprechenden Datenblatt der Firma rosenberg Ventilatoren GmbH entnommen und angelehnt an die Wirkungsgradlinie aus der Abbildung 6.4 mit Ast 1-4 bezeichnet. Der Ast 5 wurde nicht mit gemessen. Somit fördert der Ventilator im Ast 1 den wenigsten und im Ast 4 den meisten Volumenstrom. Des Weiteren sind die Volumenströme im Ast 4 nahe zu identisch mit denen im Klimagerät (Tabelle 6.3).

## 6.4.2 Messungen der Radialventilatoren

Die Messung erfolgte mit dem im voran gegangenen Abschnitt erläuterten Ventilatorenprüfstand. Zur Ermittlung des Schalldruckpegels sind Messmikrofone von der Firma B&K (in Abbildung 6.10 mit der Nummer 1 - 10 bezeichnet) vom Typ 4935 eingesetzt worden. Diese besitzen eine kugelförmige Richtcharakteristik und sind als Diffusfeldmikrofone ausgelegt. Des Weiteren kam das Messsystem SCADAS Mobile der Firma LMS als Mess- und Analysesystem zum Einsatz. Da der gesamte Aufbau in einem akustischen Halbraum aufgebaut war, konnte nahezu kein Umgebungsgeräusch ermittelt werden. Lediglich die im Raum eingebrachten Versorgungsgeräte, wie der Frequenzumrichter für die Motoransteuerung und die Spannungsversorgung für das Volumenstrommessgerät trugen Fremdgeräusche ein. Diese lagen im Gesamtleistungspegel mind. 20 dB unter dem der Messung. In dem interessanten Frequenzbereich von 25 Hz - 8 kHz, ist in jeder Terz, ein Abstand von mind. 10 dB gegeben. Somit wird im weiteren Verlauf keine Fremdgeräuschkorrektur durchgeführt.

Zunächst wird sich auf die Darstellung der Ventilatoren, wie sie im Klimagerät eingesetzt werden, beschränkt. Dazu sind in der folgenden Tabelle die wichtigsten Parameter zusammen gefasst.

---

<sup>4</sup> durch die Firma rosenberg Ventilatoren GmbH

Ventilator	n [1/min]	d [m]	u [m/s]	$\dot{V}$ [m <sup>3</sup> /h]	$k_{10}$ [m <sup>2</sup> s/h]	$\eta$	$\Delta p$ [Pa]
280er	2550	0,284	53,9	2100	55	0,47	874
	3180		67,3	2640			1382
400er	1580	0,404	33,4	5100	113	0,44	1222

Tabelle 6.3: Parameter der untersuchten Ventilatoren

- $n$   $\hat{=}$  Nenndrehzahl der Ventilatoren (verwendet im Klimagerät)  
 $d$   $\hat{=}$  Durchmesser des Ventilatorrades  
 $u$   $\hat{=}$  Umfangsgeschwindigkeit  $u = n \cdot \pi \cdot d / 60$   
 $\dot{V}$   $\hat{=}$  Volumenstrom (Messwerte)  
 $k_{10}$   $\hat{=}$  Düsenbeiwert mit 10 % iger Sicherheit aus [ros08]  
 $\eta$   $\hat{=}$  Wirkungsgrad (Werte aus [ros08])  
 $\Delta p$   $\hat{=}$  Druckdifferenz (berechnet mit der umgestellten Formel (6.10) und Messwerten)

In dem folgenden Diagramm werden die Ergebnisse des 280er Ventilators dargestellt. Des Weiteren wird darin die Messung als schmalband FFT und in Terzbänder abgetragen, um eine Bestimmung der einzelnen Peaks durchzuführen.

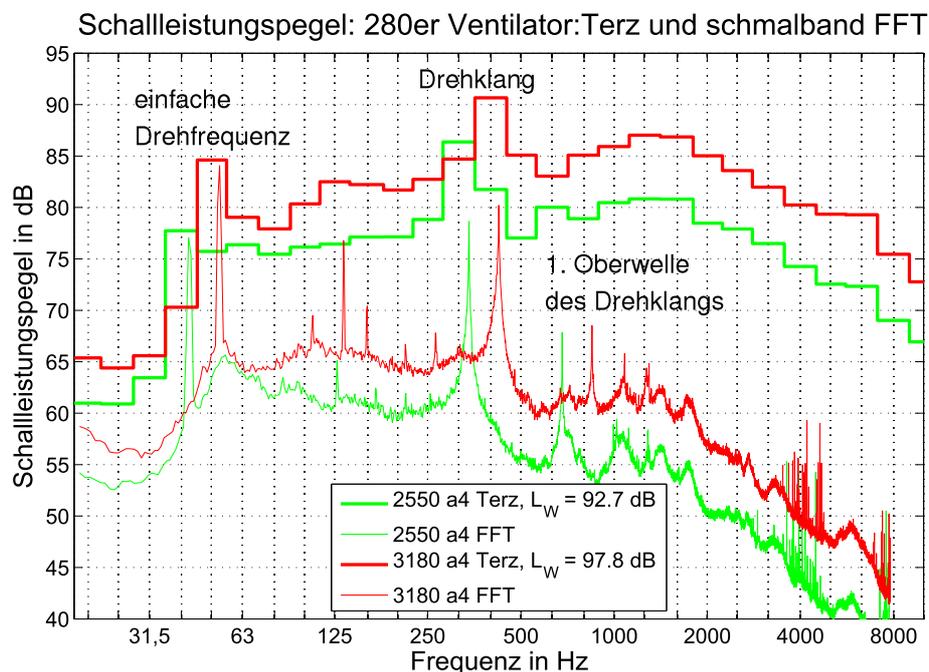


Abb. 6.11: Terzen und schmalband FFT vom 280er Ventilator bei einer Drehzahl von 2550 und 3180  $\text{min}^{-1}$  im Ast 4

In der Abbildung 6.11 lässt sich der Drehklang und seine Drehzahlabhängigkeit sehr deutlich erkennen (vgl. Abschnitt 6.2). Die Frequenzen des Drehklangs liegen hier

bei  $f_{D,2550} = 340$  Hz und  $f_{D,3180} = 424$  Hz. Die erste Oberwelle des Drehklanges ist ebenfalls deutlich sichtbar. Des Weiteren ist auch ein Peak bei der einfachen Drehzahl zu erkennen.

In der Darstellung für den 400er Ventilator können die gleichen Merkmale erkannt werden.

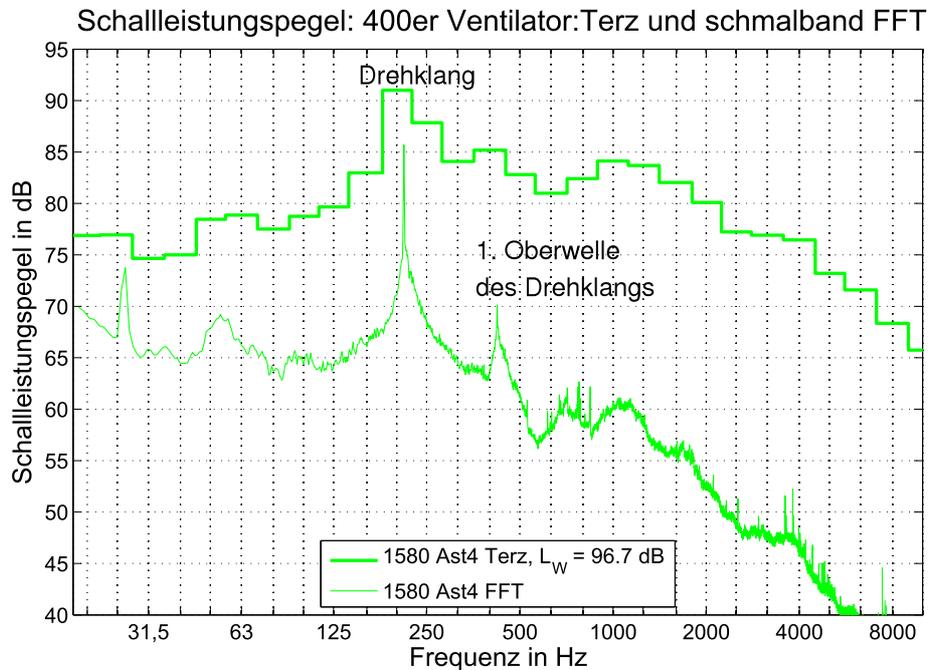


Abb. 6.12: Terzen und schmalband FFT vom 400er Ventilator bei einer Drehzahl von  $1580 \text{ min}^{-1}$  im Ast 4

Der Drehklang ist in beiden Darstellungen (Abb. 6.11 und 6.12) das dominierende Ereignis und klar in der Terz zu erkennen. Somit wird sich in der weiteren Betrachtung auf die Terzdarstellung beschränkt.

Des Weiteren sind in beiden Diagrammen mehrere schmalbandige Peaks bei  $f = 4$  kHz zu erkennen. Diese stammen von der Schaltfrequenz des Frequenzumrichters. Dies ist die Wiederholfrequenz mit dem der Motor einen neuen Drehzahlsollwert erhält.

Im nächsten Schritt soll untersucht werden, inwieweit die abgestrahlte Schalleistung vom Volumenstrom abhängt. Dazu wird der Schalleistungspegel exemplarisch für die Drehzahl  $3180 \text{ min}^{-1}$  in den verschiedenen Ästen dargestellt.

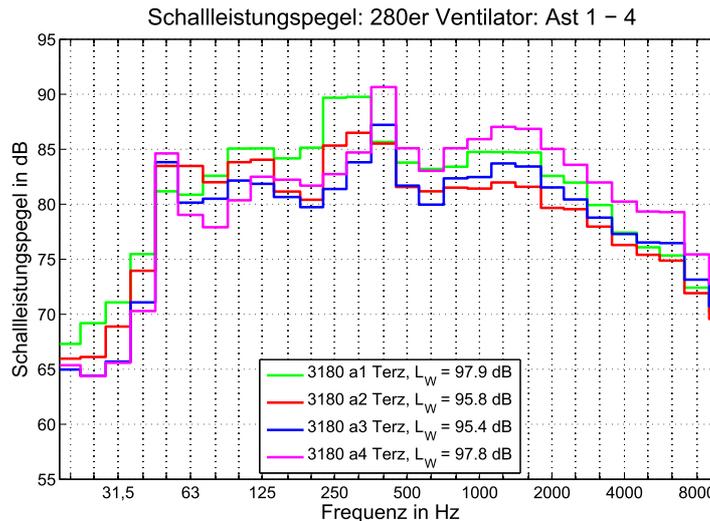


Abb. 6.13: Terzen des 280er Ventilator bei einer Drehzahl von  $3180 \text{ min}^{-1}$  im Ast 1-4

In Abbildung 6.13 scheint die Frequenz des Drehklangs und die der einfachen Drehzahl unabhängig vom Volumenstrom zu sein. Jedoch dominieren bei starker Drosselung des Volumenstromes (Ast 1) die niederfrequenten Geräusche, die zunehmend Gesamtpegel bestimmend werden. Dieser Effekt wurde bereits in [Sch06] aufgezeigt. Darin wird anhand des Betriebspunktes des Ventilators beschrieben, ab wann die Luftsäule, des aus Ventilator und lufttechnischer Anlage bestehendes Systems, zu schwingen beginnt. Als die häufigste Ursache der dabei entstehenden tieffrequenten Geräusche wird die zu geringe Auswuchtgüte des Ventilatorrades vermutet.

Als nächstes wurde das  $\Delta p - \dot{V}$  - Diagramm der beiden Ventilatoren nach gemessen. Damit sollte für mehrere Punkte im Diagramm ein Terzspektrum der Schalleistung erstellt werden, um einen direkten Vergleich der Herstellerangaben mit den Messwerten zu ermöglichen. Dazu werden die Kreuzungspunkte der Wirkungsgradlinien mit den Drehzahllinien im Diagramm eingestellt (vgl. Abbildung 6.4a, Seite 36). Mit Hilfe der Volumenstrommesseinrichtung und der Öffnung 1 konnte der Volumenstrom mit einer Genauigkeit von  $\pm 5 \text{ m}^3/h$  angefahren werden. Die Drehzahl wurde auf  $1 \text{ min}^{-1}$  genau eingestellt.

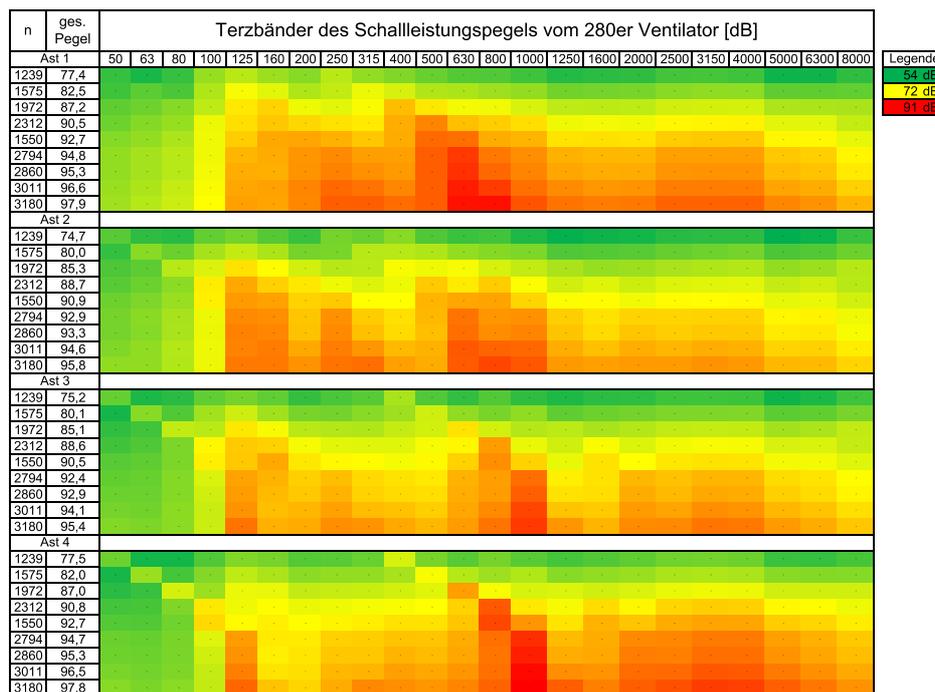


Abb. 6.14: Terzbänder der Schalleistung bei variabler Drehzahl und variablen Volumenstrom des 280er Ventilators,  $[n] = \text{min}^{-1}$ , ges. Pegel in dB

In der Abbildung 6.14 sind die Werte der Schalleistung für unterschiedliche Drehzahlen und Volumenströme dargestellt. Die Höhe der Schalleistung ist farblich abgestuft, dabei ist der kleinste Wert mit der Farbe Grün und der größte Wert mit der Farbe Rot versehen. Der Volumenstrom wird durch die vier Äste repräsentiert (vgl. Abb. 6.4a, Seite 36). Der Ast 1 ist der mit dem geringsten und der Ast 4 mit dem höchsten Volumenstrom. Die Drehzahlabhängigkeit des Drehklang ist sehr deutlich zu erkennen. So liegt z.B. die Terz des Drehklang im Ast 4 mit  $n = 1239 \text{ min}^{-1}$ , bei  $f = 400 \text{ Hz}$ . Mit Zunahme der Drehzahl wandert sie hinauf bis zur 1,25 kHz- Terz. Die zeigt deutlich, dass für ein Ventilator kennfeld eine Angabe eines relativen Spektrums für alle Drehzahlen, wie in den Herstellerangaben, nicht ausreichend ist.

Das Terzspektrum des 400er Ventilators ist im Anhang F abgebildet und zeigt die selbe Charakteristik.

### 6.4.3 Untersuchung von verschiedenen Einbausituationen

Die Ventilatoren sind im Klimagerät, aufgrund begrenzten Bauraumes, relativ nah an Hindernissen verbaut. Insbesondere ist die Ausblasseite von Wänden umgeben. Dazu soll in diesem Abschnitt der Einfluss von Hindernissen auf der Ausblasseite auf den Schalleistungspegel untersucht werden. Dazu wurde ebenfalls der Prüfstand aus dem Abschnitt 6.4.1 verwendet.

Während den Untersuchungen in diesem Kapitel wurde der Volumenstrom auf die festen Werte des Astes eingestellt. Somit konnte kein Einfluss der Hindernisse auf den Volumenstrom ermittelt werden, obwohl der sicherlich vorhanden war.

Im ersten Schritt wird nur eine Platte auf der Saugseite und eine auf der Ausblasseite als Hindernis installiert.

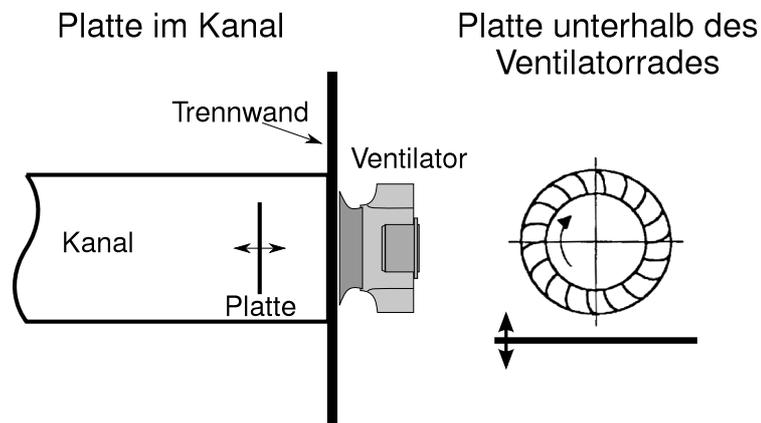


Abb. 6.15: einseitige Begrenzung des Ventilators, links: Draufsicht der Platte im Kanal, rechts: Platte unterhalb des Ventilatorrades

Die Abbildung 6.15 zeigt die beiden vermessenen Varianten mit einer Platte als Hindernis. Für die folgende Darstellung der Messergebnisse wurde wiederum der 280er Ventilator bei der Drehzahl  $3180 \text{ min}^{-1}$  exemplarisch ausgewählt, weil die zu zeigenden Effekte bei beiden Ventilatoren bzw. Drehzahlen identisch waren.

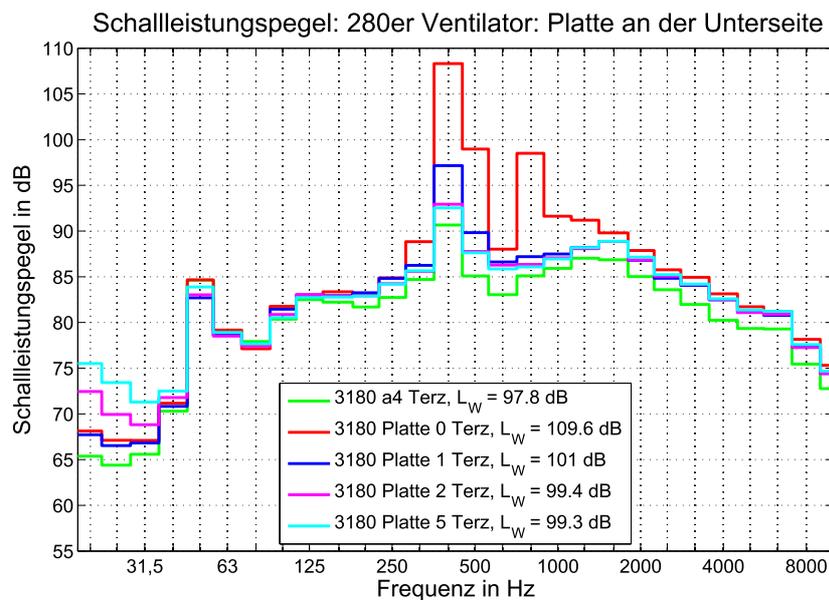


Abb. 6.16: 280er Ventilator mit der Drehzahl  $3180 \text{ min}^{-1}$  im Ast 4 mit unterhalb angebrachter Platte in verschiedenen Abständen

In der Abbildung 6.16 ist der Abstand zwischen Platte und Ventilatorrad in cm angegeben und steht als Zahl hinter dem Wort *Platte* in der Legende. Der Abstand 0 bedeutet, dass die Platte so angebracht wurde, dass gerade nicht die Schaufeln des Ventilators berührt werden. Des Weiteren ist sehr deutlich zu erkennen, dass mit geringer werdendem Abstand die Amplitude der Schalleistung steigt, insbesondere die des Drehklangs und ihrer Oberwellen. Dies ist auf den Entstehungsmechanismus des Drehklangs zurück zu führen (vgl. Abschnitt 6.2). Dabei steigen die Druckpulsationen an.

Selbst bei einem Abstand der Platte von 5 cm ist der Einfluss noch zu erkennen. Dies macht der Vergleich mit der ebenfalls abgetragenen Kurve des Ventilators ohne Platte (3180 a4) deutlich. Dabei hat die Amplitude des Drehklangs nahezu das gleiche Niveau erreicht, jedoch oberhalb der 500 Hz Terz weichen die Kurven von einander ab. Diese Abweichung kann man mit dem durch das Hindernis erhöhten Strömungsrauschen erklären.

Der starke Einfluss auf den Schalleistungspegel lässt mit der Erhöhung des Abstandes sehr rasch nach. So ist bereits nach einem Zentimeter ein sehr deutlicher Rückgang zu sehen. Deshalb sollten die baulichen Begrenzungen, auf der Ausblasseite eines Ventilators, einen Mindestabstand von 2 cm besitzen.

Der zweite Versuchsaufbau untersucht den Einfluss eines Hindernisses im Saugkanal (vgl. linkes Bild in der Abbildung 6.15). Dazu wurde mittig im Kanal eine 26,5 x 26,5 cm große Platte befestigt und der Abstand vom Lüfter zum Brett angegeben. Dabei ist zu erwarten, dass die Reflexionen aus dem Kanal größer werden.

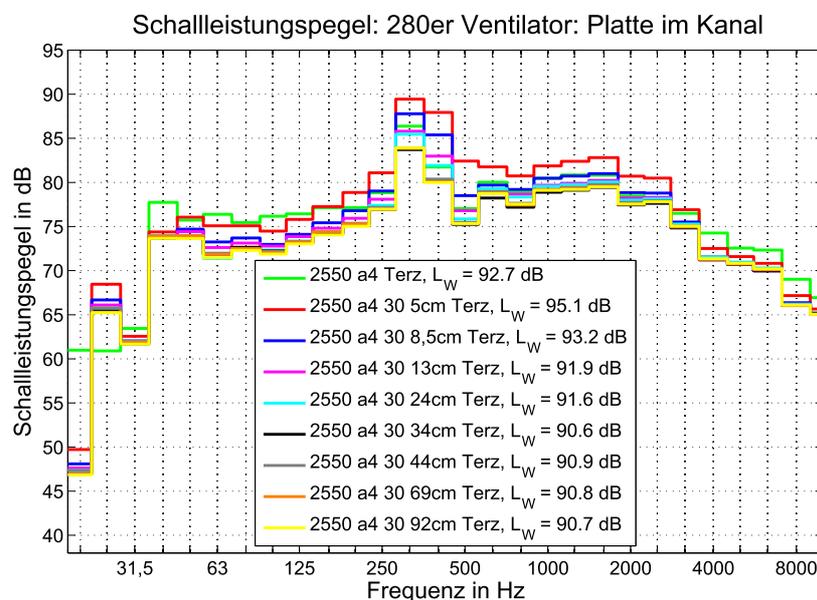


Abb. 6.17: 280er Ventilator mit der Drehzahl  $2550 \text{ min}^{-1}$  im Ast 4 mit einer Platte auf der Saugseite im Kanal, bei verschiedenen Abständen

Für die bessere Vergleichbarkeit ist in der Abbildung 6.17 die Messung ohne Platte (2550 a4) eingefügt. Die Messungen erfolgten nur mit einer Drehzahl von  $2550 \text{ min}^{-1}$ , um den nötigen Volumenstrom beizubehalten. Der Effekt ist relativ schwach zu erkennen. Erst ab einem Abstand des Hindernisses von 5 cm erhöht sich der Schalleistungspegel, erreicht aber unterhalb der 160 Hz-Terz gerade die Messung ohne Platte. Steht das Hindernis weiter vom Ventilator entfernt, so verringert sich der Pegel zwischen der 40 Hz und der 200 Hz-Terz. Dies könnte eine Abschirmung bzw. Verringerung der tieffrequenten Reflexionen bedeuten. Der Drehklang wird erst ab einem Abstand von 5 cm deutlich erhöht. Ebenfalls erfolgt eine Erhöhung der Pegel ab der 400 Hz-Terz. Dies könnte auf eine verstärkte Reflexion der höherfrequenten Pegelanteile deuten.

Als nächstes wird ein weiteres Hindernis auf die Ausblasseite des Ventilators hinzu gefügt. Damit soll untersucht werden in wie weit sich der Pegel des Drehklangs, im Gegensatz zur einseitigen Begrenzung erhöht und ob verstärkte Strömungsgeräusche entstehen.

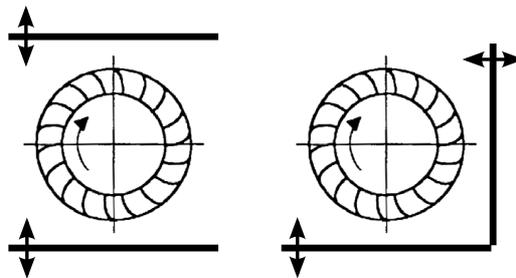


Abb. 6.18: zweiseitige Begrenzungen des Ventilatorrades mit Platten

Zunächst wird die zweiseitige Begrenzung mit den Platten oberhalb und unterhalb des Ventilatorrades betrachtet (linkes Bild in der Abbildung 6.18).

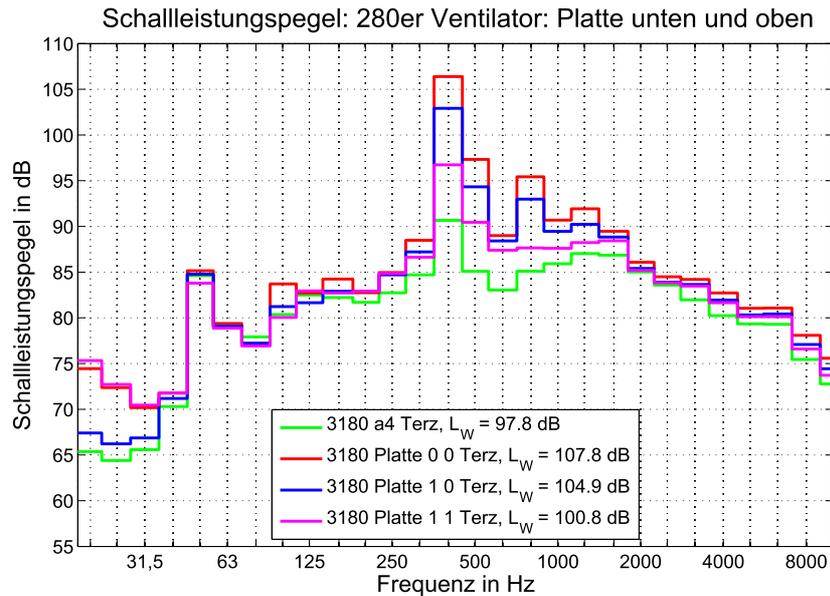


Abb. 6.19: 280er Ventilator mit der Drehzahl  $3180 \text{ min}^{-1}$  im Ast 4 mit einer Platte unterhalb und einer oberhalb, bei verschiedenen Abständen

In der Abbildung 6.19 ist wiederum der Abstand 0 gerade so klein, dass die Platten die Schaufeln des Ventilators nicht berühren. Die Bezeichnung des Abstandes in der Legende steht hinter dem Wort *Platte*. Dabei ist die erste Zahl der Abstand der unteren Platte und die zweite die der oberen Platte. Des Weiteren ist ein sehr starker Anstieg des Drehklanges zu erkennen, der sich sogar auf die Höhe seiner 1. Oberwelle auswirkt. Dagegen zeigen die Pegel neben dem Drehklang (inkl. seiner 1. Oberwelle), im Vergleich mit der Messung ohne Platten, nahezu keine Veränderung. Somit werden mit dieser Einbausituation geringe zusätzlichen Strömungsgeräusche angeregt.

Im nächsten Schritt wurde eine Platte unterhalb und eine seitlich vom Ventilatorrad angebracht, um ebenfalls den Pegel des Drehklangs und das Strömungsgeräusch zu untersuchen.

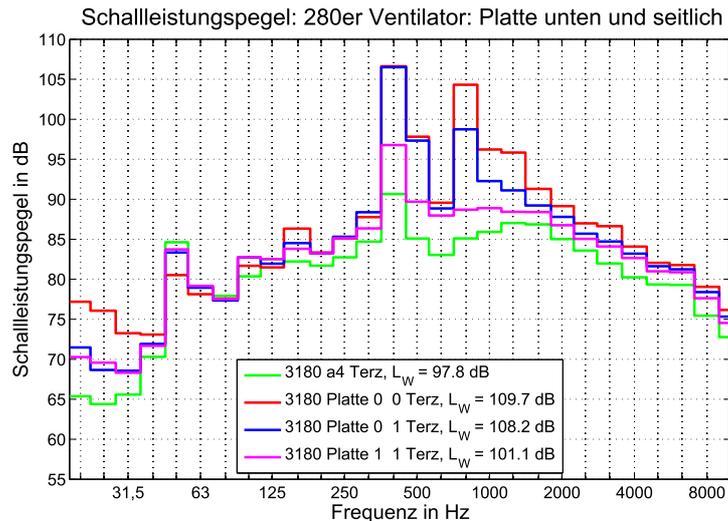


Abb. 6.20: 280er Ventilator mit der Drehzahl  $3180 \text{ min}^{-1}$  im Ast 4 mit einer Platte unterhalb und einer seitlich, bei verschiedenen Abständen

Die Ergebnisse zeigen ebenfalls eine starke Erhöhung des Drehklangs, jedoch ist der Pegel seiner 1. Oberwelle deutlich stärker, als in der vorherigen Situation (vgl. Abbildung 6.19 und 6.20). Dieser Effekt verringert sich relativ deutlich bei einem Abstand der beiden Platten von einem cm.

## 6.5 Mögliche konstruktive Schallminderungsmaßnahmen

Bevor man konstruktive Schallminderungsmaßnahmen ergreift, sollte überprüft werden, ob der Ventilator im geplanten Einsatzfall in einem akustisch optimalen Betriebspunkt arbeiten wird.

Um konstruktive Minderungsmaßnahmen gezielt anwenden zu können, muss die dominante Schallquelle des Ventilators bekannt sein. Dies ist meistens mit erheblichen Aufwand verbunden und nicht immer exakt genug. Des Weiteren wirken sich konstruktive Maßnahmen, die für bestimmte Quellen eingesetzt werden, oft auch auf andere Mechanismen aus. Somit ist die Minderung des aerodynamisch erzeugten Schalls bei Ventilatoren eine komplexe und schwierige Aufgabe, die neben theoretischen Ansätzen immer noch umfangreiche Versuchsreihen benötigen. Im folgenden werden einige Maßnahmen am Ventilator vorgestellt und im Anschluss wird auf den verbauten Zustand eingegangen.

### 6.5.1 Schallminderungsmaßnahmen am Ventilator

Konstruktive Maßnahmen an den Ventilatoren zur Reduzierung der emittierten Schallleistung sind laut [Mül04] nur dann sinnvoll, wenn dies bei gleich bleibender Förderleistung gelingt. Dazu sind im folgenden einige Maßnahmen aufgeführt.

- Die Relativgeschwindigkeit zwischen den Schaufeln und dem Strömungsmedium sollte möglichst klein sein. Dies kann wie folgt erreicht werden:
  - Erhöhung der Schaufelzahl
  - Vergrößerung der Ventilatorabmessungen
  - Verringerung von Druckverlusten durch strömungstechnisch günstigere Ausbildung des Einlaufes
  
- Die tonale Zusammensetzung des Ventilatorgeräusches lässt sich durch eine ungleichmäßige Anzahl von Schaufeln beeinflussen. Dabei verändert sich oft nicht der Gesamtschallpegel, jedoch auf mehrere Töne verteilt.
- Beidseitige Schaufeleinspannungen sollten vermieden werden.
- Verkleinerung des Ringspaltes zwischen der Einlaufdüse und der Eintrittsöffnung des Laufrades (hat auch einen positiven Effekt auf die Luftleistung).
- Sollen verschiedene Volumenströme mit dem gleichen Ventilator erzeugt werden, so sollte dies mit Hilfe einer Drehzahlregulierung erfolgen. Andere Möglichkeiten sind z.B. Drosselregelung oder Drallregelung, die jedoch beide ein zusätzliches Strömungsgeräusch erzeugen.
- Phasenverschiebung der Interaktion zwischen feststehenden und rotierenden Teilen. Damit wird vermieden, dass das rotierende Teil (Schaufel) mit seiner gesamten Fläche in Wechselwirkung mit dem feststehenden (Strebe) tritt. Dazu kann z.B. die Hinterkante der Schaufel schräg zur Laufradachse angeordnet werden oder Befestigungsstreben außermittig angebracht werden.
- Die Hinterkante der Schaufeln gezackt gestalten. Damit kann der Hinterkantenschall verkleinert werden.

Speziell zur Verringerung von tieffrequenten Geräuschen sollte sich, laut [Feh96], in erster Linie auf das Laufrad konzentriert werden. Dabei hat sich eine sanfter gekrümmte Deckscheibe (ist die Scheibe, an denen die Schaufeln befestigt sind) als zielführend herausgestellt.

### 6.5.2 Minderungsmaßnahmen am eingebauten Ventilator

Der Ventilator wird oft in ein System aus Kanälen eingebaut. Zur Verhinderung des Ventilatorgeräusches werden dabei meistens Schalldämpfer eingesetzt. Der Versuch, gleich das Gehäuse eines Ventilators mit Absorbermaterial auszukleiden, hat eine

Verschlechterung des Wirkungsgrades um bis zu 10 % ergeben. Das lag vor allem an den erhöhten Strömungsverlusten. Beim Einbau eines Ventilators sind die folgenden Punkte ebenfalls zu beachten:

- Die Frequenz des Drehklangs darf nicht mit einer Resonanzfrequenz von Anbauteilen übereinstimmen. Insbesondere im angeschlossenen Kanalsystem darf keine Resonanzfrequenz angeregt werden. Als Richtwert kann man annehmen, dass die Länge des Kanals ungleich der halben Wellenlänge der Drehklangfrequenz sein sollte.
- Hindernisse und Störungen im Einlauf und im Ausblas- Bereich sind zu vermeiden. Die dadurch erzeugten Turbulenzen erzeugen meistens Geräusche.
- Grundsätzlich sind Ventilatoren elastisch auf Schwingungsdämmelementen zu befestigen. Somit wird verhindert, dass Körperschall und Schwingungen vom Ventilator auf umliegende Bauteile übertragen und von diesen weitergeleitet werden. Kann aus baulichen Gründen oder technischen Anforderungen keine elastische Befestigung erfolgen, so sollten die Eingangsimpedanz der Befestigungspunkte sehr hoch ausgelegt sein (feste Strukturen wählen).

Die Zusammenstellung in den Abschnitten 6.5.1 und 6.5.2 erfolgte aus [Car09], [Kol06], [Lip01], [Mül04] und der VDI 3731 Blatt 2 (1990).

## 6.6 Vergleich der Ergebnisse und Fazit

In diesem Abschnitt werden die erhaltenen Ergebnisse miteinander verglichen. Dabei soll eine Aussage getroffen werden, mit welcher Berechnungsvariante aus dem Abschnitt 6.3 weiter gearbeitet wird.

Im Klimagerät werden die beiden Ventilatoren mit dem Parametersatz aus der Tabelle 6.3 auf der Seite 47 betrieben. Damit wurden im Abschnitt 6.3 zwei Variante zur Berechnung der Schalleistung beschrieben. In dem Abschnitt 6.4.2 sind sie mit dem gleichen Parametersatz messtechnisch erfasst worden. In den folgenden Abbildungen wird der Vergleich zwischen den eben genannten Werten und der Herstellerangabe gezogen. Dazu musste zunächst der angegebenen Schalleistungspegel mit Hilfe des zugehörigen relativen Oktavspektrum umgerechnet werden. Dabei fiel auf, dass das erneute Bilden des gesamten Leistungspegel, aus dem Oktavspektrum, einen höheren Wert ergab, als der vorher angegebene. Somit ist der angegebene Schalleistungspegel vermutlich nicht der Summenpegel über alle Oktaven.

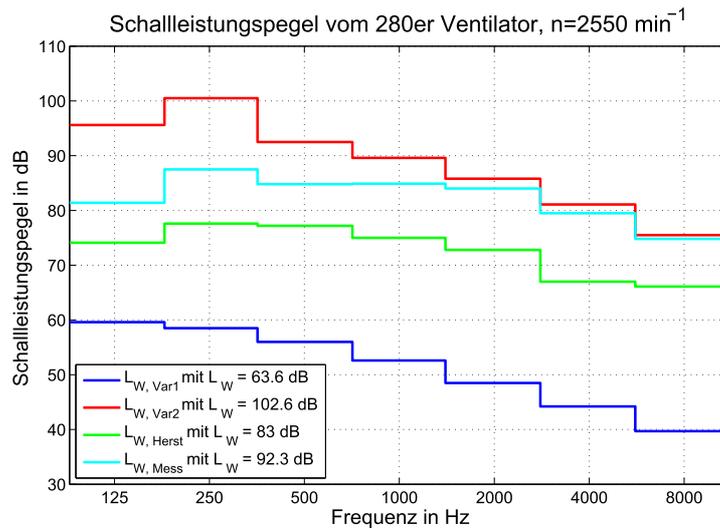


Abb. 6.21: Vergleich der berechneten und gemessenen Schallleistung mit der Herstellerangabe des 280er Ventilators ( $n = 2550 \text{ min}^{-1}$ )

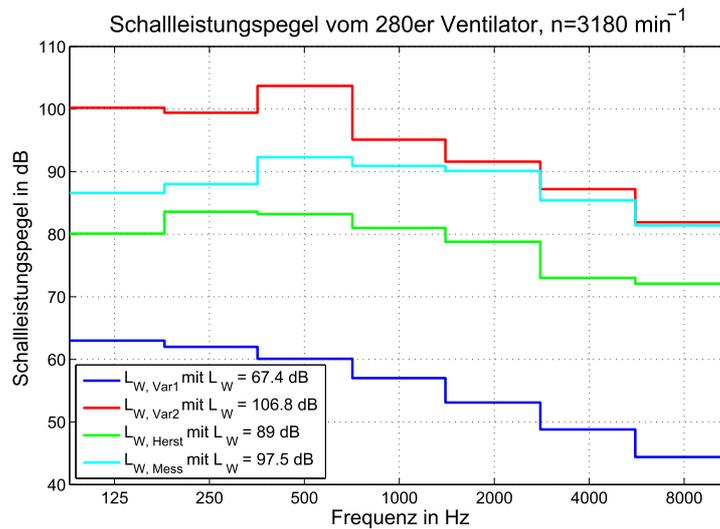


Abb. 6.22: Vergleich der berechneten und gemessenen Schallleistung mit der Herstellerangabe des 280er Ventilators ( $n = 3180 \text{ min}^{-1}$ )

Die Abbildungen 6.21 und 6.22 zeigen den Vergleich des 280er Ventilators bei den im Klimagerät verwendeten Drehzahlen. Darin wird deutlich, dass das Berechnungsverfahren nach der Variante 1 einen zu geringen Schalldruckleistungspegel liefert. Die Berechnungsvariante 2 liefert, besonders im niederfrequenten Bereich, einen zu hohen Leistungspegel. Dagegen ähnelt sie der Messung im höherfrequenten Teil recht gut. Die Herstellerangabe liegt in beiden Vergleichen des 280er Ventilators unterhalb der Messung. Des Weiteren ist nur bei der Drehzahl von  $n = 2550 \text{ min}^{-1}$  eine Überhöhung, der Drehklang beinhaltenden Oktave, zu erahnen.

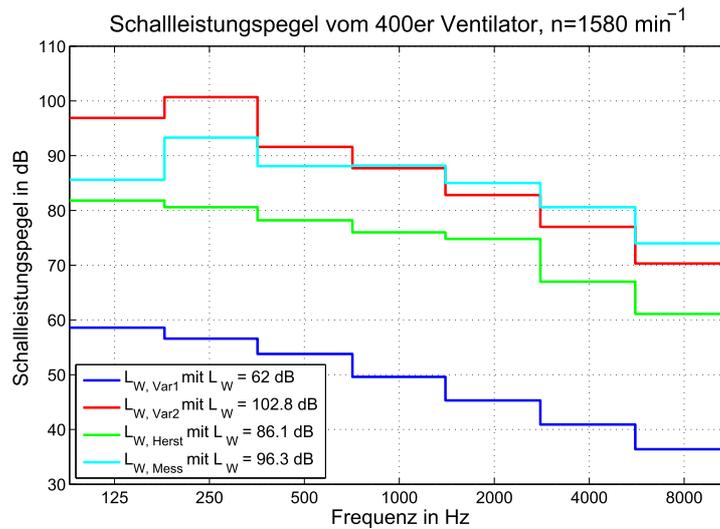


Abb. 6.23: Vergleich der berechneten und gemessenen Schalleistung mit der Herstellerangabe des 400er Ventilators ( $n = 1580 \text{ min}^{-1}$ )

Die Abbildung 6.23 zeigt den Vergleich des 400er Ventilator. Darin ist ebenfalls der Berechnung nach der Variante 1 zu gering. Das Oktav-Spektrum des Herstellers liegt erneut unter dem der Messung. Die Berechnungsvariante 2 ähnelt, bis auf die beiden unteren Oktaven, dem Spektrum der Messung recht stark.

Somit ist für eine einfache Quellenbeschreibung eines Ventilators das Berechnungsverfahren der Variante 2 zu bevorzugen. Wegen der recht hohen Abweichung der Gesamtpegel von  $\approx 10 \text{ dB}$  und der relativ hohen Ungenauigkeit bei der Berechnung von  $\pm 4 \text{ dB}$  kann die Quellenbeschreibung nur als grobe Abschätzung dienen.

Die Betrachtung einzelner Einbausituationen hat gezeigt, dass die einseitige und zweiseitige Begrenzung des Ventilatorrades sich stark auf die Pegelhöhe des Drehklangs und seiner 1. Oberwelle auswirkt. Dabei ist der Einfluss bei einem Abstand von 5 cm immer noch messbar. Die unterhalb des Drehklangs liegenden Terzen werden nahezu nicht beeinflusst. Durch das Einbringen einer Begrenzung wird ein höheres Strömungsrauschen erzeugt (vgl. Abschnitt 6.2). Dies bewirkt einen Anstieg des Leistungspegels im höherfrequent Bereich, welches in den Messungen zu erkennen ist.

Die Angabe eines Gesamt-Schalldleistungspegels an bestimmte Stellen im  $\Delta p - \dot{V}$ -Diagramm (Abb. 6.4a, Seite 36) und die Umrechnung auf ein Frequenzspektrum, mit Hilfe des relativen Oktav-Spektrums (6.4b, Seite 36), ist als akustische Charakterisierung eines Ventilators zu ungenau. Insbesondere der drehzahlabhängige Drehklang wird darin nahezu nicht berücksichtigt. Eine Alternative dazu, ist die Messung der Schalleistung des Ventilators wie in Abschnitt 6.4.2 (Seite 46) beschrieben und die Darstellung der Messdaten, nach der Abbildung 6.14 auf der Seite 50 im selben Abschnitt, durchzuführen.

## 7 Akustische Modellierung der Schallabstrahlung des Zuluftbereiches

Der Zuluftbereich des Bahnklimagerätes versorgt den angeschlossenen Fahrgastraum mit Frischluft. Diese kann durch den Heizer erwärmt oder durch den Verdampfer abgekühlt werden. Die beiden Zulüfter saugen die Luft aus dem Fahrgastraum und von Außen an, blasen sie im Anschluss durch den Verdampfer und den Heizer zurück in den Fahrgastraum.

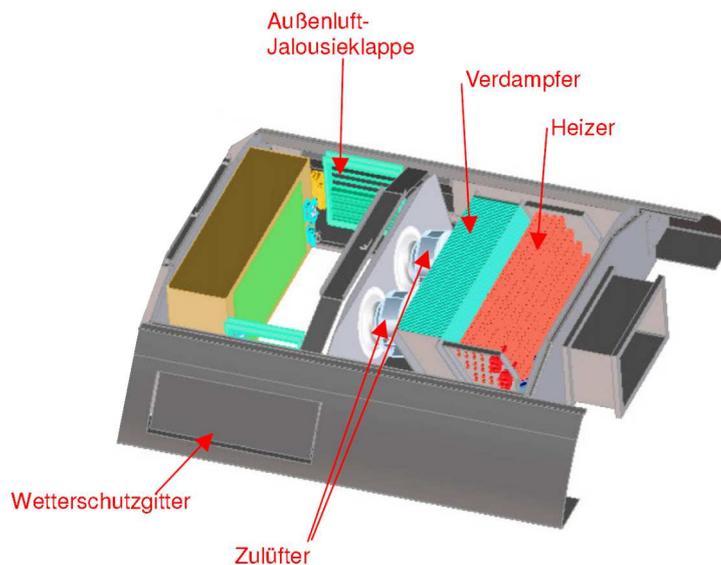


Abb. 7.1: Zuluftbereich des Klimagerätes, aus [Kun10]

Das Ziel dieses Kapitels ist, mit Hilfe der bisher gewonnenen Erkenntnisse ein akustisches Netzwerkmodell des Zuluftbereiches zu erstellen.

### 7.1 Aufbau des Netzwerkmodells

Von den beiden Zulüftern ausgehend wird das Netzwerk aufgebaut. Im Anschluss verzweigt es sich in zwei Äste. Der erste Ast stellt die Saugseite der Zulüfter dar und wird als Impedanzabschluss realisiert. Der zweite Ast ist die Ausblasseite und verläuft über einen Kanal, den Verdampfer / Heizer und eine Kanalverkleinerung hin zum Impedanzabschluss.

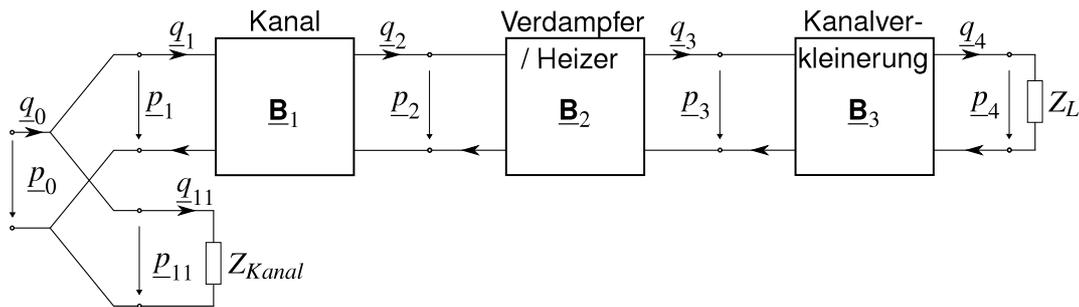


Abb. 7.2: Akustisches Netzwerk des Zulufbereiches

In der Abbildung 7.2 werden die beiden Zulüfter als eine Quelle mit dem Schalldruck  $\underline{p}_0$  und dem Schallfluss  $\underline{q}_0$  dargestellt. Vorhergehende Untersuchungen haben gezeigt, dass bei der Zusammenfassung zweier Lüfter die Schallleistung energetisch verdoppelt werden kann. Die hier eingesetzten Leistungswerte sind die im Kapitel 6 ermittelten Terzspektren der 280er Ventilatoren, da diese identischen mit den Zulüftern sind. Die Schallleistung  $P$  kann bei ebenen Wellen nach den folgenden Beziehungen in Druck bzw. Schnelle umgerechnet werden.

$$\underline{p}_0 = \sqrt{\frac{P \cdot Z_0}{A}} \quad \text{bzw.}$$

$$\underline{q}_0 = \sqrt{\frac{P \cdot A}{Z_0}}$$

Darin ist  $Z_0$  die Kennimpedanz der Luft und  $A$  die Fläche der ebene Wellenfront, also die Öffnungsfläche des Kanals. Danach verzweigt sich das Netzwerk mit den folgenden Relationen:

$$\underline{p}_0 = \underline{p}_1 = \underline{p}_{11} \quad \text{und}$$

$$\underline{q}_0 = \underline{q}_1 + \underline{q}_{11} \quad .$$

Zunächst wird sich dem Ast mit dem Impedanzabschluss  $Z_{Kanal}$  zugewandt. Dabei wird angenommen das  $Z_{Kanal}$  die Eingansimpedanz eines angeschlossenen Kanals ist, was als Vereinfachung möglich ist. Diese Impedanz wird wie  $Z_{d0}$  in der Gleichung (4.2) auf der Seite 12 mit

$$Z_{Kanal} = \sqrt{\frac{\rho_0 \cdot \kappa \cdot p_0}{A^2}}$$

gebildet. Als nächstes wird der obere Ast in der Abbildung 7.2 beschrieben. Dazu ist es nötig die inverse Kettenmatrix  $\underline{\mathbf{B}}$  zu verwenden, weil die Ausgangsgrößen der jeweiligen Vierpole berechnet werden müssen. Die Berechnungsvorschrift der inversen Kettenmatrix ist als Gleichung (3.1) im Abschnitt 3.3 auf der Seite 10 dargestellt.

Die Schallausbreitung in einem rechteckigen Kanal wurde im Kapitel 4 vorgenommen. Somit ergibt sich für die inverse Kettenmatrix des Kanals  $\underline{\mathbf{B}}_1$  der folgende

Zusammenhang:

$$\underline{\mathbf{B}}_1 = \begin{pmatrix} \cos(k \cdot l) & -jZ_{a0} \sin(k \cdot l) \\ -j\frac{1}{Z_{a0}} \sin(k \cdot l) & \cos(k \cdot l) \end{pmatrix} \cdot \cos\left(\frac{m\pi x}{b}\right) \cdot \cos\left(\frac{n\pi y}{h}\right)$$

mit

$$Z_{a0} = \sqrt{\frac{\rho_0 \cdot \kappa \cdot p_0}{A_1^2}} \quad \text{und} \quad k = \frac{\omega}{c_0}$$

Bei der Bildung der inversen Kettenmatrix  $\underline{\mathbf{B}}_1$  wird die Determinante der Kettenmatrix  $\underline{\mathbf{A}}$  mit Hilfe des Trigonometrischen Pythagoras zu eins.  $Z_{a0}$  ist die kanalspezifische Impedanz und  $l$ ,  $b$ ,  $h$  sind die Länge, Breite, Höhe des Kanals. Dabei ergibt  $b \cdot h = A_1$  die Öffnungsfläche des Kanals.

Der sich anschließende Vierpol beschreibt den Verdampfer und den Heizer als ein Bauelement. Diese Vereinfachung ist mit dem nahezu identischen Aufbau zu erklären.



(a) Verdampfer

(b) Heizer

Abb. 7.3: Komponenten der Zuluftseite im Klimagerät

Durch den recht engen Aufbau der Rippen wird der Verdampfer und der Heizer, im akustischen Sinne, als poröser Absorber aufgefasst.

Die Impedanz  $\underline{Z}_{abs}$  von porösem Material unendlicher Dicke ist bei senkrechten Schalleinfall

$$\underline{Z}_{abs} = \rho_0 c_0 \frac{\sqrt{\chi}}{\sigma} \sqrt{1 - j \frac{\Xi \sigma}{\omega \rho_0 \chi}}$$

Dabei wird  $\underline{Z}_{abs}$  auf den Druck  $\underline{p}$  und der Schnelle  $\underline{v}$  außerhalb des porösen Materials bezogen. Der Druck bleibt vor und nach der Grenzfläche gleich, jedoch die Schnelle ist verschieden. Dabei hängt die Impedanz  $\underline{Z}_{abs}$  von drei frequenzunabhängigen Kennwerten des porösen Materials ab:

$\Xi$  ist der längenbezogene Strömungswiderstand  $[\Xi] = 1 \text{ Pa s/m}^2$

$$\Xi = -\frac{\Delta p}{v \Delta x}$$

$\Delta p$  ist die über eine Strecke  $\Delta x$  entstehende Druckänderung, wenn durch das poröse

Material eine Luftgleichströmung der Geschwindigkeit  $v$  hindurch strömt.

$\sigma$  ist die Porosität,  $\sigma$  ist Einheitenlos

$$\sigma = \frac{V_L}{V_A}$$

Darin ist  $V_L$  das akustisch wirksame Luftvolumen, d.h. nur das Volumen offener Poren, und  $V_A$  ist das Gesamtvolumen des porösen Absorbers.

$\chi$  ist der Strukturfaktor,  $\chi$  ist Einheitenlos

$$\chi = \frac{V_K}{V_B}$$

$V_K$  ist das an der Kompression beteiligte Luftvolumen und  $V_B$  das an der Beschleunigung beteiligte Luftvolumen.

Der längenbezogenen Strömungswiderstand  $\Xi$  kennzeichnet die Reibungsverluste und ist somit die wichtigste Stoffkenngröße des porösen Materials. Durch die Porosität wird der Unterschied der inneren und der äußeren Schnelle beschrieben ( $v_a = \sigma v_i$ ).  $\chi \approx 1$ , wenn im Inneren des Absorbers keine zusätzliche Hohlräume vorhanden sind, z.B. bei fasrigen Materialien.

Die inverse Kettenmatrix  $\underline{\mathbf{B}}_2$  des Verdampfers und Heizers sieht somit wie folgt aus:

$$\underline{\mathbf{B}}_2 = \begin{pmatrix} 1 & -Z_{abs} \\ 0 & 1 \end{pmatrix}$$

Während der Bildung der inversen Matrix ergab sich wiederum  $\det \underline{\mathbf{A}} = 1$ .

Der dritte Vierpol beschreibt den Querschnittsprung vom Heizer zur Auslassöffnung hin. Des Weiteren wird in ihm ebenfalls der Abschluss des Systems mit der Impedanz  $Z_L$  beschrieben. Der verlustlose Transformator wie in der Abbildung 3.3 auf der Seite 8 in der letzten Spalte vorgestellt, beschreibt einen Querschnittsprung anhand der beiden Flächen. Somit sieht die inverse Kettenmatrix  $\underline{\mathbf{B}}_3$  mit dem Impedanzabschluss wie folgt aus:

$$\underline{\mathbf{B}}_3 = \begin{pmatrix} \frac{A_2}{A_1} & -Z_L \\ -\frac{1}{Z_L} & \frac{A_1}{A_2} \end{pmatrix}$$

Die Determinante der Kettenmatrix ergibt sich wiederum zu eins.

Das Ziel ist es den Schalldruck  $p_4$  und den Schallfluss  $q_4$  zu erhalten. Dazu müssen die eben Vorgestellten Elemente wie folgt zusammengestellt werden.

$$\begin{pmatrix} p_4 \\ q_4 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & 0 \\ \frac{1}{Z_{kanal}} & 1 \end{pmatrix} \cdot \underline{\mathbf{B}}_1 \cdot \underline{\mathbf{B}}_2 \cdot \underline{\mathbf{B}}_3 \cdot \begin{pmatrix} p_0 \\ q_0 \end{pmatrix}$$

## 7.2 Ergebnisse des akustischen Netzwerkmodells

Das eben aufgebaute akustische Netzwerkmodell für die Bestimmung der Schallabstrahlung des Zuluftbereiches wurde mit den folgenden Parametern berechnet.

Größe	Wert	Bemerkungen
$A_1$	0,427 m <sup>2</sup>	-
$A_2$	0,177 m <sup>2</sup>	-
$b$	0,970 m	-
$h$	0,440 m	-
$l$	0,118 m	-
$\Delta p_{\text{Verdampfer}}$	81 Pa	vom Hersteller bestimmt
$\Delta p_{\text{Heizer}}$	29 Pa	vom Hersteller bestimmt
$\Delta p$	110 Pa	$\Delta p_{\text{Verdampfer}} + \Delta p_{\text{Heizer}}$
$v$	0,47 m/s	aus $\dot{V} = 3300 \text{ m}^3/\text{h}$ bestimmt, Herstellerangabe
$\Delta x$	0,568 m	$\Delta x$ für Verdampfer und Heizer zusammen
$Z_{\text{Kanal}}$	$Z_{a0}$	gleichen Kanal angenommen
$\chi$	1	-
$\sigma$	0,5	-

Tabelle 7.1: Parameter des akustischen Netzwerkmodells des Zuluftbereiches

Die Ergebnisse des akustischen Netzwerkmodells soll im Anschluss mit Messergebnissen verglichen werden. Diese wurde in einer vorhergehenden Untersuchung ermittelt. Dabei ist die abgestrahlte Schalleistung des gesamten Bahnklimageräts in verschiedenen Betriebszuständen ermittelt worden. Unter anderem ist auch der Bereich der Zulüftung einzeln vermessen worden. In der folgenden Abbildung werden diese Ergebnisse denen des akustischen Netzwerk gegenübergestellt.

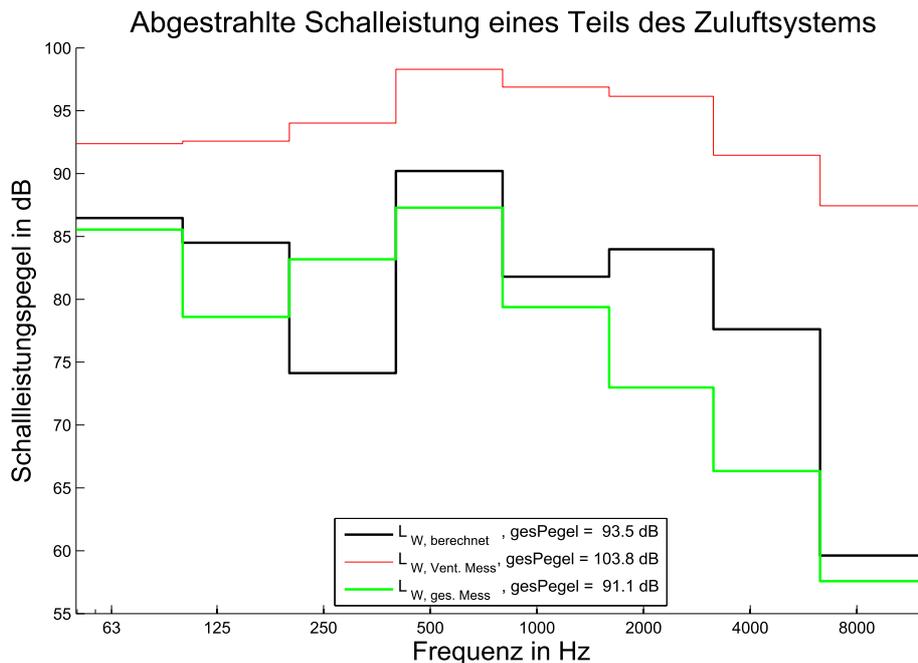


Abb. 7.4: Abgestrahlte Schalleistung eines Teils des Zuluftsystems

In der Abbildung 7.4 sind die Oktav-Schalleistungspegel der vorangestellten Messung  $L_{W, ges. Mess}$ , die Einzelmessung des 280er Ventilators  $L_{W, Vent. Mess}$  und das Ergebnis des akustischen Netzwerkes  $L_{W, berechnet}$  gegenübergestellt. Die Kurve des Ventilators ist eingefügt worden, um zu einen den Pegelabfall zu erkennen und zu anderen die Oktave des Drehklangs zu sehen. Dabei interessiert vor allem, ob diese so deutlich gedämpft wird, dass sie nicht mehr aus dem Spektrum herausragt. Der Vergleich der berechneten und der gemessenen Kurve des Leistungspegels vom Zuluftbereich zeigt jedoch, dass in beiden Grafen die Oktave des Drehklangs deutlich zu erkennen ist. Des Weiteren gleichen sie sich recht gut. Die 250 Hz-Oktave der berechneten Kurve liegt deutlich unter der Messung. In diesem Bereich beginnt der Einfluss der Quermoden. So wird die erste Mode bei der Frequenz von  $f = 175 \text{ Hz}$  ausbreitungsfähig. Die 2 und 4 kHz-Oktaven weichen ebenfalls etwas stärker ab, dies liegt an einer recht starken Überlappung der Moden im berechneten Kanal.

Des Weiteren sind im Bahnklimagerät die an die Ventilatoren angrenzenden Wände mit Absorbematerial ausgekleidet. Das absorbierende Material hat eine Dicke von ca. 1 cm und ist somit im höherfrequenten Bereich wirksam. Dies zeigte auch eine Vergleich mit ähnlichem Absorbematerial. Dieser Umstand wurde im akustischen Netzwerkmodell nicht berücksichtigt und die Unterschiede, speziell im hochfrequenten Bereich, sind darauf zurückzuführen.

Das hier verwendete akustische Netzwerkmodell eines Teilsystem des Zuluftbereiches des Bahnklimagerätes konnte den gemessenen Wert der abgestrahlten Schalleistung recht gut erreichen. Es könnte mit weiteren Verfeinerungen des Netzwerkes sogar den Schalleistungspegel relativ genau vorhersagen.

## 8 Zusammenfassung

Zunächst wurde ein Berechnungsmodell zur Ermittlung der Schallabstrahlung eines Bahnklimagerätes ausgewählt. Dabei wurde sich für das Netzwerkmodell entschieden, weil seine Einfachheit ein enormer Vorteil ist. Damit wurde im nächsten Schritt die Schallausbreitung in einem Kanal hergeleitet. Dabei wurden die Grenzen des Verfahrens aufgezeigt. Eine messtechnische Verifizierung der berechneten Übertragungsfunktion ist im Anschluss durchgeführt worden. Darin wird der Messaufbau vorgestellt und die Ergebnisse verglichen. Dabei hat sich gezeigt, dass die berechnete Übertragungsfunktion mit der gemessenen im tieffrequenten Bereich recht gut übereinstimmt. Sobald der Einfluss der Quermoden zunimmt, weichen die beiden Kurven jedoch von einander stark ab.

Der Ventilator ist eine Komponente des Bahnklimagerätes. Dieser wurde im darauf folgenden Kapitel beschrieben. Zunächst ist die Art der Geräusentstehung erläutert worden. Anschließend sind zwei Verfahren zur Bestimmung der emittierten Schallleistung eines Ventilators vorgestellt und verglichen worden. Mit einer messtechnischen Untersuchung sind die Werte der Berechnungsvarianten verglichen worden. Dabei hat sich gezeigt, dass die beiden Berechnungsverfahren nur recht grobe Abschätzwerte liefern. Des Weiteren wurden verschiedene Einbausituationen des Ventilators nachgestellt und messtechnisch erfasst. Demnach sollte ein Ventilator nicht näher als 2 cm an einem festen Hindernis verbaut werden. Darüber hinaus wurden mögliche Schallminderungsmaßnahmen für den Ventilator vorgestellt.

Mit den bis dahin gewonnenen Erkenntnissen ist ein akustisches Netzwerkmodell eines Teilbereiches des Zuluftbereiches vom Bahnklimagerätes realisiert worden. Darin wird beschrieben, wie die einzelnen Elemente als Vierpol dargestellt werden können. Das Ergebnis zeigte eine recht gute Übereinstimmung zwischen berechneten und gemessenen Wert. Somit kann mit dem aufgebauten akustischen Netzwerkmodell das Schallübertragungsverhalten eines realen Systems recht gut vorhergesagt werden. Damit wurde ein einfaches Berechnungswerkzeug für die Schallabstrahlung ansatzweise erstellt. Dabei hängt es von einfachen geometrischen Größen und messtechnisch ermittelten Werten ab.

## 9 Ausblick

Die Kanäle wurden bisher nur als idealer Wellenleiter modelliert und mögliche Energieverluste vernachlässigt. Auf Grund der Wärmeleitfähigkeit und der Zähigkeitsreibung des Fluides kommt es zu irreversiblen Energieumsätzen. In [Len01] wird gezeigt, dass eine Reihenschaltung aus reaktiven und dissipativen Elementen eine gute Abbildung von realen Kanälen ergibt. Dies sollte in einem weiteren Schritt umgesetzt werden.

Es könnte gezeigt werden, dass die messtechnische Erfassung von Terzband-Schalleistungspegeln bei Ventilatoren ein genaueres akustisches Verhalten darstellt. Deshalb sollte eine Ventilatoren-datenbank aufgebaut werden in dem nach dem Vorbild im Kapitel 6 das Terzspektrum messtechnisch erfasst und darstellt. Des Weiteren müsste das akustische Verhalten an weiteren Ventilatorentypen (z.B. Axialventilatoren) verifiziert werden, speziell ob der Drehklang das dominierende Schallereignis ist.

Das akustische Netzwerkmodell sollte auf das gesamte Bahnklimagerät erweitert werden, um es in seinem gesamten akustischen Verhalten beschreiben zu können.

## Literaturverzeichnis

- [Bal09] Ballas, Rüdiger G.; Pfeifer, Günther; Werthschützky, Roland: Elektromechanische Systeme der Mikrotechnik und Mechatronik - 2. Aufl. Berlin: Springer, 2009
- [Bom03] Bommers, Leonhard: Ventilatoren - 2. Aufl. Essen: Vulkan-Verl., 2003
- [B&K04] Brüel & Kjaer: Product Data Sheet.: Naerum: Brüel & Kjaer, 2004
- [Car09] Carolus, Thomas: Ventilatoren - 2. Aufl. Wiesbaden: Vieweg + Teubner, 2009
- [Cro93] Crocker, Malcolm J.; Ivanov, N. I.: Noise and vibration control in vehicles - 1. Aufl. St. Petersburg: Politekhnik, 1993
- [Eck91] Eck, Bruno: Ventilatoren - 5. neubearb. Aufl. Berlin: Springer, 1991
- [Ehr03] Ehrenfried, Klaus: Strömungsakustik II. Aufl. Berlin, Technische Universität, Vorlesungsskript, 2003
- [Feh96] Fehse, K.; Neise, W.: Entstehungsursachen tieffrequenter Druckschwankungen bei Radialventilatoren. In: VDI-Berichte: 1996, Nr. 1249, S. 139–153
- [Hen08] Henn, Hermann; Fallen, Manfred; Sinambari, Gh Reza: Ingenieurakustik - 4. Aufl. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag / GWV Fachverlage, 2008
- [Kol06] Kollmann, Franz Gustav; Schösser, Thomas Franz; Angert, Roland: Praktische Maschinenakustik - 1. Aufl. Berlin: Springer, 2006
- [Köl00] Költzsch, Peter: Strömungsakustik - eine aktuelle Übersicht - 1. Aufl. Dresden: Technische Universität, 2000
- [Köl01] Költzsch, Peter: Maschinenakustik - 2. Aufl. Dresden, Technische Universität, Vorlesungsskript, 2001
- [Kun10] Kunze, Jörg: Technische Information Velario D - 8. Aufl. Leipzig: Faiveley Transport GmbH & Co. KG, 2010
- [Len01] Lenk, Arno; Pfeifer, Günther; Werthschützky, Roland: Elektromechanische Systeme. - 1. Aufl. Berlin: Springer, 2001

- [Ler09] Lerch, Reinhard; Sessler, Gerhard; Wolf, Dietrich: Technische Akustik. - 1. Aufl. Berlin: Springer, 2009
- [Lip95] Lips, Walter: Strömungsakustik in Theorie und Praxis - 1. Aufl. Renningen-Malmsheim: expert-Verl, 1995
- [Lip01] Lips, Walter: Strömungsakustik in Theorie und Praxis - 3. Aufl. Renningen: expert-Verl., 2001
- [Mar07] Marti, Othmar; Plettl, Alfred: Vorlesungsskript Physikalische Elektronik und Messtechnik. Ulm, Universität: Vorlesungsskript, 2007
- [Möl12] Möller, Olav: Onlineportal Treffpunkt Kälte. URL: <<http://www.treffpunkt-kaelte.de>>, verfügbar am 28.10.2012
- [Mül04] Müller, Gerhard: Taschenbuch der technischen Akustik - 3. Aufl. Berlin: Springer, 2004
- [Mun87] Munjal, M. L.: Acoustics of ducts and mufflers with application to exhaust and ventilation system design. New York: Wiley, 1987
- [Pav08] Pavlekovic, András; Niemz, Peter; Sonderegger, Walter; Molnar, Sandor: Untersuchungen zum Einfluss der Holzfeuchte auf ausgewählte Eigenschaften von Spanplatten und MDF. In: Holz als Roh- und Werkstoff. 66, 2008), Nr. 2, S. 99–105 - DOI 10.1007/s00107-007-0199-z
- [ros08] rosenberg Ventilatoren GmbH: EC - Radialventilatoren, 2008
- [Sch06] Schirmer, Werner: Technischer Lärmschutz - 2. Aufl. Berlin: Springer, 2006
- [Unb90] Unbehauen, Rolf: Elektrische Netzwerke - 3. Aufl. Berlin: Springer, 1990
- [Wik01] Wikipedia: Spanplatte. URL: <<http://de.wikipedia.org/wiki/Spanplatte>>, verfügbar am 12.04.2012
- [Wol09] Wolfram, Daniel: Analyse des Entstehungsmechanismus von Drehtönen bei gehäuselosen Radialventilatoren - Als Ms. gedr. Aufl. Düsseldorf: VDI-Verl., 2009
- [Zel09] Zeller, Peter: Handbuch Fahrzeugakustik - 1. Aufl. Wiesbaden: Vieweg + Teubner in GWV Fachverlage, 2009

## Anhang A: Weitere Darstellungen der simulierten Kanäle

### A.1 Darstellung der Übertragungsfunktion des Kanals 180 an den Mikrofonpositionen 2 - 8, quellseitig geschlossen

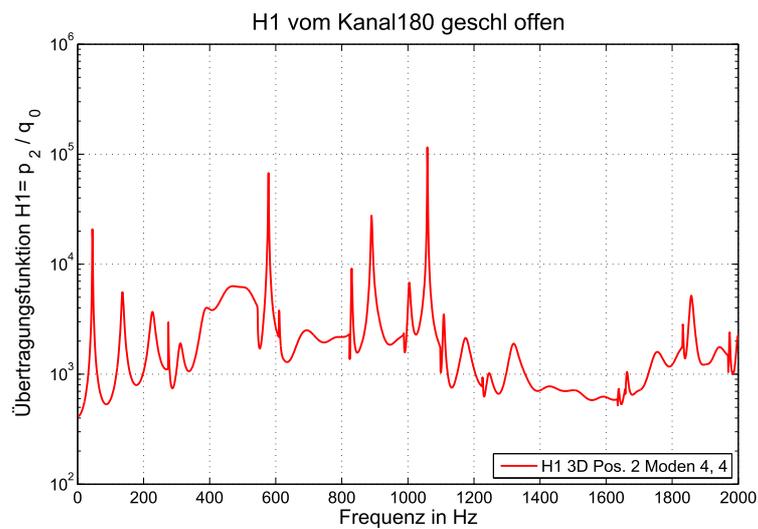


Abb. A.1: Simulation der Übertragungsfunktion  $H1 = p_2 / q_0$  des dreidimensionalen Kanals an der Mikrofonposition 2 mit einer Länge von 1,8 m, quellseitig geschlossen bis einschließlich der Mode(4,4)

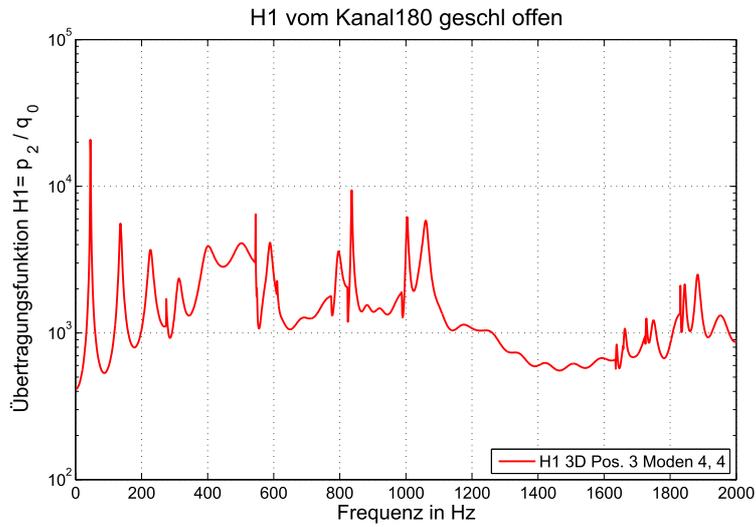


Abb. A.2: Simulation der Übertragungsfunktion  $H1 = p_2/q_0$  des dreidimensionalen Kanals an der Mikrofonposition 3 mit einer Länge von 1,8 m, quellseitig geschlossen bis einschließlich der Mode(4,4)

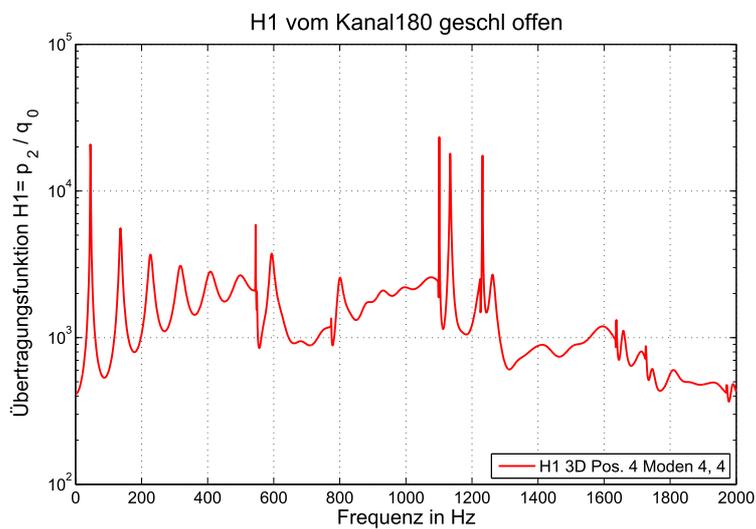


Abb. A.3: Simulation der Übertragungsfunktion  $H1 = p_2/q_0$  des dreidimensionalen Kanals an der Mikrofonposition 4 mit einer Länge von 1,8 m, quellseitig geschlossen bis einschließlich der Mode(4,4)

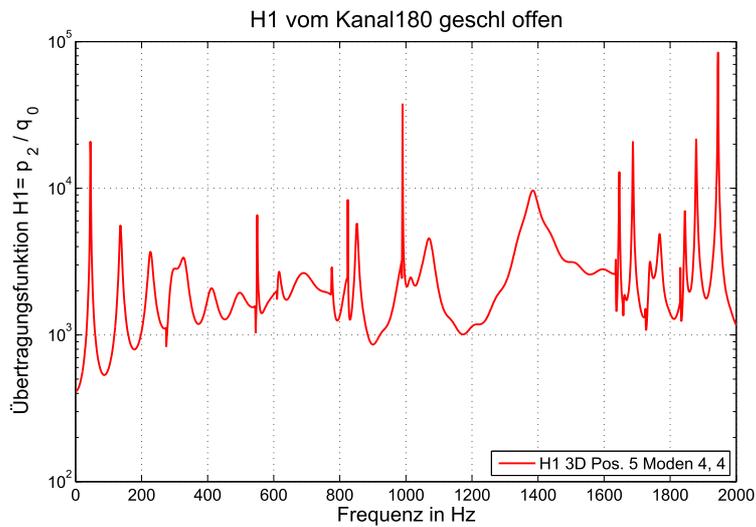


Abb. A.4: Simulation der Übertragungsfunktion  $H1 = p_2/q_0$  des dreidimensionalen Kanals an der Mikrofonposition 5 mit einer Länge von 1,8 m, quellseitig geschlossen bis einschließlich der Mode(4,4)

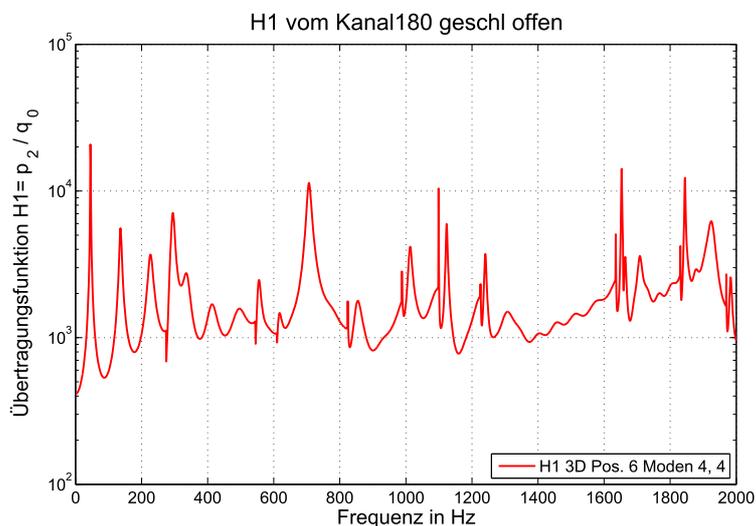


Abb. A.5: Simulation der Übertragungsfunktion  $H1 = p_2/q_0$  des dreidimensionalen Kanals an der Mikrofonposition 6 mit einer Länge von 1,8 m, quellseitig geschlossen bis einschließlich der Mode(4,4)

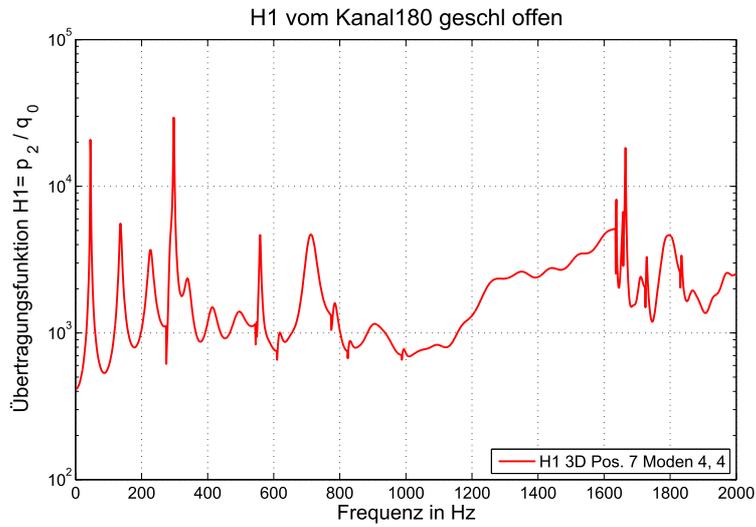


Abb. A.6: Simulation der Übertragungsfunktion  $H1 = p_2/q_0$  des dreidimensionalen Kanals an der Mikrofonposition 7 mit einer Länge von 1,8 m, quellseitig geschlossen bis einschließlich der Mode(4,4)

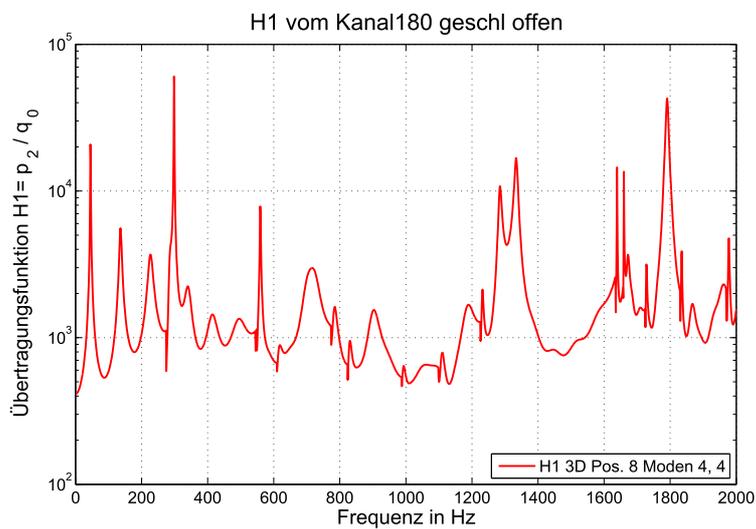


Abb. A.7: Simulation der Übertragungsfunktion  $H1 = p_2/q_0$  des dreidimensionalen Kanals an der Mikrofonposition 8 mit einer Länge von 1,8 m, quellseitig geschlossen bis einschließlich der Mode(4,4)

## Anhang B: Weitere Darstellungen der gemessenen Kanäle

### B.1 Übertragungsfunktionen des Kanals 180 an den Mikrofonpositionen 2-8, quellseitig geschlossen

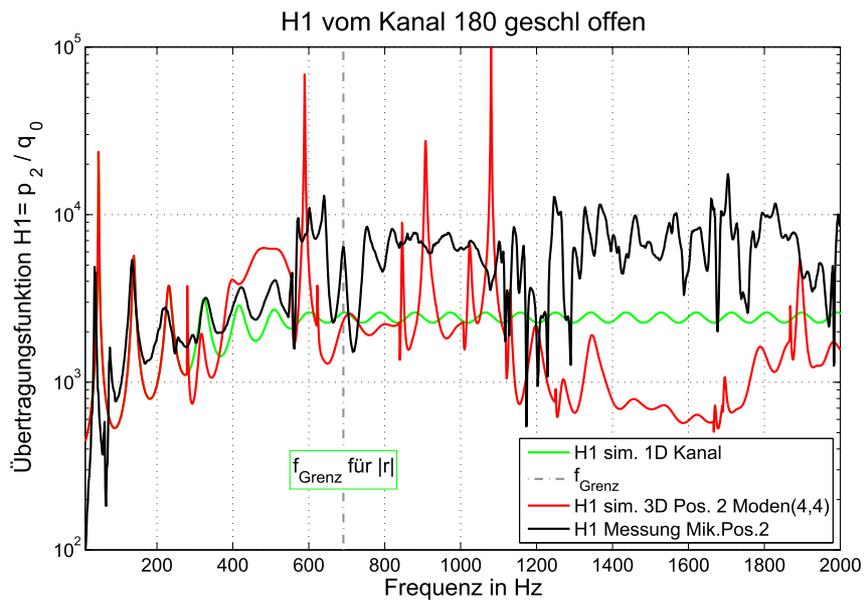


Abb. B.1: Vergleich der berechneten und gemessenen Werte für die Übertragungsfunktion  $H1$  des Kanals mit einer Länge von  $l = 1,8$  m, quellseitig geschlossen und an der Mikrofonposition 2

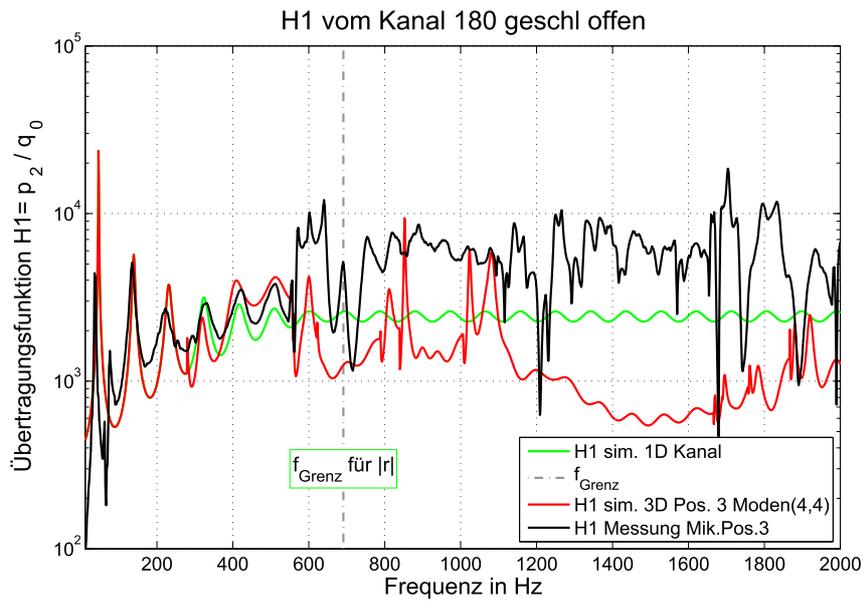


Abb. B.2: Vergleich der berechneten und gemessenen Werte für die Übertragungsfunktion H1 des Kanals mit einer Länge von  $l = 1,8$  m, quellseitig geschlossen und an der Mikrofonposition 3

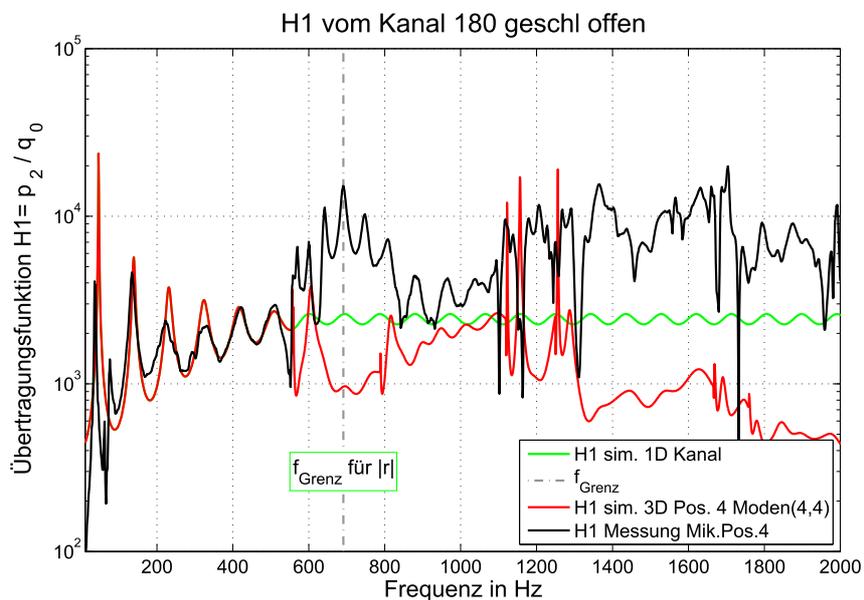


Abb. B.3: Vergleich der berechneten und gemessenen Werte für die Übertragungsfunktion H1 des Kanals mit einer Länge von  $l = 1,8$  m, quellseitig geschlossen und an der Mikrofonposition 4

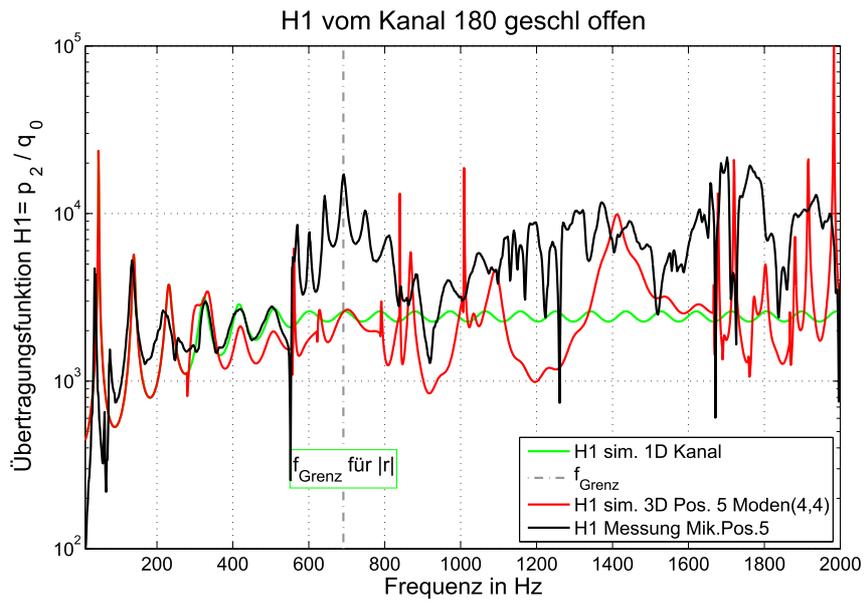


Abb. B.4: Vergleich der berechneten und gemessenen Werte für die Übertragungsfunktion  $H1$  des Kanals mit einer Länge von  $l = 1,8$  m, quellseitig geschlossen und an der Mikrofonposition 5

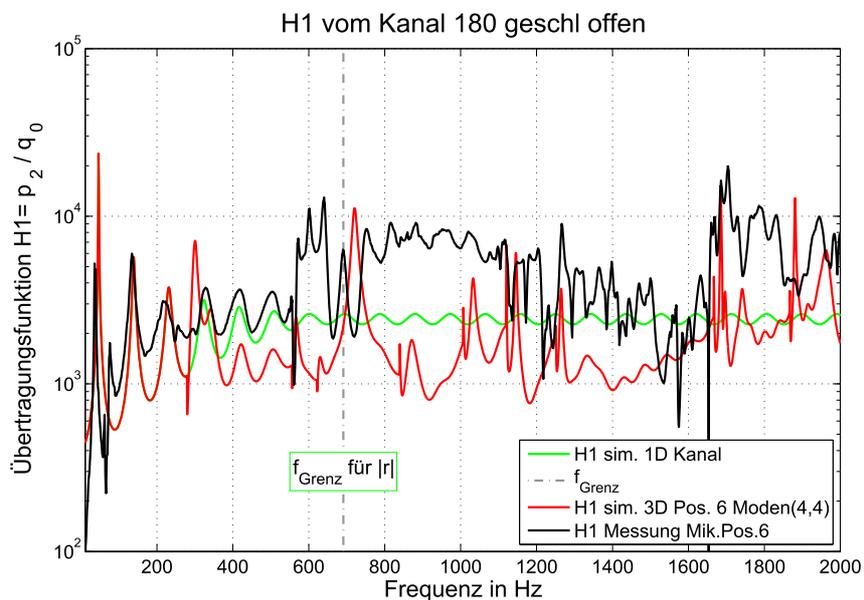


Abb. B.5: Vergleich der berechneten und gemessenen Werte für die Übertragungsfunktion  $H1$  des Kanals mit einer Länge von  $l = 1,8$  m, quellseitig geschlossen und an der Mikrofonposition 6

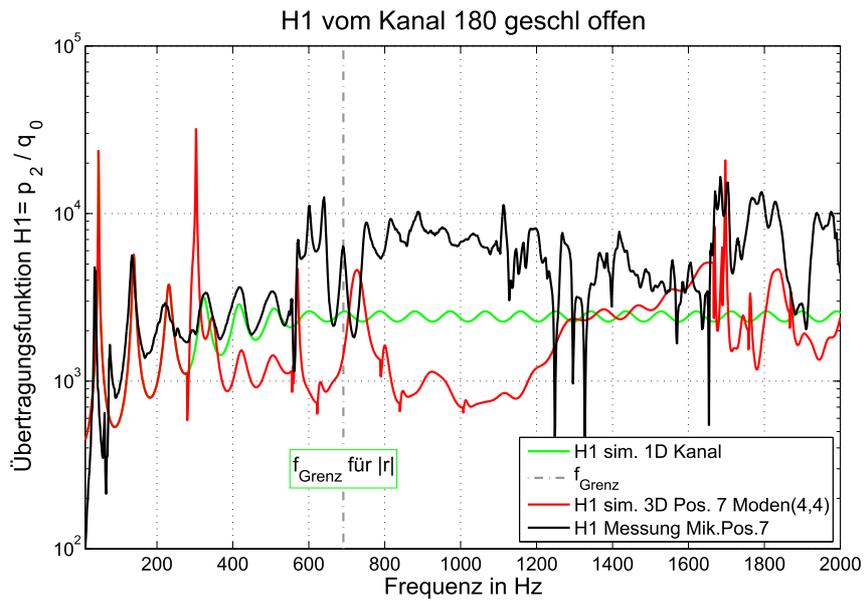


Abb. B.6: Vergleich der berechneten und gemessenen Werte für die Übertragungsfunktion  $H1$  des Kanals mit einer Länge von  $l = 1,8$  m, quellseitig geschlossen und an der Mikrofonposition 7

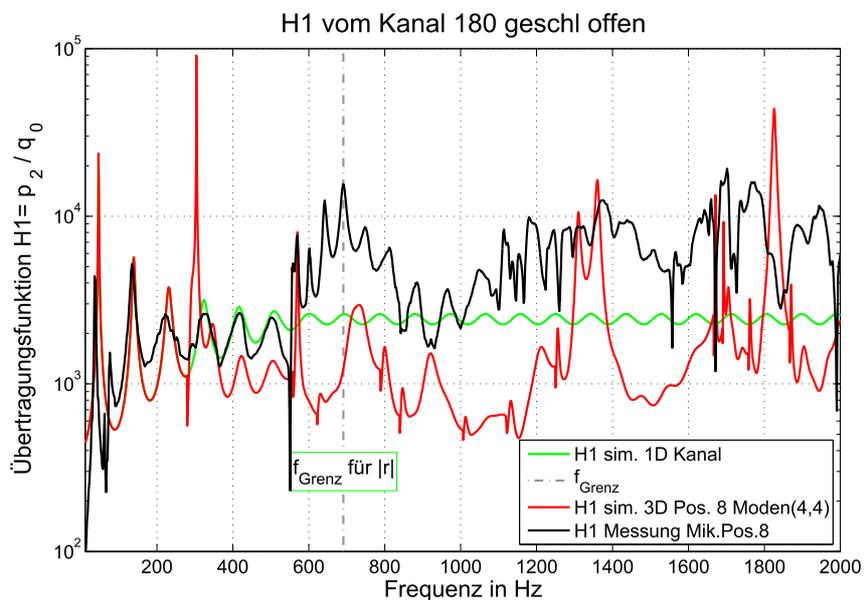


Abb. B.7: Vergleich der berechneten und gemessenen Werte für die Übertragungsfunktion  $H1$  des Kanals mit einer Länge von  $l = 1,8$  m, quellseitig geschlossen und an der Mikrofonposition 8

## B.2 Übertragungsfunktionen des Kanals 162 an den Mikrofonpositionen 2-8, quellseitig geschlossen

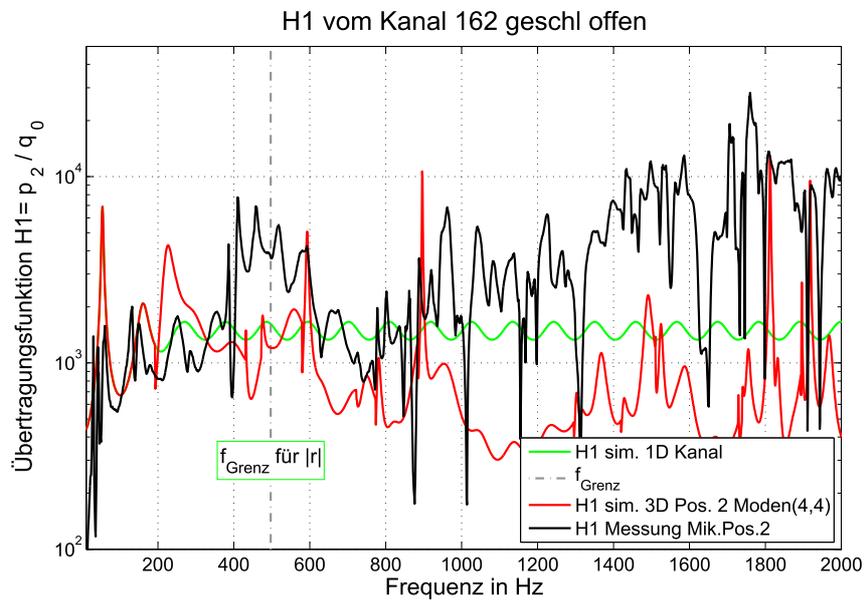


Abb. B.8: Vergleich der berechneten und gemessenen Werte für die Übertragungsfunktion  $H1$  des Kanals mit einer Länge von  $l = 1,62$  m, quellseitig geschlossen und an der Mikrofonposition 2

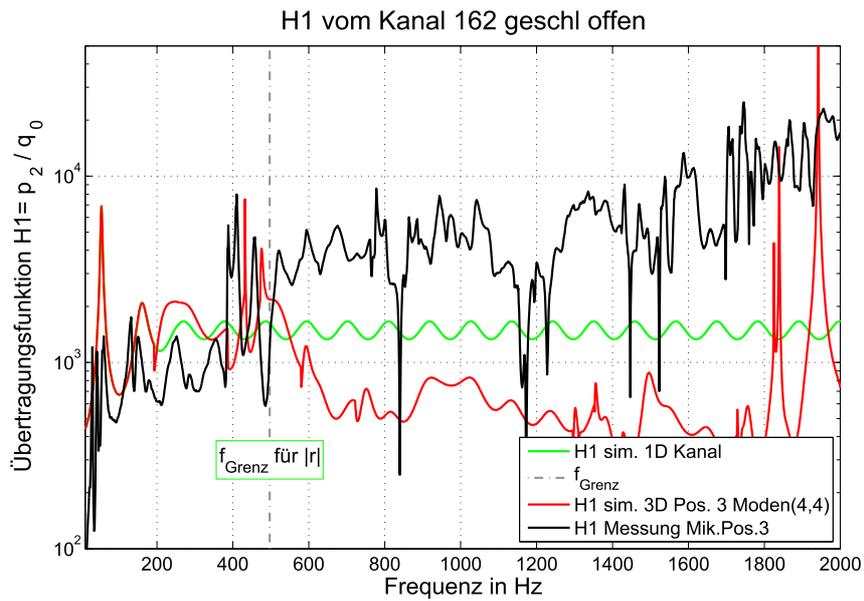


Abb. B.9: Vergleich der berechneten und gemessenen Werte für die Übertragungsfunktion H1 des Kanals mit einer Länge von  $l = 1,62$  m, quellseitig geschlossen und an der Mikrofonposition 3

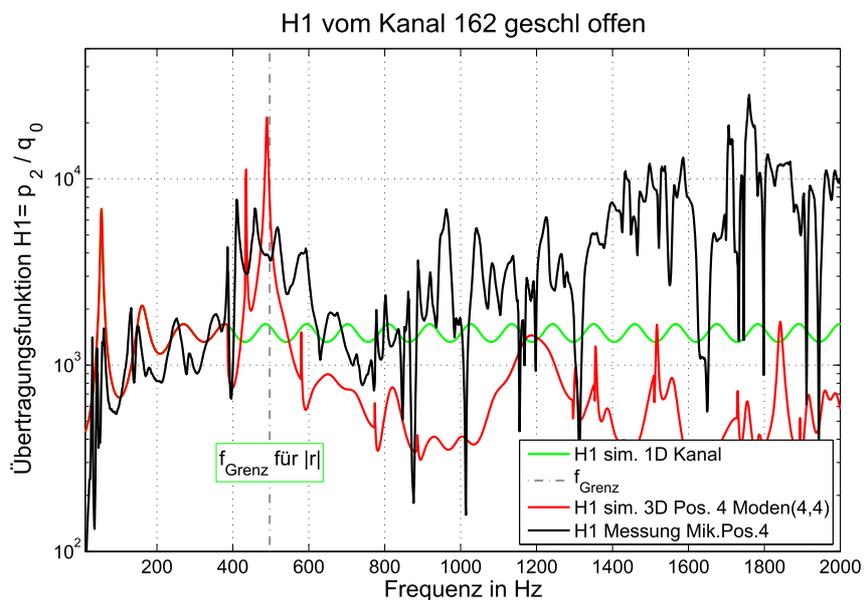


Abb. B.10: Vergleich der berechneten und gemessenen Werte für die Übertragungsfunktion H1 des Kanals mit einer Länge von  $l = 1,62$  m, quellseitig geschlossen und an der Mikrofonposition 4

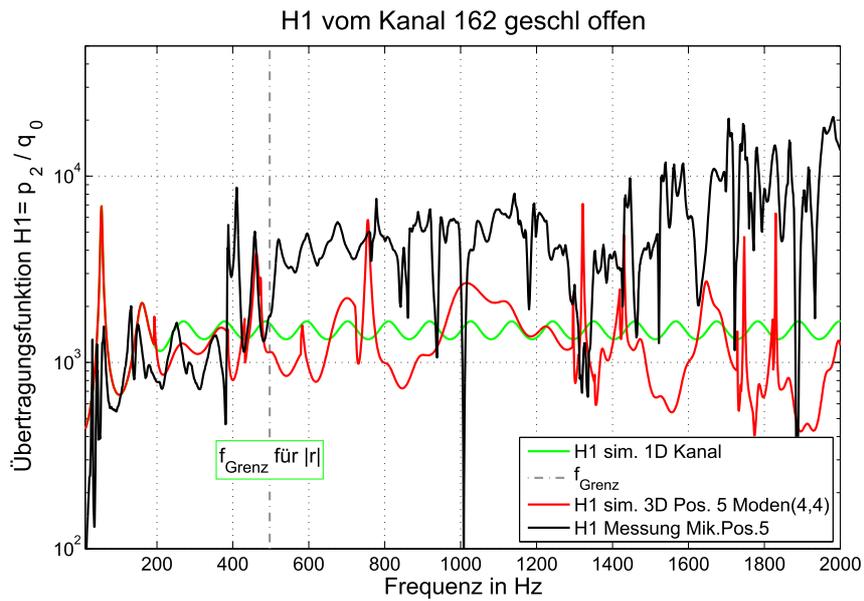


Abb. B.11: Vergleich der berechneten und gemessenen Werte für die Übertragungsfunktion  $H1$  des Kanals mit einer Länge von  $l = 1,62$  m, quellseitig geschlossen und an der Mikrofonposition 5

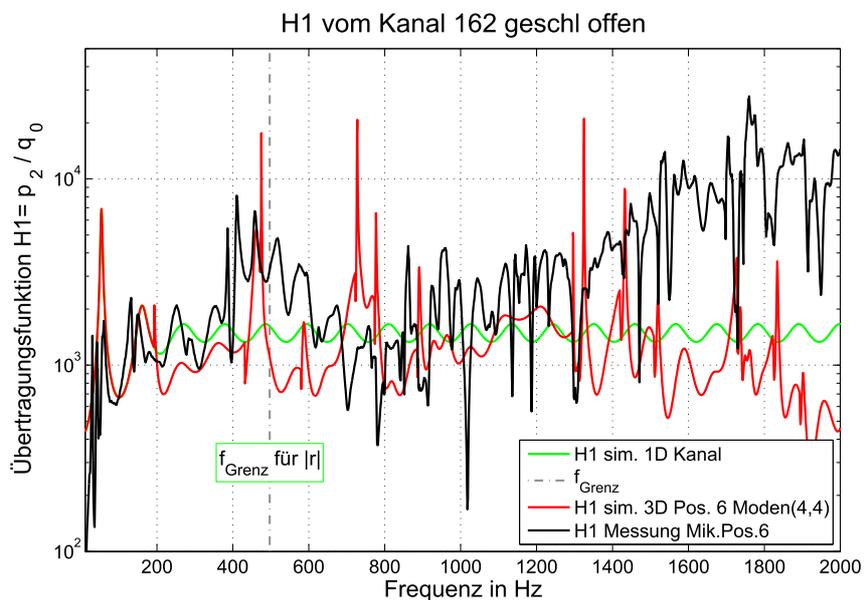


Abb. B.12: Vergleich der berechneten und gemessenen Werte für die Übertragungsfunktion  $H1$  des Kanals mit einer Länge von  $l = 1,62$  m, quellseitig geschlossen und an der Mikrofonposition 6

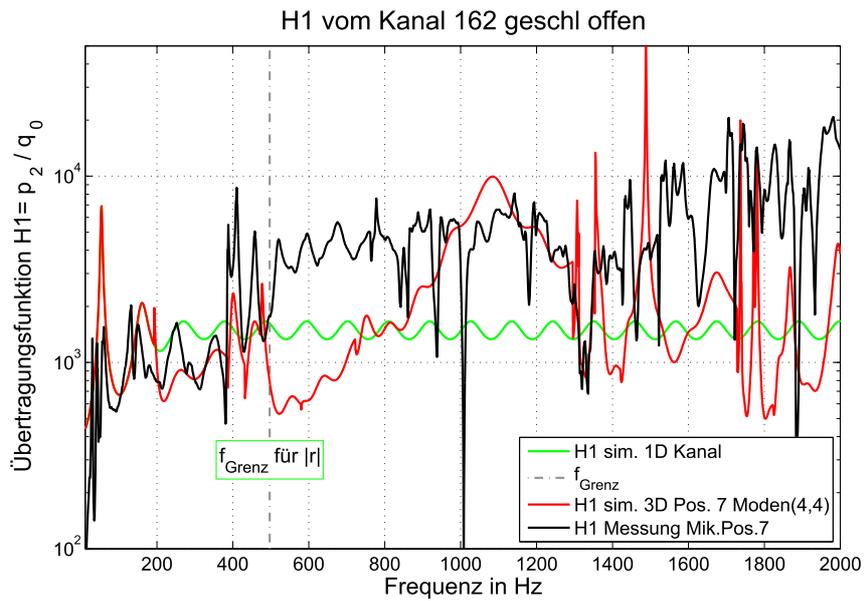


Abb. B.13: Vergleich der berechneten und gemessenen Werte für die Übertragungsfunktion H1 des Kanals mit einer Länge von  $l = 1,62$  m, quellseitig geschlossen und an der Mikrofonposition 7

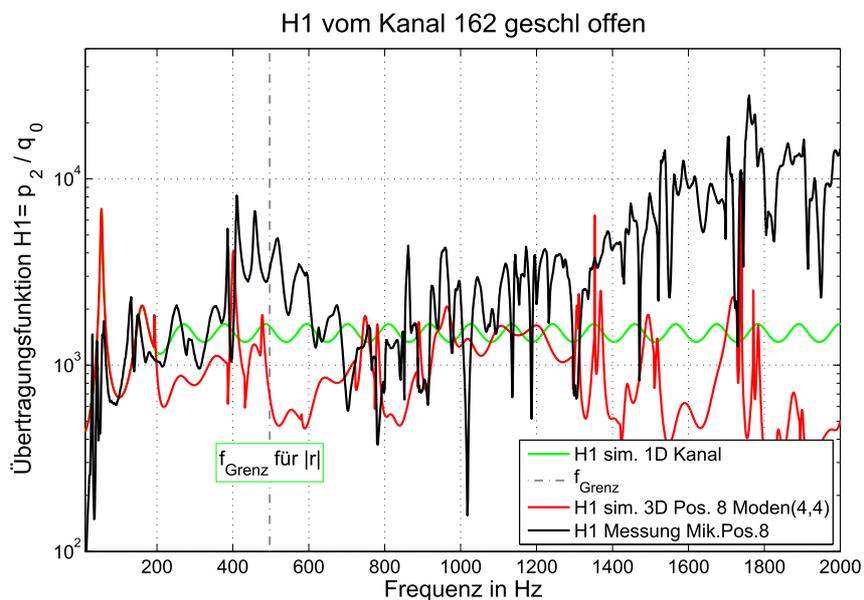


Abb. B.14: Vergleich der berechneten und gemessenen Werte für die Übertragungsfunktion H1 des Kanals mit einer Länge von  $l = 1,62$  m, quellseitig geschlossen und an der Mikrofonposition 8

## Anhang C: Betrachtung der Kanalwandung

### C.1 Eigenfrequenzen der Kanalwand

Die Eigenfrequenzen der Kanalwandung beeinflussen das Schallfeld im Inneren des Kanals. Somit bewirkt die Bündelung der Eigenmoden (0,1); (1,1) und (3,0) der oberen und unteren Kanalwand und die Eigenmode (3,0) der seitlichen Wand einen Einbruch des Schallfeldes bei einer Frequenz von ca. 65 Hz (vgl. Abbildung C.1).

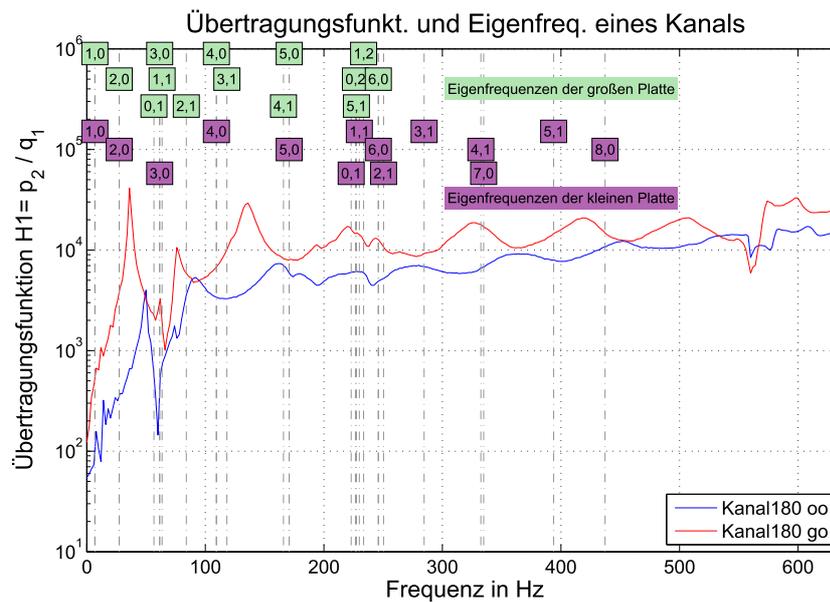


Abb. C.1: Eigenfrequenzen der Kanalwandung

Dieser Effekt ist unabhängig von der Öffnung auf der Quellenseite und wurde mittels mehreren Messung wie folgt nachgewiesen.

Durch das Aufbringen einer Zusatzmasse wurde die obere Kanalwand belastet. Die Masse wurde nach einander an drei Positionen aufgebracht, um zu verhindern, dass nur ein Knoten der Biegewelle belastet wird. Des Weiteren wird durch das Aufbringen der Zusatzmasse die Eingangsimpedanz der Platte verändert und auch die Eigenfrequenzen.

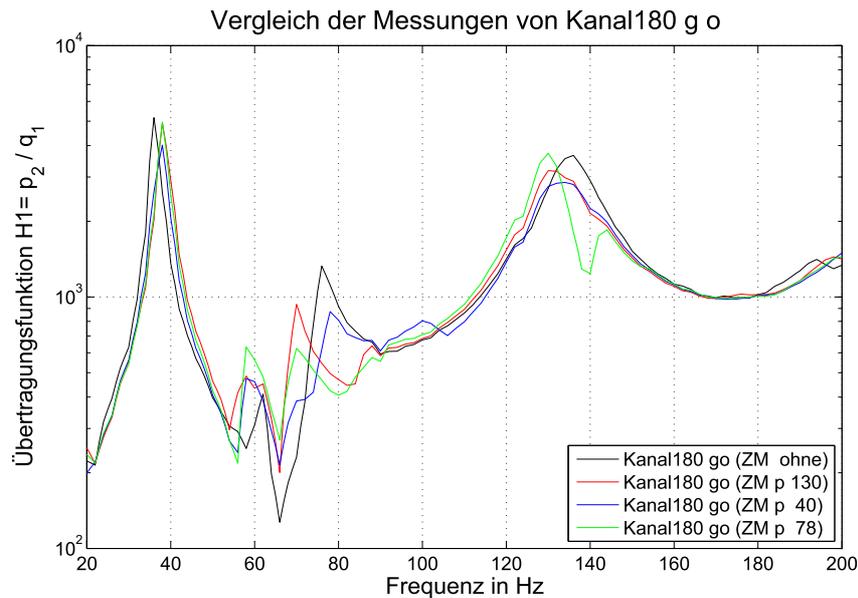


Abb. C.2: Auswirkung der aufgebracht Zusatzmasse an verschiedenen Positionen

In der Abbildung C.2 ist deutlich zu erkennen, dass das Aufbringen der Zusatzmasse den Einbruch im Frequenzverlauf verringert. Die Zusatzmasse war ein zylinderförmiger Gegenstand mit einer Höhe von  $h = 14,2$  cm; einem Durchmesser von  $d = 19,7$  cm und einer Masse von  $m = 34,3$  kg. Die Position der Masse wurde vom mikrofonseitigem Kanalende gemessen und in cm hinter dem Buchstabe „p“ in der Legende angegeben. Somit werden die in Abbildung C.1 gezeigten Moden der Kanalwandung nicht mehr so stark angeregt und der Einbruch in der Übertragungsfunktion ist auf die Anregung der Kanalwände zurückzuführen.

## C.2 Koinzidenzgrenzfrequenz für Luftschallabstrahlung

Die Koinzidenzfrequenz beschreibt das Verhältnis der Biegewellenlänge zu der Luftschallwellenlänge.

$$f_{gr} = \frac{c_0^2}{2\pi} \sqrt{\frac{m''}{B'}}$$

mit

$$m'' = \rho \cdot h \quad \text{und} \quad B' = \frac{E \cdot h^3}{12(1 - \mu^2)}$$

Zur Berechnung der Koinzidenzgrenzfrequenz für die verwendete Spanplatte mit einer Dicke  $h = 2,5$  cm wurden die folgenden Werte aus [Pav08, Wik01] entnommen:

$$\rho = 650 \text{ Kg/m}^3 \quad \mu = 0,25 \quad E = 1600 \text{ N/mm}^2.$$

Somit ergibt sich ein Wert für  $f_{gr}$  von:

$$f_{gr} \approx 1600 \text{ Hz}$$

Ab dieser Grenzfrequenz  $f_{gr}$  kann von der Platte Luftschall angeregt und in den Kanal abgestrahlt werden. Dieser wird bei der messtechnischen Erfassung des Schalldrucks am Kanalende zwangsläufig mit gemessen.

## Anhang D: Bezeichnung der Schalleistungspegel für Ventilatoren

Die Schalleistungspegel werden in der DIN DIN 45635 Teil 38 (1986) wie folgt unterschieden.

- $L_{W1}$  Ventilator- Gesamtschalleistungspegel,  
ist die insgesamt (über Ansaug- und Ausblasöffnung) in die freie Umgebung abgestrahlte Schalleistung.
- $L_{W2}$  Gehäuse- Schalleistungspegel,  
ist die vom Gehäuse an die Umgebung abgestrahlte Schalleistung.
- $L_{W3}$  oder  $L_{W4}$  Ansaug- oder Ausblas- Kanalschalleistung,  
ist die in angeschlossenen Kanäle abgestrahlte Schalleistung.
- $L_{W5}$  oder  $L_{W6}$  Freiansaug- oder Freiausblas- Schalleistungspegel,  
ist die von Ansaug- oder Ausblasöffnungen in die freie Umgebung abgestrahlte Schalleistung.
- $L_{W7}$  Gehäuse- und Freiansaug- Schalleistungspegel,  
ist die vom Gehäuse und von der Ansaugöffnung in die frei Umgebung abgestrahlte Schalleistung.
- $L_{W8}$  Gehäuse- oder Freiausblas- Schalleistungspegel,  
ist die vom Gehäuse und von der Ausblasöffnung in die frei Umgebung abgestrahlte Schalleistung.

## Anhang E: Werte der abgeschätzten Schalleistung eines Radialventilators

In diesem Abschnitt werden die beiden Varianten mit den Messungen verglichen. Für die Berechnungen wurden die Werte aus der Tabelle 6.3 verwendet.

		Schalleistungspegel für den 280er Ventilator ( $2550 \text{ min}^{-1}$ )							
$f_{m,Okt}$	[Hz]	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
$\Delta L_{D,Var1}$	[dB]			0,15					
$L_{W,Okt,Var1}$	[dB]	60,1	59,6	58,5	56,0	52,6	48,5	44,2	39,7
$L_{W,Var2}$	[dB]	100,8							
$\Delta L_{Okt,Var2}$	[dB]	-5,0	-5,2	-6,3	-8,3	-11,2	-15,0	-19,7	-25,3
$\Delta L_{D,Var1}$	[dB]	6							
$L_{W,Okt,Var2}$	[dB]	95,8	95,6	100,5	92,5	89,6	85,8	81,1	75,5

Tabelle E.1: Vergleich der Oktav- Schalleistungspegel des 280er Ventilators bei  $2550 \text{ min}^{-1}$  zwischen nach Variante 1 und 2 abgeschätzten Werten

		Schalleistungspegel für den 280er Ventilator ( $3180 \text{ min}^{-1}$ )							
$f_{m,Okt}$	[Hz]	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
$\Delta L_{D,Var1}$	[dB]				0,04				
$L_{W,Okt,Var1}$	[dB]	63,5	63,0	62,0	60,1	57,0	53,1	48,8	44,4
$L_{W,Var2}$	[dB]	105,3							
$\Delta L_{Okt,Var2}$	[dB]	-5,2	-5,1	-5,9	-7,6	-10,2	-13,7	-18,1	-23,4
$\Delta L_{D,Var1}$	[dB]	6							
$L_{W,Okt,Var2}$	[dB]	100,1	100,2	99,4	103,7	95,1	91,6	87,2	81,9

Tabelle E.2: Vergleich der Oktav- Schalleistungspegel des 280er Ventilators bei  $3180 \text{ min}^{-1}$  zwischen nach Variante 1 und 2 abgeschätzten Werten

		Schalleistungspegel für den 400er Ventilator ( $1580 \text{ min}^{-1}$ )							
$f_{m,Okt}$	[Hz]	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
$\Delta L_{D,Var1}$	[dB]			0,32					
$L_{W,Okt,Var1}$	[dB]	59,6	58,6	56,6	53,8	49,6	45,3	40,9	36,4
$L_{W,Var2}$	[dB]	103,5							
$\Delta L_{Okt,Var2}$	[dB]	-5,4	-6,6	-8,8	-11,9	-15,8	-20,7	-26,5	-33,2
$\Delta L_{D,Var1}$	[dB]			6					
$L_{W,Okt,Var2}$	[dB]	98,1	96,9	100,7	91,6	87,7	82,8	77	70,3

Tabelle E.3: Vergleich der Oktav- Schalleistungspegel des 400er Ventilators bei  $1580 \text{ min}^{-1}$  zwischen nach Variante 1 und 2 abgeschätzten Werten

## Anhang F: Weiteres $\Delta p - \dot{V}$ - Diagramm

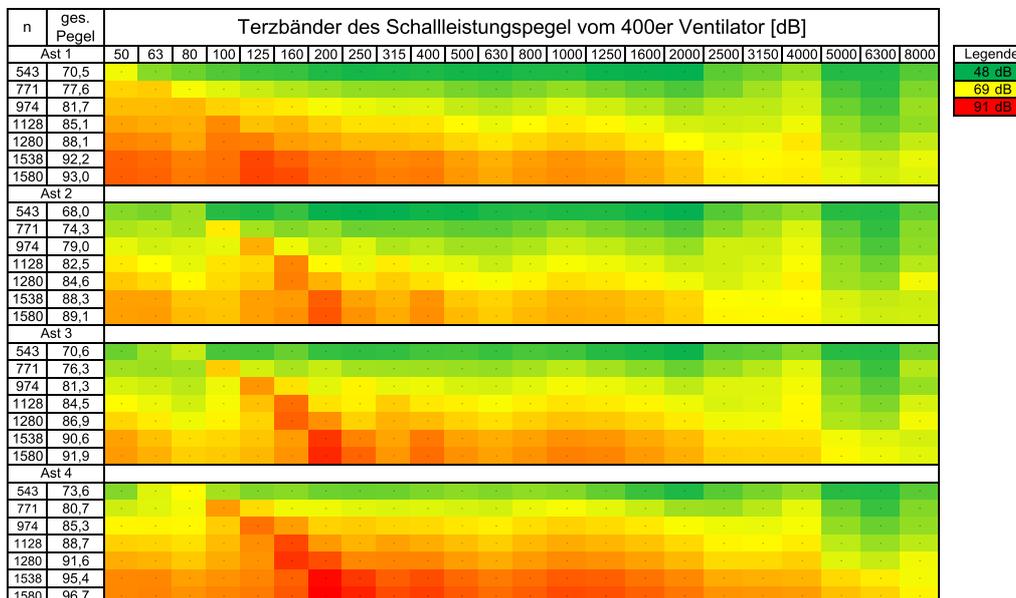


Abb. F.1: Terzbänder der Schalleistung bei variabler Drehzahl und variablen Volumenstrom des 400er Ventilators,  $[n] = \text{min}^{-1}$ , ges. Pegel in dB

## Erklärung

Hiermit erkläre ich, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig und nur unter Verwendung der angegebenen Literatur und Hilfsmittel angefertigt habe.

Stellen, die wörtlich oder sinngemäß aus Quellen entnommen wurden, sind als solche kenntlich gemacht.

Diese Arbeit wurde in gleicher oder ähnlicher Form noch keiner anderen Prüfungsbehörde vorgelegt.

Herr B. Sc. Philipp Truxa

Dresden, 30. Oktober 2012